**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung

**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

**Band:** 115/116 (1940)

**Heft:** 2

**Artikel:** Leistungsversuche an einer Gleichdruck-Gasturbine der A.G. Brown, Boveri & Cie. in Baden

**Autor:** Stodola, A.

**DOI:** https://doi.org/10.5169/seals-51121

**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:** 15.07.2025

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

INHALT: Leistungsversuche an einer Gleichdruck-Gasturbine der A. G. Brown, Boveri & Cie. in Baden. — Die Brown Boveri-Verbrennungsturbine an der LA. — Wettbewerb für ein Kurpark-Theater in Baden. — Kriegsgeologie. — Mitteilungen: Ueber Zerstörungen und Wiederaufbau der Weichselbrücken. «Wenn die Rhone schiffbar wäre». Die Dieselschlepper «Zürich» und «Uri» auf dem Rhein. Wasserabfluss bei Zerstörung von Flusswehren. Eidg. Technische Hochschule. — Nekrologe: Alex. v. Steiger. Arnold Altwegg. — Literatur. — Wettbewerbe: Verwaltungsgebäude der Schweiz. Nationalversicherungsgesellschaft in Basel. Strassenbrücke über die Gürbetalbahn in Bern.
Mitteilungen der Vereine.
Sitzungs- und Vortrags-Kalender.

Band 115 Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet Nr. 2

# Leistungsversuche an einer Gleichdruck-Gasturbine der A. G. Brown, Boveri & Cie. in Baden

Von Prof. Dr. A. STODOLA, Zürich

Die untersuchte Gasturbinenanlage der Firma Brown, Boveri & Cie. in Baden ist eine Verbrennungsturbine und besteht nur aus den einfachsten, unumgänglich notwendigen Bestandteilen, nämlich dem Gebläse, der Verbrennungskammer, der Turbine (mit direktem Auspuff) und dem Stromerzeuger. Der Verzicht auf jede weitere Zutat, wie z. B. einen Wärmeaustauscher zwischen Abgasen und der verdichteten Verbrennungsluft, ist begründet durch den Umstand, dass die Turbine für eine bombensichere Zentrale bestimmt ist, die nur wenige Stunden im Jahr betrieben wird, sodass eine Erhöhung der Anschaffungskosten zu Gunsten eines besseren Wirkungsgrades sich nicht gelohnt hätte.

Aber auch mit dieser einfachsten Ausführung ergaben die Versuche einen Wirkungsgrad von 17,38 %, bezogen auf die im Brennstoff eingeführte Wärme und das Wärmeäquivalent der elektrischen Leistung des Generators, ein Wirkungsgrad, der in zahlreichen Fällen zusammen mit den mannigfachen baulichen Vorteilen die Turbine wettbewerbfähig macht, wozu auch noch der Umstand, dass die Turbine kein Wasser braucht, wesentlich beiträgt.

Der Verbrennungsgasturbine eröffnen sich heute Verwirklichungsmöglichkeiten, die vor kurzem noch unmöglich schienen, durch die Verbesserung des Gebläsewirkungsgrades einerseits und die der wärmefesten Baustoffe anderseits. Die von Brown, Boveri vor sieben Jahren in Verbindung mit dem Veloxkessel entwickelten Axialgebläse erlauben eine Verbesserung des Gasturbinen-Prozesses im Verhältnis 1 : 1,65 gegenüber den mit Zentrifugalgebläsen bestenfalls erreichbaren Werten, während die Erhöhung der Temperatur bei gleicher Kriechfestigkeit, die uns die Metallurgen durch die Schaffung wärmefesterer Baustoffe möglich gemacht haben, rd. 1 : 1,18 Verbesserung gebracht hat.

Ohne diese Mittel blieb für die Verwirklichung der Gasturbine nur der Weg der Explosionsturbine offen, den Holzwarth in Erkenntnis dieser Umstände schon 1905 beschritten und seither in zäher, opferwilliger Arbeit verfolgt hat, bis 1933 in Zusammenarbeit mit Brown, Boveri & Cie. eine betriebsfähige Explosionsturbinenanlage entstand. Deren Ergebnisse haben vor rd. 1 ½ Jahren zur Bestellung einer 5000 kW Einheit durch die Aug. Thyssen-Hütte in Hamborn geführt. Aus der Fülle sonstiger Gasturbinen-Patente sei übrigens nur auf die Ideen von Ackeret und Keller hingewiesen [1]).

[1]) Siehe *J. Ackeret* und *C. Keller*: «Eine aerodynamische Wärmekraft-Anlage», «SBZ», Bd. 113, Nr. 19, S. 229*.

Die Firma Brown, Boveri & Cie. hat anlässlich der Entwicklung des Veloxkessels und der Aufladeanlagen auf die wissenschaftliche Erforschung der strömungstechnischen Fragen und der konstruktiven Ausgestaltung der Turbine und der Axialgebläse grösste Sorgfalt gewendet. Als Ergebnis dieser Forschungsarbeit ist die hier beschriebene Anlage anzusehen, deren Einzelwirkungsgrade die höchsten bis heute erreichten Beträge darstellen.

In der schematischen Zusammenstellung Abb. 1 ist *a* das Gebläse, welches die Luft auf 3 ÷ 4 ata verdichtet. Die Trommel wird durch Schrumpf und Schweissung auf den Achsenstummel befestigt. Die Form des Ausströmkanals ermöglicht, wie Modellversuche zeigten, die Rückumwandlung von kinetischer Energie in Druck. In der Brennkammer *b* wird der Luft beim Eintritt durch Leitschaufeln eine mässige Drehbewegung erteilt. Um die Verbrennungstemperatur auf etwa 1400° C zu steigern, dient nur ein Teil der Gesamtluft zur Unterhaltung der Verbrennung, den Rest mischt man nachträglich den Brenngasen bei.

Die Turbine ist mit vielstufiger Ueberdruckschaufelung versehen. Der Läufer, Abb. 2, besteht aus zwei, mit den Wellenenden je aus einem Stück geschmiedeten Endscheiben und einer bohrungslosen, die Form gleicher Festigkeit wahrenden Mittelscheibe, die nach dem bekannten Verfahren der Erbauerin mit den Nachbarscheiben längs der Umfänge verschweisst wird. Dieses Verfahren bietet ausser den Vorteilen der ungebohrten Scheibe gleicher Festigkeit an sich, bauliche Vorzüge durch den Wegfall der bei durchgehender Welle unvermeidlichen Schrumpfungen, Keile und Keilnuten, die bei den hohen Temperaturen besonders unerwünscht sind. Der Läufer besteht aus gut durchschmiedbaren Teilen, und der weite Abstand der Schweisstellen von der Axe führt zu geringen Beanspruchungen der Schweissnähte durch Biegungen und Schwingungen des Läufers; daher hat sich das Verfahren an den zahlreichen Turbinenausführungen der Firma als zuverlässig und einwandfrei erwiesen. Der Unterschied der Axialschübe von Turbine und Gebläse wird durch ein gemeinsames Blocklager aufgenommen.

Bei einer Gesamtlänge des Gehäuses zwischen den Aussenkanten der Lager von über 2 m ist bei 550° C Anfangstemperatur des Gases die Gesamtdehnung begreiflicherweise erheblich, der Unterschied in der Dehnung des Gehäuses und der Welle, wohl als Folge der isolierenden Luftschichten, jedoch geringfügig. Die Dichtungsringe der Stopfbüchsen bestehen aus dünnen Eisenblechen, die in Nuten eingestemmt werden.

Zu den am 7. Juli 1939 in den Werkstätten der Firma in Baden unter meiner persönlichen Leitung vorgenommenen Versuchen wurden zum Zwecke der Brennstoffbestimmung der, amtlichen Charakter besitzende Schweizerische Verein von Dampfkessel-Besitzern und zum Zwecke der Ermittlung der elektrischen Leistung die gleichqualifizierten Technischen Prüfanstalten des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins in Zürich beigezogen. Die Temperatur- und Druckmessungen wurden vom Personal der Firma besorgt. Die Heizwertbestimmung des Brennstoffes besorgte die Eidgen. Materialprüfungsanstalt, Abteilung Brenn- und Kraftstoffe.

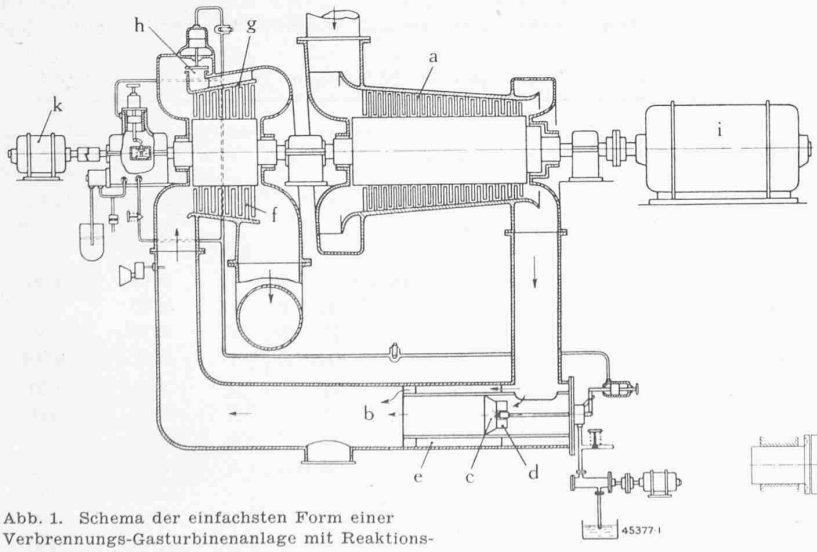



Abb. 1. Schema der einfachsten Form einer Verbrennungs-Gasturbinenanlage mit Reaktions-Gasturbine und Axialgebläse für Oelfeuerung. — a Axialgebläse, b Brennkammer, c Brennstoffdüse, d Drallkörper, e Kühlluftmantel, f Gasturbinenschaufeln, g Gasturbine, h Sicherheitsventil, i Generator, k Anwurfmotor

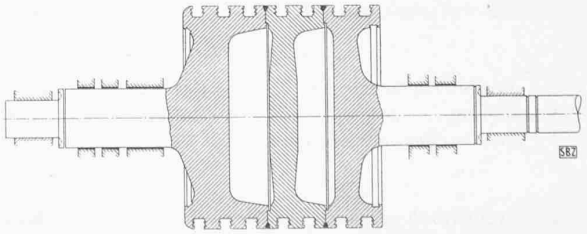



Abb. 2. Schnitt durch den Turbinen-Läufer BBC

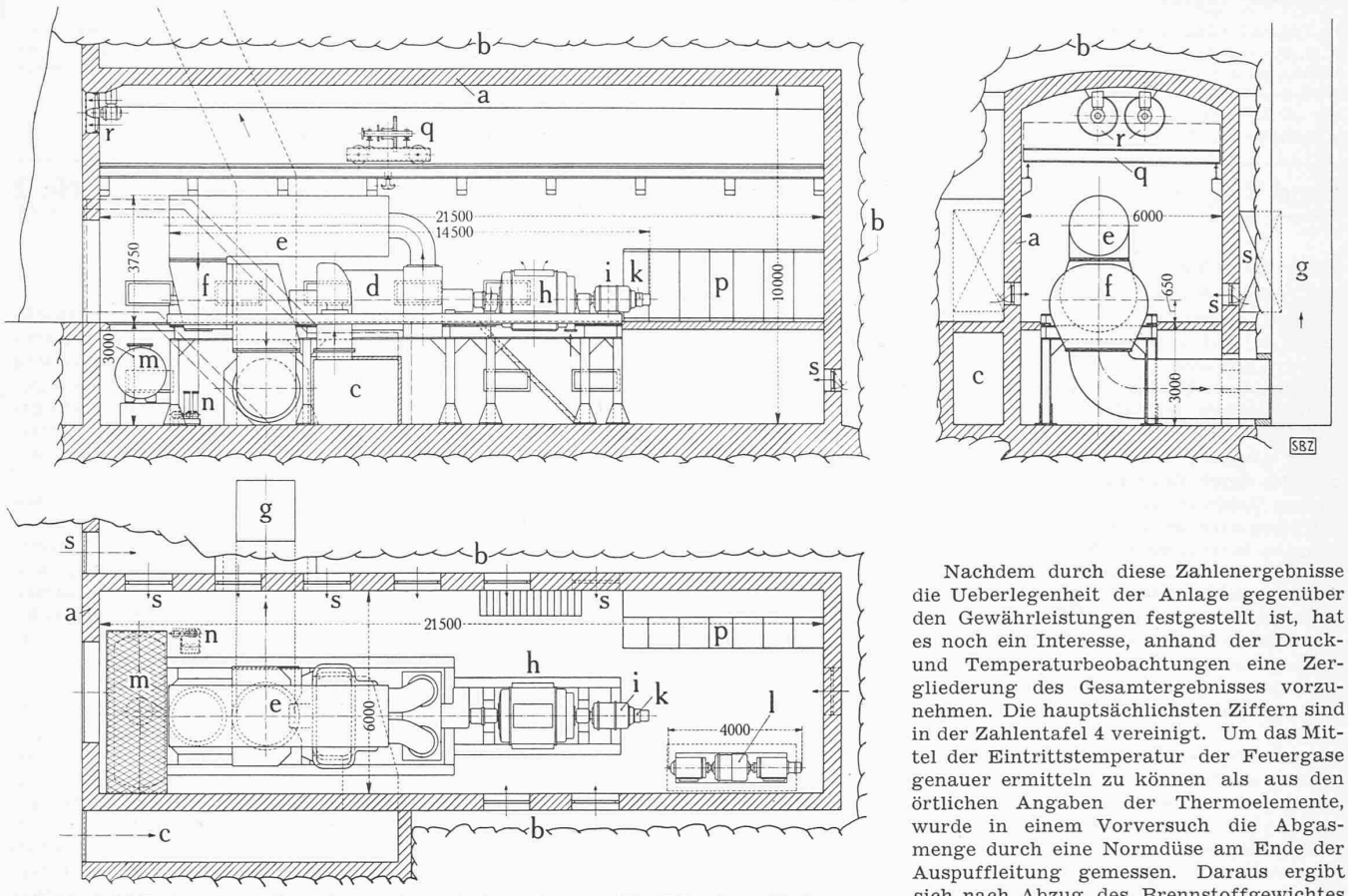



Abb. 3. BBC-Verbrennungs-Gasturbinenanlage mit Generator von 4000 kW in einem Stollen.
a Gebäude, b Aushub im Felsen, c Brennluftsaugkanal, d Luftverdichter, e Brennkammer, f Gasturbine, g Abgaskamin, h Elektrischer Generator, i Anwurfmotor, k Erreger, l Anwurf-Dieselgruppe, m Brennstoffbehälter, n Brennstoffpumpe, p Schalttafel, q Laufkran, r Ventilator für Raumbelüftung, s Raumlufteintritt

Der verwendete Brennstoff wurde durch Wägung mit geeichter Schiebegewichtswaage aus einem grösseren Gefäss, das den Vorrat für mehr als eine Stunde Versuchsdauer enthielt, bestimmt, mit Ablesungen alle zehn Minuten. Die elektrische Leistung an den Klemmen des Drehstromerzeugers wurde durch Präzisions-kWh-Zähler gemessen, mit zweiminutlicher Ablesung. Ueber die Messergebnisse geben nachfolgende Zahlentafeln 1 und 2 Auskunft.

*Der Wirkungsgrad der Anlage*

Um den Verdichtungsgrad der während der Versuche Nr. II bzw. Nr. III herrschenden Lufttemperatur von 25,3 bzw. 26,0 ° C anzupassen, wurde die Drehzahl auf 3020 bzw. 3030 U/min eingestellt. Es gelten alsdann die Beobachtungswerte der Zahlentafel 3.

Nachdem durch diese Zahlenergebnisse die Ueberlegenheit der Anlage gegenüber den Gewährleistungen festgestellt ist, hat es noch ein Interesse, anhand der Druck- und Temperaturbeobachtungen eine Zergliederung des Gesamtergebnisses vorzunehmen. Die hauptsächlichsten Ziffern sind in der Zahlentafel 4 vereinigt. Um das Mittel der Eintrittstemperatur der Feuergase genauer ermitteln zu können als aus den örtlichen Angaben der Thermoelemente, wurde in einem Vorversuch die Abgasmenge durch eine Normdüse am Ende der Auspuffleitung gemessen. Daraus ergibt sich nach Abzug des Brennstoffgewichtes die vom Gebläse angesaugte Luftmenge, und es konnte eine Volumen-Drehzahlkurve des Gebläses aufgestellt werden. Für die Gas-Turbine benützte man die angenäherte

Ausflussformel: $$G = C \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2}$$

deren Festwert aus dem Düsenmessversuch bestimmt wurde. Aus der Gleichung, dass der Heizwert zur Erwärmung der Luftmenge zwischen Austritt aus Gebläse und Eintritt in die Turbine (mit Vernachlässigung der Strahlungsverluste) dient, kann die Eintritts-Temperatur bestimmt werden. Aus den Temperaturen folgen die angeführten Einzel-Wirkungsgrade. Dabei gilt für den Anfangsdruck des Gebläses der innerhalb der Saugstutzen sich einstellende kleine Unterdruck, da die Luft aus örtlichen Gründen durch einen Holzkanal zugeführt wurde. Als Lagerreibung, Stopfbüchsenverlust und Wärmeverlust an die Umgebung wurden 2 % abgezogen. Der Kaminverlust musste infolge Fehlanschluss der Messvorrichtung rechnerisch bestimmt werden. Bei etwa 15 m

**Zahlentafel 1: Versuchsergebnisse**

| Pos. | Versuch No. | | I | II | III |
|---|---|---|---|---|---|
| | Versuchsbelastung | | Leer-lauf | rd. 4000 kW | rd. 3000 kW |
| 1 | Datum des Versuches | | 7. 7. 39 | 7. 7. 39 | 7. 7. 39 |
| 2 | Dauer des Versuches | min | 15 | 60 | 30 |
| | **Brennstoff-Messungen** | | | | |
| 3 | Art des Heizöles | | | Gasöl | |
| 4 | Gehalt an Feuchtigkeit | % | | 0,0 | |
| 5 | Gehalt an Asche | % | | 0,0 | |
| 6 | Elementaranalyse C | % | | 86,80 | |
| | „ H | % | | 12,45 | |
| | „ S | % | | 0,66 | |
| 7 | unterer Heizwert | Cal/kg | | 10143 | |
| 8 | oberer „ | Cal/kg | | 10846 | |
| 9 | spezifisches Gewicht bei 20 ° C | kg/l | | 0,851 | |
| 10 | „ „ „ 25 ° C | „ | | 0,848 | |
| 11 | „ „ „ 30 ° C | „ | | 0,845 | |
| 12 | **Brennstoffverbrauch der Gas-Turbine, berichtigt** | kg/h | **822,0** | **1967,5** | **1654,9** |

**Zahlentafel 2: Elektrische Messungen**

| Versuch No. | | | II | III |
|---|---|---|---|---|
| Versuchsdauer | | | von bis $10^{10}$ $11^{10}$ | von bis $11^{25}$ $11^{55}$ |
| Erreger- Strom | | A | 130,8 | 108,4 |
| Spannung | | V | 102,7 | 84,9 |
| Leistung | | kW | 13,4 | 9,2 |
| Generator- Spannung | Phase T — S | V | 6611 | 6724 |
| | R — S | V | 6580 | 6716 |
| | R — T | V | 6616 | 6691 |
| | Mittel | V | 6602 | 6710 |
| Strom | R | A | 363 | 270 |
| | S | A | 343 | 256 |
| | T | A | 349 | 261 |
| | Mittel | A | 352 | 262 |
| cos $\varphi$ | | | 0,998 | 0,999 |
| Leistung aus Wattmeterablesung | | kW | 4015 | 3041 |
| | | kWh | 4015 | 1521 |
| Energieabgabe aus | Zähler- | kW | **4021** | **3057** |
| | ablesung | kWh | **4021** | **1529** |

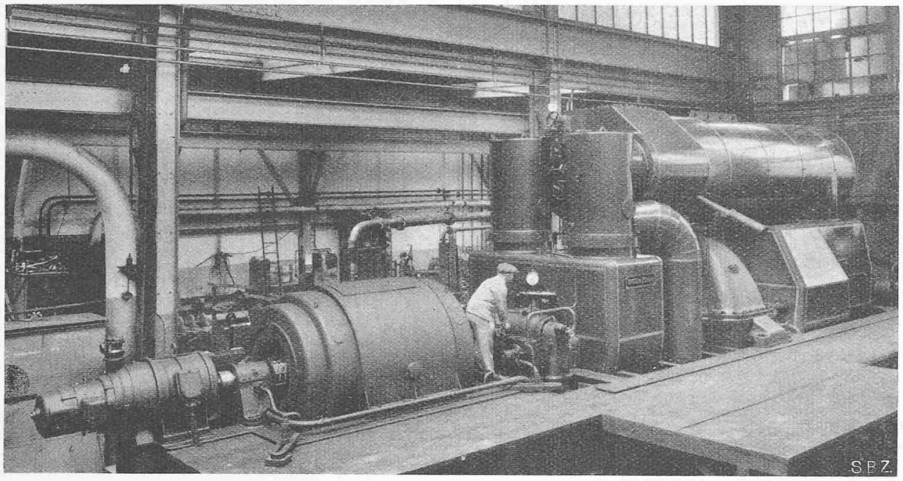



Abb. 4. Die 4000 kW Gasturbinengruppe auf dem Prüfstand von Brown, Boveri & Cie., Baden

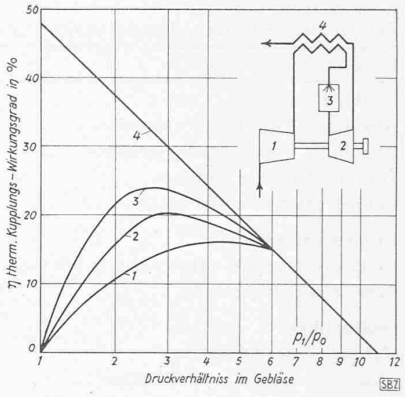



Abb. 5. Wirkungsgrad einer Verbrennungsgasturbine von 1000 kW Leistung an der Kupplung in Funktion der Wärmeaustauschergrösse

Temperatur von Gasturbine 550 °C, Temperatur der Luft 20 °C, Oberfläche des Wärmeaustauschers für 1000 kW bei längsdurchströmten Rohren

| | |
|---|---|
| Kurve 1 = 0 m² | 1 = Gebläse |
| Kurve 2 = 500 m² | 2 = Gasturbine |
| Kurve 3 = 2000 m² | 3 = Brennkammer |
| Kurve 4 = ∞ m² (theor.) | 4 = W'austauscher |

Auspufflänge von 1800 mm ∅, 9 m Kaminlänge mit 2200 mm ∅ und 15 m Höhendifferenz mit drei in den Ecken die Umlenkung bewirkenden Schaufelsystemen ergab sich, nach Abzug der Saugwirkung, ein Widerstand von 28 mm WS. Diese genauere Ausrechnung erfolgte, weil am Orte der Aufstellung nahezu die selben Verhältnisse vorliegen, sodass eine Umrechnung wegen der Gewährleistung entbehrt werden konnte.

*Regulierversuche.*

Bei Aenderung der Belastung folgt die Brennstoffzufuhr unmittelbar der Einwirkung des Reglers und erlaubt Variationen von Vollast bis auf Leerlauf und umgekehrt. Die Geschwindigkeitsänderung wurde bei den Versuchen am Zifferblatt des Tachometers unmittelbar abgelesen. Die Ergebnisse sind die folgenden:

Entlastung von Vollast auf Leerlauf:

Vorübergehende Drehzahlzunahme . . 5,8 % in 22,5 sec
Dauernde „ 2,5 % in 1 min 48 sec

Belastung von Leerlauf auf Vollast (durch das Personal von BBC ausgeführt):

Vorübergehende Drehzahlabnahme . . . 5,0 % in 33 sec
Dauernde „ 2,65 % in 1 min 45 sec

Die Verbrennung bleibt hierbei vollkommen, ohne sichtbare Rauchbildung am Kamin.

Zahlentafel 3

| Versuch Nr. | | II | III |
|---|---|---|---|
| 1. Brennstoffverbrauch | kg/h | 1967,5 | 1654,9 |
| 2. Temperatur vor Gasturbine | ° C | 552 | 492 |
| 3. Nutzleistung an den Klemmen | kW | 4021 | 3057 |
| 4. „ „ der Kupplung | kW | 4184,3 | 3193,8 |
| 5. Gasölverbrauch pro kWh Klemmenleistung | kg | 0,489 | 0,541 |
| 6. Unterer Heizwert des Brennstoffes | kcal/kg | 10143 | 10143 |
| 7. Brennstoffwärme kcal pro kWh Klemmenleistung | Q | 4960 | 5500 |
| 8. Wirkungsgrad der Anlage $\frac{860}{Q}$ auf Klemmenleistung bezogen | % | 17,38 | 15,67 |
| 9. Wirkungsgrad der Anlage auf Kupplungsleistung bezogen | % | 18,04 | 16,37 |

Bei den der Gewährleistung zu Grunde liegenden Daten: Lufttemperatur 20° C, Drehzahl 3000 U/min ermitteln sich hieraus:

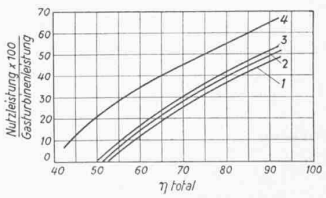
| | | | |
|---|---|---|---|
| 10. Leistung an den Klemmen | kW | 4000 | 3026 |
| 11. „ „ der Kupplung | kW | 4163 | 3162 |
| 12. Temperatur vor Gasturbine | ° C | 537 | 477 |
| 13. **Thermischer Wirkungsgrad auf Klemmenleistung bezogen** | % | **17,38** | **15,67** |
| 14. Thermischer Wirkungsgrad auf Kupplungsleistung bezogen | % | 18,04 | 16,37 |
| 15. Brennstoffverbrauch auf $Hu$ = 10 000 bezogen | kg/kWh | 0,496 | 0,549 |
| 16. Gewährleisteter Brennstoffverbrauch auf $Hu$ = 10 000 bezogen | kg/kWh | 0,528 | 0,573 |

Der therm. Wirkungsgrad von 17,38 % könnte gewiss durch Zwischenschaltung eines Luftvorwärmers oder etwa einer Abwärme-Dampfturbine erhöht werden. Die Erstellerin hat mit Vorbedacht hiervon Abstand genommen, um die verblüffende Einfachheit der Anlage nicht preiszugeben, die in sehr vielen Fällen der Praxis bei der soeben festgestellten Grösse des Wirkungsgrades für die Anwendung der Gasturbine ausschlaggebend sein wird. Neben der einfachen und zuverlässigen Bauart der die Turbinenanlage ausmachenden Teile: Gebläse, Verbrennungsraum, Turbine — kommt vor allem in Betracht die *Entbehrlichkeit jeglichen Kühlwassers*, die den Aufstellungsort unabhängig macht von jedem Wasservorkommen. Dann kommt ebenso wesentlich die Anschaffungskosten-Höhe in Betracht, einschliesslich die bedeutende Vereinfachung der Fundamente, der geringe Raumbedarf — also Verbilligung der Baukosten.

Mit Recht hat daher Dr. *Adolf Meyer* folgende *Anwendungsfälle*, wo die Gasturbine in den vorliegenden oder wenig abweichenden Ausführungsformen wettbewerbsfähig ist, hervorgehoben [2]).

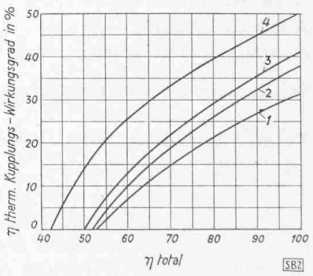
1. *Bereitschafts- und Spitzenlast-Turbinen*, insbesondere in den neuzeitlichen, beliebt werdenden Anlagen der Unterbringung von Kraftwerken in bombensicheren Unterkunftsräumen für gewisse Gruppen der Schlüsselindustrien. Für eine solche Anlage des Elektrizitätswerkes Neuchâtel ist die hier beschriebene Turbine bestimmt, deren Raumanordnung durch Abb. 3 und 4 veranschaulicht wird. Als Ergänzung der beschriebenen Teile ist nur ein kleiner Dieselmotor hinzuzufügen, der im Falle gänzlichen Ausfalls von Aussenstrom zum Anlassen der Turbine dient.

[2]) Vortrag vor der Institution of Mechanical Engineers, Februar 1939 in London. — Vgl. auch «SBZ» Bd. 114, S. 290.




Therm. Wirkungsgrad = Wärme-Aequivalent der Nettoleistung an der Kupplg. / eingeführ. Brennstoffwärme

1 = Nutzleistung × 100 / Gasturbinenleistung bei t vor Gasturbine = 550 ° C
2 = dsgl. bei t = 650 ° C
3 = dsgl. bei t = 800 ° C
4 = dsgl. bei t = 1200 ° C




1 = Therm. Kupplungswirkungsgrad bei 550 ° C vor Turbine
2 = dsgl. bei 650 ° C vor Turbine
3 = dsgl. bei 800 ° C vor Turbine
4 = dsgl. bei 1200 ° C vor Turbine

Angenommenes Druckverhältnis im Gebläse:

$P_1/P_2$ = 4,2 bei 550° vor Turbine
$P_1/P_2$ = 6,0 bei 650° vor Turbine
$P_1/P_2$ = 7,2 bei 800° vor Turbine
$P_1/P_2$ = 12,0 bei 1200° vor Turbine
ohne Wärmeaustauscher

Abb. 6. Thermischer Wirkungsgrad an der Gasturbinenkupplung für verschiedene Gesamtwirkungsgrade von Gebläse und Turbine und verschiedene Temperaturen vor der Turbine, ohne Rekuperation der Abgase

Zahlentafel 4: Drücke, Temperaturen, Luft- und Gasmengen

| Versuch Nr. | | | I | II | III |
|---|---|---|---|---|---|
| **Gebläse** | | | | | |
| Absoluter Druck vor Gebläse | $P_{1g}$ | kg/m² | 9882,7 | 9882,7 | 9882,3 |
| Absoluter Druck nach Gebläse | $P_{2g}$ | kg/m² | 37770 | 43370 | 42370 |
| Temperatur vor Gebläse | $t_{1g}$ | ° C | 23,2 | 25,3 | 26,0 |
| Temperatur nach Gebläse | $t_{2g}$ | ° C | 181,0 | 202,8 | 200,8 |
| **Brennkammer** | | | | | |
| Brennstoffmenge (Heizwert 10143 Cal/kg) | $G_B$ | kg/h | 822,0 | 1967,5 | 1654,9 |
| Brennstofftemperatur | $t_B$ | ° C | 24 | 24 | 25 |
| **Gasturbine** | | | | | |
| $\Delta P_{\text{Kamin}}$ gerechnet | $\Delta P_{\text{kamin}}$ | mm $H_2O$ | 22 | 28 | 26 |
| Absoluter Druck vor Turbine | $P_{1t}$ | kg/m² | 37120 | 42720 | 41700 |
| Absoluter Druck nach Turbine (Baro + gerechneter Kaminverlust) | $P_{2t}$ | kg/m² | 9992 | 9998 | 9996 |
| Temperatur vor Turbine (Schalttafelinstrument) | $t_{1t}$ | ° C | 374 | 575 | 532 |
| Temperatur nach Turbine (Mittelwert von allen Messstellen) | $t_{2t}$ | ° C | 163 | 278 | 253 |
| **Stromerzeuger** | | | | | |
| Klemmenleistung | $L_{Kl}$ | kW | 0 | 4021 | 3057 |
| Verluste | $L_V$ | kW | — | 161,3 | 136,8 |
| Kupplungsleistung | $L_K$ | kW | — | 4184,3 | 3193,8 |
| **Luftmenge aus Gebläse** | | | | | |
| Drehzahl | $n$ | U/min | 3020 | 3020 | 3030 |
| Luftvolumen (aus Volumen-Drehzahlkurve Gebläse) | $V$ | m³/h | 198000 | 198000 | 199000 |
| Spez. Gewicht vor Gebläse ($\gamma_1 = P_{1g}/R\,T_{1g}$) | $\gamma_1$ | kg/m³ | 1,138 | 1,131 | 1,127 |
| Luftgewicht $G_L = \gamma_1 V$ | $G_L$ | kg/h | 225800 | 224000 | 224000 |
| Gasgewicht $G_G = G_L + G_B$ | $G_G$ | kg/h | 226622 | 225967,5 | 225654,9 |
| **Temperatur vor Gasturbine aus Brennstoffmenge gerechnet** | | | | | |
| Durch Luft zugeführt (aus $H - T$ Tafel) | $H_1$ | kcal/Mol. | 3160 | 3300 | 3275 |
| Durch Brennstoff zugeführt $H_2 = \frac{G_B H_u}{G_G} m\ (m_G = 29{,}0)$ | $H_2$ | kcal/Mol. | 1067 | 2560 | 2158 |
| Total zugeführt $H_{\text{tot.}} = H_1 + H_2$ | $H_{\text{tot.}}$ | kcal/Mol. | 4227 | 5860 | 5433 |
| Temperatur vor Turbine | $t_{1T}$ | ° C | 331 | 552 | 492 |
| **Gasgewicht aus Durchflussformel** | | | | | |
| $G_G = 155{,}5 \frac{P_{1t}}{\sqrt{T_{1t}}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{2t}}{P_{1t}}\right)^2}$ | $G_G$ | kg/h | 226000 | 224800 | 227700 |
| Luftgewicht $G_L = G_G - G_B$ | $G_L$ | kg/h | 225178 | 222832,5 | 225045,1 |
| **Gebläse-Leistung** | | | | | |
| Druckverhältnis | $P_2/P_1$ | | 3,82 | 4,38 | 4,28 |
| Adiabat. Gefälle | $H_{\text{ad.}}$ | m | 14100 | 16000 | 15750 |
| Adiabat. Leistung | $L_{\text{ad.}}$ | kW | 8650 | 9710 | 9660 |
| Adiabat. Temperaturgefälle $\Delta t_{\text{ad.}}$ | $\Delta t_{\text{ad.}}$ | ° C | 136,5 | 154,0 | 152,0 |
| Gemessenes Temperaturgefälle | $\Delta t_{\text{ad.}}$ | ° C | 158,0 | 177,8 | 174,8 |
| Wirkungsrad aus Temperatur $\eta_{\text{ad.}} = \frac{\Delta t_{\text{ad.}}}{\Delta t_{\text{gem.}}} \cdot 100$ | $\eta_{\text{ad.Temp.}}$ | % | 86,4 | 86,6 | 86,9 |
| Kupplungswirkungsgrad rd. $\eta_{\text{ad.}} - 2$ % | $\eta_{\text{ad. Leist.}}$ | % | 84.4 | 84,6 | 84,9 |
| Kupplungsleistung | $L_{Kg}$ | kW | 10250 | 11480 | 11380 |
| **Gasturbinenleistung** | | | | | |
| Druckverhältnis | $P_1/P_2$ | | 3,715 | 4,27 | 4,17 |
| Adiabat. Gefälle | $H_{\text{ad.}}$ | m | 19500 | 29050 | 26580 |
| Adiabat. Leistung | $L_{\text{ad,}}$ | kW | 12000 | 17725 | 16460 |
| Kupplungsleistung $L_{Kt} = L_{Kg} + L_{K\,\text{Gen}}$ | $L_{Kt}$ | kW | 10250 | 15664,3 | 14573,8 |
| Wirkungsgrad aus Leistung $\eta_{\text{ad.}} = \frac{L_{Kt}}{L_{\text{ad.}}} \cdot 100$ | $\eta_{\text{ad.}}$ | % | 85,4 | 88,4 | 88,4 |
| **Totaler Wirkungsgrad Gebläse-Turbine** | | | | | |
| $\eta_{\text{tot.}} = \eta_{\text{ad.}\,g}\,\eta_{\text{ad.}\,t}$ | $\eta_{\text{tot.}}$ | % | 72,1 | 74,8 | 75,0 |

2. *Chemische und Hüttenwerke.* Mannigfache Gasreaktionen in der chemischen Industrie werden neuzeitlich mit wesentlichen Ueberdrücken betrieben, die wirtschaftlich dann vor allem lohnen, wenn man die schon gewirkt habende, in der Regel heisse Gasmenge in einer Gasturbine zum Antrieb des Luftgebläses verwerten kann. Solche, von Brown Boveri und ihren Lizenznehmern gebaute Anlagen sind in Amerika und Italien bereits in vielen Ausführungen in Betrieb.

3. Naheliegend ist die Verwendung der Gasturbine zur *Lieferung von Gebläseluft für Hochöfen.* Dabei würde das Gebläse grösser angelegt als für den Luftbedarf der Turbine erforderlich und der Ueberschuss der Turbinenleistung würde statt elektrischen Energiebedarf den Luftbedarf der Hochöfen decken. Dabei passt der an Hochöfen übliche Luftdruck sehr gut zu einer Turbinenanlage, wenn man eine sowieso nötige Luftvorwärmung durch die Abgase der Turbine vorsieht.

4. Die Möglichkeit, die Gasturbine *anstelle des Dampf- oder dieselelektrischen Antriebes bei der Lokomotive* zu verwenden, verdient, trotz der sicher noch zu leistenden Entwicklungsarbeit, besondere Beachtung. Da der thermische Wirkungsgrad bei Dampflokomotiven in den Grenzen von 8 bis 12 % liegen dürfte, ist die Ueberlegenheit des Gasturbinenantriebes bei einem Wirkungsgrad von 15 % einschliesslich elektrischer Uebertragung der Energie auf die Räder bei Vollast, selbst der Hochdruck-Kondensierlokomotive gegenüber, in die Augen springend, umsomehr wenn durch Luftvorwärmung dieses Ergebnis noch erheblich gehoben wird. Ausschlaggebend ist die Entbehrlichkeit des Kühlwassers und, der Diesel-Lokomotive gegenüber, das billigere

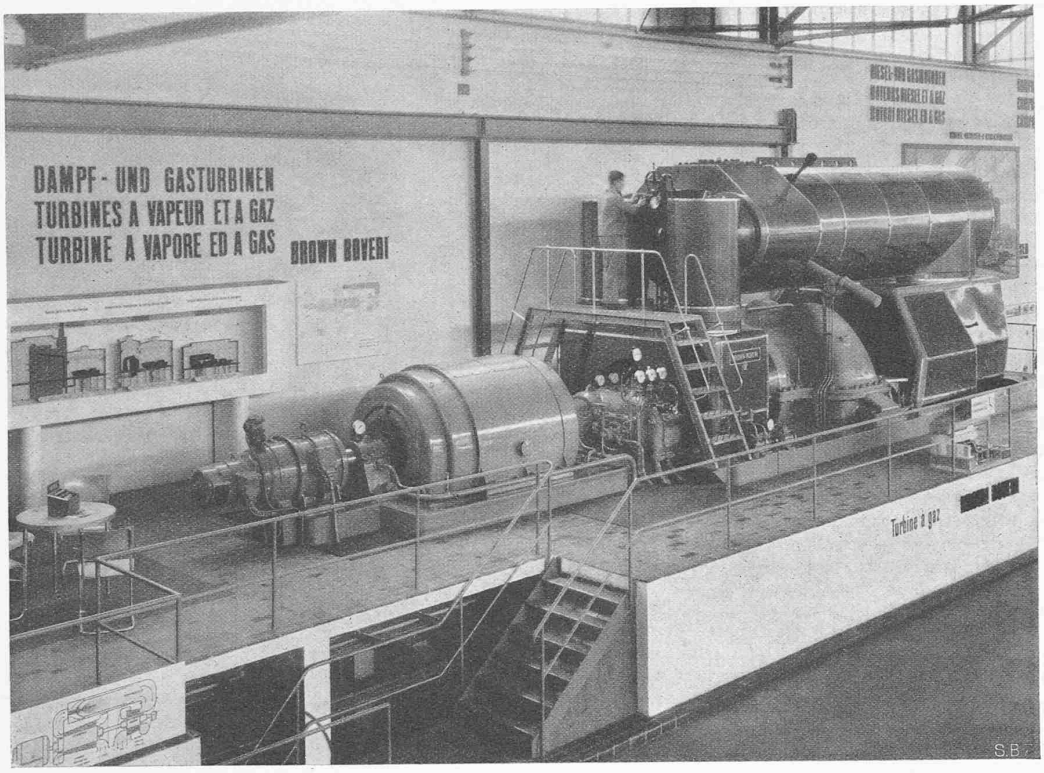



Abb. 1. Gasturbinengruppe für 4000 kW von Brown Boveri für das EW Neuenburg, im Betrieb an der LA

Brennöl, der verschwindend kleine Schmierölbedarf und der geringe Verschleiss.

Weitere Anwendungsfälle z. B. für Schiffe liegen auf der Hand; hervorzuheben sind aber nun
*die Möglichkeiten der Wirkungsgraderhöhung.*

1. *Luftvorwärmung* nach dem Verlassen des Kompressors durch die heissen Abgase, wobei der Gewinn durch die Grösse der Vorwärmerheizfläche bedingt ist. Abb. 5 zeigt den Verlauf der Wirkungsgradkurven für verschiedene Vorwärmerheizflächen. Die Temperatur der Aussenluft ist 20 ° C, die der Gase vor Turbine 550 ° C, die Verdichtung geht *ohne Zwischenkühlung* vor sich.

2. *Die «fraktionierte» Verbrennung*, die in einer Teilung der Turbine besteht, wobei in einer Zwischenbrennkammer durch frische Brennstoffeinspritzung eine Temperaturerhöhung für die nächste Stufe bewirkt wird.

3. Verbesserung des Wirkungsgrades bei Teilbelastungen, indem man die Turbine in *zwei Einheiten teilt*, wobei die eine nur den Kompressor antreibt und dabei die zweckmässigste Drehzahl annehmen kann.

4. Vor allem wird wirksam sein: die *Erhöhung der Verbrennungstemperatur*, die der erhöhten Wärmefestigkeit neuer Baustoffe, wie sie zu erwarten ist, folgen wird und grosse Fortschritte verheisst, wie Abb. 6 veranschaulicht. Wenn man bedenkt, dass durch Studien der besten Schaufelformen der Wirkungsgrad ferner steigen, und für je 1 % Erhöhung an der Turbine oder am Kompressor der Totalprozess um 4 % verbessert wird, so erkennt man, dass die Gasturbine eine Fülle von Anregungen in sich birgt, die sie dem Dampfturbinen-Ingenieur und der Industrie sehr wertvoll machen muss.

---

## Die Brown Boveri-Verbrennungsturbine an der LA

Um den Ingenieuren, denen das Problem der Gasturbine noch neu ist, die Materie näher zu bringen, hat uns Dir. Dr. *Ad. Meyer* von BBC folgende Einführung zur Veröffentlichung überlassen. Red.

Für viele Ingenieure und selbst für Thermodynamiker dürfte das Erscheinen und der Betrieb einer Gasturbine von 4000 kW an der Schweizerischen Landesausstellung 1939 eine Ueberraschung gewesen sein, obschon, oder vielleicht gerade weil man schon seit vielen Dezennien von ihr als der kommenden Kraftmaschine sprach, ohne dass sie je praktisch in Erscheinung getreten wäre. Seit 1791 in Patenten bekannt, wurde namentlich anfangs dieses Jahrhunderts von den verschiedensten Seiten an ihrer Verwirklichung gearbeitet und nicht nur viel Tinte und Druckerschwärze verspritzt, sondern auch Stahl und Gusseisen in Bewegung gesetzt.

Alle diese Versuche waren zum Scheitern verdammt, weil die beiden für die Realisierung der Verbrennungsturbine wichtigsten Elemente, die Turbine selbst und der zugehörige Kompressor, einen viel zu schlechten Wirkungsgrad hatten, als dass man mit den zulässigen Gastemperaturen eine Nutzleistung erhalten hätte. Die Turbinenleistung reichte gerade aus, um den Kompressor zu treiben. Dies geht am besten aus Abb. 6 des vorgängigen Aufsatzes von Prof. Dr. A. Stodola hervor. Man kann daraus ersehen, dass ohne Anwendung eines Wärmeaustauschers zwischen Abgasen und komprimierter Luft selbst bei einem Totalwirkungsgrad der Gebläsegruppe von 53 % entsprechend einem Turbinenwirkungsgrad von 78 % und einem solchen des Gebläses von 68 %, wie sie damals kaum erreichbar waren, der Wirkungsgrad des Gasturbinen-Prozesses bei 550 ° C Gastemperatur vor der Turbine gleich Null ist und selbst bei einer auch heute noch unzulässigen Temperatur von 800 ° C 5 % nicht überschritten hätte.

Der Grund dieses kläglichen Ergebnisses ist die grosse Menge von Druckluft, die man braucht, um die Verbrennungstemperatur von rd. 1800 ° C durch Mischung auf die für die Gasturbinenbeschauflung zulässige Temperatur herunterzubringen.

In der BBC-Gasturbine wird das Gas durch stetige Verbrennung irgendeines Brennstoffes in verdichteter Luft erzeugt, wobei das Gas (das Verbrennungsprodukt) sich auf hohe Temperatur erhitzt. Je nach Art des verwendeten Brennstoffes unterscheidet man unter den Verbrennungs-Gasturbinen wieder Oelturbinen, Naturgasturbinen, Hochofengasturbinen, Kohlenstaubturbinen usw.

Bei all diesen Brennstoffen ist die Verbrennungstemperatur so hoch, dass sie nach der Verbrennung auf einen Wert erniedrigt werden muss, der der Kriechfestigkeit der Beschauflung der Gasturbine angemessen ist, was durch Zusatz grösserer Luftmengen, durch Wassereinspritzung, Wasseroberflächenkühlung oder dergleichen geschehen kann. Von den beiden genannten scheidet die Wassereinspritzung wegen des Verlustes der latenten Wärme praktisch aus. In der schematischen Anordnung nach Abb. 1 des vorgängigen Aufsatzes ist als Brennstoff Oel und als Kühlmittel Ueberschussluft gewählt.

Die gesamte Luftmenge, Verbrennungsluft plus Kühlluft, wird durch das Axialgebläse aus der Atmosphäre angesaugt, auf den Druck der Verbrennung, etwa 4 bis 5 kg/cm² abs verdichtet und in die Brennkammer gedrückt. Ein Teil der Luft dient daselbst zur Verbrennung des Oeles, während der Rest derselben in einem Ringraum zwischen dem äussern Brennkammer-Mantel und dem Mantel des Brennraumes durchgeschickt wird, um so die von der Brennerwand ausströmende Wärme aufzunehmen und um die Temperatur der Verbrennungs-Produkte durch Mischung am Ende des Brenners auf den für die Gasturbinenbeschauflung zulässigen Wert herabzusetzen. Aus der Gasturbine treten die Gase bei dieser einfachsten Form der Anlage direkt ins Kamin aus. Die Regulierung der Gasturbine geschieht durch Steuerung der Brennstoffmenge und durch ein Bypassventil zur Umgehung der Turbinenschaufelung als Sicherheitsventil. Die Gasturbine treibt ausser dem erwähnten Kompressor den Generator direkt oder über ein Getriebe an. Die einzigen Hilfsmaschinen der Anlage sind: ein Anwurfmotor der die ganze Gruppe auf eine Drehzahl bringt, bei der der Kompressor genügend Luft für die Zündung an die Brennkamrmer liefert, sowie die Oelpumpen für Steuer- und Brennöl.

Man sieht hieraus die Vereinfachung gegenüber einer Dampfanlage, indem sowohl der Kessel mit seinen Hilfsmaschinen, wie