

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 123/124 (1944)
Heft: 24

Artikel: Der heutige Stand der Verbrennungsturbine und ihre wirtschaftlichen Aussichten
Autor: Pfenninger, Hans
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-53966>

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: 16.05.2025

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

INHALT: Der heutige Stand der Verbrennungsturbine und ihre wirtschaftlichen Aussichten. — Setzungen infolge Senkung, Schwankung und Strömung des Grundwassers. — Fryburger ländliche Kleinhäuser. — «Architektur». — Mitteilungen: Die Normalspur von 1435 mm. Zum Ausspannungs-Laboratorium von BBC. — Literatur.

Der heutige Stand der Verbrennungsturbine und ihre wirtschaftlichen Aussichten

von Dipl. Ing. HANS PFENNIGER, A. G. Brown, Boveri & Cie, Baden

Die Gasturbine, insbesondere die Verbrennungsturbine, ist in den letzten zehn Jahren wieder stark ins Blickfeld gerückt. Durch die Verbesserung der thermodynamischen Wirkungsgrade von Gebläsen und Turbinen und durch die grossen Fortschritte auf metallurgischem Gebiet wurde ein erfolgreicher Wettbewerb der Verbrennungsturbine mit der Dampfturbine möglich. Der nachfolgende Aufsatz will einen Beitrag zur Klärung der Wirtschaftlichkeit von Verbrennungsturbinenanlagen bringen.

Die Angaben stützen sich auf Betriebserfahrungen und auf genaue Kostenberechnungen ausgeführter und angebotener Verbrennungsturbinen-Anlagen.

Tabelle 1: Weltmarktpreise der vier wichtigsten Brennstoffe

		Gasöl	Dieselöl	Heizöl	Kohle
Heizwert	kcal/kg	10 000	10 000	10 000	7000
Preis	Rp./kg	5,7	4,97	2,90	2,36
Preis	Rp./10 000 kcal	5,7	4,97	2,90	3,36
In % des Heizöls		197	171	100	116

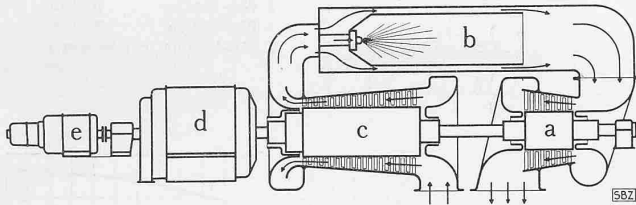


Abb. 1. Schema einer einstufigen Verbrennungs-Turbinenanlage ohne Wärmeaustauscher (im Folgenden mit WA bezeichnet)
a Gasturbine, b Brennkammer, c Verdichter, d Generator, e Anwurfmotor

1. Die einstufige Verbrennungsturbine ohne Wärmeaustauscher

Beim heutigen Stand der Technik beträgt der thermische Wirkungsgrad einer einstufigen Verbrennungsturbinen-Anlage ohne Wärmeaustauscher und ohne Zwischenkühlung im Luftverdichter bei einer Temperatur vor der Gasturbine von 600° C rd. 19%. Dieser Wirkungsgrad ist noch sehr bescheiden und rechtfertigt deshalb die Anwendung der Verbrennungsturbine ohne Wärmeaustauscher nur auf Sondergebieten. Der Aufbau einer derartigen Anlage (Abb. 1) ist sehr einfach. Ueberall dort, wo beschränkter Platzbedarf, kleines Gewicht, einfache Bedienung, niedriger Anschaffungspreis und geringe Unterhaltskosten wichtiger sind als ein kleiner Brennstoffverbrauch, wird die Verbrennungsturbine in dieser einfachsten Form wettbewerbsfähig sein. Dies trifft zu bei Reserve- und Notstromzentralen, wie auch bei Anlagen zur Spitzendeckung, die mit einer geringen jährlichen Betriebsstundenzahl rechnen müssen. Auch in Gebieten, wo die Wasserbeschaffung praktisch unmöglich oder sehr kostspielig und der Brennstoffpreis gleichzeitig niedrig ist, kann die Verbrennungsturbine in ihrer einfachsten Form das Feld erobern.

Wenn bei diesen Anlagen ein Wechselstrom-Generator direkt mit der Gebläseturbinen-Gruppe gekuppelt wird, muss die Drehzahl bei allen Laständerungen konstant bleiben. Die abgegebene Nutzleistung wird dann nur durch die Temperatur vor der Gasturbine geregelt. In diesem Zusammenhang sei noch einiges über die Regulierung von Verbrennungsturbinen-Anlagen gesagt. Die Leistung einer Verbrennungsturbinen-Anlage kann prinzipiell sowohl durch Veränderung der Gastemperatur vor der Turbine, als auch durch Veränderung der Luftmenge reguliert werden, die ihrerseits eine Aenderung der Drehzahl verlangt. Man unterscheidet also zwei verschiedene Arten der Leistungsregulierung, die reine Temperatur- und die Drehzahlregulierung.

Bei der reinen Temperaturregulierung nimmt die Temperatur vor der Gasturbine mit sinkender Belastung rasch ab. Da der thermische Wirkungsgrad einer Verbrennungsturbinen-Anlage aber mit fallender Temperatur vor der Gasturbine sinkt (Vergleich: Carnot-Prozess), so ergibt sich ein bei Teillast rasch ab-

bau unserer Wasserkräfte. Gewinnung elektrischer Energie auf Flugmotoren-Prüfständen. Dimensionslose Kenngrössen von Gebläsen und Kompressoren. Der 2. Kongress des «Schweiz. Städtebauers». Die Berechnung von Drehschwingungen, Sécheron Schweiss-Mitteilungen. Hochspannungs-Laboratorium von BBC. — Literatur.

nehmender thermischer Wirkungsgrad. Dieser ist in Abb. 2 in Abhängigkeit der Belastung aufgetragen. Ausser dem thermischen Wirkungsgrad sind in Abb. 2 auch noch die wichtigsten andern Daten angegeben. Die Temperaturregulierung hat folgende Vorteile: Die gleichbleibende Drehzahl erlaubt eine Verbrennungsturbine in ihrer einfachsten Form hinsichtlich Aufbau und Regulierung. Die Leistung kann schlagartig von Null auf Vollast und umgekehrt geändert werden. Der Nachteil liegt, wie bereits erwähnt, im rasch sinkenden Teillastwirkungsgrad, der allerdings für solche Anlagen meistens belanglos ist, weil, wie eingangs angeführt, eine derartige Anlage nur dort in Betracht kommt, wo die Brennstoffkosten eine untergeordnete Rolle spielen.

Bei der zweiten Regulierungsart hält man die Temperatur vor der Gasturbine bei allen Belastungen möglichst hoch und lässt dafür die Drehzahl absinken. Diese Regulierung gibt sehr gute Teillastwirkungsgrade; sie wird überall dort angewendet, wo es auf die Brennstoffökonomie ankommt. Ihre Beschreibung erfolgt weiter hinten bei der Verbrennungsturbine mit Wärmeaustauscher.

Abb. 3 (S. 283) zeigt eine ausgeführte Verbrennungsturbinen-Anlage einfachster Form, die für das E. W. der Stadt Neuenburg gelieferte 4000 kW-Anlage. Der Platzbedarf dieser Anlage beträgt einschliesslich aller Hilfsmaschinen und Apparate 0,3 m³/kW. Sie war an der Schweizerischen Landesausstellung 1939 zu sehen¹⁾. Sie musste schon wiederholte Male bei Stromausfall einspringen, wobei sie innerhalb 300 Sekunden vom Stillstand auf Vollast geht. Abb. 4 zeigt die geöffnete Turbine einer ähnlichen Anlage von 1500 kW Leistung, die seit 1939 im Ausland im Betrieb ist. Abb. 5 vergleicht den Raumbedarf von Dampfzentralen mit einer Gasturbinenanlage. Die einstufige Anlage ist heute für Leistungen zwischen 1000 und 6000 kW ausführbar. Für grössere Leistungen kommt die doppelstufige Verbrennungsturbine in Frage, die in Abschnitt 3 beschrieben wird.

2. Die einstufige Verbrennungsturbine mit Abwärmerückgewinnung durch Wärmeaustauscher für Kraftanlagen

Wird von einer Anlage ein hoher thermischer Wirkungsgrad verlangt, was der Fall ist bei Dauerbetrieb, so kommt ein thermischer Wirkungsgrad von 19%, den noch vor zwei Jahrzehnten eine gute Dampfanlage knapp erreichte, heute nicht mehr in Betracht. In diesem Fall ist eine Verbrennungsturbinen-Anlage nur wettbewerbsfähig, wenn ihr thermischer Wirkungsgrad gleich oder höher ist, und ihre Gesteungskosten gleich oder niedriger sind wie diejenigen einer Dampfkraft-

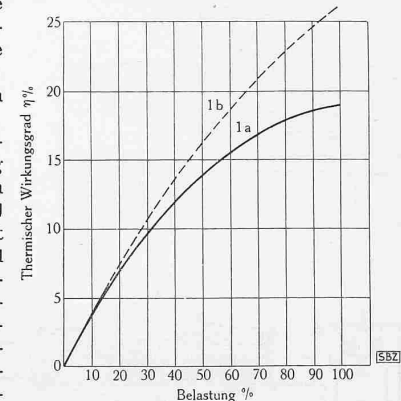
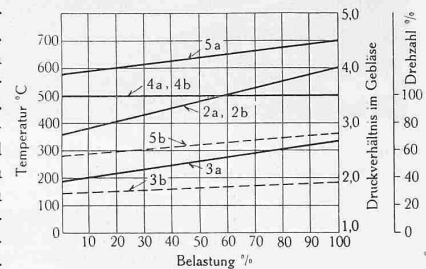


Abb. 2. Therm. Wirkungsgrad (1), Temperatur vor Gasturbine (2), Abgastemperatur (3), Drehzahl (4), Druckverhältnis im Gebläse (5) einer Verbrennungsturbine in Abhängigkeit von der Belastung
a ohne, b mit Wärmeaustauscher (WA)

¹⁾ Vgl. SBZ Bd. 115 (1940) Nr. 2, S. 17*.

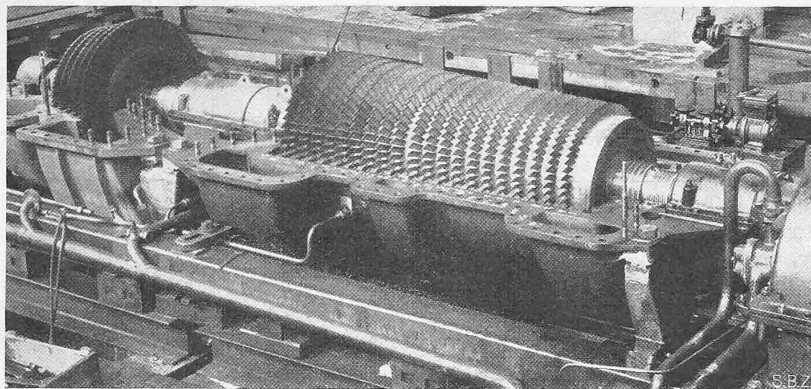


Abb. 4. Verbrennungsturbine von 1500 kW Leistung für eine Anlage im Ausland (Turbine mit Gebläseoberteil abgedeckt)

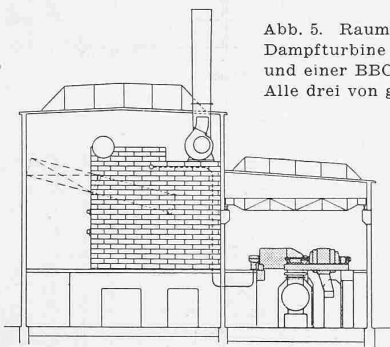


Abb. 5. Raumbedarf einer gewöhnl. Dampfturb.-Anlage = 100%
Dampfturbine mit Veloxkessel BBC (Mitte) = 40%
und einer BBC-Gasturbine = 34% (rechts)
Alle drei von gleicher Leistung

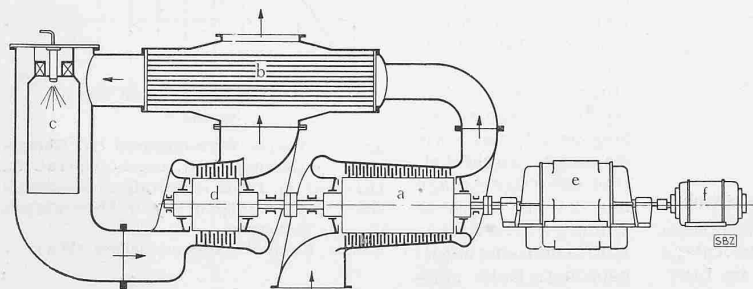


Abb. 6. Schema einer einstufigen Verbrennungsturbinen-Anlage mit Wärmeaustauscher
a Verdichter, b Wärmeaustauscher (Luftvorwärmer), c Brennkammer, d Gasturbine,
e Generator, f Anwurfmotor

anlage. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Gasturbine vorläufig nur für flüssige oder gasförmige Brennstoffe in Frage kommt, sodass sie mit kohlengefeuerten Dampfanlagen nur dort in Wettbewerb treten kann, wo der Preisunterschied zwischen Heizöl und Kohle pro Wärmeeinheit nicht gross ist. Besteht nun die Möglichkeit, den thermischen Wirkungsgrad einer Verbrennungsturbinen-Anlage so weit zu verbessern? Diese Frage muss heute bejaht werden. Denn selbst bei einer vorläufigen Begrenzung der thermodynamischen Wirkungsgrade von Gebläse und Turbine auf die heute erreichten und bei einer z. Zt. gebräuchlichen höchsten Gastemperatur von 600° C haben wir im Wärmeaustauscher ein Mittel, den thermischen Wirkungsgrad bedeutend zu steigern.

Das Schema einer derartigen Anlage zeigt Abb. 6. Die im Gebläse a verdichtete Luft strömt durch die Rohre des Luftvorwärmers b und wird in diesem durch die aus der Turbine d austretenden Abgase auf rd. 300 bis 380° C erwärmt. Hierauf tritt die Luft in die Brennkammer c ein. Diese besteht aus dem Brenner, dem Drallkörper und dem inneren und äusseren Brennkammermantel. Der Brennstoff wird mit einem Luftüberschuss von rd. 20 bis 30% verbrannt. Nur ein kleiner Teil der Luftmenge dient zur Verbrennung des Brennstoffes, während der Rest zur Kühlung der Brennkammerwand benützt wird. Am Austritt aus der Brennkammer wird die Kühlluft mit dem Abgas gemischt. Dieses Gemisch (Treibgas) tritt in die Gasturbine ein und verlässt nach dem Durchströmen der Gasturbine d und des Luftvorwärmers b die Anlage. Die Differenzleistung zwischen Gasturbine und Gebläse wird als Nutzleistung vom Generator e

aufgenommen. Zum Anfahren der Anlage dient ein Anwurf-Motor f, der die Gruppe d-a auf die Zündzahl bringt. Dessen Leistung beträgt etwa 3-4% der Generatorleistung.

Wie Abb. 7 zeigt, beträgt im theoretischen Grenzfall, d. h. bei unendlich grossem Wärmeaustauscher, der thermische Wirkungsgrad rd. 50% (Kurve 5 dieser Abbildung). Theoretisch kann man somit den thermischen Wirkungsgrad einer Verbrennungsturbinen-Anlage durch Vergrösserung des Wärmeaustauschers immer so gross machen, dass er denjenigen der Dampfanlage übertrifft. Es ist aber noch die Frage zu untersuchen, bis zu welcher Grösse ein Wärmeaustauscher sich lohnt.

In Abb. 8, Kurve 1 haben wir den thermischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Wärmeaustauschfläche aufgetragen. Nach dieser wird bei einer Wärmeaustauschfläche von z. B. 1,5 m²/kW ein thermischer Wirkungsgrad von 28% erreicht. Da ein solcher Wärmeaustauscher in einem Temperaturgebiet zwischen 160 und 380° C arbeitet, müssen die Rohre nicht aus Sonderbaustoffen hergestellt werden wie diejenigen des Lufterhitzers einer Heissluftanlage. Infolge des niedrigen Druckes sind nicht einmal gezogene Rohre notwendig, sondern es genügen billige, handelsübliche, geschweisste Rohre vollständig. Der Preis eines derartigen Wärmeaustauschers ist deshalb nicht

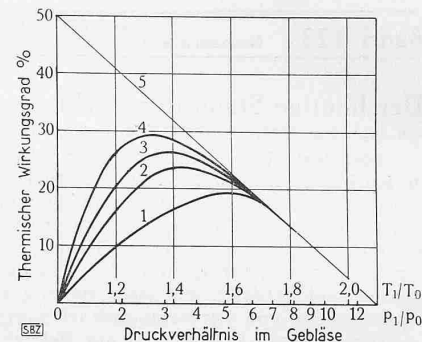
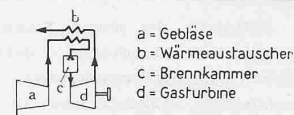


Abb. 7. Therm. Wirkungsgrad einer einstufigen Verbrennungsturbine in Abhängigkeit vom Ladedruck und von der Wärmeaustauscherfläche bei einer Temperatur von 600° C vor der Gasturbine
Wirksame Oberfläche des Wärmeaustauschers (WA) für 1000 kW Leistung:

- 1 ohne WA
- 2 WA-Fläche 500 m²
- 3 WA-Fläche 1000 m²
- 4 WA-Fläche 2000 m²
- 5 WA-Fläche ∞ (theoret.)

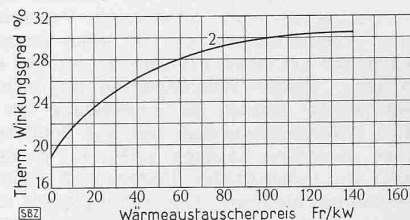
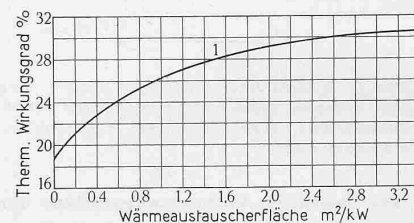


Abb. 8. Therm. Wirkungsgrad einer einstufigen Verbrennungsturbinen-Anlage in Abhängigkeit von der WA-Fläche (1) und vom WA-Preis (2) pro kW. Für den WA ist der Vorkriegspreis von 40 Fr./m² eingesetzt.

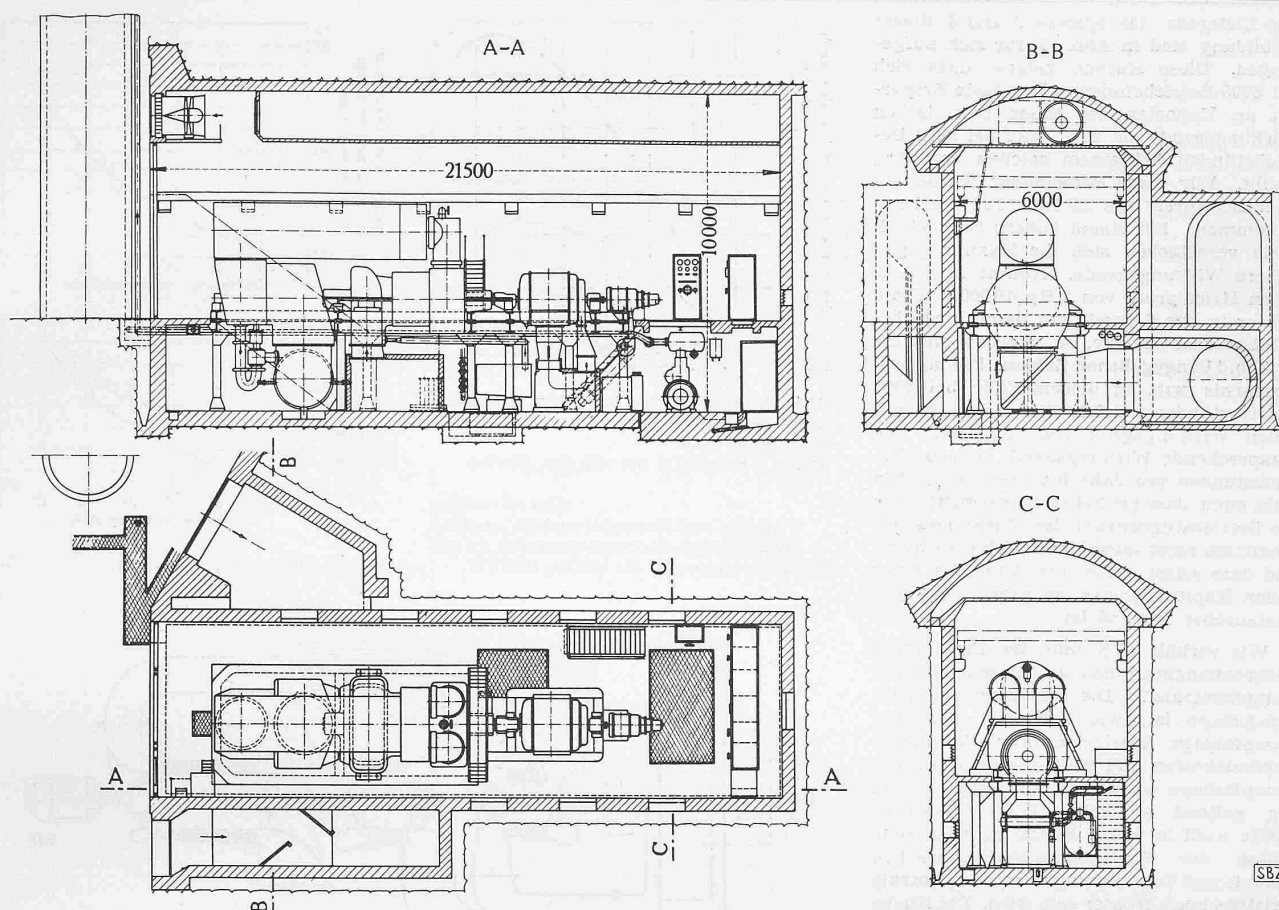


Abb. 3. Brown Boveri-Verbrennungsturbinen-Anlage für 4000 kW Leistung des EW der Stadt Neuenburg (unterirdische Anlage)

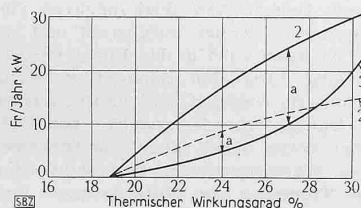
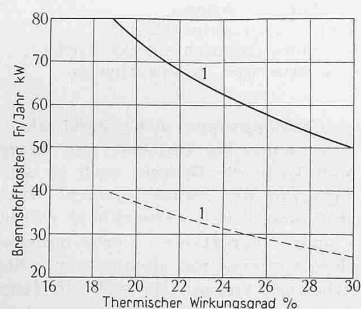


Abb. 9 (links).
Brennstoff-Kosten (1).
do.-Ersparnis gegenüber
einer Anlage ohne WA (2).

WA-Unkosten (3) pro Jahr
und kW in Abhängigkeit
vom therm. Wirkungsgrad.

Brennstoff: Heizöl zu
2,9 Rp./kg, Betriebstunden
3000 bzw. 6000 pro Jahr.

Die jährlichen Kosten für
Verzinsung, Abschreibung
und Unterhalt des WA
sind zu 20% des Einkaufs-
preises angenommen.

Strecke a = maximale
Ersparnis durch den WA

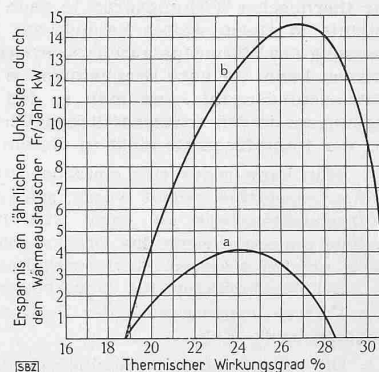
Abb. 10 (rechts).

Ersparnis an jährlichen
Unkosten durch den WA,
der nötig ist, um die auf
der Abszisse angegebenen
Wirkungsgrade zu errei-
chen. Preis des Brenn-
stoffs 2,9 Rp./10000 kal.

Betriebstunden im Jahr

Kurve a = 3000

Kurve b = 6000



Kurve 2 angegeben ist. Bei einem thermischen Wirkungsgrad von z. B. 28 % beträgt der Wärmeaustauscherpreis nach dieser Abbildung 60 Fr/kW.

Die mittleren Vorkriegs-Weltmarktpreise der Brennstoffe sind aus Tab. 1 zu ersehen. Diese Zahlen zeigen, dass Gasöl der teuerste und Heizöl der billigste Brennstoff war. Kohle liegt interessanterweise zwischen beiden. Die hier angegebenen Werte sind dem sehr lesenswerten Artikel von Berthold Bleicken, Hamburg, entnommen³⁾.

Die mit Heizöl betriebene Verbrennungsturbine (mit grossem Wärmeaustauscher) ist somit bei gleichem Wirkungsgrad an vielen Orten selbst kohlengefeuerten Dampfkraftanlagen überlegen.

Nimmt man eine Betriebstundenzahl von 3000 bzw. 6000 Stunden pro Jahr an, so erhält man die in Abb. 9 oben angegebenen Brennstoffkosten pro Jahr und kW. Setzt man für die jährlichen Unkosten des Wärmeaustauschers, bestehend aus Verzinsung, Amortisation und Unterhalt, 20 % des Gestehungspreises ein, was einer Amortisationszeit von rd. sieben Jahren entspricht, so ergibt dies die in Abb. 9 unten angeführten Werte.

etwa mit den Herstellungskosten eines metallenen Winderhitzers zu vergleichen, wie dies in Aufsätzen bereits gemacht wurde²⁾, ja nicht einmal mit dem Preis eines Kondensators. Denn jene erfordern hochhitzebeständige Rohre mit einem Vorkriegspreis von 300 bis 400 Fr/m², diese wegen der Korrosionsgefahr Messingrohre, die ebenfalls wesentlich teurer sind als gewöhnliche geschweisste Rohre, deren Preis vor dem Kriege etwa 5 Fr/m² betrug. Aber auch die Ummantelung ist bei einem Wärmeaustauscher für sog. offene Verbrennungsturbinen-Anlagen viel billiger als diejenige der oben erwähnten Vergleichsobjekte, weil der Mantel nicht druckfest zu sein braucht und keinen hohen Temperaturen unterworfen ist. Nach unseren Erfahrungen betrug der Vorkriegspreis eines solchen Wärmeaustauschers 30 bis 40 Fr/m². Nimmt man 40 Fr/m² an, so erhält man einen Wärmeaustauscherpreis pro kW Leistung, wie er in Abb. 8,

²⁾ Dr. Ing. O. Martin: «Dampf- oder Gasturbine?» «Die Wärme», Bd. 65, Nr. 49.

³⁾ Berthold Bleicken, Direktor, Hamburg. Stand und Entwicklungsrichtung der Schiffsantriebsmaschinen: «Werft, Reederei, Hafen». 1942, Heft 9.

Die Differenz der Kurven 2 und 3 dieser Abbildung sind in Abb. 10 für sich aufgetragen. Diese Kurven zeigen, dass sich bei 6000 Betriebsstunden die grösste Ersparnis an Unkosten bei einem thermischen Wirkungsgrad von 27% und bei 3000 Betriebsstunden bei einem solchen von 24% ergibt. Für diese Berechnung wurde ein Brennstoffpreis von 2,9 Rp./10 000 kcal angenommen. Bei einem höhern Brennstoffpreis verschieben sich die Maxima gegen höhere Wirkungsgrade. Nimmt man z. B. einen Heizölpreis von 7 Rp./10 000 kcal an, wie er in der Schweiz vor dem Kriege bezahlt werden musste, so ergeben sich die in Abb. 11 angegebenen Zahlen. Die höchste Ersparnis tritt in diesem Falle bei 6000 Betriebsstunden im Jahr bei einem thermischen Wirkungsgrad von 29% ein. Der entsprechende Wirkungsgrad bei 3000 Betriebsstunden pro Jahr liegt bei 28%. Man sieht auch, dass bei hohen Brennstoffkosten die Betriebsstundenzahl das Wirkungsgradmaximum nicht mehr wesentlich verschiebt, und dass selbst unter der Annahme eines hohen Kapitaldienstes ein grosser Wärmeaustauscher lohnend ist.

Wie verhält sich nun der Preis einer Verbrennungsturbinen- zu demjenigen einer Dampfzentrale? Die Verbrennungsturbinen-Anlage ist, wie Abb. 12 zeigt, der Dampfanlage überlegen. Für die höhern Gebäudekosten und die Wasserfassung der Dampfanlage wurde nur ein Zuschlag von 5% geltend gemacht. Dieser Zuschlag dürfte wohl in vielen Fällen zu klein sein, sodass der Preisunterschied zwischen Dampf- und Verbrennungsturbinen-Zentrale meistens noch grösser sein wird. Die Kurve zeigt auch, dass die Verbrennungsturbine insofern eine ideale Kraftmaschine ist, als ihr thermischer Wirkungsgrad je nach Bedürfnis in einem weiten Bereich zur Bemessung des Wärmeaustauschers verwendet werden kann. Je nach Brennstoffpreis und Betriebsstundenzahl kann man so den Gestehungspreis den wirtschaftlichen Verhältnissen anpassen, was bei der Dampfzentrale nicht in diesem Masse möglich ist.

Man kann sogar eine einfache, billige Anlage, die z. B. als Notstromzentrale gebaut wurde, später durch Hinzufügen eines Wärmeaustauschers zu einer wirtschaftlicheren Dauerbetriebsanlage umbauen, wenn das Druckverhältnis im Gebläse von Anfang an den späteren Betriebsverhältnissen angepasst wurde.

Bei Kraftanlagen für Dauerbetrieb spielt aber nicht nur der Vollast-, sondern auch der Teillast-Wirkungsgrad eine ausschlaggebende Rolle.

Die reine Temperaturregulierung der Gasturbinenanlage mit konstanter Drehzahl bringt auch mit Wärmeaustauscher keine wesentliche Verbesserung des Teillastwirkungsgrades, wie Abb. 2, Kurve 1 b zeigt. Sie kann nur dort angewendet werden, wo der Teillastwirkungsgrad keine grosse Rolle spielt. Will man aber gute Teillastwirkungsgrade erreichen, so muss man die Temperatur vor der Gasturbine bei allen Belastungen möglichst hoch halten und die Leistung durch Verkleinern der Luftmenge, d. h. durch Absenken der Drehzahl des Verdichters verringern. Da aber bei der Erzeugung elektrischer Energie die Drehzahl der Gasturbine, wenn sie mit dem Wechselstrom-Generator und dem Verdichter direkt gekuppelt ist, konstant bleiben muss, so kann man die Forderung nach gutem Teillastwirkungsgrad nur durch den Antrieb des Verdichters durch eine eigene Gasturbine erreichen. Die Anlage erhält somit zwei Gasturbinen, eine für den Antrieb des Generators und eine für den Verdichter, wodurch dieser bezüglich Drehzahl frei wird und den Teillastbedürfnissen genau angepasst werden kann. Abb. 13 zeigt den Aufbau einer derartigen Anlage. Die Turbinen-Querschnitte sind so bemessen, dass die Turbine d nur so viel Treibgas erhält, als zum Antrieb des Verdichters a notwendig ist. Die übrigen Treibgase strömen durch die Turbine e, die ihrerseits nur den Generator g antreibt. Den thermischen Wirkungsverlauf einer solchen Verbrennungsturbine, sowie die wichtigsten anderen Daten in Abhängigkeit der Belastung zeigt Abb. 14.

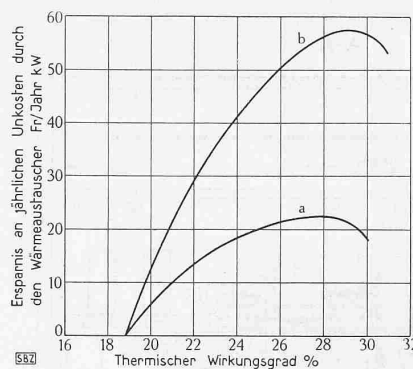


Abb. 11. Ersparnis an jährlichen Unkosten durch den WA bei Brennstoff-Preis von 7 Rp./10 000 kcal.
Kurve a bei 3000, b bei 6000 Std. jährlich

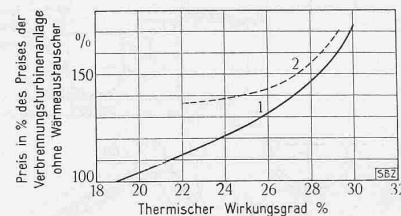
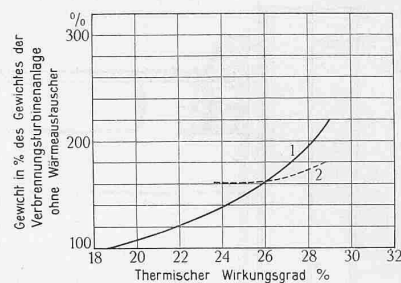


Abb. 12 (rechts)
Preis- und Gewichtsvergleich zwischen Verbrennungsturbinen-Zentralen (1) und Dampf-Zentralen (2) für 1000 bis 6000 kW. (Gewichte ohne Fundament gerechnet)

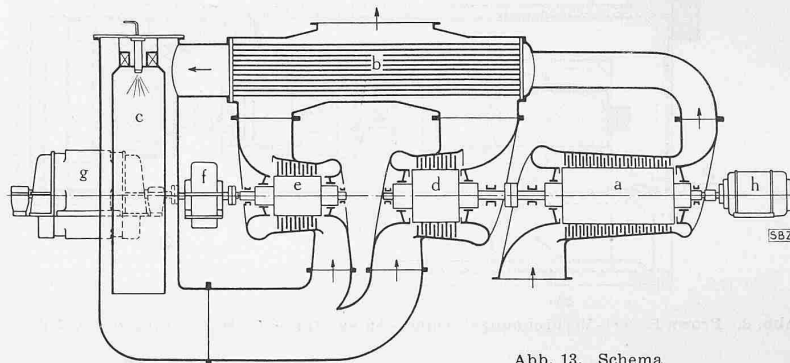


Abb. 13. Schema einer Verbrennungsturbinen-Anlage mit WA und getrennter Nutzleistungsturbine.
a Axialverdichter, b WA, c Brennkammer, d Gebläseturbine (Drehzahl unveränderlich), e Nutzleistungsturbine (Drehzahl konst.), f Getriebe, g Generator, h Anwurfmotor

Da die Drehzahl der Gebläseturbinegruppe weitgehend abgesenkt werden kann, erhält man einen bis Halblast nur wenig abfallenden Wirkungsgrad. Man kann die Gruppe auch so auslegen, dass der beste Wirkungsgrad bei Teillast erreicht wird, was z. B. bei einer Gasturbinen-Lokomotive¹⁾ verwirklicht wurde. Der Teillastwirkungsgrad einer derartigen Verbrennungsturbinen-Anlage kann also ohne weiteres mit demjenigen einer guten Dampfzentrale in Wettbewerb treten. Die Abb. 15 zeigt eine so entworfene Verbrennungsturbinen-Anlage für eine Leistung von 2500 kW bei einem thermischen Wirkungsgrad von 26%. Der Wärmeaustauscher ist im Freien aufgestellt und ersetzt einen Teil des Kamins. Er kann auch in den Fuchs verlegt werden, wobei die Ummantelung durch den gemauerten Fuchs ersetzt werden kann. Für Industrie-Anlagen wird häufig ausser elektrischer Energie noch Dampf für Heizzwecke benötigt. Diesen kann man in einfacher Weise durch einen Abhitzeessel erzeugen, der einen Teil des Wärmeaustauschers ersetzt oder an dessen Stelle tritt. Eine Trennung von Nutzleistungs- und Gebläse-Turbine ist nicht notwendig, wenn mit kleiner werdender Leistung auch die Drehzahl fallen darf, wie dies z. B. bei Anlagen von Windzentralen, Schiffen und Fahrzeugen der Fall ist.

3. Die doppelstufige Verbrennungsturbinen-Anlage

Sie ist aus Abb. 16 ersichtlich. Bei dieser Anlage sind zwei Gebläse und zwei Turbinen in Serie geschaltet. Das vielstufige Axialgebläse a verdichtet die angesaugte Luft auf rd. 3,0 ata. Um die Verdichterleistung im nachfolgenden Axialgebläse c möglichst klein zu halten, wird die Luft vor dem Weiterverdichten im Kühler b durch Kühlwasser oder Kühlluft auf rd. 40° C rückgekühlt. Nach der Weiterverdichtung im Axialgebläse c auf rd. 12 ata tritt sie in die Brennkammer d ein. Die Gasturbine e treibt nur den Verdichter c an, gibt also keine Nutzleistung nach aussen ab. Deshab benötigt sie auch ein kleineres Druckgefälle als im Gebläse c erzeugt wird. (Bei gleichem Druckgefälle von

¹⁾ Beschrieben in Bd. 117, S. 286*, und Bd. 119, S. 229*, 241* (1942).

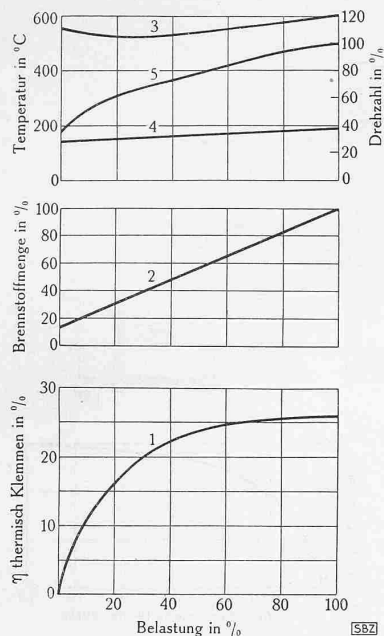
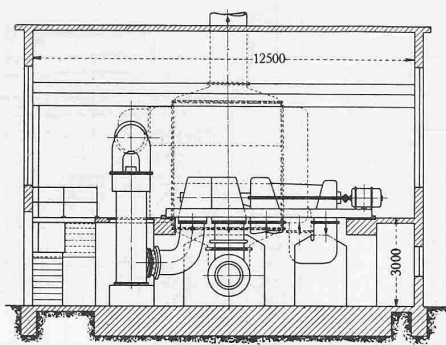
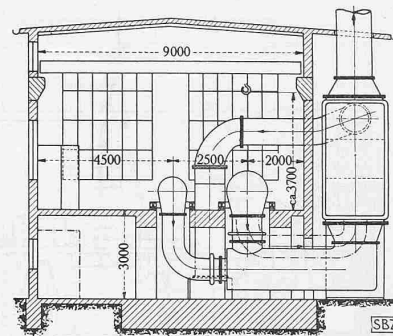


Abb. 14. Therm. Wirkungsgrad (1) einer Verbrenn.-Turbinenanlage bei veränderlicher Drehzahl der Verdichtergruppe in Abhängigkeit von der Belastung. 2 Brennstoffmenge, 3 Temperatur vor Gasturbine, 4 Abgastemperatur, 5 Drehzahl der Gebläsegruppe



A-A



B-B

Abb. 15. Verbrenn.-Turbinenanlage mit WA und getrennter Nutzleistungs-Turbine von 2500 kW. Thermischer Wirkungsgrad 26%. (Die Bezeichnungen haben gleiche Bedeutung wie in Abb. 13)

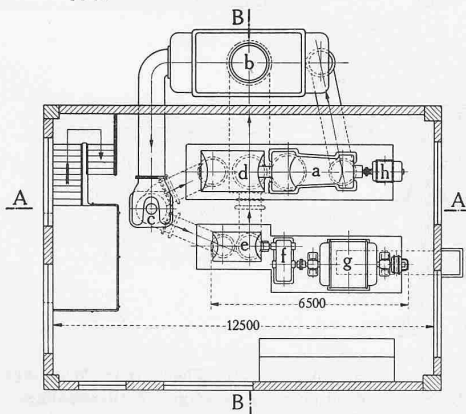


Abb. 16 (links). Schema einer doppelstufigen Verbrenn.-Turbinenanlage. a ND-Verdichter, b Luftrückkühler, c HD-Verdichter, d HD-Brennkammer, e HD-Gasturbine, f ND-Brennkammer, g ND-Gasturbine, h Generator, i Anwurfmotor

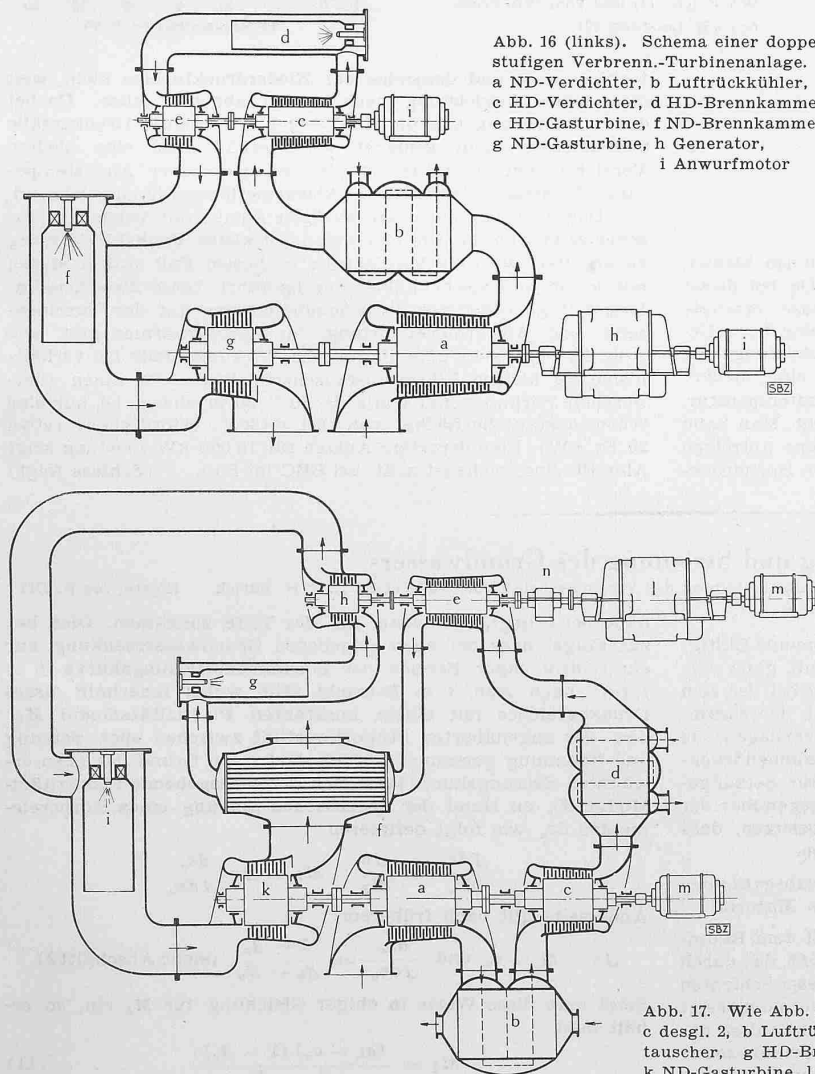


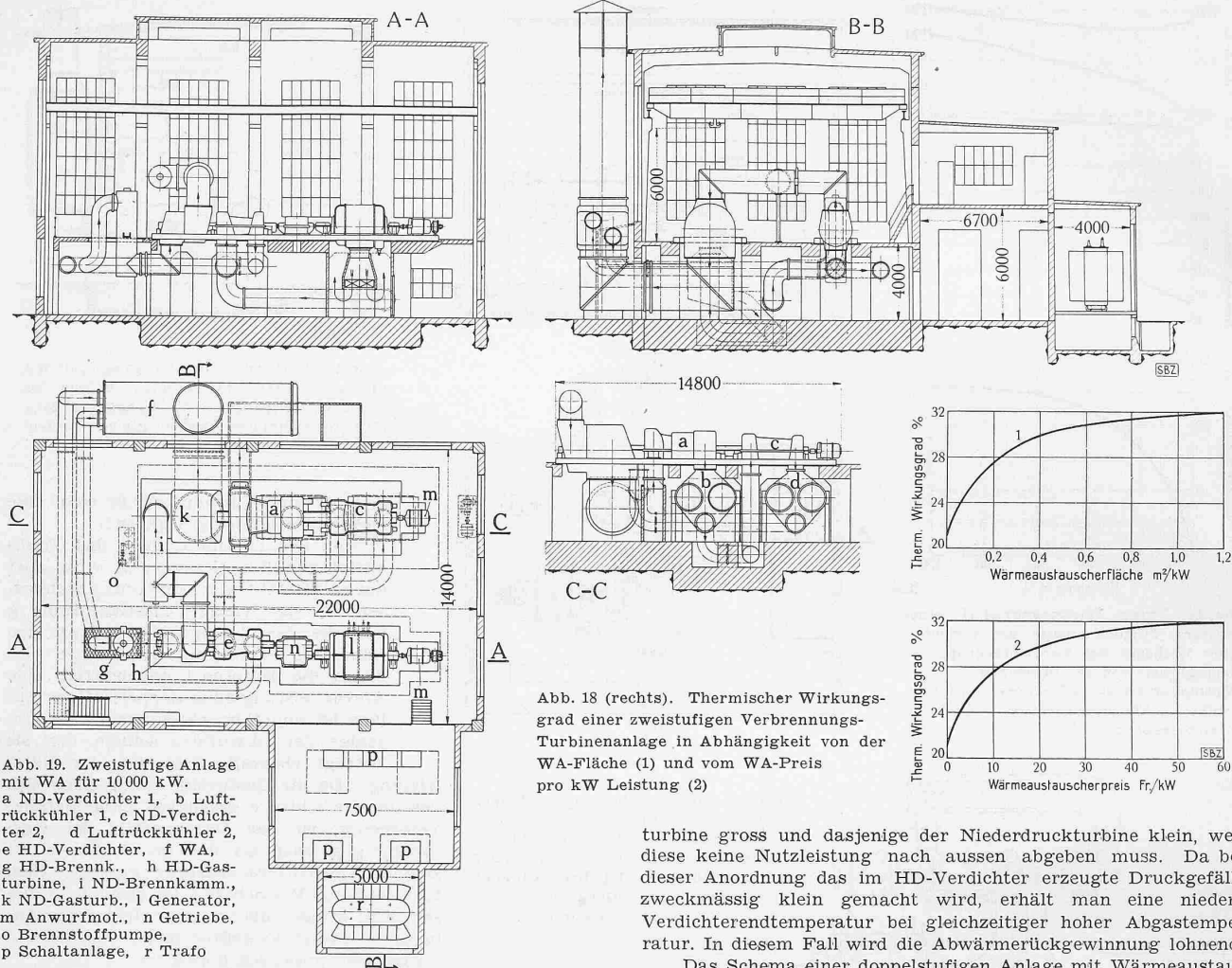
Abb. 17. Wie Abb. 16, aber mit Wärmeaustauscher. — a ND-Verdichter 1, c desgl. 2, b Luftrückkühler 1, d desgl. 2, e HD-Verdichter, f Wärmeaustauscher, g HD-Brennkammer, h HD-Gasturbine, i ND-Brennkammer, k ND-Gasturbine, l Generator, m Anwurfmotor, n Getriebe

Gebläse und Turbine würde sich eine Ueberschussleistung ergeben!)

Von der Turbine e geht das Treibmittel zur Brennkammer f, wird dort auf rd. 600°C erhitzt und tritt anschließend in die Niederdruck-Gasturbine g ein, die das Axialgebläse a und den Generator h antreibt. Die Gruppe wird durch die Motoren i angetrieben. Die Anwurfleistung einer doppelstufigen Anlage ist ungefähr gleich gross wie diejenige der einstufigen Anlage, d.h. sie beträgt ebenfalls 3 bis 4% der Nutzleistung. Da die Gasturbine e nur einen Teil des im Verdichter c erzeugten Druckgefälles verarbeitet, ist das Druckgefälle der Gasturbine g grösser als das im Gebläse a erzeugte. Die Differenzleistung zwischen Gasturbine g und Verdichter a ist deshalb in diesem Fall grösser als bei einer einstufigen Anlage, wo das Druckgefälle in der Turbine und im Gebläse praktisch gleich ist.

Die doppelstufige Anlage braucht pro Leistungseinheit die halbe Luftmenge der einstufigen. Da die kleinere Luftmenge bei gleicher Abgastemperatur auch einen geringeren Abgasverlust ergibt, ist der thermische Wirkungsgrad der doppelstufigen Anlage höher als derjenige der einstufigen, sodass man bei diesen Anlagen ohne Wärmeaustauscher thermische Wirkungsgrade von 21 bis 22% erreicht. Man kann bei einer einstufigen Anlage durch Hinzuschalten einer Aufladegruppe die Leistung verdoppeln. Die doppelstufige Verbrennungsturbinenanlage kommt vorläufig für Leistungen zwischen 6000 und 15000 kW in Betracht. Der Kühlwasserbedarf beträgt nur rd. 1/10 desjenigen einer gleich grossen Dampfzentrale. Dort, wo Kühlwasser fehlt, wird Kuhlluft verwendet.

Auch hier gelten die gleichen Gesichtspunkte wie im ersten Abschnitt. Spielt der Brennstoffverbrauch eine untergeordnete Rolle, wird man auf eine Abwärmerückgewinnung durch Wärmeaustauscher verzichten. Um die Abgastemperatur trotzdem niedrig zu halten, treibt man den Generator von der Niederdruckturbine an, und zwar aus folgendem Grund: Die Hochdruckturbine verarbeitet in diesem Fall, wie bereits erklärt, nur einen kleinern Teil des vom Verdichter erzeugten Druckgefälles, sodass ein grösserer Teil dieses Gefälles auf die Niederdruckturbine entfällt. Bei einer gegebenen Temperatur von der Nie-



derdruckturbine wird aber die Abgastemperatur umso kleiner, je grösser das Druckgefälle dieser Turbine ist. Da bei dieser Anordnung gleichzeitig das im Hochdruck-Gebläse erzeugte Druckgefälle gross gemacht wird, ergibt sich eine hohe Gebläsetemperatur. Wird deshalb die ganze Nutzleistung von der Niederdruckturbine erzeugt, so erhält man eine niedere Abgastemperatur bei gleichzeitig hoher Gebläseendtemperatur, was einen Wärmeaustauscher unwirtschaftlich macht. Man kann aber auch den Generator von der Hochdruckturbine antreiben lassen. In diesem Fall wird das Druckgefälle der Hochdruck-

turbine gross und dasjenige der Niederdruckturbine klein, weil diese keine Nutzleistung nach aussen abgeben muss. Da bei dieser Anordnung das im HD-Verdichter erzeugte Druckgefälle zweckmässig klein gemacht wird, erhält man eine niedere Verdichtertemperatur bei gleichzeitiger hoher Abgastemperatur. In diesem Fall wird die Abwärmerückgewinnung lohnend.

Das Schema einer doppelstufigen Anlage mit Wärmeaustauscher zeigt Abb. 17. Um eine möglichst kleine Verdichtertemperatur zu erhalten, wird die Verdichtung in diesem Fall in drei Stufen mit je einem Zwischenkühler durchgeführt. Diese Zwischenkühlung mit gleichzeitiger Zwischenüberhitzung auf der Turbinenseite und Abwärmeverwertung im Luftvorwärmer gibt, wie Abb. 18 zeigt, sehr gute thermische Wirkungsgrade bei verhältnismässig kleinen Wärmeaustauscherflächen. Um einen thermischen Wirkungsgrad von z. B. 30 % zu erreichen, ist nur eine Wärmeaustauscherfläche von 0,4 m²/kW erforderlich (etwa 20 Fr./kW). Eine derartige Anlage für 10 000 kW Leistung zeigt Abb. 19; eine solche ist z. Zt. bei BBC im Bau. (Schluss folgt)

Setzungen infolge Senkung, Schwankung und Strömung des Grundwassers

Von P.-D. Ing. Dr. R. HAEFELI und Ing. W. SCHAAD, Erdbauabteilung der Versuchsanstalt für Wasserbau, E. T. H. Zürich (Forts. von S. 271)

4. Rechnerische Setzungsanalysen

Während die graphische Setzungsanalyse allgemeine Gültigkeit besitzt und auch bei geschichtetem Boden mit ganz verschiedenartigen Schichten zum Ziele führt, müssen bei der rein rechnerischen Bestimmung der Setzungen innerhalb der zusammendrückbaren Schicht homogene Verhältnisse vorliegen. Je nachdem es sich um einen wenig oder stark zusammendrückbaren Boden handelt, können verschiedene Wege zur Setzungsberechnung eingeschlagen werden (a und b), die gegenüber der graphischen Methode den gemeinsamen Vorzug besitzen, dass sie eine explizite Lösung des Problems ermöglichen.

a) Berechnung der Setzungen bei Grundwasserspiegelsenkungen in spezifisch leichtem, stark zusammendrückbarem Material

Bei stark zusammendrückbaren Materialien mit dem Raumgewicht $\gamma_e' \sim 1,0 \text{ t/m}^3$ (Torf) darf, wie bereits erwähnt, das durch die Setzung selbst bedingte, erneute Eintauchen gewisser Schichten unter den abgesenkten Grundwasserspiegel nicht vernachlässigt werden. Andererseits vereinfachen sich hier die Verhältnisse dadurch, dass die Vertikalspannungen unterhalb des Grundwasserspiegels, wo das Raumgewicht γ_e'' des Materials unter Wasser

nahe bei 0 liegt, nur wenig mit der Tiefe zunehmen. Dies hat zur Folge, dass bei einer gegebenen Grundwassersenkung nur ein relativ enger Bereich der Zusammendrückungskurve $f_1(\sigma_i)$ nach Abb. 3 in Betracht fällt, wobei innerhalb dieses Druckbereiches mit einem konstanten Plastizitätsmodul M_E , bzw. der angenäherten Proportionalität zwischen spez. Setzung und Spannung gerechnet werden darf. Auf Grund der oben erwähnten Setzungskurve lässt sich der massgebende Plastizitätsmodul M_E an Hand der spezifischen Setzung eines Körperelementes dz_a wie folgt definieren:

$$\frac{\Delta dz_a}{dz_a} = \frac{\Delta \sigma}{M_E}; \quad M_E = \Delta \sigma \frac{dz_a}{\Delta dz_a}$$

Andererseits gilt nach früherem:

$$\Delta \sigma = \sigma_b - \sigma_a \quad \text{und} \quad \frac{dz_a}{\Delta dz_a} = \frac{1 - \Delta_a}{\Delta_b - \Delta_a} \quad (\text{siehe Abschnitt 2})$$

Setzt man diese Werte in obiger Gleichung für M_E ein, so erhält man

$$M_E = \frac{(\sigma_b - \sigma_a)(1 - \Delta_a)}{\Delta_b - \Delta_a} \quad \dots \quad (11)$$