

# Technische und wirtschaftliche Aussichten von Gasturbinen

Autor(en): **Münzinger, Friedrich**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **125/126 (1945)**

Heft 7

PDF erstellt am: **20.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-83713>

## **Nutzungsbedingungen**

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

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

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

## **Haftungsausschluss**

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

## Technische und wirtschaftliche Aussichten von Gasturbinen

Von Dr. Ing. FRIEDRICH MÜNZINGER, Berlin

### I. Einleitung

Leistung und Wirkungsgrad von Dampfturbinen wurden in den letzten 20 Jahren in einer ungeahnten Weise gesteigert. Dampfturbinen-Kraftwerke sind aber allmählich so verwickelt geworden, dass viele Ingenieure meinen, sie hätten die Grenze ihrer Entwicklungsmöglichkeit erreicht und könnten nicht mehr nennenswert verbessert werden. Das allgemeine Interesse wendet sich daher in zunehmendem Masse der Gasturbine zu, die seit jeher die Phantasie der Ingenieure beschäftigt hat, und der die grossen wärme- und strömungstechnischen Erkenntnisse sowie die metallurgischen und fabrikationstechnischen Fortschritte der beiden letzten Jahrhunderte besonders zu statten kamen. Wie bei fast allen grossen Errungenschaften, die eine neue Epoche einzuleiten versprechen, werden aber auch auf die Gasturbine vielfach übertriebene Hoffnungen gesetzt.

Mit der vorliegenden Abhandlung versuchen wir ein gedrängtes Bild der Aussichten von Gasturbinen zu geben. Wir beschränken dabei unsere Betrachtungen auf Gleichdruckturbinenanlagen, d. h. auf solche Prozesse, bei denen die Verbrennung unter konstantem Druck erfolgt. In Verpuffungsturbinen verbrennt das Treibmittel explosionsartig (bei konstantem Volumen); dieses Verfahren scheint vorerst nur für wenige Sonderzwecke in Frage zu kommen und soll hier nicht weiter in Betracht gezogen werden. Es stellen sich nun folgende drei Fragen:

1. Ist von Gasturbinen eine wesentliche Vereinfachung des Betriebes und eine Verringerung der Anlagekosten von Kraftwerken zu erwarten?

2. Versprechen Gasturbinen eine wesentliche Verringerung des spezifischen Wärmeverbrauches oder geht ein nennenswerter Teil der Ersparnisse für Kühlung, Hilfsantriebe oder andere Zwecke wieder verloren?

3. Sind Gasturbinen soweit entwickelt, dass durch sie eine stärkere Verdrängung von Dampfturbinen in absehbarer Zeit zu erwarten ist?

Um diese Fragen beantworten zu können, müssen vorerst einige grundsätzliche Überlegungen durchgeführt werden.

### II. Verschiedene Arbeitsweisen von Gleichdruckturbinen

Man unterscheidet zwischen «offenen» und «geschlossenen» oder «aerodynamischen» Gleichdruckturbinen. Bei den offenen leisten die Verbrennungsprodukte in der Turbine unmittelbar Arbeit; bei den geschlossenen erhitzt sie verdichtete Luft, die dann in der Turbine expandiert und dauernd durch das System kreist. Offene Turbinen werden also stets von neuen Gasmenngen, geschlossene, abgesehen von Laständerungen, immer nur von der gleichen Luftmenge durchströmt. Das einfachste Verfahren ist verwirklicht in der in Abb. 1 schematisch dargestellten, *offenen Gleichdruckturbine*: Der von der Turbine a angetriebene Verdichter c führt der Brennkammer b Luft unter höherem Druck (3 bis 5 ata) und in reichem Ueberschuss zu; die Verbrennungsprodukte treten mit 500 bis 700 °C in die Turbine ein und pufen nach erfolgter Energieabgabe ins Freie aus. Da das stündlich durchströmende Gasvolumen vor a zufolge der starken Erwärmung in b wesentlich grösser als das Luftvolumen nach c ist, leistet a mehr, als was c aufnimmt; der Unterschied ist die Nutzleistung, die im Generator d in elektrische Energie umgesetzt wird. Sie beträgt rund ein Drittel der Turbinenleistung. Dieses einfache Verfahren ergibt eine schlechte Ausbeute der Brennstoffwärme, weil die durch die Materialfestigkeit gegebene höchstzulässige Gastemperatur vor der Turbine von rd. 600 °C einen 12 bis 16-fachen Luftüberschuss (gegenüber 1,1 bis 1,6-fach bei Dampfkesselfeuerungen) erfordert und damit sehr grosse Austrittsverluste verursacht. Zudem fällt der Wirkungsgrad bei Teillast stark ab, weil der Verdichter wegen seiner

starrten Kupplung mit der vollen Drehzahl des Generators umlaufen muss, also angenähert gleichviel Luft fördert und gleichviel Leistung aufzehrt wie bei Vollast (vgl. Abb. 2 in Bd. 123, S. 281). Die Verbesserungsmöglichkeiten durch Abgaswärmeverwertung mit Wärmeaustauscher (Abb. 6 l. c.), getrennter Nutzleistungsturbine (Abb. 13 l. c.) und zweistufiger Verbrennung (Abb. 16 und 17 l. c.) sind bereits früher<sup>1)</sup> beschrieben worden und werden teilweise für auszuführende Anlagen verwertet.

Beim *geschlossenen Gleichdruckturbinenprozess*, Abb. 2<sup>2)</sup>, werden Turbine, Verdichter und Wärmeaustauscher, wie bereits bemerkt, dauernd von der gleichen Menge reiner Luft durchströmt; diese Teile bleiben daher völlig sauber; Leistung und Wirkungsgrad sinken mit der Zeit nicht ab, wie das beim offenen Prozess zufolge Verschmutzung zu befürchten ist, besonders bei gewissen Brennstoffen und unsachgemässer Bedienung. Dank der höheren Arbeitsdrücke ergeben sich beim geschlossenen Verfahren wesentlich kleinere Wärmeaustauschflächen und kleine Abmessungen von Turbine und Verdichter. Die erzielbaren Grenzleistungen sind bedeutend grösser. Die Annäherung der Verdichtung an die Isotherme lässt sich mit wesentlich kleineren Kühlflächen erreichen. Die Leistungsregelung durch Verändern des Druckpegels führt auch bei Teillasten zu vorzüglichen Wirkungsgraden<sup>3)</sup>. Dem gegenüber bedeutet der Lufterhitzer mit seiner Feuerung anstelle der einfachen Brennkammer des offenen Verfahrens eine gewisse Komplikation.

Die *Eignung* der verschiedenen heute für Grosskraftenerzeugung zur Verfügung stehenden Maschinen hängt nun in hohem Masse von Art und Preis der jeweiligen zu verwendenden Brennstoffe (Kohle, Oel, Gicht- oder Koksofengas), vom Aufstellungsort (Brennstoffpreis, Wasserverhältnisse), vom Verwendungszweck (Grund-, Spitzen- oder Notstromdeckung, Schiffs-, Lokomotiv- oder Flugzeugantrieb), von der Leistung und vom Wirkungsgrad ab. Bei Vergleichen verschiedener Systeme muss man sorgfältig die Verhältnisse beachten, für die die angegebenen Wirkungsgrade gelten. Die Grösse des Wärmeaustauschers, der Umstand, ob Oel oder Kohle verfeuert wird, und dergl. sind von grösstem Einfluss. Eine Bewertung lediglich auf Grund des verlustlosen Prozesses kann zu schweren Irrtümern führen, weil die Nutzleistung sich als Differenz zwischen der rd. dreimal grösseren Turbinenleistung und dem Energiebedarf des Verdichters ergibt, und daher die tatsächlich erreichbaren Wirkungsgrade auf mindestens 1% genau eingesetzt werden müssen. Schliesslich sei hier darauf hingewiesen, dass sich Gasturbinen erheblich besser als Dampfturbinen in Preis und Wirkungsgrad an wirtschaftlich gegebene Verhältnisse oder Sonderaufgaben anpassen lassen.

Offene Gasturbinen nach Abb. 1 sind bei flüssigen Brennstoffen unübertreffbar einfach, leicht, billig und brauchen wenig Raum. Sie kommen daher vor allem in Ländern mit billigem Oel, für Notstrom- und Spitzenzentralen, für Lokomotiven in wasserarmen Gegenden, für Kriegsschiffe als Antrieb für forcierte Fahrt, kurz überall da in Betracht, wo nicht die Brennstoffkosten, sondern kleines Gewicht, geringer Platzbedarf, grosse Einfachheit und geringe Anschaffungskosten die entscheidende Rolle spielen. Beispielsweise wiegt die mit Oel gefeuerte Notstromanlage von 4000 kW, die Brown Boveri & Cie. A.-G., Baden,

<sup>1)</sup> S. SBZ Bd. 123, S. 281\* u. 307\* (1944), woraus Abb. 1 entnommen ist.

<sup>2)</sup> Vgl. SBZ Bd. 113, S. 229\*, woraus Abb. 2 entnommen ist.

<sup>3)</sup> Vgl. SBZ Bd. 125, S. 269\* und 279\* (1945), speziell Abb. 12.

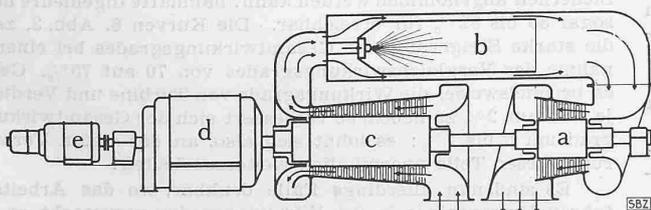


Abb. 1. Schema einer einstufigen Gleichdruck-Gasturbinenanlage  
a Gasturbine, b Brennkammer, c Verdichter, d Generator, e Anwurfmotor

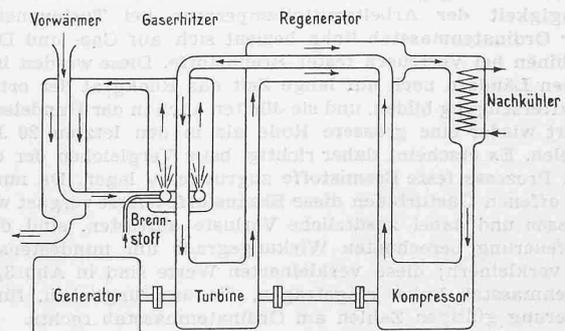


Abb. 2. Schema einer aerodynamischen Wärmekraftanlage mit geschlossenem Kreislauf

für das Elektrizitätswerk der Stadt Neuenburg<sup>4)</sup> geliefert hat, einschliesslich Stromerzeuger und Anwurfmotor nur 16 kg/kW und beansprucht einen Raum von nur 0,3 m<sup>3</sup>/kW.

Wird ein guter thermischer Wirkungsgrad verlangt, so ist ein Wärmeaustauscher vorzusehen; die Grösse dieses Apparates und damit die erzielbare Wirkungsgradsteigerung sind durch die Erstellungskosten begrenzt; für einstufige, offene Gleichdruckturbinen mit Oelfeuerung und einer Gastemperatur vor der Turbine von 600° C erweisen sich je nach den Verhältnissen Wärmeaustauscherflächen von 1 bis 2 m<sup>2</sup>/kW als wirtschaftlich; sie kosteten vor dem Kriege rd. 40 Fr./m<sup>2</sup> und ergeben Bestlast-Wirkungsgrade von 26 bis 29% (vgl. Bd. 123, S. 282\*, Abb. 8). Die Grenzleistung beträgt nur rd. 6000 kW [1]<sup>5)</sup>.

Werden von offenen Gleichdruckturbinen noch höhere Leistungen und Wirkungsgrade verlangt, so muss man zur zweistufigen Bauart mit Wärmeaustauscher und Zwischenerhitzer übergehen, bei der die erste Verbrennung bei 12 bis 20 ata, die zweite bei 3 bis 5 ata erfolgt (vgl. Bd. 123, S. 283\*, Abb. 17). Setzt man hier die Wärmeaustauscherfläche zu 0,4 bzw. 0,8 m<sup>2</sup>/kW fest, so erreicht man bei sonst gleichen Verhältnissen (Oel, 600° C) Wirkungsgrade von 30 bzw. 31,5% (vgl. Bd. 123, S. 286\*, Abb. 18) und überschreitet damit die besten bis jetzt erzielten Zahlen moderner Grossdampfturbinen. Als Leistungsgrenze gelten 15000 bis 20000 kW [1]. Allerdings sind derartige Anlagen schon reichlich verwickelt.

Eine weitere wesentliche Komplikation entsteht bei offenen Gleichdruckturbinenprozessen beim Verfeuern fester Brennstoffe: Die alsdann erforderlichen Gaserzeuger und Gasreiniger erhöhen nicht nur beträchtlich den Raumbedarf und die Erstellungskosten, sie erschweren auch den Betrieb und die Regelfähigkeit und verursachen vor allem zusätzliche Wärmeverluste, die zu mindestens 15% einzuschätzen sind. Dementsprechend sinken die Gesamtwirkungsgrade. Dazu kommen zusätzliche Druckverluste, die ein grösseres Druckverhältnis des Verdichters nötig machen. Um die Verdichtungsarbeit möglichst wenig vergrössern zu müssen, erscheint es unter gewissen Umständen zweckmässig, die dem Gasgenerator zuzuführende Luft in einem besondern Gebläse auf den erforderlichen höheren Druck zu verdichten, während der weitaus grössere Teil der übrigen Verbrennungs- und Arbeitsluft vom Hauptkompressor nur auf den Brennkammerdruck zu komprimieren wäre. Beim zweistufigen offenen Prozess könnte weiter dadurch an Verdichtungsarbeit gespart werden, dass das für die Zwischenerhitzung nötige Gas in einem besondern Generator erzeugt und anschliessend gereinigt würde und zwar unter einem nur wenig über dem in der Zwischenbrennkammer herrschenden Druck. Es wäre zu prüfen, unter welchen Bedingungen sich diese weiteren Komplikationen lohnen.

Die Schwierigkeiten, die die Verfeuerung fester Brennstoffe mit sich bringen, könnten vermieden werden, wenn es gelänge, mit tragbaren Kosten Kohlenstaub unter höherem Druck zu verbrennen und die Verbrennungsprodukte in betriebsicheren Apparaten von mässigen Abmessungen genügend zu entstauben. Als dann wären bei Kohle etwa der selbe thermische Wirkungsgrad wie bei ölgefeuerten Anlagen und überdies noch andere Vorteile zu erwarten. Zur Zeit liegt aber keine Mitteilung vor, die eine baldige Lösung dieses schwierigen Problems erwarten lässt.

Mit der aerodynamischen Kraftanlage lässt sich bei 30 bis 60 at Luftdruck vor der Turbine in einem einzigen Maschinensatz eine selbst für unsere grössten Kraftwerke ausreichende Grenzleistung erzielen. Aufbau, Betriebsverhalten und Wirkungsgrad sind von der Natur des Brennstoffes weitgehend unabhängig [3], was ihnen bei Verfeuern fester Brennstoffe gegenüber offenen Gasturbinen einen erheblichen Vorsprung gibt.

### III. Thermischer Wirkungsgrad

Abb. 3 gibt eine Uebersicht der heute erreichbaren thermischen Wirkungsgrade moderner Wärmekraftmaschinen in Abhängigkeit der Arbeitsmitteltemperatur bei Turbineneintritt. Der Ordinatenmasstab links bezieht sich auf Gas- und Dampfturbinen bei Verfeuern fester Brennstoffe. Diese werden in sehr vielen Ländern noch auf lange Zeit das Rückgrat der ortfesten Kräfteerzeugung bilden, und sie dürften auch in der Handelsschiffahrt wieder eine grössere Rolle als in den letzten 20 Jahren spielen. Es erscheint daher richtig, beim Vergleichen der einzelnen Prozesse feste Brennstoffe zugrunde zu legen. Da nun aber bei offenen Gasturbinen diese Brennstoffe zuerst vergast werden müssen und dabei zusätzliche Verluste auftreten, sind die für Oelfeuerung berechneten Wirkungsgrade um mindestens 15% zu verkleinern; diese verkleinerten Werte sind in Abb. 3, Ordinatenmasstab links, eingetragen, die ursprünglichen, für Oelfeuerung gültigen Zahlen am Ordinatenmasstab rechts.

<sup>4)</sup> Vgl. SBZ Bd. 115, S. 13\* und 17\* (1940).

<sup>5)</sup> Die Zahlen in eckiger Klammer beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Schluss des vorliegenden Aufsatzes.

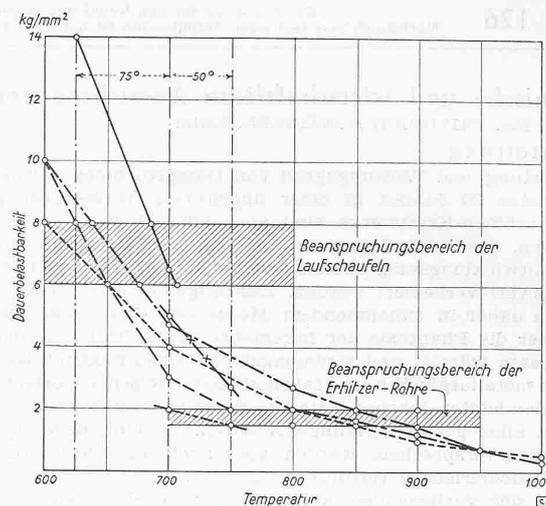


Abb. 4. Dauerbelastbarkeit (1% Dehnung in 1000 h) von hochhitzebeständigen austenitischen Chromnickelstählen (18 bis 25% Cr, 10 bis 15% Ni oder Mn) in Abhängigkeit der Temperatur

Bevor auf die einzelnen Wirkungsgrade eingetreten werden kann, seien einige grundsätzliche Bemerkungen angeführt:

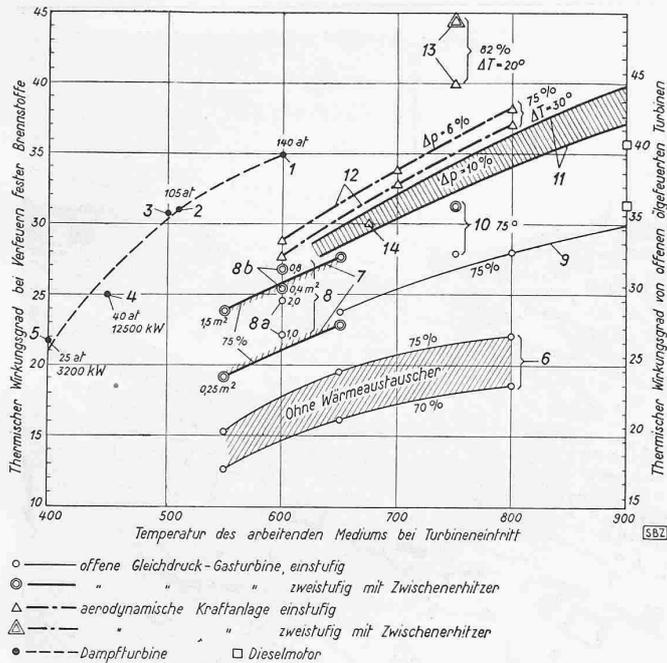
a) Bei den Lufterhitzern geschlossener Turbinen liegt die höchste Rohrwandtemperatur nur 30 bis 50° C höher als die Lufttemperatur bei Erhitzer Austritt, und etwa 100° C höher als die der Schaufeln des ersten Turbinenrades. Man ist versucht anzunehmen, diese höhere Rohrwandtemperatur sei für die Beurteilung der zulässigen Höchsttemperatur massgebend, und es dürften demzufolge bei einem Vergleich zwischen offenem und geschlossenem Prozess bei jenem eine höhere Arbeitsmitteltemperatur vor der Turbine angenommen werden, als bei diesem, was dort eine entsprechende Verbesserung des Wirkungsgrades bedeuten würde. Dies trifft nun nicht zu, wenigstens nicht bei Turbinen mit nicht künstlich gekühlten Schaufeln: Die heissesten Lufterhitzerrohre weisen nämlich Beanspruchungen von höchstens 150 bis 200 kg/cm<sup>2</sup> auf, während man bei den Schaufeln des ersten Turbinenrades nicht unter 600 bis 800 kg/cm<sup>2</sup> kommt, ganz abgesehen von den Spannungskonzentrationen an den Übergangstellen. Wenn auch die Dauerstandfestigkeiten hitzebeständiger Sonderstähle bei Temperaturen über 600° C stark abnehmen, Abb. 4, so erreichen sie doch erst bei Temperaturen die niederen Werte der Lufterhitzerrohre, die um 125 bis 200° C über denen liegen, die den hohen Schaufelbeanspruchungen entsprechen. Es ist demzufolge, wenigstens bei Turbinen mit ungekühlten Schaufeln, durchaus richtig, von der gleichen Arbeitsmitteltemperatur vor der Turbine auszugehen.

b) Bei einem Vergleich zwischen offenem und geschlossenem Verfahren muss man neben den Wirkungsgraden auch die Anlagekosten berücksichtigen. Diese Kosten sind in starkem Masse von der Grösse der Wärmeaustauscher abhängig. Diese Apparate müssen daher auf eine bezüglich Gesamtkosten vergleichbare Basis gestellt werden.

c) Ausser dem Wirkungsgrad spielen die Brennstoffkosten am Aufstellungsort eine entscheidende Rolle: Wenn auf dem Weltmarkt Dieselöl rd. 70%, Gasöl rd. 100% mehr kostet als Heizöl, so können Oelturbinen trotz wesentlich kleinerem thermischem Wirkungsgrad wirtschaftlicher sein als Dieselmotoren.

d) Ferner sind für Turbine und Verdichter verschiedener Systeme jeweils die gleichen Wirkungsgrade anzunehmen. Bei grösseren Maschinen darf heute bei der Turbine mit einem thermodynamischen Wirkungsgrad (gegenüber adiabatischer Expansion) von 88%, beim Kompressor mit adiabatischen Stufengruppen-Wirkungsgraden von 85% gerechnet werden, sodass ein Vergleichswirkungsgrad von  $0,88 \cdot 0,85 = 0,75$  oder 75% mit Sicherheit angenommen werden kann; namhafte Ingenieure halten sogar 80 bis 82% für erreichbar. Die Kurven 6, Abb. 3, zeigen die starke Steigerung des Gesamtwirkungsgrades bei einer Zunahme des Vergleichswirkungsgrades von 70 auf 75%. Gelingt es beispielsweise, die Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter je nur um 2% zu heben, so verbessert sich der Gesamtwirkungsgrad um 5 bis 7%; es lohnt sich also, an der stetigen Verbesserung dieser Teile unermüdlich weiterzuarbeiten!

Es sind nun allerdings Fälle denkbar, wo das Arbeitsverfahren Unterschiede in den Wirkungsgraden verursacht, so z. B. wenn beim einen Verfahren zwar eine höhere Anfangstemperatur als bei einem andern zugelassen werden darf, sein thermischer



Wirkungsgrad aber nicht um den theoretisch zu erwartenden Betrag höher wird, weil mit der höheren Temperatur höhere innere Verluste auftreten, oder die Schaufelkühlung stärker hervortritt, oder der hochhitzebeständige Schaufelbaustoff sich weniger genau bearbeiten lässt, oder der Wärmeaustauscher aus praktischen Gründen nicht so gross ausgeführt werden kann, oder Schutzrechte dem einen Verfahren zur Verfügung stehen, die auch beim andern vorteilhaft wären. Der Vergleich der Wirkungsgrade nach Abb. 3 muss daher mit Vorsicht durchgeführt werden und ist durch Ueberlegungen, wie sie soeben angedeutet worden sind, zu ergänzen.

Betrachtet man nun die Punkte und Kurven der Bestlast-Wirkungsgrade (Abb. 3), so erkennt man zunächst die durch die Kurven 6 dargestellten, mit offenen einstufigen Turbinen erzielbaren Werte, die bei der heute als zulässig erachteten Höchsttemperatur von 600°C und Oelfeuerung 19 bzw. 22% betragen; der Wärmeaustauscher verbessert diese Werte je nach seiner Grösse auf 26 bzw. 29% (Punkte 8a). Die gerechnete Kurve 9, die für eine Austauschfläche von 1 m<sup>2</sup>/kW gilt, zeigt, welche weitere Steigerung bei höheren Arbeitsmitteltemperaturen erzielbar wäre, sofern die hierfür erforderlichen Baustoffe beschafft werden könnten. Eine weitere Verbesserung bringt das zweistufige Verfahren, Kurve 7 und Punkte 8b, wobei wiederum die Grösse des Wärmeaustauschers sich stark fühlbar macht. Auch hier weisen die für reichlich bemessene Austauschflächen (deren Grösse allerdings nicht näher angegeben ist) berechneten Kurven 11 auf spätere Möglichkeiten hin.

Ueber die aerodynamische Kraftanlage liegen nunmehr sehr genaue Versuchsergebnisse vor (SBZ Bd. 125, S. 269\* und 279\*), die, auf Kohlenfeuerung umgerechnet, den Punkt 14 ergeben. Dies ist der weitaus beste thermische Wirkungsgrad, der bisher an Gasturbinen-Wärmeanlagen tatsächlich gemessen wurde. Bei Anlagen grösserer Leistung darf mit den durch die Kurven 12 dargestellten Werten gerechnet werden. Die Zwischenerhitzung und die Steigerung des Vergleichswirkungsgrades auf 82% würde bei 750°C Lufttemperatur vor der Turbine die sehr hoch liegenden Punkte 13 ergeben. Dabei ist zu beachten, dass die dargestellten Bestlastwirkungsgrade der aerodynamischen Turbine bei Teillasten nur wenig absinken.

Interessant ist der Vergleich mit den besten bestehenden Dampfturbinen, für die die gestrichelte Kurve links berechnete und gemessene Werte zusammenfasst. Darnach sind Wirkungsgrade von 31% (Punkte 2 und 3) erreichbar. Der Punkt 1 soll andeuten, was nach einem Vorschlag von Dr. A. Meyer [6] erzielbar erscheint, wenn der in normalen Hochdruckkesseln erzeugte Frischdampf von 140 ata und 450°C und der Zwischendampf von rd. 30 ata und 400°C in zwei dicht bei der Turbine stehenden, nach dem Velox-Verfahren arbeitenden Ueberhitzern mit Kohlenstaubfeuerung beide Male auf 600°C erwärmt würden. Die Kraftzentralen würden bei Anwendung dieses Verfahrens allerdings sehr verwickelt, es bleibt abzuwarten, ob sich Ueberhitzungstemperaturen über 500°C im Dampfturbinenbau einbürgern können. Immerhin zeigt dieser Vorschlag, dass bei Steinkohle mit Dampfturbinen mit Zwischenüberhitzung von 600/600°C höhere Gesamtwirkungsgrade erreicht werden können, als mit Gasturbinen mit 700°C bei Turbineneintritt und einem Vergleichswirkungsgrad von 75%.

Der Vollständigkeit halber sind die Gesamtwirkungsgrade von Grossdieselmotoren ganz rechts aufgetragen, die sich zwischen 36 und 40% bewegen, entsprechend einem spezifischen Brennstoffverbrauch von 176 gr/PSeh (bei Zweitakt) bzw. 158 gr/PSeh (bei Viertakt und Aufladung). Beim Vergleich darf nicht vergessen werden, dass hier nur die verhältnismässig teuren Dieselöle oder Gasöle verwendet werden können. Wie Kurve 12 und Punkt 13 zeigen, gestattet der geschlossene Gleichdruckturbinenprozess mit den hier möglichen Verbesserungen mit billigem Heizöl oder mit festen Brennstoffen mindestens ebenso hohe Werte zu erreichen.

Spekulationen darüber anzustellen, ob und wann die erörterten Verbesserungen von Gasturbinen sich verwirklichen lassen, ist nicht der Zweck dieser Arbeit. Wir wollen uns vielmehr mit der Feststellung begnügen, dass es bei etwa 650°C Anfangstemperatur — und bei einer Verbesserung der inneren Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter um wenige Prozent schon bei etwa 600°C — möglich sein muss, in Steinkohlen-Gasturbinenkraftwerken Wirkungsgrade zu erzielen, die ebenso gut oder etwas besser sind, als diejenigen unserer grössten Hochdruckdampfkraftwerke mit 500°C Frischdampftemperatur, Zwischenüberhitzung, vielfacher Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf, verwickelter Speisewasseraufbereitung und den sonstigen Verfeinerungen der hochentwickelten Dampftechnik. Die Aussichten sind also so vielversprechend, dass keine Mühe gescheut werden darf, sie zu verwirklichen. (Schluss folgt)

Abb. 3. Thermische Wirkungsgrade von Dampf- und Gasturbinen bei der günstigsten Belastung und Verfeuern von Steinkohle, bezogen auf die tatsächlich nutzbare Klemmenleistung in Abhängigkeit der Arbeitsmittel.

m<sup>2</sup> = m<sup>2</sup>/kW spezifische Heizfläche des Wärmeaustauschers (WA).  
 % =  $\eta_T \cdot \eta_V$  = Produkt der mittleren Stufenwirkungsgrade von Gasturbine  $\eta_T$  und Verdichter  $\eta_V$ .

$\Delta p$  = Druckverlust geschlossener Gasturbinen in % des gesamten Druckgefälles.

$\Delta T$  = mittlere Temperaturdifferenz im Wärmeaustauscher.

Punkte 1 bis 5: Dampfturbinen

- 1 140 at, 600/600°, Rauchgaszwischenüberhitzung, fünffache Speisewasservorwärmung, Frischwasserkühlung, 50 000 kW-Turbinen. A. Meyer, BBC-Mitteilungen 1943, S. 131.
- 2 105 at, 510/425°, Rauchgaszwischenüberhitzung, Rückkühlung, 32 000 kW-Turbinen. Kaissling und Kahlert, Z. VDI 1941, S. 375.
- 3 125 at, 500°. K. Schröder, Z. VDI 1942, S. 511.
- 4 40 at, 450°, Frischwasserkühlung, 12 500 kW-Turbinen.
- 5 25 at, 400°, Frischwasserkühlung, 3 200 kW-Turbinen.

Punkte 6 bis 11: Offene Gleichdruckturbinen

- 6 Einstufige, offene Gasturbine von 2000 kW Leistung, ohne Wärmeaustauscher.  $\eta_T \cdot \eta_V = 70$  bzw. 75%. A. Meyer, Stahl und Eisen 1939, S. 1375.
- 7 Zweistufige, offene Gasturbine von 2000 kW Leistung mit Zwischenerhitzung auf Anfangstemperatur, 0,25 bzw. 1,50 m<sup>2</sup>/kW Heizfläche des Wärmeaustauschers,  $\eta_T \cdot \eta_V = 75\%$ . A. Meyer, Stahl u. Eisen 1939, S. 1375.
- 8 Offene Gasturbine bei einstufiger Ausführung mit 1,0 u. 2,0 m<sup>2</sup>/kW Heizfläche des Wärmeaustauschers, bei zweistufiger Ausführung mit 0,4 und 0,8 m<sup>2</sup>/kW Heizfläche des Wärmeaustauschers,  $\eta_T \cdot \eta_V = 75\%$ . H. Pfenninger, SBZ Bd. 123, S. 281\*, 307\* (1944).
- 9 Einstufige offene Gasturbine ohne nähere Angaben.  $\eta_T \cdot \eta_V = 75\%$ . Wirkungsgrad des Wärmeaustauschers 70%. W. Piening, Archiv für Vörmwirtschaft 1941, S. 19.
- 10 Offene, einstufige Gasturbine und offene zweistufige Gasturbine mit Zwischenerhitzung auf 600°, 15 000 kW Leistung; 0,25 m<sup>2</sup>/kW Heizfläche des Wärmeaustauschers,  $\eta_T \cdot \eta_V = 75\%$ . Firmenausarbeitung.
- 11 Voraussichtlich mit zweistufigen offenen Gasturbinen von 10 000 bis 20 000 kW Leistung im Laufe der Zeit erreichbare Werte,  $\eta_T \cdot \eta_V = 75\%$ . Eigene Ermittlung.

Punkte 12 bis 14: Aerodynamische Kraftanlagen

- 12 Geschlossene einstufige Gasturbine,  $\eta_T \cdot \eta_V = 75\%$ , mittleres Temperaturgefälle im Wärmeaustauscher  $\Delta T = 30^\circ$ , Druckverlust  $\Delta p = 6$  bzw. 10% des verfügbaren Druckgefälles. J. Ackeret und C. Keller, Z. VDI 1941, S. 498.
- 13 Geschlossene Gasturbine, 10 000 kW Leistung mit und ohne Zwischenerhitzung,  $\eta_T \cdot \eta_V = 82\%$ , Anfangstemperatur = 750°, Abgastemperatur = 180°,  $\Delta T = 20^\circ$ . J. Ackeret u. C. Keller, Z. VDI 1941, S. 498.
- 14 Aerodynamische Kraftanlage von Escher Wyss A.-G., Zürich. H. Quiby, SBZ Bd. 125, S. 269\*, 279\* (1945).