Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 125/126 (1945)
Heft: 8

Artikel: Technische und wirtschaftliche Aussichten von Gasturbinen
Autor: Münzinger, Friedrich
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-83714

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: 15.08.2025

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

Band 126 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. 8

Technische und wirtschaftliche Aussichten von Gasturbinen

Von Dr. Ing. FRIEDRICH MÜNZINGER, Berlin

(Schluss von Seite 65)

Da Gasturbinen in thermischer Beziehung seltsamerweise fast ausschliesslich mit sehr grossen Dampfturbinen verglichen werden, wird eine wichtige Eigentümlichkeit ganz übersehen. Nach Abb. 5 ist nämlich der Wärmeverbrauch von Dampfturbinen bei 30 000 bis 50 000 kW-Maschinen um rund ein Drittel kleiner als bei 3000 kW-Maschinen, nimmt also mit fallender Maschinengrösse sehr stark zu. Wirkungsgrade in der Grössenordnung von 30 % haben nur sehr grosse Dampfkraftwerke. Bei Gasturbinen liegen die Verhältnisse aber insofern anders, als sie (wegen ihrer schon bei kleiner Nutzleistung grossen tatsächlichen Leistung und der für kleine Leistungen günstigen Volumenverhältnisse des arbeitenden Mediums) ihren niedrigsten Wärmeverbrauch bei dem offenen zweistufigen Verfahren schätzungsweise bereits bei 6000 kW-Maschinen, beim geschlossenen Verfahren schätzungsweise bereits bei 8000 kW-Maschinen erreichen. Aber auch darin besteht in dieser Beziehung zu Gunsten der Gasturbine ein wesentlicher Unterschied, dass der

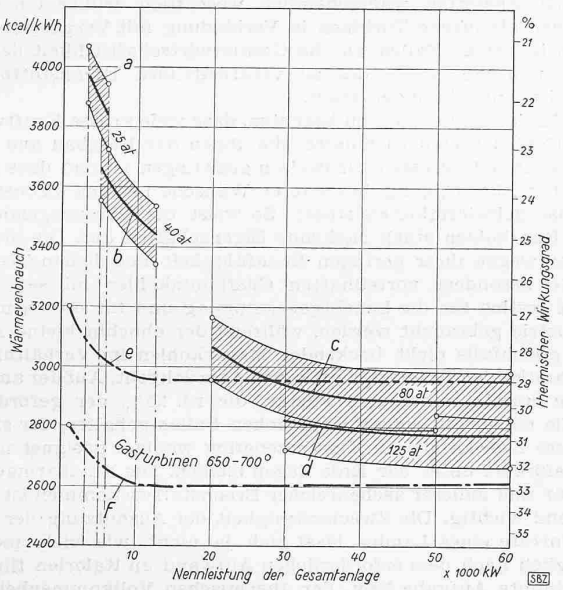

Abb. 5. Ungefährer spezifischer Wärmeverbrauch und thermischer Wirkungsgrad von Gas- und Dampfturbinenanlagen in Abhängigkeit der Nennleistung bei Verfeuern von Steinkohle und bezogen auf die nutzbar abgegebene Leistung

Kurven a bis d: Dampfturbinen mit Frischwasserkühlung

a 25 at, 400°; eine Anzapfung; Kessel mit Rostfeuerung von 20 bis 32 t/h.

b 40 at, 450°; zwei bis drei Anzapfungen; Kessel mit Rostfeuerung von 32 t/h.

c 80 at, 500°; drei bis fünf Anzapfungen; Kessel mit Kohlenstaubfeuerung von 50 bis 125 t/h; Zwischenüberhitzung.

d 125 at, 500°; drei bis fünf Anzapfungen; Kessel mit Kohlenstaubfeuerung von 50 bis 125 t/h; Zwischenüberhitzung.

Kurven e und f: Gasturbinen, $\eta_T \cdot \eta_V = 75\,\%$, *Anfangstemperaturen 650 bis 700°.*

e Offene, einstufige Gasturbinen.

f Aerodynamische Kraftanlagen mit und ohne Zwischenerhitzung.

Wärmeverbrauch zwischen der thermisch günstigsten Maschinengrösse und einer kleinern von beispielsweise 2000 bis 3000 kW Leistung bei geschlossenen Gasturbinen nur um schätzungsweise 4 bis 8 %, bei offenen Gasturbinen möglicherweise noch weniger verschieden ist. Gasturbinen sind daher nach Abb. 5 bei Leistungen bis zu etwa 15 000 kW Dampfturbinen thermisch erheblich überlegen und scheinen daher berufen zu sein, kleine und mittlere Kraftwerke auf eine bisher mit Dampfturbinen nicht erreichte Wärmewirtschaftlichkeit zu bringen, was auch für Werke der öffentlichen Stromversorgung und für Schiffe kleiner und mittlerer Tonnage grosse Bedeutung erlangen könnte.

IV. Lufterhitzer für geschlossene Anlagen

Geschlossene Anlagen benötigen bei allen Brennstoffen Lufterhitzer, offene Anlagen bei festen Brennstoffen Vergaser, von deren Verhalten und Kosten die Aussichten beider Verfahren entscheidend abhängen. Der Druck in Lufterhitzern beträgt nur etwa 25 % desjenigen moderner Höchstdruckkessel; die Wandstärken der druckfesten Teile gehen aber nicht im selben Masse zurück, weil die den hohen Temperaturen ausgesetzten Heizflächen nur mit einem Bruchteil der bei Höchstdruckkesseln zulässigen Werte belastet werden dürfen, Abb. 4. Obgleich Lufterhitzer wesentlich weniger Sammler als Zwangsdurchlaufkessel und keine Fallrohre haben, machen die an der Wärmeübertragung nicht teilnehmenden druckfesten Teile einen grösseren Prozentsatz des Gesamtgewichtes des druckfesten Körpers aus. Dies rührt zum Teil davon her, dass das Volumen der Heissluft pro 1 kg verbrannter Kohle etwa 20 bis 25 mal grösser ist, als das von Heissdampf von 125 at und 500° und überdies nur mässige Druckverluste und Baustoffbeanspruchungen zulässig sind. Deshalb muss man die Luft in verhältnismässig kurzen aber breiten, in ihrer Geschwindigkeit wohl abgestuften Strömen unter Vermeidung toter Heizflächen durch den Lufterhitzer schicken und im höheren Temperaturbereich dafür sorgen, dass in parallel geschalteten Rohren tunlichst gleiche Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder herrschen. Die heissesten Rohrwandteile müssen so ausgebildet sein, dass auf ihnen Flugasche sich nicht ansetzen, bzw. leicht abgestossen werden kann. Die Uebertemperatur der heissesten Rohrwand über die Endtemperatur der Luft lässt sich dann bis auf 30 bis 50° C herabdrücken.

Lufterhitzer für 30 at und 700° Heisslufttemperatur haben etwa denselben Raumbedarf wie Höchstdruckdampfkessel von gleicher elektrischer Nutzleistung und gleichem Wirkungsgrad; sie fallen etwa 20 % leichter aus. Die teuren Sonderstähle haben auf den Gesamtpreis nur geringen Einfluss, weil die druckführenden Teile nur rd. 25 % des gesamten Eisengewichtes ausmachen und wiederum nur ein Teil davon Sonderstähle verlangt.

V. Vergaseranlagen für offene Turbinen

Die heutigen Verhältnisse im Bau von Vergaseranlagen für Grosskrafterzeugung erinnern sehr an die Jahre 1916/17, als mich Geheimrat Klingenberg mit der Ausarbeitung der Abhandlung «Die Wirtschaftlichkeit von Nebenproduktenanlagen für Kraftwerke» [8] beauftragte. Auch jenesmal unterschätzten viele Ingenieure die Schwierigkeiten des Baues geeigneter Vergaser. In der Veredelung fester Brennstoffe ist seither zwar Grosses geleistet worden, das Hauptaugenmerk war aber hierbei entweder auf die Gewinnung hochwertiger Oele (bei Braunkohle) oder hochwertiger Schwelkokse (bei Steinkohle) gerichtet, da deren Verkaufserlös den eigentlichen Träger der betreffenden Schwelverfahren darstellt [9]. Ohne geeignete Vergaser würden offene Gasturbinen mindestens solange ausscheiden, als ihr Betrieb mit Kohlenstaubfeuerungen noch nicht geglückt ist.

Zur Zeit herrschen Drehrostgeneratoren bei weitem vor, die aber nur vereinzelt mit einem Schachtdurchmesser von mehr als 3,0 m gebaut wurden. Sie reichen bei 3,5 m Durchmesser und geeigneter Steinkohle für eine elektrische Nutzleistung von 3500 bis 4500 kW aus. Für ein 200 000 kW-Kraftwerk brauchte man somit rd. 50 Vergaser, eine Zahl, die schon wegen des ausserordentlich grossen Platzbedarfes und der Vielgliedrigkeit der Anlage undiskutierbar ist. Infolge der kleinen Einzelleistung werden auch die Anlagekosten bzw. das erforderliche Eisengewicht untragbar hoch [10]. Zu Schachtdurchmessern über 3,5 m würde man sich nur ungern entschliessen, zumal sie im Bereiche des technisch noch Zulässigen auch keine grundlegende Besserung brächten.

Nun verspricht die von der Firma Lurgi für die Stadtgasherstellung aus Braunkohle zu grosser Vollkommenheit entwickelte Druckvergasung auch die Kraftgaserzeugung vorwärtszubringen, weil infolge des hohen Vergasungsdruckes von 20 bis 25 at die spezifische Schachtbelastung auf den vier- bis fünffachen Betrag erhöht werden kann und die Apparate für das Entteeren und Entstauben des erzeugten Gases wenig Raum beanspruchen und billig ausfallen [11, 12, 13]. Infolge der für das Einschleusen der Kohle bzw. das Ausschleusen ihrer Schlacke und infolge der durch den hohen Innendruck erforderlichen konstruktiven Massnahmen (druckfester, wassergekühlter Vergasermantel usw.) ist die Frage noch offen, ob Druckvergaser nennenswert billiger als Vergaser für atmosphärischen Druck gebaut werden können. Aber auch im verneinenden Falle könnten sie durch ihren kleineren Platzbedarf und die geringere Zahl von Vorrichtungen, die regelmässig bedient werden müssen, wesentliche Vorteile bieten.

Natürlich würde man sie mit atmosphärischer Luft und nicht, wie bei Druckvergasern für Stadtgasgewinnung, mit Sauerstoff betreiben, da es bei Kraftgasgeneratoren auf die Erzeugung eines tunlichst billigen und nicht eines besonders heizkräftigen Gases ankommt. Da aber dann das aus dem Brennstoffbett austretende Gasvolumen um den inerten Luftstickstoff vergrössert wird, muss man die spezifische Schachtbelastung wegen der Gefahr des Mitreissens von Staub und einer Verschlechterung des gewonnenen Teeres entsprechend verringern, was die Abmessungen für eine gegebene Leistung vergrössert.

Die Anwendungsmöglichkeiten von Vergasern für Grosskrafterzeugung hängen nun in hohem Masse davon ab, ob tunlichst viel Teer aus festen Brennstoffen gewonnen werden muss, wie hoch der Teergehalt einer Kohle ist und was der gewonnene Teer einbringt. Viele Kraftwerke müssen ein sehr breites Brennstoffband verfeuern, beginnend mit Gasflammkohlen mit 35 bis 40 % flüchtigen Bestandteilen (bezogen auf Reinkohle) und einem analysenmässigen Teergehalt von mehr als 12 %, bis herab zu Magerkohle mit nur 16 % flüchtigen Bestandteilen und entsprechend wenig Teer.

Je nach den besonderen Verhältnissen lässt sich eine Teerausbeute von 80 bis 90 % der theoretischen erzielen. Die Güte des Teeres hängt von der Herkunft und der Behandlung der Kohle beim Vergasen ab. Bereits heute können Vergaser aus geeigneter Kohle praktisch ebenso guten Teer wie Schwelanlagen erzeugen.

Bei Braunkohlen wird der Teer in Schwelschächten, die auf die Vergaser aufgebaut sind, ausgeschwelt; bei nicht backenden Steinkohlen kommen auch Glocken zur Verwendung, die im Vergaserschacht hängen. Das sogenannte Klargas, das teerfrei ist, verlässt den unter Atmosphären-Druck arbeitenden Drehrostvergaser bei Steinkohle mit etwa 500 bis 600°, bei Braunkohle von 20 % Wassergehalt mit etwa 350°. Da das Gas vor seiner Verwendung in Gasturbinen weitgehend entstaubt werden muss, kann nur ein Teil seiner fühlbaren Wärme mit einem tragbaren Aufwand an Kosten in ihm erhalten bleiben, sodass man auch unter günstigen Verhältnissen auf einen wesentlich höheren Vergaserwirkungsgrad als etwa 85 % (bei Einrechnen der fühlbaren Gaswärme) in absehbarer Zeit nur bei Verzicht auf Teergewinnung wird rechnen können.

Die grossen Schwierigkeiten einer hinreichenden Entstaubung erkennt man aus folgender Ueberlegung: Bei Kolbengasmaschinen rechnet man mit einem noch zulässigen Staubgehalt des Gichtgases von 0,015 gr/Nm³, was einer Staubzufuhr von 0,05 gr/kWh entspricht. Demgegenüber brächten die Verbrennungsprodukte von Steinkohle mit 10 % Aschengehalt selbst bei dem ausserordentlich hohen Entstauber-Wirkungsgrad von 99 % rd. 12 mal mehr, d. h. rd. 0,6 gr/kWh Staub in eine zweistufige, offene Gasturbine, wobei zwar der Staubgehalt des Gases auch nur etwa 0,015 gr/Nm³ beträgt, aber der Luftüberschuss aus den oben angeführten Gründen viel grösser gewählt werden muss. Der Staubgehalt begrenzt bei vielen Kohlen die zulässige Gastemperatur vor der offenen Turbine: Bei Temperaturen über 650 bis 750° C beginnen sich im Entstauber und in den ersten Turbinenstufen Verkrustungen zu bilden, auch wenn Brennkammer, Entstauber und Turbine an sich gut arbeiten.

Wenn man nun frägt, welche Bauarten sich für Grosskraftgaserzeuger besonders empfehlen, wird man wegen ihrer hohen spezifischen Schachtbelastung vor allem an Staub- und Abstichgaserzeuger mit flüssigem Schlackenabzug denken müssen, bei denen man spezifische Schachtbelastungen von 1000 bis 1500 kg/m² h zu erreichen hofft. Beide Bauarten liefern aber in ihrer bisherigen Ausführung ein sehr heisses Gas (1000° und mehr) und neigen zum Mitreissen von Flugkoks und Flugasche. Während aber Staubgaserzeuger, die sehr feinen Staub in der Schwebe vergasen, für verhältnismässig vielerlei Kohlensorten geeignet sind, verlangen Abstichgaserzeuger eine grobstückige, gut klassierte, wenig backende Kohle mit nicht zu schwer schmelzender Asche, die in Kraftwerken häufig nicht zur Verfügung steht. Welcher Vergasungsdruck sich empfiehlt, lässt sich heute noch nicht sicher übersehen. An sich würden Druckvergaser für etwa 20 at recht gut zu offenen zweistufigen Gasturbinen mit Zwischenerhitzung passen, doch könnte unter Beachtung aller in Betracht kommenden Gesichtspunkte besonders bei kleineren und mittleren Werken vielleicht ein etwas niedrigerer Vergasungsdruck den Vorzug verdienen. Namhafte Fachleute halten Abstichvergaser zur Kraftgaserzeugung für besonders geeignet, sofern es gelingt, sie so zu bauen und zu betreiben, dass ein gut zündfähiges Gas von verhältnismässig niedriger Temperatur ohne Gefährdung des künstlichen Schlackenabzuges erhalten wird. Hohe Gastemperaturen gestalten die Entstaubung schwierig und kostspielig; sie sind daher zu vermeiden.

Die Anforderungen an Vergaser für Grosskraftwerke sind, wie man sieht, sehr hoch. Sie müssen ein verhältnismässig breites Band von Brennstoffen, darunter auch feinkörnige und etwas backende Kohlen verarbeiten können, sie müssen einfach, billig, sehr leistungsfähig sein, dürfen nur wenig Raum beanspruchen und sollen mit bestem Wirkungsgrad arbeiten. Das Gas muss sich leicht in genügendem Masse entstauben und entteeren lassen. Dabei können die sonst üblichen Verfahren, den Brennstoff für die Vergasung geeigneter zu machen, nicht angewendet werden, weil sie die bei grossen Kraftwerken ohnehin nicht leichte Wettbewerbsfähigkeit von Gasturbinen beeinträchtigen würden. Solche Verfahren sind: Das Vorschwelen, das Brikettieren, das künstliche Altern, das Aussieben des Unterkornes, die Anwendung grosser Wärmeaustauscher zum Rückgewinnen der fühlbaren Wärme hinter dem Vergaser. Bei der Entwicklung von Vergasern für Grosskraftwerke muss man sich, wie man aus den aufgeführten Bemerkungen ersehen kann, auf lange und kostspielige Versuchsarbeiten gefasst machen, von deren Erfolg die Aussichten offener Gasturbinen in hohem Masse abhängen.

Dagegen lässt sich schnell feststellen, ob die Gefahr der durch die hohen Rohrwandtemperaturen verursachten Verschlackung von Lufterhitzern nicht unschwer durch geeignete konstruktive Massnahmen überwunden werden kann. Geschlossene Gasturbinen können daher für die Krafterzeugung aus festen Brennstoffen wahrscheinlich wesentlich früher eingesetzt werden als offene Turbinen in Verbindung mit Vergasern, wenn man in beiden Fällen an die Gesamtwirtschaftlichkeit der Anlage und die Breite des zu verarbeitenden Brennstoffbandes gleiche Anforderungen stellt.

Es ist schliesslich zu beachten, dass viele grosse Kraftwerke die Kohlen verfeuern müssen, die ihnen der Bergbau aus übergeordneten Interessen zuzuweisen gezwungen ist und dass daher die Berücksichtigung besonderer Wünsche bei den Zechen auf grosse Schwierigkeiten stösst. So weist der überwiegende Teil der Ruhrkohlen stark backende Eigenschaften auf. Die für Vergaser wegen ihrer geringen Backfähigkeit und hohen Teerausbeute besonders vorteilhaften Gasflammkohlen müssen schon jetzt restlos für die Leuchtgaserzeugung und für die chemische Industrie gebraucht werden, während der ohnehin kleine Anteil der gleichfalls nicht backenden Magerkohlen im Verhältnis zur Gesamtkohlenförderung immer mehr zurückgeht. Auf der anderen Seite musste bisher eine Menge, die rd. 25 % der geförderten Kohle entspricht, wegen ihres hohen Ballastgehaltes, der sie für andere Zwecke als die Krafterzeugung weniger geeignet macht, ungefördert unter der Erde liegen bleiben. Die Nutzbarmachung dieser und anderer aschenreicher Brennstoffvorkommen ist überragend wichtig. Die Zweckmässigkeit der Ausnutzung der Kohlenvorräte eines Landes lässt sich ja nicht, wie viele meinen, lediglich nach dem erforderlichen Aufwand an Kalorien für eine bestimmte Aufgabe bzw. der thermischen Vollkommenheit der für diesen Zweck benutzten Maschinen, sondern letzten Endes nur danach beurteilen, was die Gesamtheit aller Kohlenverbraucher aus den zu einer gegebenen Zeit an sich technisch verwertbaren Brennstoffen insgesamt herauszuholen imstande ist. Bei vielen Kraftwerken kommt es daher vor allem darauf an, anderweitig schwieriger verwertbare Brennstoffe ungeachtet der erzielbaren Teerausbeute zu verfeuern. Diese Aufgabe hat man bisher nur mit Feuerungen zu lösen versucht, die gegen Brennstoffwechsel wesentlich unempfindlicher sind als die z. Zt. bekannten Vergaser. In der Vergasung aschenreicher Brennstoffe scheinen sich aber neuartige Wege abzuzeichnen, die, wenn sie sich als gangbar erweisen sollten, auf den Wettbewerb zwischen Gasturbinen und Dampfturbinen nicht ohne Einfluss bleiben dürften.

VI. Regelung von Gasturbinen

Bei allen Kraftmaschinen ist grundsätzlich zu unterscheiden zwischen dem Fahren bei Teillast im Beharrungszustand und den Vorgängen beim Anpassen der Energieerzeugung an eine sich verändernde Belastung. Wir haben festgestellt, dass einstufige offene Gasturbinen bei Teillast kleine Wirkungsgrade aufweisen, dass diese Wirkungsgrade sich verbessern, wenn der Kompressor mit einer besondern Turbine angetrieben wird und die Drehzahl dieses Hilfs-Maschinensatzes sich der Belastung anpassen kann, dass demgegenüber bei der aerodynamischen Kraftanlage der Wirkungsgrad bei abnehmender Last nur sehr wenig sinkt und die Verhältnisse hier wesentlich günstiger liegen als bei Dampfturbinenanlagen (vgl. Bd. 125, S. 279*, Abb. 12).

Die Anpassung der Energieerzeugung ist bei allen Kraftmaschinen mit zusätzlichen Verlusten verbunden, die umso grösser ausfallen, je grösser die Laständerung ist. Bei einstufigen offenen Gasturbinen erfolgt sie durch Verändern der Brennstoffzufuhr, was sich bei Oelfeuerung verhältnismässig einfach durchführen

lässt. Bei offenen Turbinen für feste Brennstoffe wird man ausserdem Regelventile in der Gasleitung zwischen Vergaser und Brennkammer einbauen müssen, um sich raschen Laständerungen genügend schnell anpassen zu können. Die Erfahrung wird zeigen, ob man damit auskommt. Eine präzisere Regelung wäre durch Einschalten des Regelventiles unmittelbar vor der Turbine möglich. Dies würde aber zu grossen Ventilen führen, die zudem den höchsten Temperaturen ausgesetzt wären und offensichtlich einen schwachen Punkt der ganzen Anlage darstellen würden.

Bei der aerodynamischen Kraftanlage lässt sich das Regelproblem in einfacher und betriebssicherer Weise durch ein Ueberströmventil zwischen Druck- und Saugstutzen des Kompressors, also im Bereich niedriger Temperaturen lösen, das bei raschen Entlastungen vorübergehend öffnet und so, wie die Versuche an der Escher Wyss AK-Anlage bewiesen, eine sehr feine Anpassung an beliebige Laständerungen ergibt. Naturgemäss ergeben dieser Vorgang sowie die Veränderung des Druckpegels Energieverluste, die bei häufigen Laständerungen den Wirkungsgrad merklich verschlechtern. Die Erfahrung wird auch hier zeigen, wie hoch diese Einbusse im praktischen Betrieb bewertet werden muss.

VII. Gewicht, Kosten und Anwendungsgebiete von Gasturbinen

Das Gewicht der Turbine mit dem zugehörigen Kompressor wird bei offenen Gasturbinen wesentlich höher ausfallen als bei Dampfturbinen gleicher Leistung. So wiegt die einstufige, mit Oel betriebene 4000 kW-Notstromanlage für das El.-Werk Neuenburg etwa 16 kg/kW, wobei auf Kompressor und Verdichter allein 11 bis 12 kg/kW fallen; während eine Kondensationsturbine gleicher Leistung ohne Kondensator nur etwa 5,5 bis 6,5 kg/kW schwer ist. Dies rührt davon her, dass die Turbine für etwa die dreifache Leistung gebaut werden muss, und der Kompressor, der davon zwei Drittel aufzehrt, als zusätzliches Gewicht hinzukommt. Noch ungünstiger liegen die Verhältnisse bei zweistufigen offenen Gleichdruckturbinen mit Zwischenerhitzung, weil hier Turbine und Verdichter in mehrere Einheiten unterteilt werden müssen. Mit dem höhern Einheitsgewicht wachsen hier auch die Kosten pro 1 kg fertigem Maschinengewicht. Anderseits sind bei aerodynamischen Turbinen wesentlich kleinere Anlagekosten und Gewichte zu erwarten, weil hier dank dem dichteren Medium Turbine und Kompressor klein ausfallen und die Grenzleistung um ein Mehrfaches höher liegt.

Wie sehr die Nennleistung eines Dampfkraftwerkes die Anlagekosten beeinflusst, zeigt Abbildung 6. Bei Gasturbinen-Kraftwerken dürften die Verhältnisse ähnlich liegen: Lufterhitzer verhalten sich in dieser Beziehung ähnlich wie Dampfkessel; bei Gasturbinen wird der Preis voraussichtlich etwas langsamer abnehmen als bei Dampfturbinen. Zu Gunsten der Gasturbinen spricht das Wegfallen der Vorrichtungen für das Aufbereiten und Vorwärmen des Speisewassers, sowie eine Verkleinerung der Einrichtungen und Kosten für die Kühlwasserbeschaffung. Oft kommt man auch mit kleineren Gebäuden aus. Berücksichtigt man diese Umstände, so findet man, dass je nach den örtlichen Verhältnissen der Eisenaufwand bei Grosskraftwerken mit Dampfturbinen (mit einem Frischdampfzustand von 125 at und 500° C) 100 bis 125 kg/kW, bei Gasturbinen (mit einer Betriebsmitteltemperatur vor der Turbine von 650 bis 700° C) 83 bis 110 kg/kW, also rd. 15% weniger beträgt. Die weiten Grenzen rühren z. T. von der Kühlwasserbeschaffung her, die je nach den örtlichen Verhältnissen stark verschieden ist und deren Kosten von rund 9 bis 30 Fr./kW schwanken; sehr verschieden sind ferner die Rauchgasreiniger, sowie die Vorrichtungen für Bekohlung und Entaschung, die dem verfügbaren Brennstoff angepasst werden müssen.

Die festgestellte mittlere Gewichtsersparnis an Eisen zugunsten der Gasturbine von rd. 15% ist beachtenswert. Damit ist allerdings noch nicht eine entsprechende Senkung der Anlagekosten verbunden und es muss von Fall zu Fall untersucht werden, ob mit Steinkohlen zu betreibende Grosskraftwerke mit Dampfturbinen oder mit Gasturbinen wirtschaftlicher ausfallen.

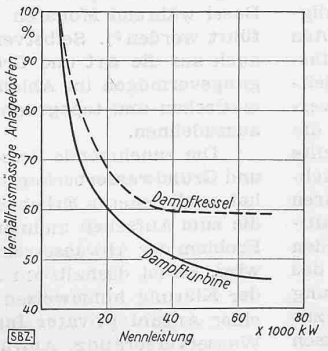

Abb. 6. Ungefähre verhältnismässige Anlagekosten von Höchstdruckdampfkesseln (ohne Zwischenüberhitzer) und von Höchstdruckdampfturbinen in Abhängigkeit ihrer Nennleistung

Für eine solche Untersuchung gibt Abb. 7 einen bemerkenswerten Aufschluss: Die älteren, mit mässigem Wärmegefälle betriebenen Kraftwerke ergaben nicht nur niedere Wirkungsgrade, sondern auch höhere Anlagekosten. Beides verbessert sich mit steigenden Kesseldrücken bis zu einem Punkt, der etwa bei 125 at und 500° C liegt. Die weitere Steigerung des Wirkungsgrades verlangt grössere wärmeaustauschende Oberflächen und mehr Apparate, wodurch die Baukosten wieder ansteigen. Wie die analoge Kurve für Gasturbinenanlagen aussieht, und wo die wirtschaftliche Grenze der Betriebstofftemperatur vor der Turbine liegt, ist heute nicht vorauszusehen; die Entwicklung im Bau hitzebeständiger Werkstoffe spricht hier entscheidend mit. Es ist jedoch wahrscheinlich die überlegene Einfachheit eines Gasturbinenkraftwerkes gegenüber eines solchen mit Dampfturbinen, die umso stärker zum Ausdruck kommt, je höher die Wärmeausnutzung getrieben wird. Da aber nach dem Kriege eher mit einem Steigen als mit einem Fallen der Kohlenpreise zu rechnen ist, gehört die Zukunft offenbar den Maschinen, die neben der erforderlichen Einfachheit und Betriebssicherheit den höhern thermischen Wirkungsgrad aufweisen.

Gleichgültig wie man sich zu Einzelheiten vorliegender Untersuchung stellt, soviel zeigt sie einwandfrei, dass die Einführung von Gasturbinen in grosse Steinkohlen-Kraftwerke nicht leicht sein wird. Dies ist aber von einer Neuerung, die den Wettbewerb mit einer in fünf Jahrzehnten zu höchster Vollkommenheit entwickelten Kraftmaschine aufnehmen muss, auch nicht anders zu erwarten. Im übrigen kommen die einer Neuerung innewohnenden Möglichkeiten erst im Konkurrenzkampf zu voller Entfaltung, weil nur er entscheidende Vereinfachungs- und Verbilligungsmöglichkeiten, Vorzüge und Schwächen einer Neuheit offenbar werden lässt, an die im Anfangsstadium oft kein Mensch gedacht hat. Die Gasturbine dürfte von dieser Erscheinung, die fast als eine Regel bezeichnet werden kann, keine Ausnahme machen.

Auch für Heizkraftwerke verdienen Gasturbinen Beachtung, wenn man ihre Wärmeaustauscher ganz oder teilweise durch Verdampfer ersetzt. In vielen Industriekraftwerken wird nämlich der grösste Teil des Turbinenabdampfes in der Fabrikation verwendet, ohne dass das Kondensat zurückgewonnen werden kann. Ihre Speisewasseraufbereitung wird daher, verglichen mit Elektrizitätswerken, unverhältnismässig teuer, weil sie den hohen Anforderungen des Höchstdruckkesselbetriebes genügen muss. Sie könnte bei Gasturbinenheizkraftwerken erheblich billiger sein und ihre Bedienung würde, wenn sie fehlerhaft durchgeführt wird, viel weniger schaden, da das Wasser nur unter einem Druck von 4 bis 10 at verdampft wird und die Heizgase nur eine mässige Temperatur haben.

Gasturbinen kommen ebenso für Dauerbelastung und Grosskraftwerke wie für Notstromwerke und kleine Anlagen mit Maschinen von wenigen tausend kW in Betracht und füllen dadurch eine Lücke, die beim Bau öffentlicher Elektrizitätswerke bisher hemmend empfunden worden ist. Sie versprechen, ein gefährlicher Wettbewerber von Verbrennungsmotoren mit mehr als etwa 1000 kW Leistung zu werden, falls nicht gleichzeitig hoher thermischer Wirkungsgrad, kleines Gewicht und geringer Raumbedarf verlangt werden [5].

Als Abgasturbinen in Verbindung mit Aufladegebläsen (Büchi-Verfahren) haben sie den Bau ortfester und ortbeweglicher Verbrennungsmotoren ausserordentlich befruchtet und bei Dieselmotoren eine Leistungssteigerung von bis 60% und eine Brennstoffersparnis bis zu 5% mit einem ganz geringfügigen

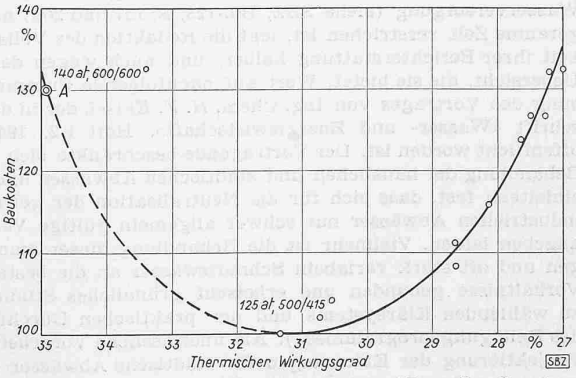

Abb. 7. Baukosten grosser Dampfkraftwerke mit Kesseldrücken zwischen 64 und 140 at in Abhängigkeit des thermischen Wirkungsgrades. o = Werte von ausgeführten Grosskraftwerken; A nach Dr. A. Meyer [6]

Gewichtsaufwand ermöglicht [5]. Aus dem Aufladeverfahren hat sich das «Treibgasverfahren» entwickelt, bei dem heisse Pressluft, die in einem Kompressor mit Dieselantrieb oder mit einem Flugkolbenkompressor[3]) unter Druck gesetzt wird, in einer Expansionsturbine Arbeit leistet. Dieses Verfahren dürfte namentlich dort mit Vorteil angewendet werden, wo mehrere Motoren oder Motorzylinder auf eine einzige Welle arbeiten, wie das z. B. bei Motorschiffen vorkommt; oder wo eine grosse zentral erzeugte Leistung auf mehrere Wellen verteilt werden muss, wie z. B. bei Antrieb von Flugzeugpropellern.

Schliesslich werden Gasturbinen mit bestem Erfolg in vielen Fabriken verwendet, die grosse Mengen heisser Gase von hohem Druck zur Durchführung chemischer Arbeitsverfahren benötigen. Das zukünftige Anwendungsgebiet der Gasturbine ist also ausserordentlich gross und vielseitig.

VIII. Zusammenfassung

Die eingangs gestellten drei Fragen lassen sich folgendermassen beantworten:

Frage 1. Eine Vereinfachung des Betriebes und eine Verringerung der Anlagekosten von Kraftwerken durch Gasturbinen ist bei flüssigen und gasförmigen Brennstoffen schon in der näheren Zukunft zu erwarten; bei festen Brennstoffen liegen die Verhältnisse in Bezug auf die Anlagekosten mindestens solange nicht so günstig, als die Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter nicht noch weiter verbessert und die Wärmeaustauscher nicht noch billiger gebaut werden können.

Frage 2. Wärmeverbrauch und Anlagekosten von Gasturbinen hängen bei Anfangstemperaturen bis zu 650° ausser vom Turbinen- und Verdichterwirkungsgrad sehr davon ab, wie weit sich Baukosten und Widerstände der Wärmeaustauscher verringern lassen. Bei Anfangstemperaturen über 650° spielt noch der Umstand eine Rolle, ob, in welchem Masse und mit welchen Mitteln die heissesten Teile der Turbine künstlich gekühlt werden müssen und welche Kosten und Verluste hierdurch entstehen. Fortschritte in der Baustoffherstellung, Fertigung, Konstruktion und wissenschaftlichen Erkenntnis können das Bild schnell und erheblich zu Gunsten von Gasturbinen verschieben.

Frage 3. Gasturbinen entsprechen noch nicht in allen Einzelheiten den Anforderungen, die manche Kraftwerke stellen müssen. Mindestens in grossen Steinkohlenkraftwerken werden daher Dampfturbinen noch auf geraume Zeit ihre beherrschende Stellung behalten, während von Gasturbinen in Anlagen mit Maschinen bis zu etwa 25 000 kW Leistung grosse Vorteile zu erwarten sind. Auch in der Schiffahrt, bei chemischen Prozessen und einer Reihe von Sonderzwecken sind Gasturbinen unbedingt vorteilhaft.

Bei offenen Gasturbinen liegen noch keine ausreichenden Erfahrungen darüber vor, mit welchem Erfolge sich die Masse der Kohlen vergasen lässt, auf die grössere ortfeste Kraftwerke angewiesen sind, welchen höchsten Staubgehalt die Verbrennungsprodukte haben dürfen, welche Rolle die Verschmutzung von Turbinen und Wärmeaustauschern durch die Verbrennungsgase spielt und welche höchsten Anfangstemperaturen zulässig sind. Hiervon hängt aber die weitere Entwicklung in hohem Masse ab.

[3]) Vgl. SBZ, Bd. 125, S. 23* (1945).

So ermutigend der Umstand ist, dass bereits mit der Erstausführung einer geschlossenen (aerodynamischen) Turbine von nur 2000 kW Nutzleistung ein Anlage-Gesamtwirkungsgrad von 31,5 % erreicht werden konnte, so lässt sich aus den angeführten Gründen nicht voraussagen, ob Gasturbinen in der nähern Zukunft Dampfkraftmaschinen nur bei bestimmten für sie günstigen Brennstoffarten, Leistungen, Belastungsverhältnissen, Verwendungszwecken oder auf allen Gebieten werden Konkurrenz machen können, ob sie sich als universal verwendbar erweisen werden oder nicht. Soviel steht aber heute schon fest, dass ihre technische wie kommerzielle Bedeutung gross sein wird.

Wenn am Anfang dieser Abhandlung die Anstrengungen, die die Einführung der Gasturbine in die Energieerzeugung erfordern wird, mit Nachdruck hervorgehoben wurden, so muss an ihrem Schluss nicht weniger eindringlich auf die grosse, bereits geleistete Arbeit hingewiesen werden, deren man schnell bewusst wird, wenn man die vor kaum 15 Jahren geschriebenen Ausführungen sehr namhafter, erfahrener Fachleute über die Aussichten von Gasturbinen liest (siehe z. B. den Abschnitt «Gasturbinen» in Hütte, 26. Auflage, 1931, Band II, Seite 566). Schon wegen der raschen wissenschaftlichen und praktischen Fortschritte in der Technik spricht übrigens viel dafür, dass sich manche Schwierigkeiten schneller als vermutet überwinden lassen werden, besonders wenn die Kraftwerke hierbei die Turbinenfabriken in geeigneter Weise unterstützen.

Literatur-Verzeichnis

[1] Pfenninger H.: Der heutige Stand der Verbrennungsturbine und ihre wirtschaftlichen Aussichten. Schweizerische Bauzeitung 10. und 24. 6. 1944.
[2] Schütte A.: Der heutige Stand des Gasturbinenbaues. Z. VDI 24. 8. 1940.
[3] Ackeret J. und Keller C.: Aerodynamische Wärmekraftmaschine mit geschlossenem Kreislauf. Z. VDI 31. 5. 1941.
[4] Sörensen E.: Die Entwicklung der Wärmekraftmaschine und die Strömungstechnik. Schiff und Werft 1944, S. 213/217.
[5] Zinner K.: Die Verbindung von Verbrennungsmotor und Gasturbine. Z. VDI 13. 5. 1944.
[6] Meyer A.: Die Dampfkraftmaschine der Nachkriegszeit. Brown-Boveri-Mitt. 1943, S. 131/145.
[7] Rosenlöcher O.: Strömungsverhältnisse und Gütezahl von Dampfturbinen. Arch. Wärmewirtsch. 1940, S. 247/250.
[8] Klingenberg G.: Die Wirtschaftlichkeit von Nebenproduktenanlagen für Kraftwerke. Z. VDI 1917.
[9] Lipken W.: Steinkohlenschwelung und Energieerzeugung. VGB-Mitt. Heft 62, 25. 6. 1937.
[10] Skroch K.: Die Schwelvergasung der oberschlesischen Steinkohle. Stahl und Eisen 1940, S. 557/563.
[11] Danulat F.: Die Sauerstoffdruckvergasung fester Brennstoffe. Gas- und Wasserfach 1941, S. 549/552.
[12] Offenberg W.: Sauerstoffdruckvergasung fester Brennstoffe. Stahl und Eisen 1943, S. 939.
[13] Blasching W.: Der Betrieb von Hochleistungsgaserzeugern. Stahl und Eisen 1943, S. 837/840.
[14] Ruhrkohlen-Handbuch, 2. Ausgabe, 1932.
[15] Jakisch H.: Verschlackung der Feuerräume unterhalb des Erweichungspunktes der Asche. Arch. Wärmewirtsch. 1942, S. 211/214.
[16] Lessnig R.: Chemische Einflüsse bei der Verschmutzung und Verschlackung von Kesselanlagen und Gaserzeugern. Feuerungstechnik 1940, S. 145/149.
[17] Musil L.: Vereinheitlichung und technische Entwicklung im Bau von Wärmekraftwerken. Arch. Wärmewirtsch. 1944, S. 81/86.
[18] Sörensen E.: Die Wärmekraftmaschine an der Jahreswende. Motortechnische Zeitschrift 1. 1. 1944.
[19] Quiby H.: Compte-rendu des essais de la turbine aerodynamique Escher Wyss-AK. Schweiz. Bauzeitung 9. u. 16. 6. 1945.

Ueber die physikalischen und biochemischen Grundlagen der Abwasserreinigung

Obwohl seit der Durchführung des Z. I. A.-Kurses über Kultur-Technik, Waldstrassenbau, Abwasserreinigung, Kanalisation und Wasserversorgung (siehe SBZ, Bd. 123, S. 157 und 206) nunmehr geraume Zeit verstrichen ist, legt die Redaktion der Vollständigkeit ihrer Berichterstattung halber, und auch wegen der guten Uebersicht, die sie bietet, Wert auf nachfolgende Zusammenfassung des Vortrages von Ing. Chem. *H. F. Kuisel*, der in der Zeitschrift «Wasser- und Energiewirtschaft», Heft 1/2, 1945, veröffentlicht worden ist. Der Vortragende beschränkte sich auf die Behandlung der häuslichen und städtischen Abwässer und stellte einleitend fest, dass sich für die Neutralisation der gewerblich-industriellen Abwässer nur schwer allgemein gültige Verfahren angeben lassen. Vielmehr ist die Behandlung dieser manigfaltigen und oft stark variabeln Schmutzwässer an die bestehenden Verhältnisse gebunden und erheischt gründliches Studium des zu wählenden Klärsystems und der praktischen Durchführung des Reinigungsprogrammes[1]). Als unerlässliche Vorarbeiten zur Projektierung der Kläranlagen für städtische Abwässer müssen ausser der Charakterisierung des Wassers in physikalischer und biochemischer Hinsicht auch der zeitliche und durchschnittliche Anfall im Verlaufe der Jahreszeiten und bei verschiedenen Wetterlagen ermittelt werden. Aufschlussreiche Abflussmengenmessungen sind beispielsweise in einzelnen Sammelkanälen der Stadt Basel während Monaten mit Hilfe von Limnigraphen durchgeführt worden[2]). Selbstverständlich sind die Voruntersuchungen auch auf die Art und Grösse des Vorfluters, dessen Selbstreinigungsvermögen im Ablauf der Jahreszeiten, sowie auf die klimatischen und topographischen Eigenheiten des Einzugsgebietes auszudehnen.

Die zunehmende Verschmutzung unserer Seen, Flüsse, Bäche und Grundwasserbecken durch ungereinigt einlaufende Abwässer hat nach neueren Erhebungen vielerorts Ausmasse angenommen, die zum Aufsehen mahnen und gebieterisch verlangen, dass dem Problem der Abwasserreinigung volle Aufmerksamkeit geschenkt wird. Es ist deshalb am Platze, immer wieder auf die Technik der Klärung hinzuweisen[3]) und daran zu erinnern, dass ausser einer Anzahl privater Ingenieur-Bureaux die Eidg. Anstalt für Wasserversorgung, Abwasserreinigung und Gewässerschutz zur Lösung der dabei auftretenden Fragen zur Verfügung steht. Im

[1]) «Behandlung und Reinigung von industriellen Abwässern», SBZ, Bd. 124, S. 245* (1944).

[2]) «Neuere Erkenntnisse bei der Projektierung und beim Bau von Kanalisationen». SBZ, Bd. 110, S. 268* und 290 (1937).

[3]) «Grundsätzliches über Abwasserreinigung». SBZ, Bd. 125, S. 98 (1945).