

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 66 (1948)
Heft: 8

Artikel: Ueber Turbinenkennfelder
Autor: Hausenblas, H.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-56674>

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: 01.04.2025

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

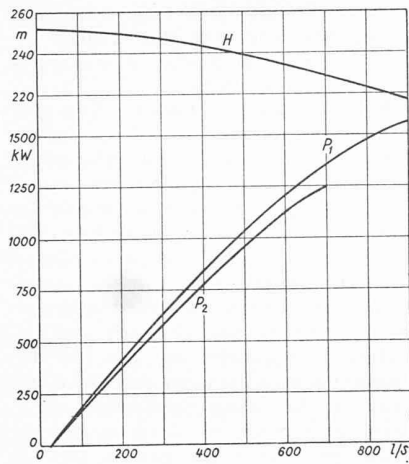


Bild 1. Messergebnisse
H Nettogefälle, P₁ Leistung der neuen Turbine, P₂ Leistung der alten Turbine

geführten worden sind, konnte die mittlere jährliche Energieproduktion von 6,58 auf 10,0 Mio kWh gesteigert werden, und zwar ohne Änderungen an den wasserbaulichen Anlageteilen.

Ueber Turbinenkennfelder

Von Ing. Dr. H. HAUSENBLAS, Decize, Frankreich 621-135
DK 621.438 : 629.135

1. Einleitung

Während im Verdichter- bzw. Kreiselpumpenbau und Wasserturbinenbau die Aufnahme von Kennfeldern ohne weiteres geläufig ist, trifft dies bisher für die Dampf- und Gasturbinen nicht zu. Dies hat seinen Grund darin, dass die bis vor einigen Jahren fast ausschliesslich in Verwendung befindlichen Dampfturbinen — mit Ausnahme der Schiffsturbinen — meist bei gegebenem Gefälle und mit vorgeschriebener Drehzahl laufen. Die Aufnahme von vollständigen Dampfturbinenkennfeldern war im allgemeinen wenig interessant und wurde wegen den hohen Versuchskosten unterlassen. Man hat sich soweit erforderlich auf Näherungsbetrachtungen (Dampfkegel, v²-Methode usw.) beschränkt.

Anders liegen die Verhältnisse bei den modernen Gasturbinen für Fahrzeugantrieb, bei denen die Turbinen in den verschiedenen Fahrzuständen des angetriebenen Fahrzeuges unter den verschiedensten Bedingungen laufen müssen. Hier gewinnt die Aufnahme und Vorausberechnung von Turbinenkennfeldern dauernd an Bedeutung. Den ersten wesentlichen Ansatz zur Klärung der die Turbinenkennfelder betreffenden Fragen lieferte Sörensen [1]*), der die Aufnahme von Einheitskennfeldern von Dampfturbinen entsprechend jenen von Wasserturbinen vorschlug.

2. Darstellungsformen von Turbinenkennfeldern

Ein Turbinenkennfeld muss enthalten: das Durchsatzgewicht, das Turbinengefälle, die Drehzahl, den Wirkungsgrad. Unter Beachtung der Aehnlichkeitsgesetze können diese Grössen gemäss Tabelle 1 dargestellt werden.

Dabei bedeuten:

- $c_0 = \sqrt{2g h_{ad}}$ die dem Gefälle h_{ad} entsprechende Idealgeschwindigkeit
- $c_{m_0} = V_0/F_0$ die zu T_0 gehörige Schallgeschwindigkeit
- c_{s_0} Erdbeschleunigung
- g adiabatisches Turbinengefälle (im allgemeinen zwischen den Gesamtdrücken, gegebenenfalls auch zwischen Gesamtdruck vor Turbine und statischem Druck hinter Turbine)
- h_{ad} Drehzahl der Turbine
- n Bezugsumfangsgeschwindigkeit (bei Dampf- und Gasturbinen im Gegensatz zu den Wasserturbinen und Axialgebläsen meist am mittleren Durchmesser der Schaufeln)
- u Bezugsdurchmesser (bei Dampf- und Gasturbinen normalerweise der mittlere Durchmesser)
- D Bezugsdurchmesser (bei Dampf- und Gasturbinen normalerweise der mittlere Durchmesser)
- F_0 Bezugsdurchtrittsfläche (meist freie Ringfläche vor der Turbinendüse)

*) Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Schluss des Aufsatzes.

Tabelle 1. Darstellung der Hauptgrössen

	A. Dimensionslose Kennwerte			B. Dimensionsbehaftete Kennwerte			Wirkungsgrade
	Durchsatz	Gefälle	Drehzahl	Durchsatz	Gefälle	Drehzahl	
I.	$\varphi = \frac{c_{m_0}}{u}$	$\psi = \frac{2g h_{ad}}{u^2}$	$M_u = \frac{u}{c_{s_0}}$	$\frac{V_0}{n}$	$\frac{h_{ad}}{n^2}$	$\frac{n}{\sqrt{T_0}}$	η η'
II.	$\frac{c_{m_0}}{c_{s_0}}$	oder $\frac{c_0}{c_{s_0}}$ oder $\frac{2g h_{ad}}{c_{s_0}^2}$	$\frac{u}{c_{s_0}}$	$\frac{V_0}{\sqrt{T_0}}$	$\frac{h_{ad}}{T_0}$	$\frac{n}{\sqrt{T_0}}$	
III.	$\frac{c_{m_0}}{c_0}$	oder $\frac{c_0}{c_0}$ oder $\frac{2g h_{ad}}{c_{s_0}^2}$	$\frac{u}{c_0}$	$\frac{V_0}{\sqrt{h_{ad}}}$	$\frac{h_{ad}}{T_0}$	$\frac{n}{\sqrt{h_{ad}}}$	
IV.	—	—	—	$\frac{V_0}{D^2 \sqrt{h_{ad}}}$	$\frac{V_0}{V_2}$	$\frac{n D}{\sqrt{h_{ad}}}$	

$M_u = \frac{u}{c_{s_0}}$ mit der Bezugsumfangsgeschwindigkeit gebildete Machzahl

- T_0 Gesamttemperatur vor Turbine (Bezugstemperatur)
- V_0 Durchsatzvolumen der Turbine bezogen auf den Gesamtzustand vor der Turbine
- V_2 Durchsatzvolumen der Turbine, bezogen auf den Zustand hinter der Turbine
- φ Durchsatzkennziffer
- ψ Druckziffer
- η Turbinenwirkungsgrad, bezogen auf das adiabatische Turbinengefälle zwischen Gesamtzustand vor der Turbine und dem statischen Druck hinter der Turbine
- η' Turbinenwirkungsgrad, bezogen auf das adiabatische Turbinengefälle zwischen dem Gesamtzustand vor der Turbine und dem Gesamtdruck hinter der Turbine.

Von den angegebenen Darstellungsarten des Kennfeldes sind IA und IIB (Tabelle 1) im Gebläsebau üblich. Die Darstellungsart IVB stammt von Sörensen und wurde von diesem aus Einheitsdiagrammdarstellungen des Wasserturbinenbaues abgeleitet [1].

Für Turbinenkennfelder erscheinen die unter III genannten Darstellungen besonders günstig, da die hier auftretende Kennzahl u/c_0 bereits als Schnellaufzahl im Turbinenbau allgemein eingeführt ist und die Durchsatzkennziffer c_{m_0}/c_0 dem Wesen der Turbinen dadurch gut entspricht, dass der Durchsatz einer Turbine vor allem durch das an die Turbine angelegte Gefälle gegeben wird. Die Gefällekenzahl dieser Darstellungsart entspricht jener der Verdichterkennfelder nach II. Würde man in der Darstellungsart III B diese Gefällekenzahl durch den Wert V_0/V_2 ersetzen, so käme man praktisch zu der Darstellung von Sörensen. Sie hat, wie Sörensen zeigte, den Vorteil, dass man bei Vorhandensein solcher Kennfelder der Einzelstufen, diese einfach aneinander anschliessen und zu einer mehrstufigen Turbine zusammenbauen kann.

In diesem Zusammenhang sei noch auf folgende Zusammenhänge hingewiesen. Bei Verwendung der Turbine in Turbine-Luftstrahl-Triebwerken und Propeller-Turbine-Luftstrahl-Triebwerken erscheinen für die Berechnung der Kennfelder des gesamten aus Verdichter und Turbine bestehenden Gasturbinensatzes die unter I genannten Darstellungsarten der Turbinenkennfelder besonders geeignet. Auf diese Zusammenhänge soll im nächsten Abschnitt eingegangen werden.

Die zur Gefällekenzeichnung im Verdichterbau verwendete Druckziffer hängt mit der im Turbinenbau als Kennwert für die Umfangsgeschwindigkeit verwendeten Schnellaufzahl wie folgt zusammen:

$$(1) \quad \psi = \frac{1}{(u/c_0)^2}$$

Für die im Verdichterbau eingeführte Drosselziffer erhält man:

$$(2) \quad \sigma = \frac{\varphi^2}{\psi} = \left(\frac{c_{m_0}}{c_0} \right)^2$$

$$(11) \quad \frac{V_1}{\sqrt{T_1}} \frac{p_1}{p_3} \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} = K_7$$

wonach die T_3/T_1 -Linien im Verdichterkennfeld eingetragen werden können.

4. Das Kennfeld des Gasturbinensatzes eines Propeller-Turbine-Luftstrahl-Triebwerkes

Bei den Propeller-Turbine-Luftstrahl-Triebwerken muss im Gegensatz zu den Turbine-Luftstrahl-Triebwerken die Bedingung Gl. (4) nicht erfüllt werden. Vielmehr ist dann das adiabatische Turbinengefälle frei wählbar, d. h. es wird durch entsprechende Einstellung der Vortriebsdüsenöffnung festgelegt. Das bei dem Kennfeld der Turbine-Luftstrahl-Triebwerke besprochene Verfahren bleibt also bis auf den Fortfall der Gleichheit der in Gl. (7) genannten Grössen erhalten. Man kann also beliebige vertikal übereinanderliegende Punkte der in Abschnitt 3 beschriebenen transformierten Verdichter- und Turbinenkennfelder wählen. Man kann aber auch T_3/T_1 beliebig vorgeben und dann mit den Gl. (6) und (8) aus φ_V und M_{uV} das φ_T und M_{uT} berechnen und so die zusammengehörigen Punkte im normalen Verdichter- und Turbinenkennfeld bestimmen.

5. Einige Bemerkungen zum Brennkammerdruckverlust

Für die Berechnung des transformierten Verdichterkennfeldes wird auch p_3/p_1 als Funktion der Lage des Arbeitspunktes im Verdichterkennfeld benötigt. Meist ist aber das Brennkammerdruckverlustgefälle h_{BK} (vgl. Bild 1) nur für einen bestimmten Arbeitszustand des Gasturbinenriebwerkes bekannt. Es soll nun im folgenden die Umrechnung dieses bekannten Wertes für beliebige andere Punkte im Verdichterkennfeld gezeigt werden. Voraussetzung für die Umrechnung ist die normalerweise hinreichend genau erfüllte Annahme, dass das Brennkammerdruckverlustgefälle dem der Verdichteraustrittsgeschwindigkeit entsprechenden Gefälle h_{c_2} proportional verläuft.

$$(12) \quad h_{BK} = K_8 h_{c_2} \quad (K_8 = \text{Proportionalitätsfaktor})$$

Nun folgt aber für die Verdichteraustrittsgeschwindigkeit c_2 aus der Kontinuitätsgleichung für den Verdichteraustritt:

$$(13) \quad c_2 = K_9 V_2$$

wobei

V_2 das Durchsatzvolumen des Verdichters bezogen auf den Gesamtzustand hinter Verdichter und

K_9 ein Proportionalitätsfaktor ist, der gleich dem Reziprokwert der freien Durchtrittsfläche am Verdichteraustritt ist.

V_2 kann wiederum aus V_1 bzw. $V_1/\sqrt{T_1}$ folgendermassen berechnet werden:

$$(14) \quad V_2 = K_{10} \frac{V_1}{\sqrt{T_1}} \frac{T_2}{T_1} \frac{p_1}{p_2}$$

wobei K_{10} eventuelle Kühlluftabzapfungen usw. im Verdichter berücksichtigt.

Dabei ist nun wieder;

$$(15) \quad \frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{A}{c_p} \frac{h_{adV}}{T_1 \eta_{eV}}$$

und

$$(16) \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa R} \frac{h_{adV}}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

sodass man erhält:

$$(17) \quad \frac{h_{BK}}{T} = K_{11} \left(\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}\right)^2 \frac{1 + \frac{A}{c_p} \frac{h_{adV}}{T_1 \eta_{eV}}}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa R} \frac{h_{adV}}{T_1}\right)^{\frac{2\kappa}{\kappa - 1}}}$$

Der Proportionalitätsfaktor dieser Gleichung lässt sich aus dem einen bekannten Wert für h_{BK} berechnen.

Literaturverzeichnis:

- [1] Sörensen: Einheitsdiagramme für Dampfturbinen, «Z.VDI» Bd. 83, 1939, S. 565 ff.
 [2] Kühl: Grundlagen der Regelung von Gasturbinenriebwerken für Flugzeuge. Deutsche Luftfahrtforschung, Forschungsbericht Nr. 1796/I.

Die thermische Gesteins- und Beton-Bohrung

DK 621.791.054 : 666.97

In Anlehnung an die Verwendung von Sauerstoff-Flammen zum Durchschneiden von Stahlbarren ist gegenwärtig in Frankreich, England und Belgien ein thermisches Gesteinsbohr-Verfahren in Entwicklung begriffen, über das nachstehend an Hand von «The Structural Engineer», Vol. XXV, No. 2, und «Mine & Quarry Engineering», Februar 1948, kurz berichtet werden soll.

Das thermische Bohrverfahren eignet sich besonders für siliziumreiche Gesteine, die auf pneumatischem Wege schwieriger zu bohren sind und zudem die Silikose-Krankheit¹⁾ verursachen. Beim thermischen Verfahren wird kein Staub entwickelt und die Lärm-Belästigung durch Kompressor und Bohrhämmer fällt weg.

Im gegenwärtigen Entwicklungsstadium besteht der verwendete Apparat, die sogenannte Sauerstoff-Lanze, aus einem Stahlrohr von $\frac{3}{8}$ " bis 1" Durchmesser, ausgepackt mit einem Draht von meist $\frac{1}{8}$ " Durchmesser, und an einem Ende an die Sauerstoff-Quelle angeschlossen. Das Bohr-Ende des Rohres wird mit einem Schweißbrenner auf Weissglut erhitzt, dann der Sauerstoff zugeleitet, worauf das Abbrennen des Stahlrohres und damit die Bohrung beginnt. Diese geht in kieselhaltigem Gestein, Beton und Eisenbeton mühelos vor sich. Mit Rücksicht auf die entstehenden Funken muss der Bohrmann meist ein feuerfestes Ueberkleid samt Kopfschutz tragen.

Die Schwierigkeit gegenüber dem Verfahren des Durchbrennens von Stahlbarren besteht darin, so flüssige Schlacke zu erhalten, dass sie ohne weiteres wegfliessen, und ausserdem, dass die Verbrennung über den ganzen Rohrquerschnitt gleichmässig erfolgt. Die entsprechenden Versuche wurden von den Pariser Laboratorien der Société de l'Air Liquide de France, unter Leitung von Dr. Maurice Lebrun 1913 begonnen und während der deutschen Besetzung im geheimen weitergeführt, im Bestreben, ein leistungsfähiges Verfahren zum späteren Abbruch der Beton-Festungen des Atlantik-Walles zu finden.

Nach Lebrun werden pro kg verbranntes Eisen mind. 277 l Sauerstoff benötigt, während die Engländer mit 600 l rechnen. Doch fallen die Sauerstoff-Kosten gegenüber dem Rohrpreis kaum ins Gewicht. Zur Orientierung über Bohrfortschritt und Materialverbrauch sei folgendes Beispiel von Lebrun angeführt: Horizontale Betonbohrung, 90 cm lang, Durchmesser 5 cm, Bohrzeit 5 min, Sauerstoff-Verbrauch 6 m³, Verbrauch an $\frac{3}{8}$ "-Rohren 10 kg. Im Dezember 1947 durch J. C. D. Mackenzie, den technischen Leiter der Peroxide Development Limited, durchgeführte Bohrversuche in Beton ergaben bei 4" Lochdurchmesser, 1" Rohrdurchmesser und 1,50 m Bohrlochlänge 8,4 m verbrauchtes Rohr und 12 $\frac{3}{4}$ min Bohrdauer, wobei erhöhter Sauerstoffdruck angewandt wurde. Dessen genaue Regulierung ist besonders wichtig bei Material-Wechseln, wie z. B. beim Antreffen von Armierungs-eisen.

Zur Bildung einer flüssigen Schlacke ist das Vorhandensein von Silizium unentbehrlich, doch braucht dessen Anteil gar nicht bedeutend zu sein. So wird beispielsweise das thermische Durchbohren nicht nur von Sandstein, sondern auch von Kalkstein als mühelos bezeichnet. Dies wird unter anderem bezeugt von der englischen Southern Railway, wo der Bohrfortschritt bei 3"-Löchern in Kalkstein 12,5 cm/min betrug und keinerlei Schwierigkeiten bereitete. Während das Horizontale-Bohren mühelos ist, können mit dem normalen Verfahren vertikale Löcher nur bis etwa 3 m Tiefe gebohrt werden, da bei Ueberschreiten dieser Grenze die Schlacke nicht mehr von selbst abfliesst. Das Bohren muss dann periodisch kurz unterbrochen werden, um die angesammelte flüssige Schlacke zu entfernen, meist unter Verwendung von Druckwasser. Mit diesem komplizierten Verfahren können Bohrtiefen von 4,5 m gut erreicht werden. Thermische Bohrungen in Marmor, der kieselfrei ist, werden ermöglicht durch Beifügen von Silizium-Pulver.

Das thermische Verfahren kann ohne Schwierigkeit unter Wasser angewandt werden, doch ist dann Sorge zu tragen, dass sich bei Bohrbeginn keine harte Schlacke bilden kann. Das Entzünden der Sauerstoff-Flamme kann dabei wie gewohnt über Wasser oder mittels elektrischer Zündung unter Wasser geschehen. Bei einer Anwendung im belgischen Albert-Kanal wurde eine 3,6 m unter Wasser liegende, 60 cm

1) SBZ 1947, Nr. 18, S. 243.