

Ueber Turbinenkennfelder

Autor(en): **Hausenblas, H.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **66 (1948)**

Heft 8

PDF erstellt am: **17.05.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-56674>

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.

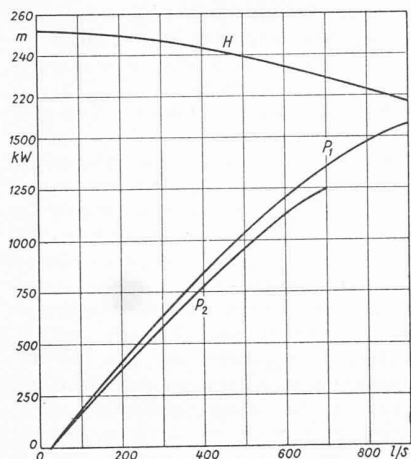


Bild 1. Messergebnisse
H Nettogefälle, P_1 Leistung der neuen Turbine, P_2 Leistung der alten Turbine

geführt 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

1. Einleitung DK 621.438 : 629.135

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, v^2 -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 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 Ähnlichkeitsgesetze können diese Grössen gemäss Tabelle 1 dargestellt werden.

Dabei bedeuten:

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

gaben für die neue Gruppe eine maximale Turbinenleistung von 1535 kW und für die umgebaute Gruppe 1100 kW. Die neue Gruppe verarbeitet dabei 0,85 m³/s und vermag im mittleren Jahr 10 Mio kWh zu erzeugen. Bild 1 zeigt die gemessenen Leistungen dieser beiden Gruppen und das Nettogefälle in Abhängigkeit der Wassermenge. Durch die Umbauten, die seit dem Jahre 1940 unter Leitung von Dipl. Ing. A. L. Caflisch, beratender Ingenieur, Zürich, in der Zentrale durch-

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 Druckkoeffizient
- 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 Gefälle kennzahl dieser Darstellungsart entspricht jener der Verdichterkennfelder nach II. Würde man in der Darstellungsart IIB diese Gefälle kennzahl 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 Gefälle kennzeichnung im Verdichterbau verwendete Druckkoeffizient 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 Drosselkoeffizient erhält man:

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

Die Einheitsdrehzahl $n_1' = n D / \sqrt{h}$ des Wasserturbinenbaues entspricht der Schnellaufzahl u/c_0 , das Einheitsdurchflussvolumen $V_1' = V_0/D^2 \sqrt{h}$ der Durchsatzkennziffer c_{m0}/c_0 .

3. Das Kennfeld des Gasturbinensatzes eines Turbine-Luftstrahl-Triebwerkes

Es soll ein mit Gleichdruckverbrennung arbeitendes Turbine-Luftstrahl-Triebwerk betrachtet werden. Das is -Diagramm des Kreisprozesses eines derartigen Triebwerkes ist in Bild 1 wiedergegeben. Die aus der freien Atmosphäre angesaugte bzw. entsprechend der Fluggeschwindigkeit aufgestaute Arbeitsluft wird in einem Verdichter verdichtet und in einer anschliessenden Brennkammer erhitzt. In der mit Gleichdruck-Verbrennung arbeitenden Brennkammer erfährt die Arbeitsluft tatsächlich infolge der unvermeidlichen Verluste einen Druckabfall. Anschliessend durchströmt die Arbeitsluft eine Turbine, die die Verdichterantriebsleistung liefert, während das Restgefälle in der Vortriebsdüse zur Vortrieberzeugung verwendet wird.

Das Zusammenarbeiten von Verdichter und Turbine in einem Turbine-Luftstrahl-Triebwerk wird durch die folgenden drei Bedingungen gesteuert:

a) Die Durchsatzgewichte von Verdichter und Turbine stimmen bis auf die kleinen, vom Verdichter abgezapften Kühlluftmengen und das zugesetzte Kraftstoffgewicht usw. überein.

$$(3) \quad G_V = K_1 G_T$$

wobei

G_V das Verdichterdurchsatzgewicht¹⁾,
 G_T das Turbinendurchsatzgewicht¹⁾ und
 K_1 ein die Kühlluftmengen, das Kraftstoffgewicht usw. summarisch berücksichtigender Faktor ist.

b) Die effektive Leistung der Turbine ist gleich der des Verdichters zuzüglich aller Hilfsantriebe:

$$(4) \quad N_{eV} = K_2 N_{eT}$$

wobei

N_{eV} die effektive Verdichterantriebsleistung,
 N_{eT} die effektive Turbinenleistung und
 K_2 ein die Leistungsaufnahme der Hilfsantriebe, sowie die sonstigen Verlustleistungen berücksichtigender Faktor ist.

c) Verdichter- und Turbinenwelle sind direkt (oder über ein Getriebe) miteinander gekuppelt:

$$(5) \quad u_V = K_3 u_T$$

wobei

u_V die für den Verdichter,
 u_T die für die Turbine benutzte Bezugsumfangsgeschwindigkeit und
 K_3 der Proportionalitätsfaktor ist.

Infolge der Ähnlichkeitsgesetze kann Bedingung (5) sofort folgendermassen geschrieben werden:

$$(6) \quad M_{uV} = K_3 M_{uT} \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$$

wobei

$M_{uV} = \frac{u}{c_{s1}}$ } aus den Umfangsgeschwindigkeiten gebildete
 $M_{uT} = \frac{u}{c_{s3}}$ } Machsche Zahlen,

c_{s1} und c_{s3} die zu T_1 und T_3 gehörigen Schallgeschwindigkeiten,

T_1 die Gesamttemperatur vor dem Verdichter,

T_3 die (mittlere) Gesamttemperatur vor der Turbine bedeutet.

Aus den Gl. (3), (4) und (5) erhält man dann unter Einführung der adiabatischen Verdichterförderhöhe zwischen den Gesamtdrücken h_{adV} und des adiabatischen Turbinen-gefälles zwischen den Gesamtdrücken h_{adT} :

$$(7) \quad \frac{\psi_V}{\eta_{eV}} = K_4 \psi_T \eta_{eT}$$

wobei

ψ_V , ψ_T die Druckziffern von Verdichter und Turbine,
 η_{eV} , η_{eT} die auf h_{adV} bzw. h_{adT} bezogenen effektiven Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine und

¹⁾ Allgemein sollen alle auf den Verdichter sich beziehenden Grössen durch den Index V, alle sich auf die Turbine beziehenden Grössen durch den Index T gekennzeichnet werden.

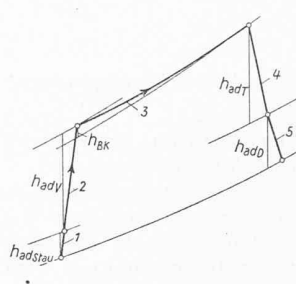


Bild 1. 1 Aufbau durch Fluggeschwindigkeit, 2 Verdichtung im Kompressor, 3 Erwärmung in der Brennkammer, 4 Expansion in der Turbine, 5 Expansion in der Vortriebsdüse

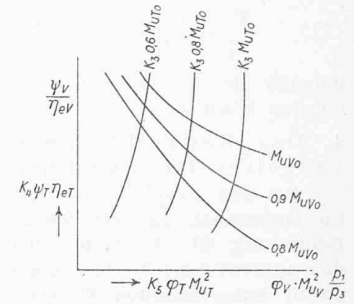


Bild 2.

$$K_4 = \frac{K_2}{K_1 K_3^2} \text{ bedeutet.}$$

Geht man nun noch in Gl. (3) auf die Durchsatzkennziffern φ_V und φ_T von Verdichter und Turbine über, so erhält man:

$$(8) \quad \varphi_V \frac{p_1}{p_3} = \frac{K_1}{K_3} \frac{F_T}{F_V} \varphi_T \frac{T_1}{T_3}$$

wobei

p_1 und p_3 die Gesamtdrücke vor Verdichter und Turbine,
 F_V und F_T die Bezugsflächen für die Bildung von φ_V und φ_T bedeuten.

Störend ist nunmehr, dass in zwei Gleichungen, nämlich (6) und (8), das Temperaturverhältnis T_3/T_1 enthalten ist. Es sollen daher noch diese beiden Gleichungen zusammengefasst werden:

$$(9) \quad \varphi_V M_{uV}^2 \frac{p_1}{p_3} = K_5 \varphi_T M_{uT}^2$$

wobei

$$K_5 = K_1 K_3 \frac{F_3}{F_1}$$

Die nunmehr erhaltenen drei Bedingungen (6), (7) und (9) können nun folgendermassen verwendet werden:

Man zeichnet entsprechend Bild 2 in einem Schaubild für

den Verdichter φ_V/η_{eV} über $\varphi_V M_{uV}^2 \frac{p_1}{p_3}$ mit M_{uV} als Parameter auf. Ferner trägt man in das selbe Schaubild für die zugehörige Turbine $K_4 \psi_T \eta_{eT}$ über $K_3 \varphi_T M_{uT}^2$ mit $K_3 M_{uT}$ als Parameter ein, wobei die selben Abszissen- und Ordinatenmassstäbe wie für den Verdichter zu verwenden sind. Bei der Berechnung von p_1/p_3 kann in jeder gewünschten Weise der Brennkammerdruckverlust berücksichtigt werden (vgl. Abschnitt 5). Jedem Punkt in diesem Schaubild entspricht nun ein möglicher Arbeitszustand des Verdichter-Turbinenaggregates des Turbine-Luftstrahl-Triebwerkes. Das Temperaturverhältnis T_3/T_1 , bei dem in diesem Punkt gefahren werden kann, erhält man dann aus den Parameterwerten der durch diesen Punkt gehenden Kurven des Verdichters und der Turbine entsprechend Gl. (6). Nach Feststellen der zu dem betrachteten Punkt gehörigen Punkte im normalen Verdichter- und Turbinenkennfeld kann man dann in bekannter Weise weiterrechnen.

Es sei bemerkt, dass man ausser der durch die Gl. (6), (7) und (9) gegebenen Darstellungsform auch noch andere mit ähnlichen Vorteilen für die leichte Bestimmung der für ein bestimmtes Temperaturverhältnis T_3/T_1 zusammengehörigen Punkte im Verdichter- und Turbinenkennfeld angeben kann. Die hier gewählte hat den Vorzug, dass die sich bei ihrer gebenden, von Verdichter und Turbine zu vergleichenden Kennzahlen noch weitestgehend anschaulich sind.

Ferner sei darauf hingewiesen, dass sich, wie Kühl [2] zeigte, für den Fall des Ueberschreitens des kritischen Expansionsverhältnisses in der Turbinendüse im Verdichterkennfeld für die verschiedenen T_3/T_1 -Werte in folgender Weise die dabei möglichen Punkte ergeben: Wegen der kritischen Durchströmung der Turbinendüse ist zunächst

$$(10) \quad \frac{V_3}{\sqrt{T_3}} = K_6$$

also konstant. Daraus ergibt sich für den Verdichter:

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

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 q_V und M_{uV} das q_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 Gasturbinetriebwerkes 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;

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

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:

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

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 Gasturbinetriebwerken 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 12¼ min Bohrdauer, wobei erhöhter Sauerstoffdruck angewandt wurde. Dessen genaue Regulierung ist besonders wichtig bei Material-Wechseln, wie z. B. beim Antreffen von Armierungseisen.

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 Horizontal-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⁾ SEZ 1947, Nr. 18, S. 243.