Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 127/128 (1946)
Heft: 8

Artikel: Die Heizkraft-Luftturbine für Windlieferung
Autor: Ruegg, R. / Stein, Th.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-83802

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: 12.07.2025

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

Band 127 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

Die Heizkraft-Luftturbine für Windlieferung

Von Dr. sc. techn. R. RUEGG und Dipl. Ing. TH. STEIN,
Escher Wyss A.-G., Zürich

Einleitung

In letzter Zeit sind für Winderzeugung und Winderhitzung für Hochöfen u. drgl. (Windlieferung) verschiedene Vorschläge gemacht worden, die eine Verminderung des Raumbedarfes und des Brennstoffverbrauches bezwecken. Man tendiert dabei dahin, die Cowper durch Winderhitzer, die aus Stahlrohren aufgebaut sind, zu ersetzen und für den Gebläseantrieb Gasturbinen zu verwenden, deren Abwärme weitgehend in den Prozess zurückgeführt wird. Ausser Verbrennungs-Gasturbinen [1]) wurden Luft-Turbinen [2]) besprochen, die nach dem Vorbild der Heizkraft-Turbinen in Dampfanlagen eine möglichst vollkommene Ausnützung der Abwärme ermöglichen. Die unabhängig arbeitende Luftturbine für Windlieferung, wie sie im vorliegenden Aufsatz vorgeschlagen und theoretisch untersucht wird, besteht aus einem Gebläse, das durch eine Luftturbine angetrieben wird. Diese arbeitet mit reiner Luft, die in einem Lufterhitzer auf hohe Temperatur gebracht wird und ist demzufolge keiner Verschmutzung ausgesetzt. Die Luftturbinenanlage für Windlieferung setzt sich aus bekannten Elementen zusammen: Axialgebläse werden heute für alle möglichen Zwecke, namentlich auch in Verbindung mit Gasturbinen verwendet. Luftturbinen sind besonders für den Bau von aerodynamischen Wärmekraftanlagen [3]) entwickelt worden, ebenso Lufterhitzer, die auch schon als Stahlwinderhitzer [4]) für Hochöfen gebaut worden sind.

1. Der Idealprozess der Winderhitzung

Unter der Voraussetzung verlustloser Maschinen und Apparate soll festgestellt werden, wie der Idealprozess der Winderhitzung beschaffen sein muss. Dieser Prozess liegt vor, wenn, ähnlich wie beim verlustlosen Prozess der Gegendruck-Dampf-Turbine, die ganze zugeführte Wärme restlos zur Energieerzeugung und Winderhitzung ausgenützt wird. Bild 1 zeigt die Schaltung und das zugehörige Entropiediagramm dieses Prozesses bei einem Druck am Hochofen von 2,2 ata. Damit die Luftturbine die notwendige Kompressionsarbeit leisten kann, wird auf einen höheren Druck (etwa 4 ata) verdichtet und nach Erhitzen auf z. B. 650° C in der Luftturbine auf 2,2 ata expandiert. Nachher wird die Luft auf die Endtemperatur von z. B. 750° C erhitzt und in den Hochofen eingeführt.

Dieser Vorgang stellt für die Winderhitzung den Idealprozess an sich dar, ähnlich wie der Carnot-Prozess für die Wärmekraftmaschinen im allgemeinen und der Doppelisothermen-Prozess [5]) für die Gasturbinen im besonderen, denn die längs der Isobaren BC und DE zugeführten Wärmemengen werden restlos zur Krafterzeugung und Winderhitzung nutzbar gemacht. Dabei lässt sich theoretisch die Leistung der Luftturbine durch Steigerung ihres Anfangsdruckes soweit vergrössern, dass sie der vom Kompressor benötigten Antriebsleistung gleich, dass also der «Selbstfahrpunkt» erreicht wird. Es ist dann keine zusätzliche Antriebsmaschine mehr notwendig, die eine fehlende Restleistung mit unausgenützter, also verlorener Abwärme aufzubringen hätte, was ausser dem wärmewirtschaftlichen Vorteil eine wesentliche Vereinfachung der Maschinenanlage bedeutet. Hier liegt also, ähnlich wie bei der Gegendruckturbine in Dampfanlagen, der seltene Fall vor, dass die einfachste Anordnung gleichzeitig die höchste Wärmeausnützung gestattet, wenn man zunächst von thermodynamischen Wirkungsgraden, Druck- und Temperaturverlusten absieht.

Im folgenden wird untersucht, welche Mittel geeignet sind, diesem Idealprozess praktisch möglichst nahe zu kommen. Zum

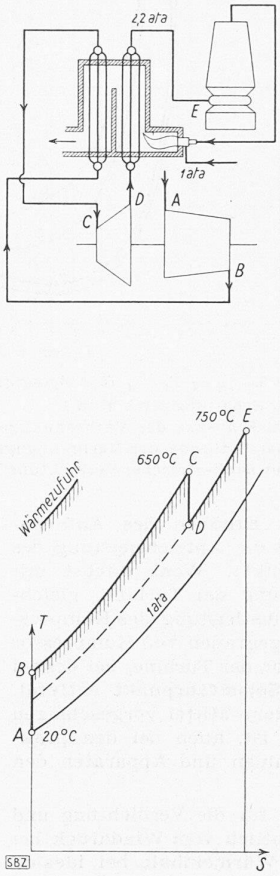


Bild 1. Schema (oben) und Entropiediagramm (unten) des Idealprozesses der Heizkraftluftturbine. Kein Wärmeaustauscher für Verbrennungsluft und Heizgas, kein Abwärmeverlust durch Auspuffgase

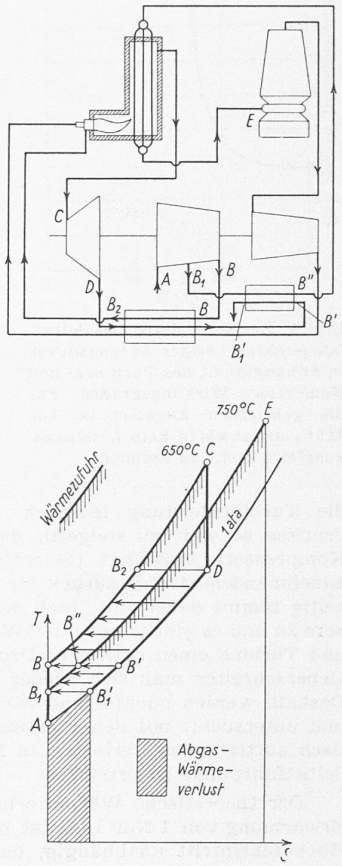


Bild 2. Schema (oben) und Entropiediagramm (unten) des Idealprozesses der Verbrennungsturbinenanlage für Windlieferung. Heizflächen unendlich gross vorausgesetzt

Vergleich wird zunächst der Prozess einer Verbrennungsgasturbine nach Bild 2 betrachtet, deren Abgase soweit als möglich zur Erhitzung der Verbrennungs- und Beimischluft herangezogen werden. Der Kompressor saugt Luft vom Zustand der Umgebung (Punkt A im Entropiediagramm, Bild 2, unten) an und verdichtet sie auf den Brennkammerdruck (Zustand B). Nach einer ersten Erhitzung in einem Wärmeaustauscher (auf den Zustand B_2), erfolgt eine zweite (auf C) in der Brennkammer, worauf das Luft-Gasgemisch in der Turbine auf den Zustand D expandiert und sich im erwähnten Wärmeaustauscher auf B', in einem zweiten auf B_1' abkühlt. Dem Kompressor wird in einer Zwischenstufe Luft vom Zustand B_1 (Winddruck) entnommen, im zweiten Wärmeaustauscher vorgewärmt (B'') und im Winderhitzer auf die Endtemperatur (E) gebracht. Wenn die Maschinen ohne Reibung und Undichtheiten arbeiten, in den Apparaten und Leitungen weder Druck- noch Wärmeverluste vorkommen und die Temperaturdifferenzen zwischen den wärmeübertragenden Oberflächen dank ihrer (unendlichen) Grösse verschwinden würden, ergäbe sich das in Bild 2 unten dargestellte Entropiediagramm; zur weitern Vereinfachung sind dort die Unterschiede in den spezifischen Wärmen von Luft und Verbrennungsgasen, sowie in den durchströmenden Mengen vernachlässigt. Unter diesen Annahmen ergibt die Verbrennungsturbine den durch Schraffur hervorgehobenen Wärmeverlust. Demgegenüber lässt sich der Abgasverlust des Lufterhitzers beim hier zu untersuchenden Luftturbinenprozess theoretisch fast auf null reduzieren, indem grundsätzlich sämtliche Abwärme zum Vorwärmen der kalten Verbrennungsluft und der Heizgase verwertet werden kann.

Praktisch haben beide Systeme bestimmte Vorteile, auf die hier nicht näher eingetreten werden soll. Die Betriebssicherheit, der apparative Aufwand und der Wärmeverbrauch der praktischen Prozesse entscheiden im Einzelfalle darüber, welche Anordnung die geeignetste ist. Die folgenden Untersuchungen beschränken sich auf den hier neu vorgeschlagenen unabhängig arbeitenden Luftturbinen-Prozess.

Wie schon früher festgestellt wurde [2]), ist es beim verlustbehafteten Luftturbinen-Prozess in Wirklichkeit nicht möglich,

[1]) Dr. *W. G. Noack:* Winderzeugung und Winderhitzung in Hüttenwerken. «Brown Boveri Mitteilungen». 27. Jahrg., Aug./Sept. 1941, Nr. 8/9, S. 240. *M. Schattschneider:* Die Gasturbine im Hüttenwerk. «Stahl u. Eisen», 61. Jahrg., Heft 19, Mai 1941, S. 465. *Weissenberg:* Betrachtungen zur Gas-Turbinenfrage. «Stahl u. Eisen», 1941, S. 305.

[2]) Dr. *C. Keller* und *R. Ruegg:* Die aerodynamische Turbine im Hüttenwerk. SBZ Bd. 122, S. 1* (1943).

[3]) Prof. Dr. *J. Ackeret* u. Dr. *C. Keller:* Eine Aerodynam. Wärmekraft-Anlage. SBZ Bd. 113, S. 229* (1939). Prof. Dr. *J. Ackeret* und Dr. *C. Keller:* Aerodynamische Wärmekraftmaschine mit geschlossenem Kreislauf. «Zeitschrift VDI» 1941, Bd. 85, S. 491 und «Escher Wyss Mitteilungen» 1942/43, Sonderheft: 100 Jahre Turbinenbau, S. 5. Prof. *H. Quiby:* Compte-rendu des essais de la turbine aérodynamique Escher Wyss A. K., SBZ, Bd. 125, S. 269*, 279*, 1945. Dr. *C. Keller:* Die Aerodynamische Turbine im Vergleich zu Dampf- und Gasturbinen. Ebenda, S. 20.

[4]) *W. Kuczewski:* Die Stahlröhren-Winderhitzer auf der Pilsudskihütte in Chorzow (Königshütte). «Stahl und Eisen». 58. Jahrg., Heft 40, 1938, S. 1086, Auszug hievon SBZ Bd. 112, S. 272* (1938). *Johannsen* und *Holschuh:* Stahlwinderhitzer für Hochöfen. «Rundschau Technischer Arbeit», Nr. 40, 6. Oktober 1937, S. 3.

[5]) Siehe Escher Wyss Mitteilungen 1942/43, S. 64*.

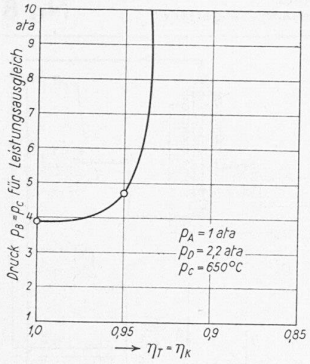


Bild 4. Zur Erreichung des Selbstfahrpunktes nötiger Anfangsdruck in Abhängigkeit des Turbinen- und Kompressor-Wirkungsgrades. Für die gemachten Angaben ist von 93,5 % an abwärts kein Leistungsausgleich mehr zu erzielen.

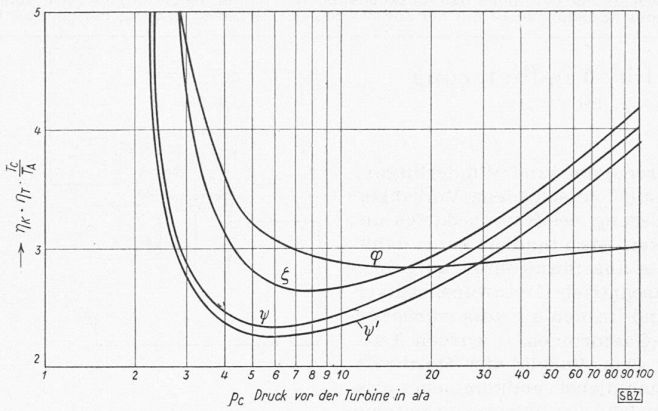


Bild 5. $\eta_K\, \eta_T\, T_C/T_A$ in Abhängigkeit des Druckes vor der Turbine.
ζ für Schaltung nach Bild 1.
ψ bei Einbezug der Verbrennungsluft,
ψ' bei Einbezug der Verbrennungsluft und mit Zwischenerhitzung,
φ bei isothermischer Verdichtung (Kompressor mit Zwischenkühlung).

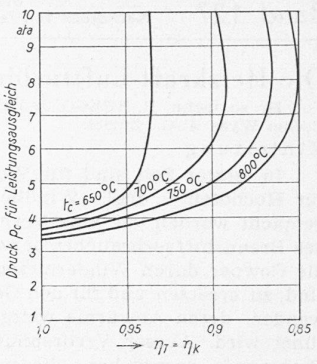


Bild 6. Zum Selbstfahren nötiger Anfangsdruck in Abhängigkeit der Turbinen-Eintrittstemperatur t_C und der Wirkungsgrade η_T und η_K für Schaltung nach Bild 1.

die Turbinenleistung lediglich durch Erhöhen des Anfangsdruckes so weit zu steigern, dass sie die Antriebsleistung des Kompressors aufbringt (Selbstfahrpunkt). Wohl wächst mit zunehmendem Anfangsdruck die Leistung der Turbine; gleichzeitig nimmt dabei aber auch die Verlustleistung des Kompressors zu und es gibt je nach den Wirkungsgraden von Kompressor und Turbine einen optimalen Druck vor der Turbine, bei dessen Ueberschreiten man sich wieder vom Selbstfahrpunkt entfernt. Deshalb werden nachfolgend verschiedene Mittel vorgeschlagen und untersucht, mit denen es möglich ist, auch bei den praktisch auftretenden Verlusten in Maschinen und Apparaten den Selbstfahrpunkt zu erreichen.

Der theoretische Wärmeverbrauch für die Verdichtung und Erwärmung von 1 Nm³ Luft ist bekanntlich vom Winddruck bei Hochofeneintritt unabhängig, da der Wärmeinhalt bei idealen Gasen nur eine Funktion der Temperatur ist; er beträgt beispielsweise für die Erwärmung von 1 ata, 20° auf 750° 241 kcal pro Nm³. Der effektive Wärmeverbrauch bei den bisher üblichen Windlieferungsanlagen, bei denen das Gebläse durch einen Gross-Gasmotor oder eine Kondensations-Dampfturbine angetrieben wird, setzt sich aus dem Wärmebedarf dieser Antriebsmaschinen und dem für die Erwärmung des Windes von der Verdichtungs-Endtemperatur auf die Temperatur beim Eintritt in den Hochofen zusammen. Da bei diesen Antriebsmaschinen die anfallende Abwärme nur in beschränktem Masse für die Windlieferung verwertet werden kann, ist bei der Berechnung ihres wirklichen Wärmebedarfes ihr verhältnismässig niedriger thermischer Wirkungsgrad einzusetzen. Der so berechnete Wärmebedarf hängt naturgemäss vom Winddruck, von der Windtemperatur, von den Wärmeverlusten ausserhalb der eigentlichen Windlieferungsanlage und weiteren Einflüssen ab und ist daher für einen schlüssigen Vergleich verschiedener Anordnungen nicht geeignet. Daher sei hier als Mass für die Güte der Energieerzeugung ein besonderer *Wirkungsgrad der Energieerzeugung* eingeführt, auf den weiter unten (Abschnitt 5) näher eingegangen werden soll.

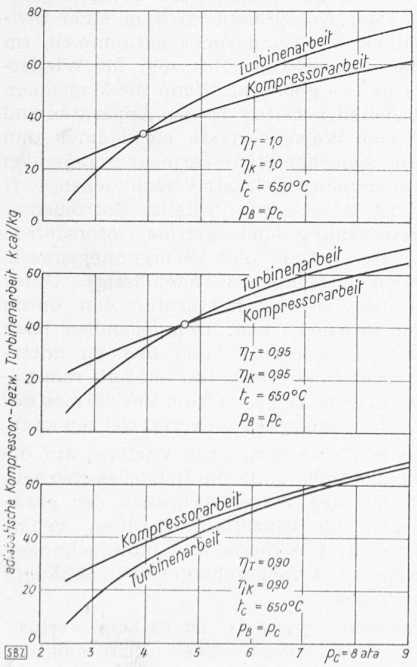


Bild 3. Turbinen- und Kompressorarbeit in Abhängigkeit des Anfangsdrucks und der Wirkungsgrade. Bei Wirkungsgraden unter 0,935 ergibt sich kein Schnittpunkt, also kein Leistungsausgleich mehr.

2. Der mit Verlusten behaftete Luftturbinen-Prozess

Bei der Betrachtung des wirklichen Luftturbinen-Prozesses sind hauptsächlich die nachfolgend im einzelnen untersuchten Verluste zu berücksichtigen:

a) Verluste in Turbine und Kompressor. Die Reibungsverluste in Turbine und Kompressor setzen sich in Wärme um und verringern die von aussen zuzuführende Wärme; sie bedingen gegenüber dem Ideal-Prozess eine andere Wahl der Drücke, damit der Leistungsausgleich erhalten bleibt.

In Bild 3 sind die von der Turbine geleisteten und die vom Kompressor benötigten Leistungen für verschiedene Turbinen- und Kompressor-Wirkungsgrade und $t_A = 20°$, $p_A = 1$ ata, $p_D = 2{,}2$ ata, $t_C = 650°$ C und $p_B = p_C$ in Abhängigkeit des Luftdruckes p_C vor der Turbine aufgezeichnet. Die dort als Schnittpunkte der beiden Kurven erscheinenden Selbstfahrpunkte sind in Bild 4 in Abhängigkeit der angenommenen Wirkungsgrade übertragen und man erkennt, dass bei Wirkungsgraden unter etwa 93 %, also bei den heute im günstigsten Falle erreichbaren Wirkungsgraden (von etwa 85 % bis 90 %) ein Leistungsausgleich nicht möglich ist.

Die Bedingung des Leistungsausgleiches ergibt sich wie folgt: Die Kompressorarbeit ist:

$$A\, L_K = \frac{c_p}{\eta_K}\, T_A \left[\left(\frac{p_B}{p_A} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right] \quad . \; . \; . \; . \quad (1)$$

die Turbinenarbeit:

$$A\, L_T = \eta_T\, c_p\, T_C \left[1 - \left(\frac{p_C}{p_D} \right)^{-\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right] \quad . \; . \; . \quad (2)$$

Hierin bedeuten η_K und η_T die Wirkungsgrade von Kompressor und Turbine gegenüber verlustfreien adiabatischen Zustandsänderungen. Durch Gleichsetzen erhält man:

$$\zeta = \eta_K\, \eta_T\, \frac{T_C}{T_A} = \frac{\left(\frac{p_B}{p_A} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1}{1 - \left(\frac{p_C}{p_D} \right)^{-\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}} \quad . \; . \; . \quad (3)$$

Wie man sieht, ist die linke mit ζ bezeichnete Seite der Gleichung (3) aus Grössen aufgebaut, die mit Ausnahme von T_A vom jeweiligen Entwicklungsstand der Technik abhängen, während die rechte Seite nur von den Druckverhältnissen, praktisch also von den Drücken vor und nach der Turbine abhängt. Bild 5 zeigt den Verlauf der ζ-Werte in Abhängigkeit der Drücke $p_B = p_C$ für $p_A = 1$ ata und $p_D = 2{,}2$ ata. Dabei wurden c_p und $\varkappa$ als konstant angenommen; bei genauen Berechnungen müsste ihre Abhängigkeit von Druck und Temperatur berücksichtigt werden.

Beispielsweise berechnet sich für $\eta_T = 0{,}95$; $\eta_K = 0{,}95$ und $t_C = 700°$ C der Wert ζ nach Gl. (3) zu rd. 3,0. Der Leistungs-Ausgleich ergibt sich nach Bild 5 bei $p_C = 4{,}4$ ata und bei $p_C = 23$ ata. Entweder sind also jeweils zwei Lösungen oder es ist keine Lösung möglich. Nur im Grenzfall für $\zeta = 2{,}64$ gibt es nur eine Lösung ($p_C = \sim 8$ ata).

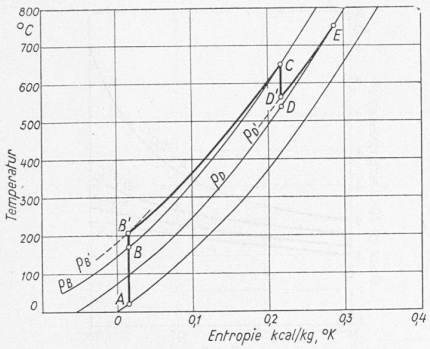


Bild 7. Entropiediagramm mit Druckverlusten in den Leitungen und Apparaten. Diese vergrössern die aufzuwendende Kompressorleistung und verkleinern die Turbinenleistung

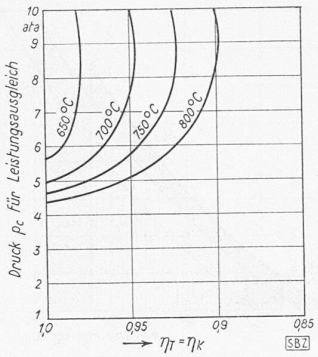


Bild 8. Zum Selbstfahren nötiger Anfangsdruck in Abhängigkeit von t_C, η_T und η_K für $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}10$

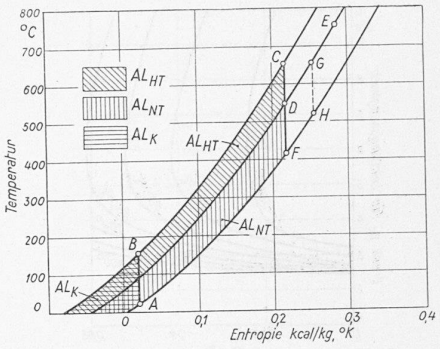


Bild 10. Entropiediagramm bei Einbezug der Verbrennungsluft

Berechnet man nun mit Gleichung (3) für verschiedene Temperaturen vor der Turbine (t_C) und für verschiedene Turbinen- und Kompressoren-Wirkungsgrade die ζ-Werte und sucht aus Bild 5 die zugehörigen Drücke p_C, die für den Leistungsausgleich notwendig sind, so erhält man die in Bild 6 dargestellten Kurven. Jedem Wert ζ entsprechen zwei Drücke; davon sind natürlich nur die unteren von Interesse, weshalb nur die unteren Teilstücke der Kurven dargestellt sind. Bild 6 zeigt, dass ein Leistungsausgleich bei heute möglichen Wirkungsgraden von Turbine und Kompressor (von etwa 0,85) erst bei heute noch nicht beherrschbaren Temperaturen von etwa 800 °C vor der Turbine erzielt werden könnte. Dabei sind die Druckverluste in den Leitungen und im Lufterhitzer noch nicht berücksichtigt.

b) Druckverluste in den Leitungen und im Lufterhitzer

Bild 7 zeigt das Entropie-Diagramm des Luftturbinenprozesses mit Berücksichtigung der Druckverluste. Diese vergrössern die Kompressorleistung, verkleinern die Turbinenleistung und erschweren daher noch mehr das Erreichen des Selbstfahrpunktes. Da keine Wärme nach aussen weggeführt wird, haben die Druckverluste, wie die Wirkungsgrade von Turbine und Kompressor, keinen unmittelbaren Einfluss auf den Wärmeverbrauch der Anlage. Der Leistungsausgleich wird erzielt, wenn in Gleichung (3) der Druck p_B durch den Druck $p_{B'} = p_B\,(1 + \varepsilon_1)$ und der Druck p_D durch den Druck $p_{D'} = p_D\,(1 + \varepsilon_2)$ ersetzt wird, sodass Gleichung (3) übergeht in:

$$\zeta = \eta_K \eta_T \frac{T_C}{T_A} = \frac{\left(\dfrac{p_B\,(1+\varepsilon_1)}{p_A}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{1 - \left(\dfrac{p_C}{p_D\,(1+\varepsilon_2)}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}} \quad . \quad . \quad (4)$$

wobei ε_1 und ε_2 die verhältnismässigen Druckverluste in den Heizbündeln des Lufterhitzers und den zugehörigen Leitungen bedeuten. Mit Gleichung (4) können in analoger Weise, wie oben angegeben, die Drücke für den Leistungsausgleich rasch ermittelt werden; ihr Verlauf zeigt Bild 8.

c) Der Wirkungsgrad des Lufterhitzers

Werden Gas oder Oel als Brennstoff verwendet, so können Wirkungsgrade des Lufterhitzers von 85 bis 90 % erreicht werden. Auch bei heizwertarmen gasförmigen Brennstoffen (z. B. Gichtgas) kommt man so hoch, da sowohl das Gas als auch die Verbrennungsluft vorgewärmt werden können. Der Wirkungsgrad des Lufterhitzers muss gesondert betrachtet werden, wenn durch Wahl einer besonderen Schaltung, auf die später noch eingegangen wird, bereits auf hohe Temperatur vorgewärmte Verbrennungsluft zur Verfügung steht. Auf die Wahl der für den Selbstfahrpunkt massgebenden Grössen hat der Lufterhitzer-Wirkungsgrad keinen Einfluss.

d) Lagerreibung von Turbine und Kompressor

Diese Verluste beeinflussen sowohl den Selbstfahrpunkt (wie die Wirkungsgrade von Turbine und Kompressor) als auch die Höhe des Wärmeverbrauches (kcal/Nm³ Wind). Es ist daher wichtig, sie möglichst klein zu halten. Wenn es möglich wäre, bei entsprechend günstigen Werten von t_C, η_T und η_K den Selbstfahrpunkt zu erreichen, liesse sich der Wärmeverbrauch näherungsweise bestimmen, indem man den theoretischen Wert durch die Einzelwirkungsgrade dividiert; setzen wir z. B. für den Wirkungsgrad des Lufterhitzers 85 %, für die Strahlungsverluste der Leitungen 2 % und für die Lagerverluste (bezogen auf die totale Wärmemenge) 1 %, so ist der effektive Wärmeverbrauch

$$W_{\text{eff}} = \frac{241}{0{,}85 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99} = \text{rd. } 298 \text{ kcal/Nm}^3$$

Dieser Verbrauch ist sehr niedrig, wenn man bedenkt, dass die entsprechenden Zahlen bei den bisher üblichen Anordnungen mit Gasmotoren und Kolbengebläsen oder Dampfturbo-Gebläsen und mit Cowpern und sonst gleichen Arbeitsbedingungen bei 400 bis 420 kcal/Nm³ liegen. Bei Luftturbinen-Anlagen, die aus der beschriebenen Grundschaltung (Bild 1) abgeleitet sind, liegen die Wärmeverbrauchszahlen, wie später gezeigt wird, je nach dem Stande der Entwicklung gleich oder nur unwesentlich höher, als der oben durch Abschätzen gefundene Wert.

3. Mittel zum Erreichen des Selbstfahrpunktes

Nach den bisherigen Untersuchungen kann der Selbstfahrbetrieb mit den besten heute erreichbaren Werten für t_C, η_T und η_K nicht verwirklicht werden. Nachfolgend werden nun einige Vorschläge untersucht, die dieses Ziel mit möglichst geringer Vergrösserung des Wärmeverbrauches zu verwirklichen gestatten.

a) Einbezug der Verbrennungsluft in den Prozess

Eine aussichtsreiche Möglichkeit besteht darin, die im Luft-Erhitzer benötigte Verbrennungsluft ebenfalls am Prozess teilnehmen zu lassen. Dabei kann man diese Verbrennungsluft in einer nachgeschalteten Niederdruck-Turbine expandieren lassen. Weiter kann die in die Niederdruck-Turbine einströmende Luft nochmals erhitzt werden. Bild 9 zeigt das Schaltschema einer solchen Anlage. Man beachte, dass die Zwischenerhitzung keinen wesentlichen Aufwand an zusätzlichen Apparaten benötigt, da die Nacherhitzung des Windes ohnehin nötig ist; sie kann in einfachster Weise durch Zumischen von heissem Hochofenwind erfolgen.

Bild 10 stellt das Entropie-Diagramm für die vorgeschlagene Schaltung zunächst ohne Zwischenerhitzung dar. Die durch die Hochdruck-Turbine strömende Luftmenge setzt sich aus der Windmenge G_w und der Verbrennungsluft G_v zusammen. Die von 1 kg Luft in der Hochdruck-Turbine geleistete Arbeit sei $A\,L_{HT}$ und die in der Niederdruck-Turbine geleistete Arbeit $A\,L_{NT}$. Die Bedingung für den Leistungsausgleich lautet dann:

$$A\,L_K\,(G_w + G_v) = (A\,L_{HT} + A\,L_{NT})\,G_v + A\,L_{HT}\,G_w$$

oder:

$$A\,L_K = (A\,L_{HT} + A\,L_{NT})\,\alpha + A\,L_{TH}\,(1 - \alpha) \quad . \quad . \quad (5)$$

wobei $\alpha = G_v/(G_w + G_v)$ ist.

Beträgt der Wärmeverbrauch W kcal/Nm³ und steht als Brennstoff Gichtgas mit dem Heizwert H_u kcal/Nm³ zur Verfügung, so ergibt sich die pro 1 Nm³ Gas benötigte Verbrennungsluftmenge in Nm³ beim theoretischen Luftbedarf nach Rosin und Fehling[5]) für Armgase zu:

$$L = \frac{0{,}875}{1000}\,H_u \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3$$

(Nm³ Luft/Nm³ Brennstoff) (6)

Der Brennstoffbedarf ist:

$$B = \frac{W}{H_u} \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3$$

(Nm³ Brennstoff/Nm³ Wind) (7)

[5]) Das *It*-Diagramm der Verbrennung von Dr. Ing. P. Rosin und Dipl. Ing. R. Fehling. V. D. I.-Verlag G. m. b. H. Berlin 1929.

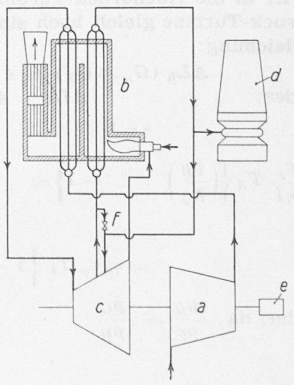


Bild 9. Schema der vorgeschlagenen Heizkraft-Luftturbine für Windlieferung. a Kompressor, b Lufterhitzer, c Turbine, d Hochofen, e Anwurfmotor, f Beimischventil

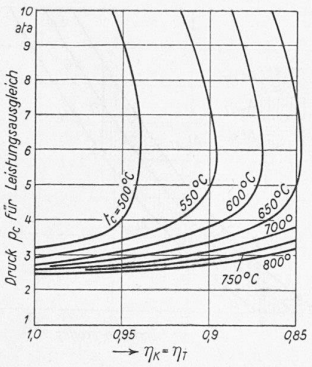


Bild 11. Zum Selbstfahren nötiger Anfangsdruck in Abhängigkeit von t_C, η_T und η_K bei Einbezug der Verbrennungsluft und bei Zwischenerhitzung

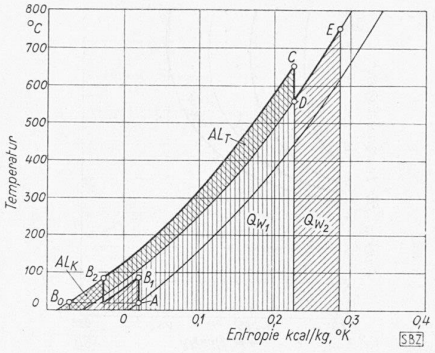


Bild 12. Entropiediagramm mit Zwischenkühlung des Kompressors

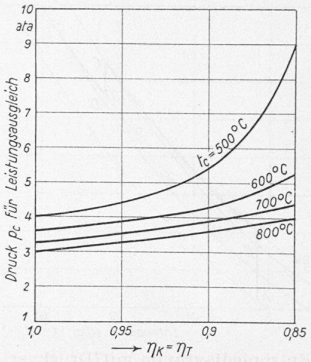


Bild 13. Zum Selbstfahren nötiger Anfangsdruck bei isothermischer Verdichtung für verschiedene Werte von t_C, η_K und η_T.

und die Verbrennungsluftmenge bei der Luftüberschusszahl λ daher:

$$V_v = L\,B\,V_w\,\lambda = V_w\,\lambda\,\frac{0{,}875}{1000}\,W$$

wobei V_v die Verbrennungsluftmenge in Nm³/h und V_w die Windmenge in Nm³/h bedeuten. Es ergibt sich also

$$\alpha = \frac{G_v}{G_v + G_w} = \frac{V_v}{V_v + V_w} = \frac{0{,}875\,\lambda\,W}{1000 + 0{,}875\,\lambda\,W} \quad . \quad (8)$$

Da ein Wärmeverbrauch von W = rd. 300 kcal/Nm³ wie bereits oben gefunden, in naher Zukunft zu erreichen sein wird, und da der Luftüberschuss im Interesse möglichst kleiner Abgasverluste des Lufterhitzers gering gehalten wird, nämlich nur $\lambda = 1{,}2$ bis 1,3, ergibt sich nach Gl. (8) ein α-Wert von rd. 0,25. Die weiteren Untersuchungen basieren auf diesem Wert.

Die Bedingungs-Gleichung für Leistungsausgleich lautet nun:

$$\frac{c_p}{\eta_K}\,T_A\left\{\left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right\} =$$

$$= \eta_T\,c_p\,T_C\left\{\left[1-\left(\frac{p_C}{p_F}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]\alpha + \left[1-\left(\frac{p_C}{p_D}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right](1-\alpha)\right\}$$

$$\psi = \eta_K\,\eta_T\,\frac{T_C}{T_A} = \frac{\left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\left[1-\left(\frac{p_C}{p_F}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]\alpha + \left[1-\left(\frac{p_C}{p_D}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right](1-\alpha)} \quad (9)$$

Die ψ-Werte können (ähnlich wie früher die φ-Werte) mit Hilfe der Kurven auf Bild 5 ermittelt werden. Daraus lässt sich der für Leistungsausgleich notwendige Druck für verschiedene Temperaturen vor der Turbine und für verschiedene Wirkungsgrade von Kompressor und Turbine berechnen.

b) Einbezug der Verbrennungsluft mit Zwischenerhitzung

Unter der Voraussetzung, dass die Temperaturen beim Eintritt in die Hochdruck-Turbine und beim Eintritt in die Niederdruck-Turbine gleich hoch sind, ergibt sich folgende Bedingungs-Gleichung:

$$AL_K\,(G_w + G_V) = AL_{HT}\,(G_w + G_v) + AL_{NT}\,G_v$$

oder:

$$AL_K = AL_{HT} + AL_{NT}\,\alpha$$

$$\frac{c_p}{\eta_K}\,T_A\left\{\left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right\} =$$

$$= \eta_T\,c_p\,T_C\left\{1-\left(\frac{p_C}{p_D}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} + \left[1-\left(\frac{p_D}{p_F}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]\alpha\right\}$$

oder, da $\frac{p_D}{p_F} = \frac{p_G}{p_H}$

$$\psi' = \eta_K\,\eta_T\,\frac{T_C}{T_A} = \frac{\left\{\left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right\}}{1-\left(\frac{p_C}{p_D}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} + \left\{1-\left(\frac{p_G}{p_H}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right\}\alpha} \quad . \quad (10)$$

Auf Grund der so ermittelten ψ'-Werte, deren Verlauf ebenfalls Bild 5 zeigt, lassen sich die notwendigen Drücke für Leistungsausgleich ermitteln (Bild 11).

Es ergibt sich, dass es auf Grund der vorgeschlagenen Schaltung mit heute erreichbaren Werten von η_T und η_K und heute anwendbaren Temperaturen t_C beim Eintritt in die Luftturbine möglich ist, den Selbstfahrpunkt zu erreichen, wobei allerdings die Lagerverluste sowie die Druckverluste in den Leitungen und Wärmeaustauschapparaten noch nicht berücksichtigt sind.

c) Anwendung von Zusatzluft

Ein weiteres Mittel, nötigenfalls auch bei tieferen Turbinen-Eintritts-Temperaturen den Selbstfahrpunkt zu erzielen, besteht darin, ausser der normalen Verbrennungsluft noch Zusatzluft durch die Anlage fliessen zu lassen. Diese Zusatzluft kann mit der Verbrennungsluft in die Feuerung geleitet werden, wobei sich dann ein über das normale Mass gesteigerter Luftüberschuss ergibt. Um in der Feuerführung unabhängig zu sein und die besten Verbrennungsverhältnisse einstellen zu können, wird man die Zusatzluft zweckmässigerweise vor dem Gasvorwärmer den Verbrennungsgasen beimischen. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, einen Teil der in der Zusatzluft enthaltenen Wärme zurückzugewinnen. Nötigenfalls kann die Zusatzluft auch an anderer Stelle den Verbrennungsgasen beigemischt werden, sei es, um die Verbrennungstemperaturen in bestimmten Grenzen zu halten oder um hochbeanspruchte Teile, z. B. die Brennkammer, zu kühlen.

Die durch Anwendung von Zusatzluft bedingte Erhöhung des Wärmeverbrauchs kann dadurch berücksichtigt werden, dass man die Aenderung des Lufterhitzerwirkungsgrades infolge des erhöhten Luftgehaltes im Gasvorwärmer ermittelt, was in einem besonderen Abschnitt untersucht werden soll.

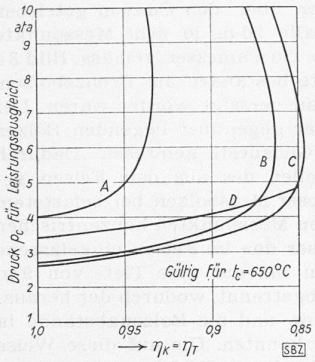
d) Zwischenkühlung des Kompressors

Versieht man den Kompressor mit Zwischenkühlung, so sinkt die von ihm aufgenommene Leistung. Gleichzeitig wird aber auch die längs B_2C (Bild 12) zuzuführende Wärmemenge, also auch der Wärmeverbrauch vergrössert. Im Grenzfall erfolgt die Verdichtung längs der Isothermen AB_o. Die Bedingungsgleichung für Leistungsausgleich ist dann:

$$\frac{A\,R}{\eta_K}\,T_A\,\ln\frac{p_{Bo}}{p_A} = \eta_T\,c_p\,T_C\left\{1-\left(\frac{p_C}{p_D}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right\}$$

$$\varphi = \eta_K\,\eta_T\,\frac{T_C}{T_A} = \frac{A\,R}{c_p}\,\frac{\ln\frac{p_{Bo}}{p_A}}{1-\left(\frac{p_C}{p_D}\right)^{-\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}} \quad . \quad . \quad (11)$$

Aus den φ-Werten (Bild 5) können wiederum für verschiedene Anfangstemperaturen vor der Turbine und für verschiedene Wirkungsgrade von Turbine und Kompressor die für Leistungsausgleich notwendigen Drücke vor der Turbine ermittelt werden; Bild 13 zeigt die erhaltenen Werte. Es geht daraus hervor, dass ein Druck von rd. 4,7 ata bei $t_C = 650°$ C, und $\eta_T = \eta_K = 0{,}85$ genügt. Der Einfluss der Druckverluste in den Leitungen und im Lufterhitzer kann in analoger Weise wie für den Fall der ungekühlten Verdichtung berücksichtigt werden. In Bild 14 sind nun zum Vergleich die notwendigen Drücke für Leistungsausgleich für die verschiedenen Möglichkeiten einander gegenübergestellt.



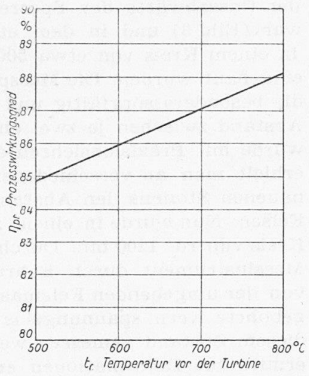


Bild 14 (links). Vergleich der zum Selbstfahren nötigen Anfangsdrücke: A ohne Einbezug der Verbrennungsluft; B mit Einbezug der Verbrennungsluft; C mit Einbezug der Verbrennungsluft und mit Zwischenerhitzung; D ohne Einbezug der Verbrennungsluft und ohne Zwischenerhitzung, dagegen mit isothermischer Verdichtung (Zwischenkühlung).

Bild 15 (rechts). Prozesswirkungsgrad η_{pr} bei isothermischer Verdichtung.

Es bleibt nun noch der Einfluss der Zwischenkühlung auf den Wärmeverbrauch zu untersuchen. Dieser soll wiederum für den Grenzfall der isothermischen Verdichtung betrachtet werden. Aus Bild 12 geht hervor, dass bei der Verdichtung von A nach B_o eine Wärmemenge entsprechend der unter der Linie AB_o liegenden Fläche mit dem Kühlwasser weggeführt werden muss. Als Prozess-Wirkungsgrad des sonst verlustlosen Vorganges kann bezeichnet werden:

$$\eta_{pr} = \frac{Q_w}{Q_w + Q_k} = \frac{Q_{w_1} + Q_{w_2}}{Q_{w_1} + Q_{w_2} + Q_k} \quad . \; . \; . \quad (12)$$

wobei $Q_k = A\,R\,T_A \ln p_B/p_A$ ist. Die Werte η_{pr} sind in Bild 15 dargestellt. Es geht daraus hervor, dass für volle Zwischenkühlung (Isotherme) noch ein Prozess-Wirkungsgrad bei $t_C = 650\,^0$ C von 86,5 % zu berücksichtigen ist. Durch die volle Zwischenkühlung geht der hauptsächlichste Vorteil der vorgeschlagenen Schaltung, nämlich ein niedriger Wärmeverbrauch, mindestens teilweise verloren. In diesem Zusammenhang soll nicht näher auf die Möglichkeit der Anwendung einer teilweisen Kühlung zum Zwecke der Anpassung an verschiedene Betriebsverhältnisse eingetreten werden. Wenn die andern, bereits besprochenen Massnahmen zum Erreichen des Selbstfahrpunktes angewendet werden, ist durch Zwischenkühlung nur noch wenig Wärme abzuführen, und die dadurch entstehenden Verluste können sehr wohl in Kauf genommen werden.

4. Abgasverluste des Lufterhitzers

Neben den verhältnismässig kleinen Verlusten durch Lagerreibung und Strahlung sind die Abgasverluste des Lufterhitzers von Bedeutung; sie werden daher nachstehend gesondert betrachtet.

Bild 16 zeigt die für den Wärmeaustausch massgebenden Temperaturen über den zugehörigen Heizflächen. Sieht man von den Abstrahlungs- und Feuerungsverlusten ab und nimmt man eine dichte Ausführung des Lufterhitzers an, so ist der Abgasverlust hauptsächlich durch die Temperaturdifferenzen Δt_{GL} und Δt_{GH}, die Lufttemperatur beim Eintritt, den Luftüberschuss im Gasvorwärmer und den Heizwert des Brennstoffes bestimmt[6]). Hier ist zu beachten, dass die Verbrennungsluft bereits in erhitztem Zustand anfällt und dass demzufolge nur das Heizgas vorgewärmt werden kann, die Verbrennungsgase werden also nur mässig abgekühlt.

Die Temperatur der Luft beim Eintritt in den Lufterhitzer ist durch den Enddruck nach dem Kompressor und dem Kompressor-Wirkungsgrad gegeben. Es sollen zunächst Drücke von 4 bis 6 ata berücksichtigt werden, da das wirtschaftliche Optimum in dieser Gegend liegt. Bild 17 zeigt wie sich der Lufterhitzer-Wirkungsgrad aufbaut. Oben stellt Linie A die Temperatur der Luft nach dem Kompressor für einen adiabatischen Wirkungsgrad des Kompressors von 85 % dar. Mit den Werten $\Delta t_{GL} = 100\,^0$ C und $\Delta t_{GH} = 50\,^0$ C gelangt man zur Rauchgas-Temperatur vor dem Gasvorwärmer (Linie B) und zur Heizgas-Endtemperatur (Linie C). Die Abgastemperatur (Linie D) erhält man aus der Bedingung, dass bei verlustloser Wärmeübertragung im Gasvorwärmer die Zunahme des Gesamt-Wärmeinhaltes der Heizgase gleich der Abnahme des Gesamt-Wärmeinhaltes der Rauchgase ist; dass also folgende Beziehung gilt:

$$(J_{G_1} - J_{G_2})\,V = (J_{H_1} - J_{H_2})\,H$$

Darin bedeuten:

J_{G_1} den Wärmeinhalt der Verbrennungsgase am Anfang des Verbrennungsluftvorwärmers in kcal/Nm³,

J_{G_2} den Wärmeinhalt der Verbrennungsgase am Ende des Verbrennungsluftvorwärmers in kcal/Nm³,

V die Rauchgasmenge in Nm³/h,

J_{H_1} den Wärmeinhalt der Heizgase beim Eintritt in den Gasvorwärmer in kcal/Nm³,

J_{H_2} den Wärmeinhalt der Heizgase beim Austritt aus dem Gasvorwärmer in kcal/Nm³,

H die Heizgasmenge in Nm³/h.

Aus der Abgastemperatur lassen sich die Abgasverluste berechnen. Berücksichtigt man die Strahlungsverluste mit 4 %, so gelangt man zu dem in Bild 17 unten dargestellten Verlauf des Wirkungsgrades. Der Darstellung liegt Heizgas von $H_u = 1000$ kcal/Nm³ und 1,1 facher Luftüberschuss zugrunde. Der Wirkungsgrad des Lufterhitzers beträgt unter diesen Annahmen bei einem Kompressionsenddruck von 5 ata rd. 85 %; er sinkt mit wachsendem Druck um rd. 1 % pro 1 at. Bei andern Luftüberschüssen ergeben sich die im axonometrischen Bild 18 dargestellten Werte; wie zu erwarten ist, nimmt der Wirkungsgrad mit zunehmendem Luftüberschuss ab. (Schluss folgt)

[6]) Vgl.: R. Ruegg, «Die Ausnützungsmöglichkeit der Brennstoffwärme bei Kreisprozessen mit mittelbarer Wärmezufuhr». Diss. E.T.H. Zürich 1945, Selbstverlag des Verfassers.

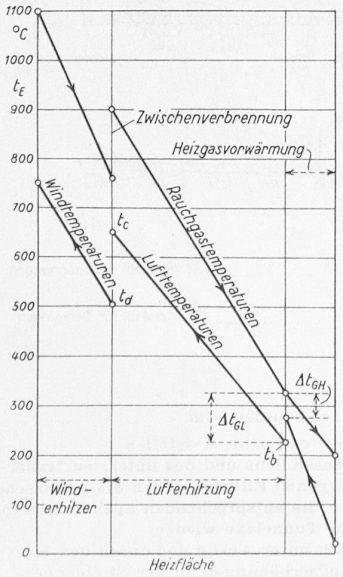


Bild 16. Heizflächen-Temperaturen-Diagramm eines Wind-Luft-Erhitzers

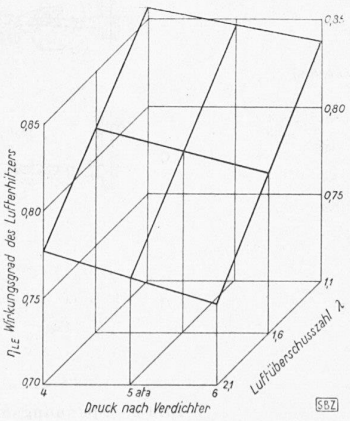


Bild 18. Wirkungsgrad des Lufterhitzers in Abhängigkeit der Luftüberschusszahl und des Verdichtungsdruckes

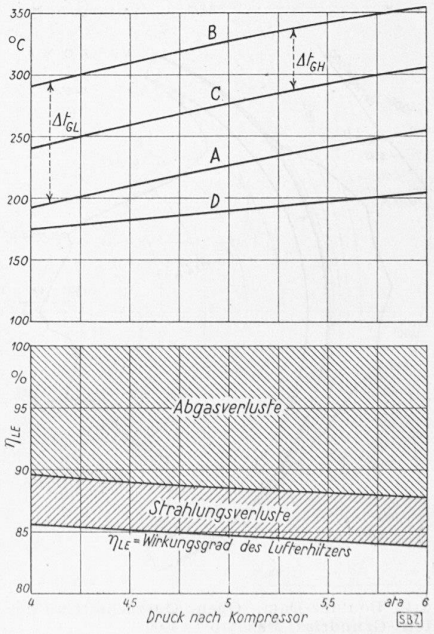


Bild 17 (rechts). Wirkungsgrad des Wind-Luft-Erhitzers in Abhängigkeit des Enddruckes nach dem Kompressor