

# Dampf-Luftanlagen für gleichzeitige Erzeugung von mechanischer Energie und Wärme

Autor(en): **Karrer, W.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

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

Heft 12: **Generalversammlung Schweiz. Ingenieur- und Architekten-Verein, 22. bis 24. September 1945 in Zürich**

PDF erstellt am: **20.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-83728>

## **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.

Die von den Eisen- und Stahlwerken vorm. G. Fischer, Schaffhausen, gelieferten SAB-Räder von 660 mm Durchmesser sind mit Gummifederung ausgerüstet<sup>4)</sup>, die sich bei den Motorwagen aufs Beste bewährt haben; sie dämpfen den Fahrlärm stark ab, was namentlich von den Streckenanwohnern begrüßt wird. Die leichten Hohlachsen laufen in Pendelrollenlagern. Versuchsweise erhielten einzelne Wagen Naben und Radscheiben aus Leichtmetall.

Zum Bremsen stehen an jeder Achse je vier Bremsklötze, aus Grauguss, die elektromagnetisch, pneumatisch und von Hand bedient werden können, sowie insgesamt vier elektromagnetisch zu betätigende Schienenbremsklötze von je 4000 kg vertikaler Zugkraft zur Verfügung, die jeweilen in der Mitte zwischen je zwei Rädern angeordnet sind.

Die Bremsklötze sind an einstellbaren Federn 13 aufgehängt, die sich auf Quer- und Längstraversen 14 und 15 abstützen, wobei die Traversen 15 durch die Gelenke 16 mit den Achslagerkörpern verbunden sind. Auf diese Weise befinden sich diese Bremsklötze unabhängig von der Einfederung der Drehgestelle in der richtigen Höhenlage zu den Schienen. Die Bremseinrichtungen ermöglichen folgende Bremsordnung: Der Wagenführer brems normalerweise seinen Motorwagen mit dem Motor selbst und gleichzeitig die Anhänger elektromagnetisch mit den Brems-

<sup>4)</sup> Vgl. SBZ, Bd. 115, S. 228\*, Abb. 8.

klötzen an den Rädern. Bei kleinen Geschwindigkeiten (unter etwa 10 km/h) wird die Bremsung mit dem Motor unwirksam, so dass dann der Wagenführer den ganzen Zug durch pneumatische Betätigung der Radbremsklötze zum Stillstand bringt. Diese pneumatische Betätigung kommt ausserdem zur Wirkung, wenn irgendwo die pneumatische «Notbremse» gezogen, oder automatisch, wenn bei Kupplungsbruch die Verbindung zwischen Motorwagen und Anhänger unterbrochen wird. Die Schienenbremsklötze, die auch am Motorwagen vorhanden sind, werden bei elektrischen Notbremsungen vom Motorwagen aus am ganzen Zug betätigt und von der Akkumulatorenbatterie des Motorwagens gespeist.

Ueber die *Wirtschaftlichkeit* der neuen Wagen lassen sich im Augenblick naturgemäss noch keine Erfahrungszahlen angeben. Aus den Ergebnissen mit den neuen Motorwagen lässt sich jedoch annäherungsweise berechnen, dass die Betriebskosten des Platzkilometers des neuen Anhängewagens gegenüber dem älteren zweiachsigen Typ bei ungefähr gleichem prozentualen Sitzplatzangebot etwa um 25% billiger sein werden. In erster Linie wird dies erreicht durch das grössere Fassungsvermögen bei nur unmerklich höherer Tara. Weitere Einsparungen und in der Regel auch Mehreinnahmen sind dank der höheren Reisegeschwindigkeit, die sich aus der guten Kurvenläufigkeit ergibt, zu erwarten.

## Dampf-Luft-Anlagen für gleichzeitige Erzeugung von mechanischer Energie und Wärme

Von Dipl. Ing. W. KARRER, Maschinenfabrik Oerlikon, Zürich

### A. Einleitung

Dampfkesselanlagen, die ausschliesslich Heizwärme liefern, lassen sich bekanntlich zu sehr wirtschaftlich arbeitenden Heizkraftwerken ausbauen, indem man Druck und Temperatur bei Kesselaustritt steigert und den Dampf in einer Gegendruck-Dampfturbine unter Erzeugung mechanischer Energie expandieren lässt. Die bei einer gegebenen Heizleistung gewinnbare mechanische Leistung ist umso grösser, je höher Druck und Temperatur vor der Turbine sind; ihr Wärmewert beträgt z. B. bei einem Gegendruck von 5 ata ungefähr 10 bis 15% der Brennstoffwärme oder etwa 14 bis 21% der nützlichen Heizleistung. In der vorliegenden Studie wird nun gezeigt, wie durch sinn-gemässes Eingliedern einer Luftturbine mit Kompressor die an der Welle gewinnbare Leistung angenähert verdoppelt werden kann, und zwar bei einer sehr günstigen Ausbeute der zusätzlich erforderlichen Brennstoffwärme.

### B. Die Gegendruck-Dampfturbinenanlage

Wir gehen bei unseren Betrachtungen vom reinen Dampf-Heizwerk, Abb. 1, aus, bei dem auf dem Rost des Kessels der Verbrennungsluft die Brennstoffwärme  $Q_{b(K)}$  mitgeteilt, und die Wärme  $Q_{N(K)}$  in den Verbrauchern  $h$  nützlich abgegeben wird. Der Index  $(K)$  deutet an, dass es sich um eine Kesselanlage für ausschliessliche Heizwärmelieferung handelt. Bei allen nachfolgenden Betrachtungen soll, um eine gültige Vergleichsbasis zu erhalten, der Dampf mit 5 ata und 165°, also leicht überhitzt, ins Heiznetz eintreten (s. Punkt  $h$ , Abb. 4). Das Kondensat der einzelnen Wärmeverbraucher wird gesammelt und im Speisewasser-Vorwärmer  $e$  (Abb. 1) bis nahe an die Verdampfungstemperatur erwärmt. Die Rauchgase verlassen die Anlage bei  $f$  mit einer Temperatur, die bei allen betrachteten Fällen zu 130°C angenommen wurde.

Dieser einfachen Anlage stellen wir nun eine Gegendruck-Dampfturbinenanlage (Abb. 2) gegenüber, bei der in den Wärmeverbrauchern  $h$  die gleiche nützliche Heizleistung  $Q_{N(GD)} = Q_{N(K)}$  abgegeben werde; gleichzeitig gibt die Dampfturbine  $g$  die mechanische Nutzleistung  $N_{(GD)}$  ab. Die in den Kessel ein-zuführende Brennstoffwärme  $Q_{b(GD)}$  ist um den Wärmewert dieser Leistung, den Wärmewert der Lagerreibung, sowie die zusätz-lichen Wärmeverluste der Turbine und der Leitungen grösser als  $Q_{b(K)}$ . Die Verbrennungsgase geben die im Rost aufgenom-mene Wärme stufenweise im Verdampfer  $c$ , im Ueberhitzer  $d$  und im Speisewasser-Vorwärmer  $e$  ab und verlassen die Anlage bei  $f$ .

Die Summe des Wärmewertes der nützlichen mechanischen Leistung  $860 N_{(GD)}$  und der nützlichen Heizleistung  $Q_{N(GD)}$  erreicht bei grösseren modernen Anlagen rd. 85% der stündlich eingeführten Brennstoffwärme  $Q_{b(GD)}$ . Diese Zahl liegt nur unwesentlich tiefer als der Wirkungsgrad einer äquivalenten Kesselanlage ohne Erzeugung mechanischer Energie. Als Verluste der Gegendruck-Dampfturbinenanlage sind nur die «äusseren» Verluste, nämlich die Wärmeabstrahlung der heissen Teile, die Verluste zufolge unvollständiger Verbrennung, die mit den Rauchgasen wegge-führte Wärme und die Lagerreibung der Turbine einzurechnen,

während die «inneren» Strömungsverluste der Turbine in Wärme umgewandelt und mit dem Abdampf den Wärmeverbrauchern zugeführt werden, also nicht als Verluste zu buchen sind.

Im Entropiediagramm (Abb. 4) stellt  $h$  den oben festgelegten Dampfzustand am Eintritt in das Heiznetz dar. Dort sind, von  $h$  ausgehend und unter Berücksichtigung der bekannten Abhängigkeit des thermodynamischen Wirkungsgrades vom Frischdampfdruck für verschiedene Kesseldrücke die Expansionslinien eingezeichnet und so die erforderlichen Ueberhitzungs-temperaturen (Punkte  $g$  vor der Turbine, Punkte  $d$  nach dem Ueberhitzer), sowie die Nutzleistungen  $N_{(GD)}$  bestimmt worden. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in der Energiebilanz (Abb. 5) zusammengefasst, aus der man erkennt, wie mit wachsendem Kesseldruck der in der Gegendruck-Dampfturbine in Nutzleistung umsetzbare Anteil an der eingeführten Brennstoff-wärme zunimmt.

Setzt man die Summe des Wärmewertes der Nutzleistung  $860 N_{(GD)}$  und der nützlichen Heizleistung  $Q_{N(GD)}$  zur pro Zeit-einheit zugeführten Brennstoffwärme  $Q_{b(GD)}$  ins Verhältnis, so erhält man den Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta_{g(GD)} = \frac{860 N_{(GD)} + Q_{N(GD)}}{Q_{b(GD)}} \dots \dots (1)$$

Darin sind  $N$  in kW,  $Q_N$  und  $Q_b$  in kcal/h einzusetzen. Dieser Wirkungsgrad wird in Abb. 5 durch die durch kreuzweise Schraffur hervorgehobene Linie dargestellt.

Die Wärmebilanz (Abb. 5) gibt noch kein genügend genaues Bild über die Güte dieser Erzeugungsart von mechanischer Leistung. Dazu ist der Brennstoff-Mehrverbrauch eines Heizkraftwerkes gegenüber einem reinen Heizwerk bei gleicher nützlicher Heizwärmeabgabe, also die Grösse  $Q_{b(GD)} - Q_{b(K)}$  zu bestimmen und zu ihr die Nutzleistung der Gegendruckturbine  $N_{(GD)}$  ins Verhältnis zu setzen. Demzufolge definieren wir als *Wirkungsgrad der Erzeugung mechanischer Leistung*:

$$\eta_{(K)-(GD)} = \frac{860 N_{(GD)}}{Q_{b(GD)} - Q_{b(K)}} \dots \dots (2)$$

Dieser Wirkungsgrad liegt im oben genannten Beispiel bei rd. 83% und verändert sich nur unbedeutend mit dem Kessel-druck (Abb. 8). Ferner interessiert den Besitzer einer Heizanlage die *Energiemenge*, die ihm die Umwandlung seiner Heizanlage in eine Heizkraftanlage bei gleicher Nutzwärme-Abgabe  $Q_{N(GD)} = Q_{N(K)}$  bringen wird. Wir führen daher die *Mengenziffer*

$$\mu_{(K)-(GD)} = \frac{860 N_{(GD)}}{Q_{b(K)}} \dots \dots (3)$$

ein. Diese Kennzahl ist auf die Brennstoffwärme  $Q_{b(K)}$  bezogen, die der reine Heizbetrieb nach Abb. 1 erfordert, weil nur diese Grösse dem Besitzer des Heizwerkes bekannt ist. Wesentlich anschaulicher als  $\mu$  ist die spezifische Nutzleistung  $\mu'$  in kW, die sich durch den Umbau des Heizwerkes in das Heizkraftwerk erzielen lässt, bezogen auf den Kohlenverbrauch in t/h des reinen Heizbetriebes vor dem Umbau; wir berechnen sie mit Hilfe von  $\mu$  zu:

$$\mu'_{(K)-(GD)} = 1,165 H_u \mu \text{ kWh/t} \dots \dots (4)$$

Mit den Rechnungsgrößen der Abb. 4 und mit  $H_u = 7500$  kcal/kg ergeben sich für  $\mu$  die in Abb. 7 dargestellten Werte. Wird also z. B. ein reines Heizwerk mit einem Kohlenverbrauch von 1 t/h in ein Heizkraftwerk von 80 ata Kesseldruck umgebaut, so können rd. 1400 kW, bei 120 ata Kesseldruck sogar rd. 1600 kW gewonnen werden. Sehr oft genügt nun diese mechanische Leistung nicht zur Deckung des Eigenbedarfs. Man hat daher vielfach statt der reinen Gegendruckturbine eine Entnahmeturbine aufgestellt und die noch fehlende Energie durch Expansion von zusätzlichem Dampf vom Kesseldruck auf den Kondensatordruck erzeugt. Diese Art der Energieerzeugung ist aber wärmewirtschaftlich sehr ungünstig, weil die im Kondensator durch das Kühlwasser abzuführende Wärme unausgenutzt verloren geht.

C. Das Dampf-Luft-Heizkraftwerk

Gliedert man zu einer Gegendruck-Dampfturbinenanlage nach Abb. 2 ein mit Luft arbeitendes Turbinen-Kompressor-Aggregat, so lässt sich bei gleicher nützlicher Heizleistung eine wesentlich grössere mechanische Nutzleistung gewinnen. Eine mögliche Anordnung zeigt Abb. 3. Wie man erkennt, bleibt der Dampf-Wasserkreislauf äusserlich unverändert, nur der Speisewasser-Vorwärmer wird mit Vorteil in zwei, wasserseitig hintereinander geschaltete Apparate  $e$  und  $e_1$  unterteilt. Die Verbrennungsluft gelangt vorgewärmt unter den Rost  $b$ ; die Rauchgase heizen nacheinander den Verdampfer  $c$ , den Ueberhitzer  $d$ , den Lufterhitzer  $i$  und den Speisewasser-Vorwärmer  $e$ , um schliesslich die Anlage bei  $f$  mit der in den früheren Beispielen (Abb. 1 und 2) angenommenen Temperatur ( $130^\circ\text{C}$ ) zu verlassen. Der Luftkompressor  $k$  saugt aus dem Freien Luft an, verdichtet sie unter Aufnahme der Antriebsleistung  $N_K(DL)$  und fördert sie durch den Luftvorwärmer  $l$  und den Lufterhitzer  $i$  nach der Luftturbine  $m$ , wo sie unter Abgabe der Nutzleistung  $N_L(DL)$  an den Generator  $n_1$  und der Antriebsleistung  $N_K(DL)$  an den Kompressor  $k$  bis fast auf den Atmosphärendruck expandiert. Die noch heisse Luft durchströmt alsdann den Vorwärmer  $l$  unter Wärmeabgabe an die von  $k$  herkommende, komprimierte Luft und gelangt dann zum Teil als Verbrennungsluft unter den Rost des Kessels, zum Teil als Zusatzluft nach dem Speisevorwärmer  $e_1$  und den Heizapparaten  $h_1$ , wo sie die nützliche Heizleistung  $Q_{NL}(DL)$  abgibt. Mit den Bezeichnungen der Abb. 3 lässt sich die gesamte mechanische Nutzleistung der Dampf-Luftanlage wie folgt anschreiben:

$$N(DL) = N_D(DL) + N_L(DL) \dots (5)$$

Analog gilt für die verfügbare nützliche Heizleistung:

$$Q_N(DL) = Q_{ND}(DL) + Q_{NL}(DL) \dots (6)$$

Wird die Luftturbinen-Anlage nur für die vom Dampfkessel benötigte Verbrennungsluftmenge ausgelegt, so treten zu den Verlusten der Gegendruck-Dampfturbinenanlage zusätzlich nur

die äussern Verluste des Luftsystems, also die Wärmeabstrahlung der heissen Teile, sowie die Lagerverluste der Luftturbine und des Kompressors. Der Gesamtwirkungsgrad ist demnach nur wenig niedriger als bei einer Gegendruck-Dampfturbinenanlage nach Abb. 2. Wird die Luftturbinenanlage für eine grössere Luftmenge bemessen, so wächst ihre Nutzleistung  $N_L(DL)$  bei nur wenig sinkendem Gesamtwirkungsgrad, sofern die in der Zusatzluft verfügbare Abwärme voll ausgenutzt werden kann. Trifft dies nicht zu, so verringert man die Zusatzluftmenge dementsprechend.

Aus der Energiebilanz (Abb. 6) erkennt man durch Vergleich mit Abb. 5 den wesentlich höheren Anteil der mechanischen Nutzleistung an der gesamten Brennstoffwärme, der bei diesem Verfahren gegenüber jenem nach Abb. 2 erzielbar ist.

Zur Beurteilung der Güte und des Verhältnisses der auszunützbaren mechanischen Energie zur Brennstoffwärme einer reinen Heizanlage von gleicher Nutzwärmeabgabe stellen wir für die Dampf-Luft-Anlage die analogen Beziehungen auf, wie das oben für die Gegendruck-Dampfturbinenanlage geschehen ist: Der Wirkungsgrad der Erzeugung mechanischer Leistung bezogen auf den dazu nötigen Mehrverbrauch an Brennstoffwärme gegenüber einer reinen Heizanlage ist:

$$\eta^{(K)-(DL)} = \frac{860 N(DL)}{Q_b(DL) - Q_b(K)} \dots (7)$$

Für die Mengenziffer, bezogen auf die Brennstoffwärme der reinen Heizanlage gilt:

$$\mu^{(K)-(DL)} = \frac{860 N(DL)}{Q_b(K)} \dots (8)$$

Als spezifische Nutzleistung, bezogen auf den Kohlenverbrauch von 1 t/h der reinen Heizanlage (vor dem Umbau) ist zu setzen:

$$\mu^{(K)-(DL)} = 1,165 H_u \mu^{(K)-(DL)} \text{ kWh/t} \dots (8a)$$

Schliesslich beträgt der Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta_g(DL) = \frac{860 N(DL) + Q_N(DL)}{Q_b(DL)} \dots (9)$$

In diesen Gleichungen sind wie oben die mechanischen Leistungen  $N$  in kW und die Heizleistungen  $Q$  in kcal/h einzusetzen.

Bei der Dampf-Luft-Anlage tritt als neue Variable das Mengenverhältnis  $\zeta$  zwischen Zusatzluft und Verbrennungsluft auf. Dieses Verhältnis ist von Fall zu Fall dem Bedarf an mechanischer Leistung und an Heizleistung anzupassen. Setzt man für die Dampfturbine den Zustand im Abdampfstutzen wie früher zu  $p = 5$  ata,  $t = 165^\circ$  und den Kesseldruck zu 40 ata fest, so ergibt sich der auf Abb. 9 dargestellte Verlauf der charakteristischen Grössen in Abhängigkeit des Luftmengenverhältnisses  $\zeta$ . Dieses Verhältnis ist nicht beliebig wählbar: Sein grösster Wert ist durch die Temperaturdifferenzen im Lufterhitzer  $i$  gegeben, die für den Wärmeaustausch bei wirtschaftlich tragbaren Ober-

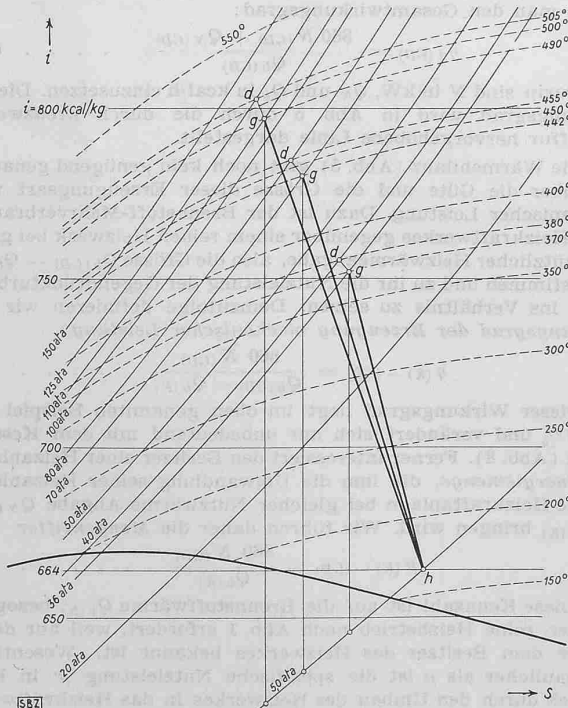


Abb. 4. Entropiediagramm mit den der Berechnung zu Grunde gelegten Zustandänderungen des Dampfes in der Gegendruck-Dampfturbine.  $d$  Zustand nach Ueberhitzer,  $g$  Zustand vor Turbine,  $h$  Zustand im Abdampfstutzen

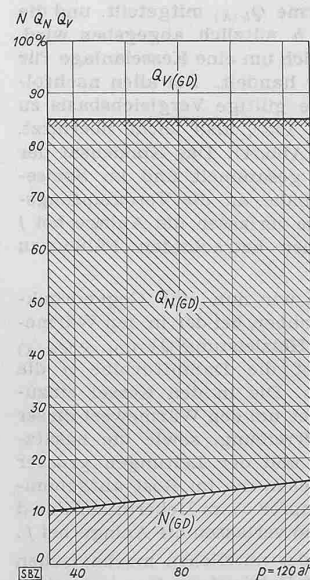


Abb. 5. Wärmebilanz der Gegendruck-Dampfturbinen-Anlage nach Abb. 2 in Abhängigkeit des Kesseldruckes

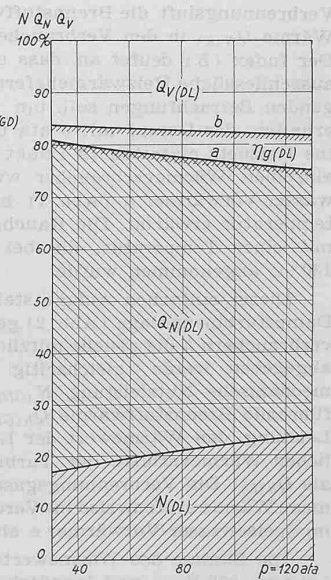


Abb. 6. Wärmebilanz der Dampf-Luft-Anlage nach Abb. 3 in Abhängigkeit des Kesseldruckes

Legende zu Abb. 5 und 6:  $N$  Wärmewert der gesamten mechanischen Nutzleistung,  $Q_N$  nützliche Heizleistung,  $Q_V$  Wärmeverluste,  $\eta_g$  Gesamtwirkungsgrad,  $a$  maximale Zusatzluftmenge ohne Abwärme-Ausnützung der Zusatzluft,  $b$  maximale Zusatzluftmenge mit voller Abwärme-Ausnützung der Zusatzluft



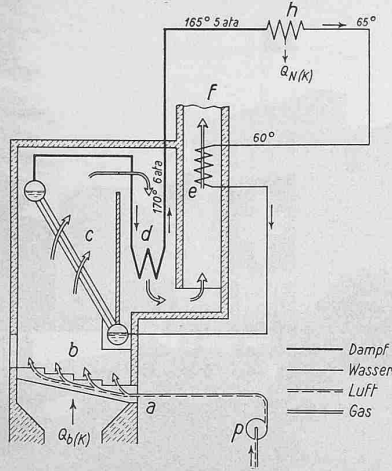


Abb. 1. Dampfkessel-Anlage für ausschliessliche Lieferung der Heizleistung  $Q_{N(K)}$

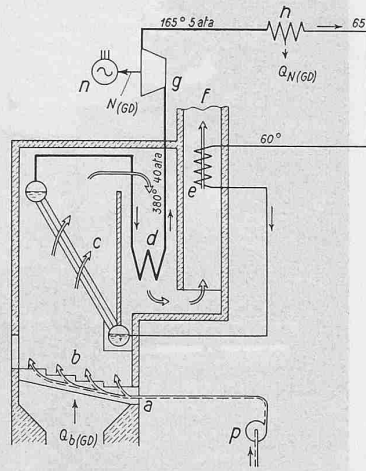


Abb. 2. Gegendruck-Dampfturbinen-Anlage für Lieferung der mechanischen Nutzleistung  $N(GD)$  und der Heizleistung  $Q_N(GD)$

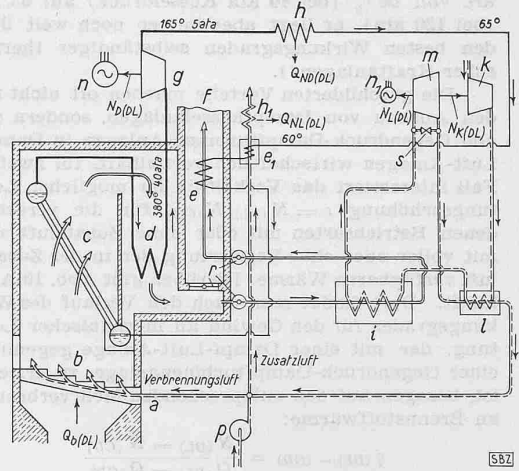


Abb. 3. Dampf-Luft-Anlage für Lieferung der mechanischen Nutzleistungen  $N_D(DL) + N_L(DL)$  und der Heizleistungen  $Q_{ND}(DL) + Q_{NL}(DL)$

Legende zu Abb. 1 bis 3: a Zufuhr der Verbrennungsluft, b Brennkammer, c Verdampfer, d Ueberhitzer, e u. e<sub>1</sub> Speisewasser-Vorwärmer, f Rauchgasaustritt, g Gegendruck-Dampfturbine, h u. h<sub>1</sub> Nutzwärmeverbraucher, i Lufterhitzer, k Kompressor, n u. n<sub>1</sub> Generatoren, p Ventilator für Verbrennungsluft, r Rauchgasschieber, s Regulierorgan im Luftkreislauf

flächen nötig sind; er beträgt im vorliegenden Fall  $\zeta_{max} = 0,81$ . In Abb. 9 sind die Werte  $\eta$  und  $\mu'$  für die beiden Grenzfälle mit voller und ohne Ausnützung der in der Zusatzluft verfügbaren Abwärme dargestellt.

Für die Beurteilung der Vorteile, die eine Dampf-Luft-Anlage bietet, gehen wir wieder von einer reinen Heizanlage nach Abb. 1 aus, bei der dem Kessel stündlich 1 t Kohle und damit die Brennstoffwärme  $Q_b(K)$  zugeführt und daraus die nützliche Heizleistung  $Q_N(K)$  gewonnen wird. Durch Aufstellen einer Gegendruck-Dampf-Turbine und Erhöhen des Kesseldruckes von 6 auf 40 ata (Abb. 2) kann mit der grösseren Brennstoffwärme  $Q_b(GD)$  ausser der gleich grossen Heizleistung  $Q_N(GD) = Q_N(K)$  die mechanische Leistung  $N(GD) = \mu'$  gewonnen werden, die nach Abb. 7  $\mu' = 1070$  kW beträgt. Wird statt dessen ein Umbau nach Abb. 3 vorgenommen, also eine Dampf-Luft-Anlage gleicher nützlicher Heizleistung aufgestellt, so lassen sich, wie man aus den  $\mu'$ -Werten der Abb. 9 ersieht, je nach der Zusatzluftmenge 1540 bis 2030 kW erzeugen. Dabei erreicht der Wirkungsgrad  $\eta(K)-(DL)$ , bezogen auf den Mehrverbrauch an Brennstoffwärme gegenüber

reinem Heizbetrieb, der bei einer Gegendruck-Dampfturbinen-anlage zu 83% gefunden wurde, für Betrieb ohne Zusatzluft ( $\zeta = 0$ ) den bemerkenswert hohen Betrag von 78%; mit wachsender Zusatzluftmenge sinkt er auf 75 bis 65%, je nach dem Ausnützungsgrad der in der Zusatzluft enthaltenen Abwärme.

Mit höherem Kesseldruck wachsen, wie Abb. 7 zeigt, das grösstmögliche Verhältnis der Zusatzluft zur Verbrennungsluft  $\zeta_{max}$  und die gewinnbare mechanische Leistung  $\mu'$  pro 1 t/h Kohlenverbrauch der reinen Heizanlage vor dem Umbau. Hier sind drei Fälle zu unterscheiden: a Betrieb mit der maximal möglichen Zusatzluftmenge ( $\zeta_{max}$ ), jedoch ohne Verwertung der in der Zusatzluft verfügbaren Wärme; b Betrieb wie bei a, jedoch mit voller Verwertung der Wärme der Zusatzluft; c Betrieb ohne Zusatzluft. Der Betrieb a ergibt die grösste mechanische Leistung; sie erreicht bei 120 ata Kesseldruck 3230 kWh pro 1 t Kohlenverbrauch der Vergleichs-Heizanlage, während die Gegendruck-Dampfturbine unter sonst gleichen Verhältnissen 1620 kWh, also nur etwa die Hälfte leistet. Allerdings ist der Wirkungsgrad verhältnismässig ungünstig: Er sinkt bei dieser Betriebs-

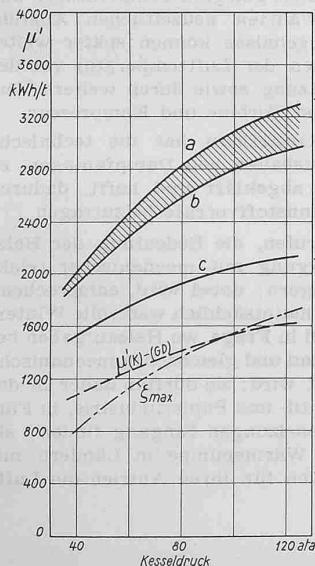


Abb. 7. Wird eine Heizanlage nach Abb. 1, die stündlich 1 t Kohle braucht, in eine Gegendr.-Dampfturbinen-Anlage nach Abb. 2, bzw. eine Dampf-Luftanlage nach Abb. 3 umgebaut, so können  $\mu'$  kW gewonnen werden.  $\zeta_{max}$  grösstes mögliches Luftmengenverhältnis der Dampf-Luft-Anlage

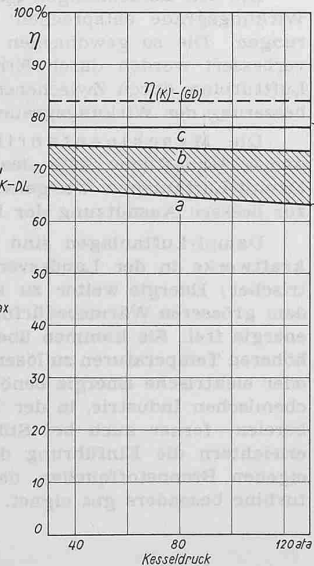


Abb. 8. Wirkungsgrad der Erzeugung mechanischer Leistung, bezogen auf den Mehrbedarf an Brennstoffwärme gegenüber einer reinen Heizanlage gleicher Heizleistung, in Abhängigkeit des Kesseldruckes

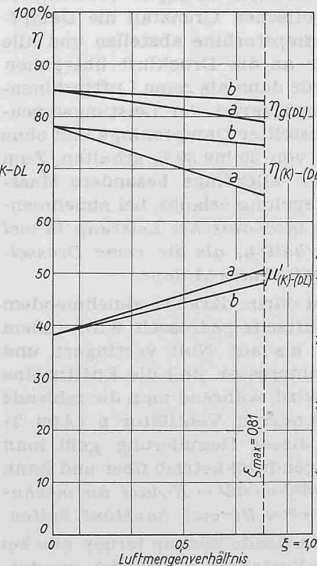


Abb. 9. Wirkungsgrade (wie Abb. 8) und ausnützbare mechanische Leistungen (wie Abb. 7) bei einem Kesseldruck von 40 ata, 380°C in Abhängigkeit des Luftmengenverhältnisses  $\zeta$

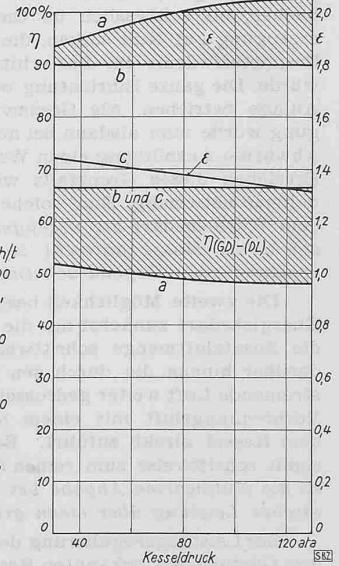


Abb. 10. Verhältnis  $\epsilon$  der mechanischen Nutzleistungen einer Dampf-Luftanlage zu der einer Gegendr.-Dampfturbinen-Anlage gleicher nützlicher Heizleistung. Wirkungsgrad  $\eta(DL)-(GD)$  für den Gewinn an mechanischer Leistung, der mit einer Dampf-Luft-Anlage gegenüber einer Gegendruck-Dampfturbinen-Anlage zu erzielen ist, bezogen auf den entsprechenden Mehrverbrauch an Brennstoffwärme

Legende zu Abb. 7 bis 10: Ausgezogene Linien: Dampf-Luftanlage. Gestrichelte Linie: Gegendruck-Dampfturbinen-Anlage. a u. b Betrieb mit maximaler Zusatzluftmenge, a ohne Abwärmeverwertung der Zusatzluft, b mit ihrer vollen Verwertung, c Betrieb ohne Zusatzluft

art von 66% (bei 40 ata Kesseldruck) auf 63,5% (bei 120 ata), er liegt aber immer noch weit über den besten Wirkungsgraden selbständiger thermischer Kraftanlagen<sup>1)</sup>.

Die geschilderten Vorteile machen oft nicht nur den Ausbau von Dampfkesselanlagen, sondern den von Gegendruck-Dampfturbinen-Anlagen in Dampf-Luft-Anlagen wirtschaftlich vorteilhaft. Im zweiten Fall interessiert das Verhältnis der möglichen Leistungserhöhung  $\varepsilon = \frac{N_{(DL)}}{N_{(GD)}}$  für die verschiedenen Betriebsarten mit oder ohne Zusatzluft und mit voller oder ohne Verwertung der in der Zusatzluft verfügbaren Wärme. Hierüber gibt Abb. 10 Auskunft. Dort findet man auch den Verlauf des Wirkungsgrades für den Gewinn an mechanischer Leistung, der mit einer Dampf-Luft-Anlage gegenüber einer Gegendruck-Dampfturbinenanlage zu erzielen ist, bezogen auf den entsprechenden Mehrverbrauch an Brennstoffwärme:

$$\eta_{(DL) - (GD)} = \frac{N_{(DL)} - N_{(GD)}}{Q_{(DL)} - Q_{(GD)}}$$

Dieser Wirkungsgrad liegt naturgemäss etwas niedriger als der oben nach Gleichung 7 berechnete; er ist aber immer noch sehr interessant, namentlich in den Fällen *b* und *c* (66,5%); aber auch im Fall *a* wird er bei weitem von keiner selbständigen Wärmekraftanlage erreicht.

#### D. Die Regelung der Erzeugung der mechanischen Leistung und der Heizleistung

Wie bei jeder Gegendruck-Dampfturbine ist auch bei der Dampf-Luft-Anlage entweder die Heizleistung auf den Wärmebedarf der Verbraucher abzustimmen, wobei die anfallende mechanische Leistung von einem grossen elektrischen Netz aufgenommen werden muss, mit dem die Generatoren parallel laufen; oder die Abgabe mechanischer Energie muss dem Energiebedürfnis der Verbraucher angepasst werden, wobei die anfallende Heizwärme abzuführen ist. Im ersten Fall kann die Anpassung an einen verringerten Wärmebedarf in gleicher Art erfolgen, wie bei der Gegendruck-Anlage; nämlich durch Drosselung der Fördergewichte von Dampf und Luft (Brennluft und Zusatzluft). Die Wirkungsgrade nehmen dann bei Teillast in gleicher Weise ab, wie bei der Gegendruck-Anlage. Neben dieser Drosselregelung bestehen grundsätzlich noch zwei weitere Möglichkeiten: Bei abnehmendem Heizwärmebedarf drosselt man nur die Dampfseite, indem man die Zuteilung der Verbrennungsluftmenge zum Kessel und die der Dampfmenge zur Dampfturbine verringert, während die luftseitigen Mengen unverändert bleiben, bis schliesslich im theoretischen Grenzfall die Dampferzeugung auf Null sinken, die Dampfturbine abstellen und alle Brennstoffwärme im Lufterhitzer an die Druckluft übergehen würde. Die ganze Einrichtung würde dann als reine Luftturbinenanlage betrieben. Als Grenzwirkungsgrad der Leistungserzeugung würde man alsdann bei abgestellter Dampfanlage und ohne Abwärme-Ausnutzung einen Wert von 25 bis 30% erhalten. Zum Erreichen dieses Grenzfalls wären allerdings besondere Massnahmen notwendig. Eine solche Regelung erlaubt, bei abnehmendem Wärmebedarf die Erzeugung mechanischer Leistung in viel stärkerem Masse aufrecht zu erhalten, als die reine Drosselregelung einer Gegendruck-Dampfturbinenanlage.

Die zweite Möglichkeit besteht darin, dass bei abnehmendem Energiebedarf zunächst nur die Luftseite gedrosselt wird, indem die Zusatzluftmenge schrittweise bis auf Null verringert, und darüber hinaus die durch den Kompressor und die Luftturbine strömende Luft weiter gedrosselt wird, während man die fehlende Verbrennungsluft mit einem besonderen Ventilator *p* (Abb. 3) dem Kessel direkt zuführt. Bei dieser Regulierung geht man somit schrittweise zum reinen Gegendruckbetrieb über und kann so die Nutzwärme-Abgabe bei abnehmendem Bedarf an mechanischer Leistung über einen grösseren Bereich konstant halten.

Zur Leistungsregulierung der Luftseite können ferner alle bei den Gasturbinen bekannten Regel-Verfahren verwendet werden, z. B. die Umführung der Luftturbine *m* durch ein Regulierorgan *s*, Abb. 3, eine Temperaturregelung, eine Drehzahl-Veränderung; auch eine Druckpegel-Regelung bei geschlossenem Kreislauf lässt sich auf der Luftseite verwirklichen, sofern ein Austauschapparat für die Uebertragung der Abwärme der Luftanlage an die Brennluft des Kessels vorgesehen wird.

Bei all diesen Verfahren können die rasch wirkende, durch den Fliehkraftregler der Luftturbine beeinflusste Leistungsregulierung

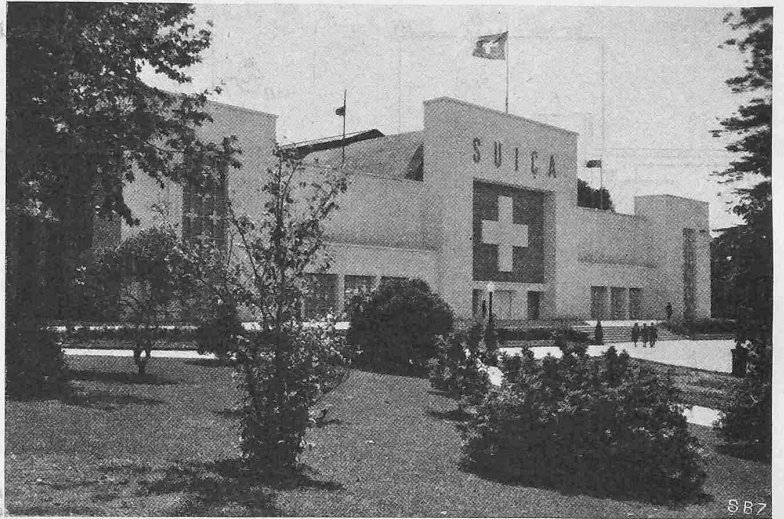


Fig. 3. Façade principale de l'exposition Suisse de Porto, mai-juin 1945

der Luftseite und die langsamer wirkende Regulierung des Dampfkessels auf konstanten Druck vor der Dampfturbine unabhängig von einander erfolgen, indem die Brennluftmenge des Kessels völlig frei von der Luftseite einstellbar ist.

#### E. Zusammenfassung

Durch die in der vorliegenden Studie beschriebene organische Verbindung einer Luftturbine mit einer Gegendruck-Dampfturbinenanlage können beträchtliche mechanische Leistungen zu Wirkungsgraden erzeugt werden, die die besten Zahlen selbständiger thermischer Kraftanlagen weit übersteigen. Es liegt daher im Interesse sowohl einer optimalen Ausnutzung der Brennstoffvorräte, wie auch in dem der Hebung der Wirtschaftlichkeit von Heizkraftwerken, das hier vorgeschlagene Verfahren bei Neuanlagen, sowie bei bestehenden Heizwerken und Heizkraftwerken möglichst weitgehend anzuwenden. Besonders vorteilhaft ist der Umstand, dass weder an der Art der Feuerung, noch am Aufbau von Kessel und Ueberhitzer etwas zu ändern ist, und dass auch feste Brennstoffe ohne weiteres verwendet werden können. Die Führung der Rauchgase durch den Lufterhitzer lässt sich bei Neuanlagen ohne Schwierigkeiten verwirklichen, bei bestehenden Anlagen dürfte sie ebenfalls meist möglich sein.

Die den Berechnungen zugrunde gelegten Temperaturen und Wirkungsgrade entsprechen bewährten neuzeitlichen Ausführungen. Die so gewonnenen Ergebnisse können später weiter verbessert werden durch Erhöhen der Lufttemperatur vor der Luftturbine, durch Zwischenerhitzung, sowie durch weitere Verbesserung der Wirkungsgrade von Turbine und Kompressor.

Die Maschinenfabrik Oerlikon hat die technische und wirtschaftliche Seite des Ausbaues von Dampfanlagen zu Dampf-Luftanlagen weitgehend abgeklärt und hofft, dadurch zur bessern Ausnutzung der Brennstoffvorräte beizutragen.

Dampf-Luftanlagen sind berufen, die Bedeutung der Heizkraftwerke in der Landesversorgung mit mechanischer (elektrischer) Energie weiter zu steigern; dabei wird, entsprechend dem grösseren Wärmebedürfnis, hauptsächlich wertvolle Winterenergie frei. Sie kommen überall in Frage, wo Heizaufgaben bei höheren Temperaturen zu lösen sind und gleichzeitig mechanische oder elektrische Energie benötigt wird; sie dürften daher in der chemischen Industrie, in der Textil- und Papierindustrie, in Färbereien, ferner auch bei Städteheizungen Eingang finden; sie erleichtern die Einführung der Wärmepumpe in Ländern mit eigenen Brennstoffquellen, da sich für ihren Antrieb die Luftturbine besonders gut eignet.

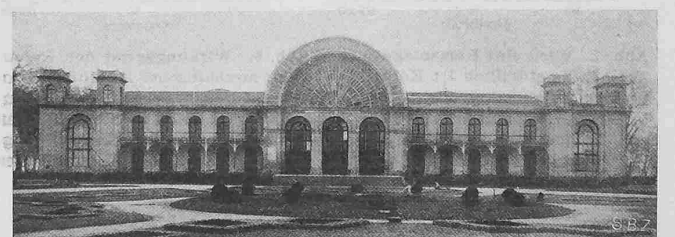


Fig. 2. Le Palais de Cristal avant sa transformation

<sup>1)</sup> Vgl. hiezu: Bd. 126, S. 65\*, Abb. 3.