

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 79/80 (1922)
Heft: 8

Artikel: Abwärmeverwertung
Autor: Hottinger, M.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-38049>

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: 18.02.2026

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

Abwärmeverwertung

von Privatdozent M. Hottinger, Ingenieur, Zürich.

(Fortsetzung von Seite 74, Schluss des II. Teils.)

Die Wärme-Bilanzen von Feuerungs-Anlagen mit Abwärmeverwertung können naturgemäss sehr verschieden ausfallen. Die schematische Darstellung der Wärmeverteilung in einem Glühofen, den die Abgase mit 1000° C verlassen, ist beispielsweise in Abbildung 23 wiedergegeben.

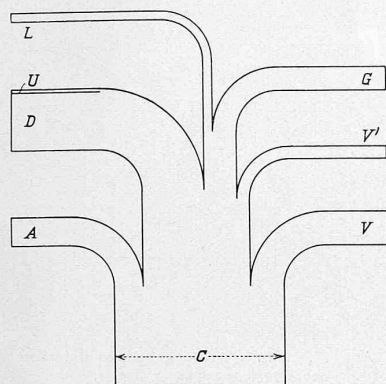


Abb. 23. Wärmeverteilung in einem Glühofen mit Oelfeuerung (vergl. Abb. 20 und 21).

A zur Eisenerhitzung nutzbar gemacht, D zur Dampferzeugung im Abhitzekegel, U zur Dampf-Überhitzung und L zur Luft-erhitzung nutzbar gemacht. V Strahlungs- und Leitungsverluste des Glühofens, V' desgl. des Abhitzekegels. G Abgasverlust.

verlassen, ist beispielsweise in Abbildung 23 wiedergegeben. Durch Abkühlung der Gase in einem Abhitzekegel auf 250° C wird erreicht, dass 37 % der gesamten im Brennstoff zugeführten Wärme zur Dampf-Erzeugung und Ueberhitzung desselben nutzbar gemacht werden, 5 % lassen sich ausserdem zur Luft-Erwärmung für die Oelfeuerung gewinnen. Der Verlust durch Strahlung und Leitung im Verwerter beträgt 7 %, jener durch die abziehenden Gase

14 %. Der im Glühofen zur Eisenerwärmung ausgenützte Wärmebetrag ist zu 17 %, die von dem Glühofen durch Leitung und Strahlung abgegebene Menge zu 20 % eingesetzt. Selbstverständlich werden diese Beträge je nach dem Eiseneinsatz, der Konstruktion und der Bedienung des Ofens verschieden ausfallen; das Schaubild ist daher, wie alle diese Darstellungen, nicht allgemein anwendbar, jedoch wohl geeignet, eine allgemeine Uebersicht über die bei solchen und ähnlichen industriellen Feuerungsanlagen vorliegenden Wärmeverteilungsmöglichkeiten zu geben.

Besonders gross sind die Wärmeverluste auch in Glashütten. Im „Archiv für Wärmewirtschaft“ vom Juni 1921 ist eine kurze Notiz über die Wärmewirtschaft in der Glasindustrie enthalten, in der die Wärmeverteilung nach einer Zusammenstellung von H. Maurach in neuzeitlichen, von Generatoren aus geheizten Glasschmelzöfen nach den bisherigen Versuchen wiedergegeben ist. Danach beträgt die für den eigentlichen Schmelzvorgang nutzbar gemachte Wärme nur 12 bis 13 % von der dem Gaserzeuger zugeführten Brennstoffwärme. Nach dem in der Notiz enthaltenen Schema ist die Wärmeverteilung in der Anlage, einschliesslich dem Gasgenerator, in dem 95,5 % Kohle zur Gaserzeugung und 4,5 % zur Dampferzeugung aufgewendet werden, folgende:

Verlust im Gaserzeuger	15 %
„ in der Gasleitung	5 %
„ im Gaswechselventil	0,5 %
„ in den Regeneratoren	6 %
Leitungs- u. Strahlungsverluste im Unterbau des Ofens	20 %
„ „ „ „ „ Oberbau „ „	23 %
Nutzbare Schmelzwärme	12,5 %
In den Abgasen: im Verwerter nutzbar gemacht	12 %
durchs Kamin verloren	7 %

Wie erwähnt wird die Rauchgaswärme ausser zur Dampferzeugung auch zur Wasser- und Lufterwärmung verwendet. Bei der in Abbildung 24 dargestellten Anlage wird sie im Economiser E gewonnen und durch Wasserzirkulation nach dem Warmwasserboiler B übergeführt d. h. für die Warmwasserversorgung nutzbar gemacht. Zur Herbeiführung des Wasserumlaufes dient die Pumpe P.

Die Abbildung veranschaulicht auch, wie der Schwadendampf des Kondenswassersammelbehälters F, ebenfalls im Boiler B, verwendet wird. Eine zeitweise nötig werdende Nachwärmung des Wassers erfolgt automatisch im Dampf-Warmwasserapparat G.

Abbildung 25 zeigt eine Anlage, bei der durch die Abgase im Verwerter A Luft erwärmt wird. Diese gelangt durch den Kanal W nach dem darüber gelegenen Trockenraum, von wo sie teilweise durch die oberen Abluftkanäle entweicht, im übrigen durch den Umlaufkanal U zurückströmt. Durch die Oeffnung F wird Frischluft zugesetzt. Der Ventilator V₁ sorgt für die Luftzirkulation, während der Ventilator V₂ die Rauchgase durch den Verwerter saugt und sie ins Kamin befördert. Auf diese Weise lassen sich selbst Rauchgase, die nicht mehr als 200° C, aufweisen, oft noch vorteilhaft ausnützen.

Besonders grosse Erfolge sind in neuerer Zeit mit der Rauchgasverwertung der Retortenfeuerungen in Gaswerken erzielt worden. Die Firma Gebrüder Sulzer A.-G. gibt an, dass sich bei vielen von ihr mit Abwärmeverwertungseinrichtungen versehenen schweizerischen Gaswerken eine jährliche Kohlenersparnis von über 1000 t, bei einzelnen sogar von mehreren 1000 t habe erzielen lassen. Hierbei ist das im ersten Aufsatz erwähnte Prinzip der stufenweisen Ausnützung der Rauchgase wiederholt durchgeführt worden, so z. B. in den Gaswerken Zürich, Basel und Luzern, woselbst in der ersten Stufe Hochdruckdampf für den Gaswerksbedarf und in der zweiten Warmwasser, für die Kesselspeisung oder zu Brauchzwecken (Bäder) ferner zur Heizung usw. erzeugt wird. Das Schema einer Abwärmeverwertungsanlage in einem Gaswerk, wobei die Rauchgase sogar in drei Stufen ausgenützt werden, zuerst zur Hochdruckdampferzeugung in der ersten Hälfte des

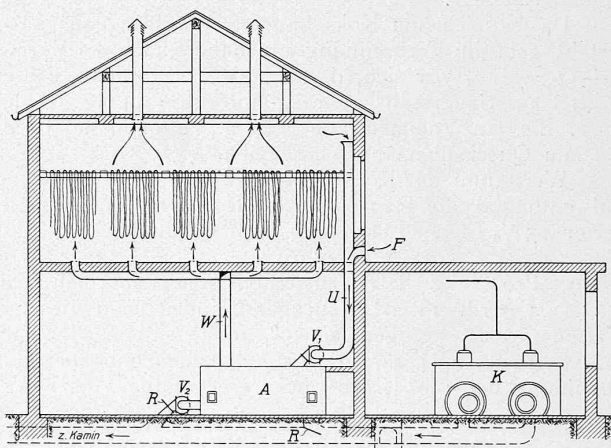


Abb. 25. Schema einer durch Rauchgasverwerter betriebenen Trockenanlage. A Abgasverwerter, F Frischlufteintritt, K Kessel, R Regulierklappen, U Umlaufkanal, V₁ V₂ Ventilatoren, W Warmluftkanal.

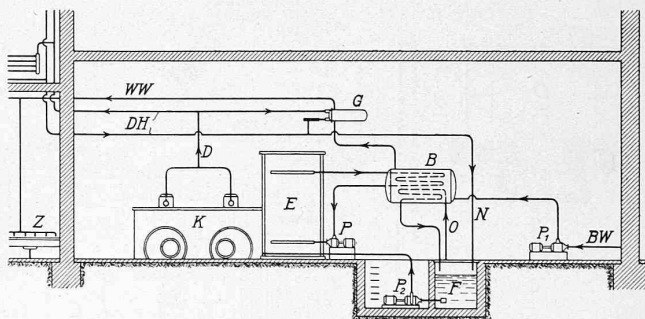


Abb. 24. Anlage zur Nutzbarmachung der im Economiser E gewonnenen Wärme und des aus dem Speisewasser-Sammelreservoir F aufgespeicherten Schwadendampfes zur Brauchwasser-Erwärmung im Boiler B.

B Warmwasserboiler, BW Brauchwasserleitung, D Dampfleitung, DH Leitung der Dampfheizung, E Economiser, F Speisewasser-Sammelreservoir, G Gegenstrom-Apparat, K Kessel, N Kondenswasserleitung, P Zirkulationspumpe, P₁ Pumpe der Warmwasserversorgung, P₂ Kesselspeisepumpe, WW Warmwasserleitung, Z Warmwasser-Zapfstellen.

Kessels B, dann zur Warmwasserbereitung in der nachfolgenden Hälfte des Kessels B und schliesslich zur Trocknung in der Trockenkammer C, zeigt Abbildung 26. Es ist ausserdem ein Kessel E zur trockenen Kühlung des glühenden, aus den Retorten ausgestossenen Koks angedeutet¹⁾. Ferner sind die Wärmemengen berücksichtigt, die in den Gasreinigern H frei werden und im Abdampf der vom Dampfkessel B aus betriebenen Dampfmaschine J zur Verfügung stehen.

Abbildung 27 stellt dar, in welcher Weise sich die Wärme, die der Retorten-Generatorfeuerung eines Gasofens zugeführt wird, ungefähr verteilt. Der Berechnung sind folgende Daten zu Grunde gelegt:

Bei stark vorgewärmter Verbrennungsluft braucht es pro 100 kg zu entgasender Gaskohle rd. 15 kg in den Generator der Retortenfeuerung einzuführenden Gaskoks, entsprechend einer Wärmemenge von rd. 100000 kcal. An Stelle der 100 kg Gaskohle bleiben in den Retorten nach der Entgasung etwa 70 kg glühender Gaskoks zurück. Die Temperatur desselben kann zu rd. 1000° C, die spezifische Wärme beispielsweise zu 0,33 angenommen werden. Somit sind im glühenden Koks enthalten $70 \times 0,33 \times 1000 = 23000$ kcal = 23 % der Gesamtwärme. Aus den Retorten entweichen pro 100 kg Gaskohle rd. 31 m³ Leuchtgas, bezogen auf 0° C mit einer spezifischen Wärme von beispielsweise 0,36. In den Retorten hat das Gas, wie der Koks, etwa 1000° C, somit beträgt seine fühlbare Wärme $31 \times 0,36 \times 1000 = 11000$ kcal = 11 % der Gesamtwärme.

Nimmt man an, die Rauchgase der Generatorfeuerung weisen nach dem Durchströmen des Entgasungssofens noch 1000° C auf und kühlen sich im Rekuperator, sowie bei der Dampferzeugung für den Generator um 450° C ab, so berechnet sich der hierauf entfallende Wärmeanteil folgendermassen:

Da es sich um Koks handelt, der fast ganz aus C besteht, geht die Verbrennung angenähert nach der Formel: $C + O_2 = CO_2$ vor sich, d. h. 12 kg C verbinden sich mit 2×16 kg Sauerstoff zu 1 kg-Molekül = 44 kg Kohlen-säure, die ein Volumen von 22,4 m³ bezogen auf 0° und 760 mm Quecksilbersäule einnehmen.

Weist nun der Koks beispielsweise 12 % Asche auf, und enthalten die Rauchgase beim Eintritt in den Verwerter 15 % CO₂, so lässt sich berechnen, dass $12 \times 1,12$ oder 13,5 kg Koks = 22,4 : 0,15 = 150 m³ Rauchgas ergeben. Pro 1 kg Koks entstehen somit in dem Falle $150 : 13,5 =$ rd. 11 m³ Rauchgas. Nimmt man die spez. Wärme pro m³ bezogen auf 0° und 760 mm Hg näherungsweise zu 0,34 an, so ist die Wärmeabgabe bei einer Abkühlung um 450° C. und bei Verbrennung von 15 kg/h

Koks = $11 \times 15 \times 0,34 \times 450 = 25000$ kcal/h = 25 %. Diese Wärme wird jedoch im Kreislauf wieder in den Generator zurückgeführt, sodass sie aus der Rechnung herausfällt.

Dagegen können die Gase nun zur

Dampferzeugung herangezogen werden. Angenommen, sie gelangen mit 500° C zum Dampfkessel und verlassen denselben mit 200° C, so verbleiben darin $11 \times 15 \times 0,34 \times 300 = 17000$ kcal = 17 % der Gesamtwärme. Und ins Kamin gehen noch, sofern keine weitere

Ausnutzung zu Warmwasser-Bereitungs-, Trocken- oder andern Zwecken stattfindet:

$11 \times 15 \times 0,34 \times 200 = 11000$ kcal = 11 %.

Für Leitungs- und Strahlungs-Verluste der ganzen Ofen-anlage sowie Asche, Schlacke usw. im Gasgenerator sind somit als Rest noch 38 % zu buchen¹⁾.

Aus den vorstehenden Zahlen lässt sich in jedem einzelnen Falle leicht feststellen, um was für Wärmebeträge es sich etwa handelt.

In Abbildung 26 sind die von Gebr. Sulzer ermittelten prozentualen Gewinne eingetragen. Sie stimmen mit den oben berechneten ungefähr überein, wenn man berücksichtigt, dass kein Rekuperator zur Lufterwärmung vorgesehen, sondern angenommen ist, dass die gesamte Wärme der rund 1000-gradigen Rauchgase (ausser dem durch das Kamin entweichenden Betrag) zur Dampferzeugung und Trocknung in dem Abhitzekegel B und der Trockenanlage C nutzbar gemacht werden. Unter Zugrundelegung dieser Annahmen entspricht die in der Abbildung eingetragene jährliche Kokersparnis von 9000 t einer jährlichen Gasproduktion von rund 38 Mill. m³ Gas (bezogen auf 15° C), wozu etwa 115000 t Steinkohle erforderlich sind.

Der künstliche Zug. Bei Feuerungen, die mit natürlichem Auftrieb arbeiten, darf die Rauchgastemperatur nur soweit herabgesetzt werden, dass der Auftrieb noch genügt, um die Widerstände zu überwinden. Bei Anwendung von künstlichem Zug kann die Abkühlung dagegen nicht nur beliebig weit gegeben, sondern es können auch grössere Widerstände eingeschaltet werden, sodass in dem Falle die Anbringung von Abhitzeverwertern ohne weiteres möglich ist.

In neuerer Zeit werden zum Absaugen der Gase meist Zentrifugalventilatoren ausserhalb der Kamine angeordnet, wobei bis zu Rauchgastemperaturen von 300° C

¹⁾ Näheres vergl.: Handbuch der Gas-technik, Band IX, S. 34 u. f. «Ueber die Wärmeverteilung bei der Verkokung» und Oldenburgs Technische Handbibliothek, Band III, A. Schäfer: «Einrichtung und Betrieb eines Gaswerkes», Seite 134 u. f.: «Ueber den Verbrennungsprozess in Retortenöfen».

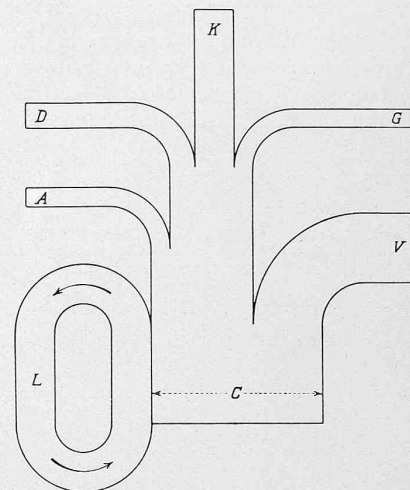


Abb. 27. Wärmeverteilung bei den Retorten-Generatorfeuerungen in Gaswerken.

C im Koks in die Generatorfeuerung eingeführte Wärme, L im Rekuperator aufgenommene und in der Verbrennungsluft in die Feuerung zurückgeführte Wärme, A fühlbare Wärme des Leuchtgases, D zur Dampferzeugung verwendbare Wärme, K im glühenden Koks enthaltene Wärme, V Verlust der Ofen-anlage, G Kaminverlust.

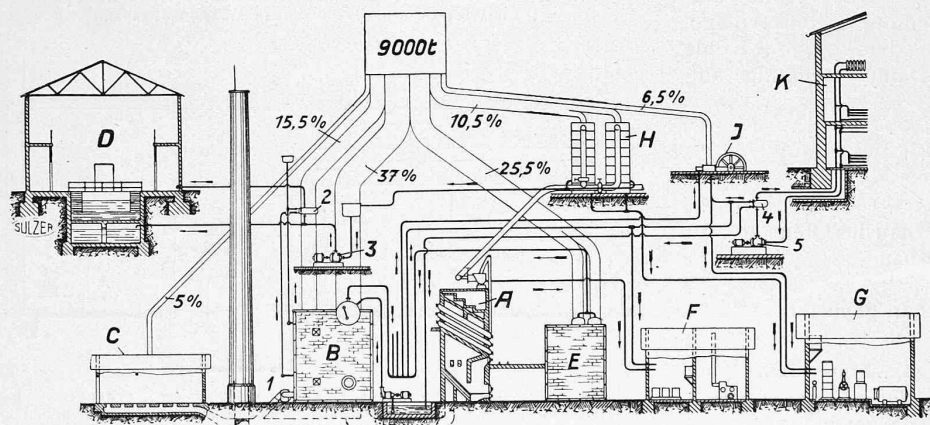


Abb. 26. Schema der hauptsächlichsten Abwärmeverwertungsmöglichkeiten in einem Gaswerk, entworfen von der Firma Gebr. Sulzer in Winterthur.

A Gasofen-Batterie, B Abhitzeverwerter zur Dampf- und Warmwasserbereitung, C Trockenanlage, D Schwimmbad, E Ofen zur trockenen Koks-kühlung, F Teerdestillation, G Ammoniakdestillation, H Gaskühler, J Betriebsdampfmaschine, K Gebäude mit Pumpenfernwarmwasserheizung.

eine besondere Kühlung der Ringschmierlager nicht erforderlich ist; bei höheren Temperaturen bis etwa 500° C ist dagegen durch entsprechende Konstruktionen dafür zu sorgen, dass eine zu hohe Erwärmung der Lager nicht eintritt, ansonst diese mit Wasser zu kühlen sind.

Im Prinzip unterscheidet man Ausführungen, bei denen die ganze Gasmenge den Ventilator durchströmt und solche mit Ejektorwirkung, wobei der Ventilator entweder Rauchgase, Rauchgase und kalte Luft oder nur kalte Luft aufsaugt. Wenn gewünscht, kann in den Ejektor eine Hochdruckdampfdüse eingebaut werden, die dazu dient, bei vorübergehend stillstehendem Ventilator die Saugwirkung zu erzielen. Bei der Ejektor-Ausführung ist vom Ventilator nur ein Teil, z. B. $\frac{1}{3}$ der gesamten Gasmenge zu fördern, weshalb sie einen viel kleineren Ventilator erfordert. Der Kraftbedarf ist des schlechten Ejektorwirkungsgrades wegen aber trotzdem grösser als bei der Ausführung mit direkter Absaugwirkung. Eine Einrichtung zur zweckmässigen Regelung des Ejektors ist abgebildet und beschrieben in der S. B. Z. vom 28. April 1917, S. 194.

Zu beachten ist, dass der Kraftverbrauch des Ventilators dem zu fördernden Gasvolumen direkt proportional ist und es daher nicht gleichgültig ist, ob man ihn vor dem Verwerter, wo die Temperatur und damit der Rauminhalt der Gase grösser ist oder nach dem Verwerter anbringt. Bei entsprechenden Temperaturen von beispielsweise 600 und 200° C ist der Unterschied im Kraftverbrauch das 1,85fache. Um zu zeigen, in welchem Verhältnis die Ersparnisse durch Abwärmeausnutzung und andererseits die Auslagen zum Betriebe des Ventilators und der Kratzer Vorrichtung des Economisers zueinander stehen, diene folgendes Beispiel.

Es handle sich um einen Zweiflammrohrkessel von 84 m² Heizfläche, in dem bei normalem Betrieb 1680 kg/h Dampf erzeugt und 240 kg Steinkohlen verbraucht werden. An Rauchgas stehen am Kesselende stündlich rd. 4000 kg mit einer Temperatur von 300° C zur Verfügung. Das Speisewasser werde damit von 20 auf 90° C erwärmt, sodass nutzbar werden $1680 \times 70 = 117\,600$ kcal/h, wobei sich die Gase auf 180° C abkühlen. Die Wärmedurchgangszahl im Economiser schwankt mit dem Zustand der Verschmutzung und der Geschwindigkeit der Gase und des Wassers zwischen 9 und 14. Setzt man sie mit 12 in Rechnung, so kann ein m² Economiser-Heizfläche

$12 \left(\frac{300 + 180}{2} - \frac{20 + 90}{2} \right) = 12 \times 185 = 2220$ kcal/h leisten, es braucht somit $117\,600 : 2220 = 53$ m² Economiserfläche. Die 4000 kg/h Rauchgase entsprechen bei 180° C, wenn das spezifische Gewicht der Luft 1,34 beträgt, 5000 m³. Zu ihrer Förderung braucht es beispielsweise einen Zentrifugalventilator mit 45 cm Flügeldurchmesser. Ist ein Wider-

stand von 20 mm Wassersäule zu überwinden, von denen jedoch infolge der Wirkung des natürlichen Auftriebes z. B. 7 mm abgerechnet werden können, sodass vom Ventilator nur 13 mm zu übernehmen sind, so muss er mit rd. 600 Uml/min laufen und erfordert etwa 0,75 PSe.

Bei Ejektoranordnung kommt man mit einem Mitteldruckventilator von 25 cm Flügeldurchmesser aus, der, bei Zugrundelegung eines relativ hohen Ejektorwirkungsgrades von 30 % und einer Druckerzeugung von beispielsweise 70 mm W. S., etwa 1,1 PSe erfordert. Seine Umlaufzahl hat 2200 in der Minute zu betragen.

Ausserdem brauchen auch die Kratzer des Economisers Kraft, und zwar rechnet man für 100 Röhren mit $\frac{1}{2}$ PS, sodass es im vorliegenden Fall ungefähr $\frac{1}{4}$ PS braucht und für die ganze Anlage max. 1 bis 1,4 PS erforderlich sind, was bei einem Strompreis von beispielsweise 8 Cts. pro kWh 8 bis 12 Cts./h Auslagen ergibt, während 117 600 kcal/h gewonnen werden, die bei einem Kohlenpreis von 80 Fr. pro t einer Ersparnis von rund 2 Fr. in der Stunde entsprechen. Hieraus folgt, dass sich solche Einrichtungen trotz der gesunkenen Kohlenpreise auch heute noch gut verzinsen und rasch abschreiben lassen.

Preisangaben über Economiser und ähnliche Einrichtungen zu machen ist heute zwecklos, da diese immer noch grossen Schwankungen unterworfen sind; dagegen ist in Abbildung 28 für Amortisationszeiten bis zu 30 Jahren und Zinsfüsse von 3 bis 8 % angegeben, wie viel % jährlich vom Anlagekapital abzuschreiben sind, wodurch sich in jedem Falle die einzusetzenden Beträge leicht berechnen lassen.

Abgasverwertung bei Verbrennungsmaschinen.

Um Wärmerückgewinnung aus Gasen handelt es sich auch bei der Auspuffgas-Verwertung von Verbrennungs- und Explosionsmaschinen. Von Ing. Cochand und dem Verfasser sind in dieser Richtung eingehende Versuche an der 300 pferdigen Dieselmotor-Anlage in der Kammgarnspinnerei Bürglen durchgeführt worden, woselbst hinter dem Dieselmotor zwei Abgasverwerter von je 30 m² Heizfläche aufgestellt sind. Die Resultate betreffend Wärmeverteilung bei verschiedenen Belastungen des Motors zeigt Abbildung 29, und in Abbildung 30 sind die im Kühlraum und aus den Abgasen pro PSe gewonnenen Wärmemengen angegeben. Wie ersichtlich, gehen ohne Abwärme-Verwertung ausser in den etwa 450-grädigen Abgasen erhebliche Wärmemengen auch mit dem etwa 55-grädigen Kühlwasser fort. Bisweilen wird das Kühlwasser, das vollständig rein bleibt, direkt, oder durch die Abgase nachgewärmt, verwendet. Bei den sogen. heissgeköhlten Maschinen wird es sogar bis auf Siedetemperatur erhitzt und in besondern Verdampfern zur Verdampfung gebracht. Der natürliche Auftrieb, besser noch eine Pumpe, sorgen

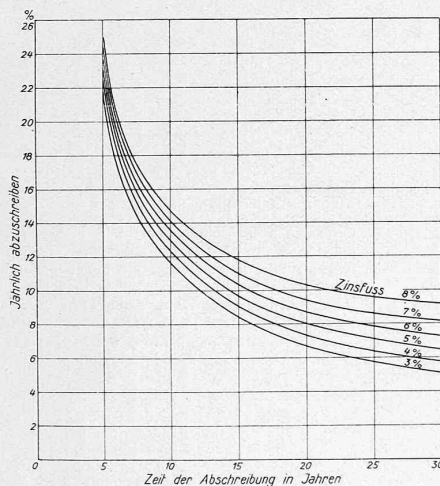


Abb. 28. Jährlich abzuschreibende Summe in % des Anlagekapitals bei verschiedenen Zinsfüssen und Amortisationszeiten.

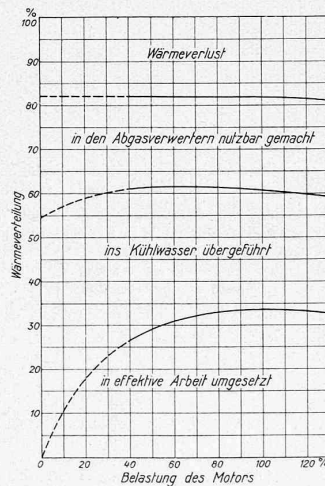


Abb. 29. Wärmeverteilung in der Gesamtanlage in % bei verschiedenen Belastungen des 300 PS-Dieselmotors.

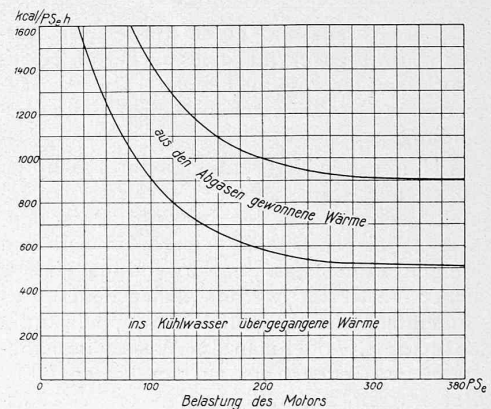


Abb. 30. Aus Kühlwasser und Abgasen des Dieselmotors gewonnene Wärmemengen bei verschiedenen Belastungen des Motors.

dabei für ständigen Umlauf, sodass sich in den Kühlräumen der Maschine keine Dampfblasen ansammeln können, die den Wärmedurchgang hindern würden. Bisweilen werden auch die Abgase allein zur Luftanwärmung ausgenutzt.

Bezüglich der Wärmeverteilung verhalten sich Diesel- und Gasmotoren, sofern die Bilanz in Bezug auf das Brennöl und das Gas, also ohne Berücksichtigung des Gasgenerator-Wirkungsgrades aufgestellt wird, wie aus Abbildung 31 hervorgeht, ähnlich, ebenso Benzinmotoren. Nachstehende Tabelle gibt beispielsweise Versuchsergebnisse und die daraus berechnete Wärmeverteilung wieder, die die Schweiz. Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur an einem ihrer 40 PS-Benzinmotoren festgestellt hat.

Belastung %	25	50	75	105
» in PSe	10	19,8	30	42
Umlaufzahl in der Minute	222	220	218	214
Benzinverbrauch kg/PS _h	0,641	0,427	0,356	0,290
Kühlwassermenge kg/h	725	720	744	744
Temperaturerhöhung des Kühlwassers °C/h.	39	45	50	55
Durchs Kühlwasser abgeführte Wärmemenge kcal/PS _h	2830	1630	1240	950
Temperatur der Auspuffgase °C.	585	600	602	615
Durch die Auspuffgase abgeführte Wärmemenge kcal/PS _h	2000	1350	1230	980

Wärmebilanz.

Belastung in %	0	25	50	75	100	105
In effekt. Arbeit umgesetzt %	—	10	15	18	21	22
In Reibungsarbeit umgesetzt %	10	9	7	6	6	6
Im Kühlwasser abgeführt %	47	42	38	35	33	33
In den Auspuffgasen abgeführt %	34	31	33	35	34	34
Strahlungsverlust %	9	8	7	6	5	5

Der mechanische Wirkungsgrad ist dabei zu 80 %, der Heizwert des Benzins zu 10 000 kcal/kg und die spezifische Wärme der Auspuffgase zu $c_p = 0,32$ kcal pro m³ angenommen. Die Temperatur des zulaufenden Kühlwassers betrug etwa 20° C. Die Schweiz. Lokomotivfabrik bemerkt dazu: „Der etwas hohe Benzinverbrauch ist durch die, für den Betrieb mit schwerem Petroleum nötige, niedrige Kompression von etwa 3 at bedingt. Die Kompression kann bei langsam laufenden Maschinen nicht höher gewählt werden, weil die Zündungen sonst zu rasch erfolgen und ein stossender Gang verursacht würde. Kleinere, schnell laufende Benzinmotoren ertragen eine höhere Kompression und haben daher einen kleineren Brennstoffverbrauch. Der Wärmeinhalt des Wassers ist daher kleiner bei gleichem Wärmeinhalt der Auspuffgase“.

Bei Grossgasmaschinen werden die heissen Auspuffgase zum Teil auch zur Hochdruckdampferzeugung benützt. Die Wärmeverteilung einer solchen Anlage zeigt Abbildung 32.

Hinter allen Verbrennungskraftmaschinen sollen nur stark gebaute Verwerter aufgestellt werden, da der Innendruck in denselben gelegentlich auf einige Atmosphären steigen kann. Statt der Anwendung eigentlicher Verwerter werden daher neuerdings oft einfach die Auspuffrohre doppelwandig ausgeführt, wobei man das Wasser im Ringraum im Gegenstrom zu den Gasen führt. Bei kurzen Auspuffleitungen ist die Ausnützung der Abgaswärme auf diese Weise allerdings nicht so weitgehend, wie bei reichlich bemessenen Verwertern; immerhin

kann in den meisten Fällen eine Erwärmung des 55 grädigen Kühlwassers auf etwa 70° C erreicht werden.

Bei Zweitaktmotoren kommt eine Verwertung der Abgase der niedrigen Temperaturen wegen im allgemeinen nicht in Frage. Man kann durchschnittlich mit folgenden Abgas-Temperaturen rechnen:

	Belastung des Motors					
	0	1/4	2/4	3/4	4/4	5/4
Viertakt-Dieselmotoren °C	200	260	330	400	480	560
Zweitakt-Dieselmotoren °C	80	110	140	180	230	310

Bei Grossgasmaschinen werden die Verwerter zur Hochdruckdampf-Erzeugung meist als kräftig gebaute liegende oder stehende Röhrenkessel ausgebildet. Hauptbedingungen bei allen Auspuffgas-Verwertern sind, wie bei den Rauchgasverwertern, die leichte Reinigungsmöglichkeit und die Herstellung der Heizfläche und Gehäuse aus Materialien, die durch die in den Gasen enthaltene schweflige Säure und die sich aus dieser und dem gelegentlich auftretenden Schmelzwasser bildende Schwefelsäure nicht leicht angegriffen werden.

Unter den Abwärmeverwertungs-Bestreбungen nimmt die Rauchgasverwertung neben der Ab- und Zwischendampfverwertung von Dampfmaschinen, Dampfturbinen, Dampfhammern usw. den hervorragendsten Platz ein. Sie ist namentlich dann wichtig, wenn hohe Temperaturen erforderlich sind, etwa zur Hochdruckdampf-Erzeugung, oder wenn es sich darum handelt, Luft auf beispielsweise 200° C zu erwärmen, und in ähnlichen Fällen.

Stets haben der Ausführung von Abwärmeverwertungs-Anlagen jedoch sorgfältig durchgeführte Rentabilitätsberechnungen voranzugehen, die erkennen lassen, ob und in welchem Umfange sich die geplanten Aufwendungen lohnen; dabei ist in erster Linie darauf Rücksicht zu nehmen, dass der Betrieb durch die projektierten Einrichtungen nicht erschwert oder gar gestört wird. Ferner sind alle sich bietenden Möglichkeiten in Hinsicht auf die Gesamtwärme-wirtschaft und die sich voraussichtlich vollziehende Weiterentwicklung des betreffenden Unternehmens sowohl bezüglich Gewinnung von Abwärme als Verwertung derselben ins Auge zu fassen.

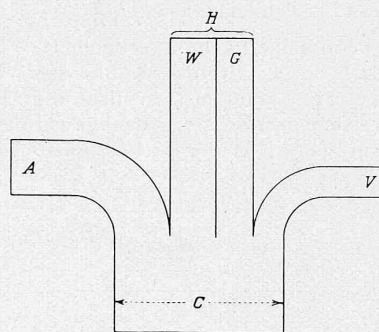


Abb. 31. Wärmeverteilung bei Verbrennungsmaschinen (Dieselmotoren und Gasmotoren*).

C im Brennöl bzw. Brenngas aufgewendete Wärme, A in Arbeit umgesetzt, W im Kühlwasser abgeführt, G aus den Abgasen nutzbar zu machen, H zu Heizzwecken verfügbare Wärme, V Verlust durch Strahlung, Leitung und Abgase.

	A	W	G	V	C
I	33	27	21	19	100%
II	26	35	21	18	100%
III	27	31	24	18	100%

I für 300 PS Dieselmotor bei Vollast,
II für 300 PS Dieselmotor bei 1/3 Last,
III für 2000 PS Gasmotor.*

* Bei Gasmaschinen bezogen auf die im Gas enthaltene Wärme, also ohne Berücksichtigung des Gasgenerators, in dem etwa 15 % der in den Kohlen zugeführten Wärme verloren gehen.

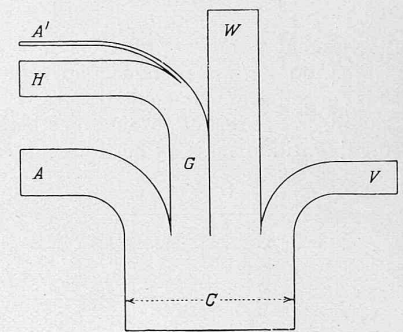


Abb. 32. Wärmeverteilung bei Grossgasmaschinen* mit Hochdruckdampf-Erzeugung durch die Abgase.

C im Gas aufgewendete Wärme, A in Arbeit umgesetzt, W im Kühlwasser abgeführt, G aus den Abgasen für Hochdruckdampf-Erzeugung nutzbar gemacht, H zu Heizzwecken verfügbar, bzw. im Kondensator vernichtete Abdampf-Wärme, A' mit dem Hochdruckdampf erzeugte Arbeit, V Verluste durch Strahlung, Leitung und Abgase.

	A	W	G	H	A'	V
I	27	30	23,5	22	1,5	19,5
II	27	30	23,5	18,5	5,0	19,5

I bei Erzeugung von Kraft aus dem Hochdruckdampf und Verwendung des Abdampfes zu Heizzwecken, Wassergaserzeugung usw.
II bei Verwendung des erzeugten Hochdruckdampfes zur Kräfteerzeugung allein.