Zeitschrift: Mitteilungen der Naturforschenden Gesellschaft Schaffhausen

Herausgeber: Naturforschende Gesellschaft Schaffhausen

**Band:** 15 (1939)

**Artikel:** Die Stadtgas-Verbrennungsrechnung ohne Benützung der Gasanalyse

Autor: Schudel, Willy

**DOI:** https://doi.org/10.5169/seals-585481

#### 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: 22.10.2025** 

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

5.

# DIE STADTGAS-VERBRENNUNGSRECHNUNG OHNE BENÜTZUNG DER GASANALYSE

von

#### WILLY SCHUDEL

(mit 5 Figuren, 3 Tabellen und 2 Tafeln)

#### INHALT.

Einleitung.

Der Luftbedarf.

Das Abgas-Volumen bei theoretischer Verbrennung.

Das Abgas-Volumen bei vollkommener Verbrennung, mit Luftüberschuss.

Das Verbrennungswasser.

Der Taupunkt des Abgases.

Der Wärme-Inhalt des Abgases.

Die Luftüberschusszahl.

Diskussion der Resultate.

Abgas-Diagramme.

Anwendungsbeispiel.

Zusammenfassung.

## Einleitung.

In einer vielbeachteten Arbeit, die in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure im Jahre 1927 erschien (Seite 383: Das It-Diagramm der Verbrennung) zeigte ROSIN, dass für einen Brennstoff der Heizwert einerseits und die theoretischen Werte von Abgasvolumen und Luftbedarf anderseits, durch einfache lineare Beziehungen miteinander verknüpft sind. Damit öffnete ROSIN der rechnerischen Behandlung von Verbrennungsvorgängen gleichsam einen breiten bequemen Weg, während sie früher auf den über chemische Elementaranalyse und Verbrennungsrechnungen führenden mühsamen Pfad angewiesen war. ROSIN hat aber sein Resultat nur mit «allem Vorbehalt» bekanntgegeben, da die neuen Gesetzmässigkeiten bloss auf der Auswertung rein statistischer Gegebenheiten beruhte. Das Beunruhigende und Unbefriedigende einer solchen empirischen Darstellung eines «Gesetzes» suchte dann ROSIN zusammen mit FEHLING in einer später erschienenen Arbeit (Das It-Diagramm der Verbrennung von ROSIN und FEHLING, VDI-Verlag 1929) durch Ausarbeitung einer theoretischen Begründung zu beseitigen. Die Forscher fanden dabei, dass die eigentliche Ursache der linearen Abhängigkeit in der bisher unbeachteten Tatsache besteht, dass bei der Verbrennung von Kohlenstoff mit Luft praktisch genau soviel Wärmeeinheiten pro Normalkubikmeter feuchtes Abgas frei werden, wie bei der Verbrennung des Wasserstoffes in Luft. Das heisst aber mit anderen Worten: Das Verhältnis von Heizwert zu Abgasvolumen ist für C und H2 konstant:

$$\frac{H_u}{A}$$
 = 898 kcal/Nm<sup>3</sup> = konstant (CH-Formel).

Bezogen auf einen gasförmigen Brennstoff (die folgende Arbeit bezieht sich nur auf gasförmige Brennstoffe) bedeutet dabei

 $H_{\rm u}=$  Unterer Heizwert in kcal/Nm³ Frischgas

A = Feuchtes Abgasvolumen in Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup> Frischgas.

Die Formel ist von ihren Entdeckern kurz CH-Formel genannt worden; denn sie gilt genau für C oder H, oder ein Gemisch von beiden Elementen, oder für einen Kohlenwasserstoff, vorausgesetzt, dass die Bildungswärme desselben gegenüber dem Heizwert vernachlässigt werden kann. Für die graphische Darstellung der beiden Variablen  $H_u$  und A im rechtwinkligen Koordinatensystem bedeutet

die Gleichung nichts anderes als eine Linie konstanten Neigungswinkels, also eine Gerade. Da die Hauptbestandteile der üblichen Brennstoffe aus den Elementen C und H zusammengesetzt sind, ist nun klar, dass Heizwert und Abgasvolumen massgebend durch obige Formel, d. h. die ROSINsche Gerade verknüpft werden. Aber eben, nur massgebend, nicht ausschliesslich!

Neben C und H sind noch eine Menge anderer Elemente oder Kohlenwasserstoffe mit hohen Bildungswärmen in den Brennstoffen vorhanden. Sie verursachen eine Abweichung von der theoretischen Geraden, und namentlich bei den Gasen, die uns in dieser Arbeit ausschliesslich interessieren, sind erhebliche Abweichungen zu konstatieren. Natürlich haben auch ROSIN und FEHLING diese Anomalien erkannt und untersucht und gelangten zu einer Formel, in welcher praktisch alle Einzelbestandteile des Gases vorkommen. Damit war aber der ursprüngliche Zweck der Arbeiten, die chemische Analyse und Verbrennungsrechnung zu umgehen, illusorisch geworden, und die Autoren bekennen selbst, «dass eine solche Gleichung gegenüber der normalen Verbrennungsrechnung nicht den geringsten Fortschritt bedeutet». Dies führte sie dann letzten Endes dazu, trotz schöner und hervorragender Erfolge bei festen und flüssigen Brennstoffen, die ROSINsche Gerade für Gase empirisch zu ermitteln.

Es stellte sich also wiederum die Frage nach einer theoretischen Begründung.

Im folgenden sei versucht, auf einem neuen Wege diese Aufgabe zu lösen. Nach den bisherigen Ergebnissen ist es sicher, dass die ROSINsche Gerade nur eine Annäherung sein kann. Es muss also darnach getrachtet werden, die Störungseinflüsse möglichst zu eliminieren. Wir beschränken die Untersuchung auf das von den Gasfabriken gelieferte Stadtgas (früher Leuchtgas genannt), dessen zahlenmässige Zusammensetzung theoretisch wohl unendlich viele Variationen zulässt, das aber doch bestimmte Bedingungen erfüllen muss, die von den einzelnen Ländern in Richtlinien festgelegt sind.

Es soll erst der Luftbedarf, sowie Volumen, Wassergehalt, Taupunkt und Wärme-Inhalt der Verbrennungsprodukte, bezogen auf einen Normalkubikmeter (0° C, 760 mm QS) Stadtgas berechnet werden. Nach einem Vergleich zwischen unseren Resultaten und denjenigen von ROSIN und FEHLING benutzen wir die erstern zur Aufstellung von Abgasdiagrammen, welche für schweizerische Stadtgase allgemein gültig sind.

Ueber die zahlenmässige Behandlung der entwickelten Gleichungen ist zu bemerken, dass die einzelnen Zahlenwerte grundsätzlich bis zur 6. Dezimalstelle ausgerechnet wurden. Angegeben sind die Werte bis auf die 5. Stelle aufgerundet. Es bedeutet dies lediglich eine Einheitlichkeit in der Durchführung der Ausrechnung und nicht etwa, dass die Resultate bis auf die angegebene Stellenzahl «genau» sind.

#### Der Luftbedarf.

Abgesehen von vernachlässigbaren, unwesentlichen Bestandteilen ist ein Stadtgas, als Gemisch von Steinkohlengas und Wassergas, durch folgende Gleichung definiert:

$$(CO_2 + N_2 + O_2) + C_6H_6 + C_2H_4 + (CO + H_2) + CH_4 = 1$$
 . . . (1)

In dieser Gleichung bedeuten die chemischen Zeichen zugleich die Raumanteile pro Normalkubikmeter Stadtgas. Bezeichnen wir die inerten Bestandteile mit J und definieren gemäss den schweizerischen Richtlinien die inerten Gase als Summe von Kohlensäure, Stickstoff und Sauerstoff, so ist

$$J = CO_2 + N_2 + O_2 . . . . . . . . (2)$$

Aus den bekannten Verbrennungsrechnungen ist der theoretische Sauerstoffbedarf zur vollständigen Verbrennung eines Normal-Kubikmeters Stadtgas von der Zusammensetzung der Gleichung (1) von der Grösse

$$O_{th} = 0.5 (CO + H_2) + 7.5 C_6 H_6 + 3 C_2 H_4 + 2 CH_4 - O_2$$
. (3)

Führt man den Wert von ( $CO + H_2$ ) aus Gleichung (1) unter Berücksichtigung von Gleichung (2)

$$(CO + H_2) = 1 - J - C_6H_6 - C_2H_4 - CH_4$$

in Gleichung (3) ein, so wird

$$O_{th} = 0.5 - 0.5 J + 7 C_6 H_6 + 2.5 C_2 H_4 + 1.5 CH_4 - O_2$$
 . . (4)

Fasst man die schweren Kohlenwasserstoffe unter dem Formelzeichen C<sub>m</sub> H<sub>n</sub> zusammen, so wird für das Gas nach Gleichnug (1)

$$C_m H_n = C_6 H_6 + C_2 H_4 \dots$$
 (5)

Damit schreibt sich Gleichung (4) durch Elimination von C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>

$$O_{th} = 0.5 - 0.5 J + 7 C_m H_n - 4.5 C_2 H_4 + 1.5 CH_4 - O_2$$
 . . . (6)

Unser nächstes Ziel ist nun, eine Beziehung zwischen dem Heizwert und den auf der rechten Seite der Gleichung (6) stehenden

Grössen zu finden, um dann diese Beziehung zur Eliminierung von CH<sub>4</sub> aus Gleichung (6) zu verwenden. Zur Aufstellung der gesuchten Abhängigkeit verwenden wir die neuesten Daten aus den deutschen Ingenieur-Normen DIN 1872 für die Heizwerte der Einzelgase der Gleichung (1). Danach setzen wir fest:

Im folgenden benötigen wir noch die aus Gleichung (1) gewonnene Beziehung, wobei Gleichung (2) und (5) berücksichtigt ist

$$H_2 = 1 - J - C_m H_n - CO - CH_4 . . . . . . . . . (8)$$

Den oberen Heizwert des durch Gleichung (1) dargestellten Gases können wir nun wie folgt schreiben:

$$H_0 = \alpha_1 C_6 H_6 + \alpha_2 C_2 H_4 + \alpha_3 CO + \alpha_4 H_2 + \alpha_5 CH_4$$

Mit Hilfe von (5) und (8) beseitigen wir aus obiger Gleichung  $C_6H_6$  und  $H_2$  und erhalten

$$H_0 = a_1 C_m H_n + a_2 C_2 H_4 + a_3 CO + a_4 CH_4 + a_4 - a_4 J$$
 . . . (9)

Nach einem ganz analogen Gedankengang erhält man den untern Heizwert des Stadtgases

$$H_u = b_1 C_m H_n + b_2 C_2 H_4 + b_3 CO + b_4 CH_4 + \beta_4 - \beta_4 J$$
 . (10)

wobei in den letzten beiden Gleichungen folgende Abkürzungen gebraucht wurden:

$$\begin{array}{llll} a_1 = \alpha_1 - \alpha_4 = & 31\,910 & b_1 = \beta_1 - \beta_4 = & 30\,950 \\ a_2 = \alpha_2 - \alpha_1 = -19\,670 & b_2 = \beta_2 - \beta_1 = -19\,200 \\ a_3 = \alpha_3 - \alpha_4 = & -30 & b_3 = \beta_3 - \beta_4 = & 450 \\ a_4 = \alpha_5 - \alpha_4 = & 6\,470 & b_4 = \beta_5 - \beta_4 = & 5\,980 \end{array}$$

Wir setzen in (10) den Wert  $H_u = H_o - \Delta H$  ein, wobei  $\Delta H$  die Heizwertdifferenz  $H_o - H_u$  bedeutet. Mit Hilfe der so abgeänderten Gleichung (10) und der Gleichung (9) wird CO eliminiert und mit den Abkürzungen

erhält man

$$H_0 c_1 + a_3 \Delta H = c_2 C_m H_n + c_3 C_2 H_4 + c_4 CH_4 + c_5 + c_6 J$$
 . (12)

Um noch  $CH_4$  zum Verschwinden zu bringen, multiplizieren wir diese Gleichung mit — 1,5 und addieren die mit  $c_4$  muliplizierte Gleichung (6) hinzu. Berücksichtigt man noch, dass die theoretische (minimale) Luftmenge

$$L_{\rm th} = \frac{O_{\rm th}}{0.21} \quad . \quad (13)$$

ist, so erhalten wir, durch Einsetzen der Zahlenwerte der obigen Abkürzungen,

$$L_{\text{th}} = 1,10925 \frac{\text{H}_{\text{o}}}{1000} - 0,06933 \frac{\Delta \text{H}}{1000} - 0,96897 + \\ + [0,96897 \cdot J + 0,35773 \,\text{C}_2 \,\text{H}_4 - 1,99618 \,\text{C}_{\text{m}} \,\text{H}_{\text{n}} - 4,76190 \,\text{O}_2] \quad . \quad (14)$$

Unser Augenmerk gilt nun dem Klammerausdruck, welcher das Störungsglied bedeutet. Es kommen darin lauter Gasbestandteile vor, deren Grösse man gut und mit Sicherheit abschätzen kann. Die obere Grenze für die Inerten ist in den schweizerischen Richtlinien sogar zahlenmässig zu 12 % festgelegt. Für die andern Gase stecken wir, um sicher zu gehen, die Grenzen recht weit, und, wenn wir voraussetzen, dass für das Stadtgas das Benzol nicht ausgewaschen wird, so bewegen wir uns im Rahmen der Wirklichkeit, wenn wir die Variation der Volumenanteile wie folgt annehmen:

Bezeichnet man den Klammerwert mit K und berechnet mit Hilfe der Zahlenwerte der Variationsbedingung seinen höchstmöglichen und seinen kleinstmöglichen Wert, so wird

$$K_{
m max} = 0{,}09767$$
 und  $K_{
m min} = -0{,}09817$  also  $K = -0{,}00025 \pm 0{,}09792.$ 

Wir erhalten so endlich den gesuchten einfachen Ausdruck für den theoretischen Luftbedarf in Nm³ pro Nm³ Stadtgas

$$L_{\rm th} = 1,10925 \cdot \frac{\rm H_o}{1000} - 0,06933 \cdot \frac{\Delta \rm H}{1000} - 0,96922 \pm 0,09792 \tag{16}$$

Für Schweizer Stadtgase, mit  $H_o = 5000 \text{kcal/Nm}^3$  und  $\Delta H = 500 \text{kcal/Nm}^3$  wird

$$L_{\rm th} = 4,54235 \pm 0,09792 \, \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \, \text{Stadtgas} \, \dots \, \dots \, (16')$$

# Das Abgas-Volumen bei theoretischer Verbrennung.

Wie bisher sollen die chemischen Zeichen auch im folgenden die Volumenanteile eines Normalkubikmeters des nach Gleichung (1) zusammengesetzten trockenen Stadtgases sein. Bei vollkommener Verbrennung dieses Stadtgases in trockener Verbrennungsluft, ohne Luftüberschuss, erhalten wir die theoretische Abgasmenge, welche sich aus folgenden Bestandteilen in Nm³ zusammensetzt:

Kohlensäure:  $CO_2 + 6 C_6H_6 + 2 C_2H_4 + CO + CH_4$ .

Wasserdampf:  $3 C_6 H_6 + 2 C_2 H_4 + 2 C H_4 + H_2$ .

Sauerstoff: Fehlt bei Verbrennung ohne Luftüberschuss.

Stickstoff:  $N_2 + \frac{0.79}{0.21} \cdot O_{th}$ .

Das gesamte theoretische Abgasvolumen ist die Summe aller obiger Bestandteile,

$$\begin{split} \textit{A}_{\text{th, nass}} &= (\text{CO}_2 + \text{C}_6\text{H}_6 + \text{C}_2\text{H}_4 + \text{CO} + \text{CH}_4 + \text{H}_2 + \text{N}_2) + \\ &+ (8\,\text{C}_6\text{H}_6 + 3\,\text{C}_2\text{H}_4) + 2\,\text{CH}_4 + \frac{0.79}{0.21} \cdot \text{O}_{\text{th}}. \end{split}$$

Der erste Klammerausdruck kann, mit Berücksichtigung von Gleichung (1) durch den Wert  $(1 - O_2)$  ersetzt werden. Den zweiten Klammerausdruck verwandeln wir unter Benützung von Gleichung (5) in

$$8 C_6 H_6 + 3 C_2 H_4 = 8 (C_m H_n - C_2 H_4) + 3 C_2 H_4 = 8 C_m H_n - 5 C_2 H_4.$$

Ferner kann geschrieben werden

$$O_{th} = 0.21 \cdot L_{th}$$

somit wird

$$A_{\text{th nass}} = 1 - O_2 + 8 C_m H_n - 5 C_2 H_4 + 2 CH_4 + 0,79 L_{\text{th}}$$
 . (17)

Aus dieser Gleichung eliminieren wir  $CH_4$ , indem wir Gleichung (17) mit  $c_4$  multiplizieren und davon die mit 2 multiplizierte Gleichung (12) abziehen.

$$A_{\text{th nass}} = \frac{2 \cdot c_1}{c_4} \cdot H_o + \frac{2 \cdot a_3}{c_4} \Delta H + \left(1 - \frac{2 \cdot c_5}{c_4}\right) - O_2 - \frac{2 \cdot c_6}{c_4} J + \left(8 - \frac{2 \cdot c_2}{c_4}\right) C_m H_n - \left(5 + \frac{2 \cdot c_3}{c_4}\right) C_2 H_4 + 0,79 L_{\text{th}} . . . . . . . . (18)$$

Setzt man die früher mitgeteilten Zahlenwerte der Konstanten ein, so ist

$$A_{\text{th nass}} = 0,31059 \frac{\text{H}_{\text{o}}}{1000} - 0,01941 \frac{\Delta \text{H}}{1000} + 0,06202 + \\ + [0,93798 J - 1,89226 C_{\text{m}} H_{\text{n}} + 1,10017 C_{\text{2}} H_{\text{4}} - O_{\text{2}}] + 0,79 L_{\text{th}}. \quad (19)$$

Wir berechnen jetzt das letzte Glied der Gleichung (19) und multiplizieren zu diesem Zweck die Gleichung (14) mit 0,79. Der so erhaltene Wert ist dann in Gleichung (19) einzusetzen. Die Ausrechnung ergibt

$$A_{\text{th nass}} = 1,18689 \frac{\text{H}_{\text{o}}}{1000} - 0,07418 \frac{\Delta \text{H}}{1000} - 0,70347 + \\ + [1,70347 J - 3,46925 C_{\text{m}} H_{\text{n}} + 1,38277 C_{\text{2}} H_{\text{4}} - 4,76190 O_{\text{2}}] \quad . \quad (20)$$

Unter Verwendung der Maximal- und Minimalwerte von (15) bestimmen sich die Maximal- und Minimalwerte der Klammer zu

$$K_{\text{max}} = +0,20984$$
  
 $K_{\text{min}} = -0,12337$   
 $K = 0,04323 \pm 0,16661$ .

somit

Also wird das feuchte Abgasvolumen in Nm3/Nm3 Stadtgas,

$$A_{\text{th nass}} = 1,18689 \frac{\text{H}_{\text{o}}}{1000} - 0,07418 \frac{\Delta \text{H}}{1000} - 0,66023 \pm 0,16661$$
 (21)

Zu obiger Formel ist zu bemerken, dass die Gleichung nur rechnerische und nicht unmittelbar physikalische Bedeutung hat, weil wir alle vorkommenden Gasvolumina auf den Normalkubikmeter und die Resultate auf das feuchte, d. h. nasse, wasserdampfhaltige Abgas bezogen haben. Denn der im Abgasvolumen enthaltene Wasserdampf lässt sich physikalisch nicht in den Normalkubikmeter-Zustand (0° C, 760 mm QS) überführen, da der Dampf schon vorher kondensieren würde. Die Umrechnung der Volumina auf die wirklich vorkommenden Temperaturen ergibt aber richtige, physikalisch vorhandene Raumverhältnisse.

Für Schweizer Gas mit  $H_o = 5000 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ und } \Delta H = 500 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ wird}$ 

$$A_{\text{th nass}} = 5,23714 \pm 0,16661 \dots (21')$$

# Abgas-Volumen bei vollkommener Verbrennung mit Luftüberschuss.

Es bedeute pro Normalkubikmeter Stadtgas:

L = Tatsächlich angewandte Verbrennungsluft in Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup>.

 $L_{\rm th}$  = Theoretisch notwendige Verbrennungsluft in Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup>.

 $L_a$  = Luftüberschuss in Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup>.

 $A_{\text{th nass}}$  = Feuchtes, theoretisches Abgas ( $\lambda = 1$ ) in Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup>.

A<sub>0,760, nass</sub> = Feuchtes Abgas bei vollkommener Verbrennung mit Luftüberschuss in Nm³/Nm³ Stadtgas, also bei 0° C und 760 Torr.

 $A_{t, p, nass}$  = Feuchtes Abgasvolumen bei vollkommener Verbrennung mit Luftüberschuss in m³/Nm³ Stadtgas, bei  $t^{\circ}$  C und p Torr.

Dann ist definitionsgemäss die Luftüberschusszahl

$$\lambda = \frac{L}{L_{\text{th}}} = \text{Luftüberschusszahl} \dots \dots \dots (22)$$

Ferner ist

$$L_{ti} = L - L_{th} = \lambda L_{th} - L_{th} = (\lambda - 1) \cdot L_{th} \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

Das aus trockener Verbrennungsluft und trockenem Stadtgas erzeugte nasse Abgasvolumen in Nm³/Nm³ Stadtgas wird dann

$$A_{0,760, \text{ nass}} = A_{\text{th nass}} + L_{ii} = A_{\text{th nass}} + (\lambda - 1) L_{\text{th}} \dots$$
 (24)

Unter Beachtung der im Anschluss an Formel (21) angeknüpften Bemerkungen sind auch bei dieser Gleichung die einzelnen Volumina in Nm³/Nm³ Stadtgas verstanden. Um das feuchte Abgasvolumen im Zustand  $t^{\circ}$  C und bei dem Druck von p Torr, also in p mm QS zu erhalten, machen wir von der Tatsache Gebrauch, dass, solange wir uns bei Temperaturen über der dem Atmosphärendruck entsprechenden Sättigungstemperatur bewegen, der Wasserdampf als überhitzter Dampf behandelt werden darf. Bei den uns hier interessierenden relativ niedrigen Drücken, gehorcht aber der überhitzte Wasserdampf genau den Gasgesetzen für vollkommene Gase. Wir können daher für das feuchte Abgasvolumen die Gesetze für die Mischung vollkommener Gase anwenden.

Nach dem Gesetz von Boyle-Gay-Lussac wird

$$A_{\text{t, p, nass}} = A_{0,760, \text{ nass}} \frac{(273,16+t)}{273,16} \cdot \frac{760^*}{p}, \text{ oder}$$

$$A_{\text{t, p, nass}} = [A_{\text{th, nass}} + (\lambda - 1) L_{\text{th}}] \frac{(273,16+t)}{273,16} \cdot \frac{760}{p} \dots (25)$$

Setzen wir die Werte aus Gleichung (20) und (14) ein, so erhalten wir nach einer uninteressanten Zwischenrechnung, die wir hier weglassen, das Resultat

$$A_{t, p, nass} = \left[ (0,07765 + 1,10925 \lambda) \cdot \frac{H_o}{1000} - (0,00485 + 0,06933 \lambda) \cdot \frac{AH}{1000} + (0,30899 - 0,96922 \cdot \lambda) \right] \frac{273,16 + t}{273,16} \cdot \frac{760}{p} \pm \left[ 0,06869 + 0,09792 \lambda \right] \frac{273,16 + t}{273,16} \cdot \frac{760}{p}$$
(26)

Für Schweizer Verhältnisse, d. h.  $H_o = 5000 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ und } \Delta H = 500 \text{ kcal/Nm}^3$ , wird

$$A_{t, p, nass} = (0.73340 + 4.79469 \lambda) \cdot (1 + 0.0036608 \cdot t) \pm (0.07250 + 0.10336 \lambda) \cdot (1 + 0.0036608 \cdot t) \dots$$
 (26')

## Das Verbrennungswasser.

Wird der Heizwert, wie gewöhnlich, auf 0° C bezogen, so dass also vor und nach der Verbrennung alle am Verbrennungsprozess beteiligten Stoffe die Temperatur von 0° C haben, so ist definitionsgemäss die Differenz

$$\Delta H = H_0 - H_u$$

die Verdampfungswärme des anfallenden Verbrennungswassers bei 0°C. Pro kg Wasser von 0°C ist die Verdampfungswärme r nach der Dritten Internationalen Dampftafel-Konferenz in New York 1935,

$$r = 597.3 \text{ kcal/kg}.$$

Wird also bei der Verbrennung eines Nm³ trockenen Stadtgases mit trockener Verbrennungsluft w kg Wasser gebildet, so ist

$$H_o - H_u = \Delta H = w \cdot r = w \cdot 597,3$$
  
 $w = \frac{\Delta H}{597,3}$  kg Wasser/Nm³ verbranntes Stadtgas . . . . (27)

<sup>\*</sup> Wir haben dabei den nach dem heutigen Stand der Physik wahrscheinlichsten Wert des Nullpunktes der absoluten Temperatur-Skala zu —273,16° C angenommen.

Da ferner ein Mol Wasser = 18 kg einen Rauminhalt von 22,4 Nm³ einnimmt, besitzt ein kg Wasserdampf rechnerisch ein Volumen von  $\frac{22,4}{18}$  Nm³. Somit wird pro Nm³ Stadtgas bei seiner Verbrennung ein Wasserdampfvolumen in Nm³ erzeugt von

$$W = w \cdot \frac{22,4}{18} = \frac{\Delta H}{597,3} \cdot \frac{22,4}{18} = 2,08345 \cdot \frac{\Delta H}{1000}$$
 . . . (28)

Für ein Stadtgas mit ⊿H = 500 kcal/Nm³ wird

$$W = 1,04172 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^8 \text{ Stg.}$$
 . . . . . . . (28')

# Der Taupunkt der Abgase.

Zur Bestimmung des Taupunktes der Abgase berechnen wir erst den Partialdruck des im feuchten Abgas befindlichen Wasserdampfes. Es bedeute im feuchten Abgas, welches durch Verbrennung von 1 Nm³ trockenen Stadtgases mit trockener Verbrennungsluft entsteht:

 $p_d$  = Partialdruck des Wasserdampfes in Torr.

 $p_s$  = Sättigungsdruck des Wasserdampfes in Torr.

p = Gesamtdruck des Mischvolumens in Torr (Mischdruck).

W = Partialvolumen des Wasserdampfes bei 0° C und 760 Torr Gesamtdruck.

 $A_{0,760, \text{ nass}} = \text{Gesamtvolumen des feuchten Abgases bei 0°C und 760 Torr Gesamtdruck, also in Nm³/Nm³ Stadtgas.}$ 

Es gilt nun als Folge des DALTON schen Gesetzes die bekannte Beziehung, dass der Teildruck zu dem Gesamtdruck sich wie das Teilvolumen zum Gesamtvolumen verhält. Für p=760 Torr als Gesamtdruck ist also

$$\frac{p_{\rm d}}{p} = \frac{W}{A_{\rm 0,760 \ nass}} \quad \dots \tag{29}$$

Dieses Verhältnis des Partialvolumens zum Gesamtvolumen ist für verschiedene Gesamtdrücke p konstant, was wie folgt bewiesen wird:

Gemäss Definition ist das Partialvolumen dasjenige Volumen des Einzelgases, welches es einnimmt beim Gesamtdruck p. Sind also  $p'_{\rm ges}$ ,  $p''_{\rm ges}$ , usw. verschiedene Gesamtdrücke, denen die Partialvolumina  $V'_{\rm part}$ ,  $V''_{\rm part}$ ,  $V'''_{\rm part}$  usw. zugeordnet sind, so gilt nach BOYLE

$$V_{
m part}^{\prime}\,p_{
m ges}^{\prime}=V_{
m part}^{\prime\prime}\,p_{
m ges}^{\prime\prime}=V_{
m part}^{\prime\prime\prime}\,p_{
m ges}^{\prime\prime\prime}={
m konst.}$$

Ferner ist klar, dass für die Gesamtvolumina und Gesamtdrücke ebenfalls das BOYLEsche Gesetz gilt:

$$V_{ ext{ges}}^{\prime}$$
  $p_{ ext{ges}}^{\prime} = V_{ ext{ges}}^{\prime\prime}$   $p_{ ext{ges}}^{\prime\prime} = V_{ ext{ges}}^{\prime\prime\prime}$   $p_{ ext{ges}}^{\prime\prime\prime} = ext{konst.}$ 

 $\frac{V'_{\text{part}}}{V'_{\text{ges}}} = \frac{V''_{\text{part}}}{V''_{\text{ges}}} = \frac{V'''_{\text{part}}}{V'''_{\text{ges}}} = \text{konst.}$ 

Gleichung (29) gilt also nicht nur für p=760 Torr, sondern auch z. B. für den unseren Untersuchungen zugrunde liegenden Gesamtdruck von 720 Torr. Der Teildruck des Wasserdampfes wird somit aus (29) für den beliebigen Gesamtdruck p berechnet zu

$$p_{\rm d} = \frac{W \cdot p}{A_{0,760, \text{ nass}}}.$$

Wird nun das Abgas auf die Taupunkt-Temperatur abgekühlt, so ist das Abgas gerade gesättigt. Der Wasserdampf beginnt sich niederzuschlagen und für die Taupunkt-Temperatur wird  $p_d$  identisch mit dem Sättigungsdruck  $p_s$ . Also

Für einen beliebig angenommenen oder der Untersuchung zugrunde liegenden Gesamtdruck p in Torr werden jetzt die gemäss Gleichung (30) berechneten Sättigungsdrücke  $p_s$  in Torr bestimmt. Zu diesen so erhaltenen Sättigungsdrücken suchen wir dann in den, in den einschlägigen Handbüchern zu findenden Zahlentabellen für Gas-Dampfgemische die ihnen entsprechenden Sättigungstemperaturen, womit die gesuchten Taupunkte gefunden sind.

In Gleichung (30) ist W dasjenige Volumen, den der bei der Verbrennung von 1 Nm³ Stadtgas entstehende Wasserdampf einnehmen würde, wenn er unter dem Druck von 760 Torr bei 0° C stehen würde. Dieses Volumen ist in Gleichung (28) bereits bestimmt worden.  $A_{0,760 \text{ nass}}$  erhalten wir ferner aus Gleichung (26), indem wir in dieser Gleichung p=760 und t=0 setzen. Damit bestimmt sich der Ausdruck für  $p_s$  zu

$$p_{s} = \frac{2,08345 \cdot \frac{\Delta^{H}}{1000} \cdot p}{(0,07765 + 1,10925 \lambda) \frac{H_{0}}{1000} - (0,00485 + 0,06933\lambda) \frac{\Delta^{H}}{1000} + (0,30899 - 0,96922\lambda) \pm F}$$

In obiger Gleichung ist unter p der für die Untersuchung gültige Gesamtdruck einzusetzen (in unserem Fall 720 Torr). Der Fehler F hat den Wert

$$F = \pm (0.06869 + 0.09792 \lambda)$$

Für  $H_0 = 5000$  kcal/Nm³,  $\Delta H = 500$  kcal/Nm³ und p = 720 Torr (Schweizer Verhältnisse) wird

$$p_{s} = \frac{750,04128}{(0,69480 + 4,54235 \lambda) \pm (0,06869 + 0,09792 \lambda)} . . (31')$$

## Der Wärmeinhalt des Abgases.

(Abgasverlust)

Der Gehalt an Kohlensäure, Stickstoff und Wasserdampf im theoretischen, feuchten Abgas, und zwar in Nm³ pro Nm³ verbranntes Stadtgas, sei mit CO'<sub>2</sub>, N'<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O' bezeichnet. Dann ist die theoretische, feuchte Abgasmenge

$$A_{\rm th~nass}={\rm CO'_2}+{\rm N'_2}+{\rm H_2O'}$$
 in Nm³/Nm³ Stadtgas . . . (32) Die wirkliche Abgasmenge nach (24)

 $A_{0,760 \text{ nass}} = A_{\text{th, nass}} + (\lambda - 1) L_{\text{th}} \text{ in Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ Stadtgas}$  wird durch Einführung von (32)

$$A_{0,760, \text{ nass}} = \text{CO'}_2 + \text{N'}_2 + \text{H}_2\text{O'} + (\lambda - 1) L_{\text{th}}.$$

Bezeichnet  $c_{CO_2}$ ,  $c_{N_2}$ ,  $c_{H_2O}$ ,  $c_L$  die mittleren spezifischen Wärmen bei konstantem Druck in kcal/Nm³, so wird die fühlbare Wärme  $Q_f$  des nassen Abgases pro Nm³ Stadtgas, bei einer Temperatur von  $t^\circ$  C

$$Q_{\rm f} = [c_{\rm co2} \cdot {\rm CO'_2} + c_{\rm N2} \cdot {\rm N'_2} + c_{\rm H_2O} \cdot {\rm H_2O'} + (\lambda - 1) c_{\rm L} \cdot L_{\rm th}] \cdot t . \tag{33}$$

Setzt man aus (32)

$$CO'_2 = A_{th, nass} - N'_2 - H_2O'$$

in Gleichung (33) ein, so ist

$$Q_{\rm f} = [c_{\rm CO2} A_{\rm th, nass} + (c_{\rm N2} - c_{\rm CO2}) N_2' + (c_{\rm H2O} - c_{\rm CO2}) H_2 O' + (\lambda - 1) \cdot c_{\rm L} \cdot L_{\rm th}] \cdot t \quad (34)$$

Der Stickstoffgehalt  $N_2$  des Abgases bei theoretischer Verbrennung ist gleich dem Stickstoffgehalt  $N_2$  des Stadtgases plus dem Luftstickstoff 0,79  $L_{th}$  der theoretischen Verbrennungsluftmenge. Also

$$N'_2 = N_2 + 0.79 L_{th}$$
 . . . . . . . . . . . (35)

Das anfallende Verbrennungswasser ist, bei Voraussetzung trokkener Verbrennungsluft, unabhängig vom Luftüberschuss, stets gleich gross. H<sub>2</sub>O' ist also gleich dem Wert W der Gleichung (28).

$$H_2O' = W = 2,08345 \cdot \frac{\Delta H}{1000} \dots$$
 (36)

Die Werte von (36) und (35) in (34) eingesetzt ergeben

$$Q_{\rm f} = \left[ c_{\rm co2} \cdot A_{\rm th, \; nass} + (c_{\rm N2} - c_{\rm co2}) \cdot N_2 + 2,08345 \; (c_{\rm H2O} - c_{\rm co2}) \cdot \frac{\varDelta \, \rm H}{1000} + \right. \\ \left. + \left\{ (\lambda - 1) \cdot c_{\rm L} + 0,79 \; (c_{\rm N2} - c_{\rm co2}) \right\} \; L_{\rm th} \right] \cdot t \; \ldots \; . \quad (37)$$

Für die mittleren spezifischen Wärmen wählen wir das Temperaturintervall zwischen 0 bis 200° C. Denn die Abgastemperaturen von Gasapparaten, z. B. Gasbadeöfen, schwanken vor dem Zugunterbrecher zwischen etwa 150° bis 250° C. Hinter dem Zugunterbrecher können die Abgastemperaturen bis in die Nähe des Taupunktes, auf ungefähr 50° bis 60° C kommen. Wählen wir also die mittleren spezifischen Wärmen für das Intervall 0 bis 200°, so ist unsere Rechnung dem praktischen Temperaturbereich der normal vorkommenden Abgasverhältnisse gut angepasst.

Für 0 bis 200° C ist nach den deutschen Ingenieurnormen DIN

Entwurf 1873  $c_{\text{CO2}} = 0,429 \text{ kcal/m}^3, {}^{\circ}\text{C}$   $c_{\text{N2}} = 0,311 \text{ ,,}$  $c_{\text{H2O}} = 0,362 \text{ ,,}$ 

 $c_{\text{Luft}} = 0,313$ ,

Damit wird (37)

 $\begin{aligned} &\mathbf{Q_f} = \left[ (0,\!429\,A_{\mathsf{th,\,nass}} - 0,\!118\,N_2 - 0,\!13959\,\frac{\varDelta\,\mathbf{H}}{1000} + (0,\!313\,\lambda - 0,\!40622)\,L_{\mathsf{th}} \right] \cdot t \ (38) \\ &\mathbf{N_2} \ \text{sind die Raumteile Stickstoff in 1 Nm³ Stadtgas. Da wir für Schweizer Gas höchstens 0,12 Raumteile inerte Gase haben, ergibt \\ &\mathbf{N_2} \ \mathbf{N_3} \ \mathbf{N_3} \ \mathbf{N_4} \ \mathbf{N_5} \ \mathbf{$ 

sich daraus, dass N<sub>2</sub> ebenfalls in den maximalen Grenzen 0...0,12 schwanken kann. Wir setzen

$$N_2 = 0.06 \pm 0.06$$
 . . . . . . . . . . . (39)

Wir setzen diesen Wert, sowie die Ergebnisse der Gleichung (21) und (16) in Gleichung (38) ein und erhalten, weil wir die Fehlerrechnung vorläufig ausser acht lassen, da wir sie nachher besonders behandeln wollen:

F bedeutet den Fehler, den wir jetzt zu berechnen haben.

Diesen Fehler erhalten wir dadurch, dass wir in Gleichung (38) an Stelle der Grössen  $A_{\rm th,\; nass}$ ,  $N_{\rm 2}$ ,  $L_{th}$ , ihre Fehlergrössen einsetzen und das «fehlerfreie» Glied  $\left(-0.13959\frac{\varDelta H}{1000}\right)$  weglassen.

$$F = [0,429 (\pm 0,16661) - 0,118 (\pm 0,06) + (0,313 \lambda - 0,40622) (\pm 0,09792)] \cdot t \quad (41)$$

Um über die Vorzeichen entscheiden zu können, verwenden wir folgenden Satz der Fehlertheorie:

Satz. Bei der Addition von positiven oder negativen voneinander unabhängigen, mit einem Plus-Minus-Fehler behafteten Grössen, ist der Gesamt-Plus-Minus-Fehler gleich Plus-Minus der Summe der absoluten Werte der einzelnen Fehlergrössen.

Beweis. Besteht eine Grösse X aus dem Mittelwert A und dem Fehler  $\pm a$  und eine Grösse Y aus dem Mittelwert B und dem Fehler  $\pm b$ , so ist das Maximum der Summe, sowie das Minimum derselben

$$(X + Y)_{\text{max}} = (A + a) + (B + b) = (A + B) + (a + b)$$

$$(X + Y)_{\text{min}} = (A - a) + (B - b) = (A + B) - (a + b)$$

$$(X + Y) = (A + B) \pm (a + b) \qquad (42)$$

Für die Differenz gilt analog

also

$$(X - Y)_{\text{max}} = (A + a) - (B - b) = (A - B) + (a + b)$$

$$(X - Y)_{\text{min}} = (A - a) - (B + b) = (A - B) - (a + b)$$

$$(X - Y) = (A - B) \pm (a + b) \qquad (43)$$

Was also bezüglich des Fehlers auf dasselbe Resultat führt wie (42).

Der angeführte Satz, dessen Richtigkeit aus dem Vergleich von (42) und (43) hervorgeht, ist auf Gleichung (41) anzuwenden. Dann ist

$$F = \pm [0,429 \cdot 0,16661 + 0,118 \cdot 0,06 + |(0,313 \lambda - 0,40622)| \cdot 0,09792] \cdot t$$

$$F = \pm [0,07855 + |(0,03065 \lambda - 0,03978)|] \cdot t . . . . (44)$$

Die senkrechten Striche vor und hinter der Klammer sollen in bekannter Weise den Absolutwert der zwischen ihnen eingeschlossenen Grössen bedeuten. Die Striche sind deshalb nötig, weil die zwischen ihnen eingeschlossene kleine Klammer, je nach der Grösse von  $\lambda$ , positiv oder negativ werden kann.

Bis jetzt befassten wir uns nur mit der fühlbaren Wärme  $Q_f$  und ihrer Fehlergrösse F. Der Gesamtwärmeinhalt der Abgase, welcher für den Gesamt-Wärmeverlust Q massgebend ist, ist die Summe aus der fühlbaren Wärme  $Q_f$  und aus der latenten Wärme  $Q_f$ .

$$Q = Q_f + Q_1 \quad \dots \quad (45)$$

Die latente Wärme ist aber nichts anderes als die Verdampfungswärme des Verbrennungswassers, also gleich △H. Somit ist die gesamte Wärme des feuchten Abgases in kcal pro Nm³ verbranntes Stadtgas

$$Q = Q_{\rm f} + \Delta H \qquad (46)$$

(47)

Durch Einsetzen von (40) und (44) in (46) wird die durch Verbrennen von 1 Nm³ Stadtgas im feuchten Abgas befindliche Gesamt-Wärmemenge in kcal/Nm³ verbranntes Stadtgas

$$Q = \left[ (0,05858 + 0,34719\lambda) \frac{H_0}{1000} - (0,14325 + 0,02170\lambda) \frac{\Delta H}{1000} - 0,30337\lambda + 0,10340 \right] \cdot t + \Delta H \pm \left[ 0,07855 + |(0,03065\lambda - 0,03978)| \right] \cdot t$$

für ein Schweizer Gas mit  $H_0 = 5000$  und  $\Delta H = 500$  wird

$$Q = [0.32467 + 1.42175 \,\lambda] \cdot t + 500 \pm [0.07855 + |(0.03065 \,\lambda - 0.03978)|] \cdot t \quad (47')$$

Der Abgasverlust in Prozenten des oberen Heizwertes berechnet sich dann einfach zu

$$a^{\circ}/_{\circ} = \frac{Q}{H_{\circ}} \cdot 100$$
 . . . . . . . (48)

#### Die Luftüberschusszahl.

Drückt man das Luftvolumen L durch das zugehörige Stickstoffvolumen  $N_L$ , bzw. die Ueberschussluft  $L_{\ddot{u}}$  durch den zugehörigen Rauminhalt des überschüssigen Sauerstoffs  $O_{\ddot{u}}$  aus, so ist

$$L = \frac{N_{\rm L}}{0.79} \dots \dots (49)$$

$$L_{\tilde{\mathbf{n}}} = \frac{O_{\tilde{\mathbf{n}}}}{0.21} \qquad . \qquad . \qquad . \qquad . \qquad . \qquad . \qquad (50)$$

Durch Einsetzen dieser Werte in die Gleichung (22)

$$\lambda = \frac{L}{L_{\rm th}} = \frac{L}{L - L_{\rm n}}$$

wird

$$\lambda = \frac{N_{\rm L}}{N_{\rm L} - \frac{0.79}{0.21} \cdot O_{\bar{n}}} \cdot \dots (51)$$

womit eine allgemein gültige Beziehung zur Berechnung der Luftüberschusszahl  $\lambda$  gewonnen wird.

Bei der Verbrennung von 1 Nm³ Stadtgas wird ferner ein trokkenes Abgasvolumen  $A_{tr}$  in Nm³ erzeugt, welches aus Stickstoff, Kohlensäure und Sauerstoff derart zusammengesetzt ist, dass

$$A_{tr} = N'_{2} + CO'_{2} + O'_{2} \dots \dots \dots \dots \dots \dots (52)$$

ist, wobei die Formelzeichen zugleich Raumanteile in Nm³ pro Nm³ verbranntes Stadtgas bedeuten und die Striche der Formelzeichen auf das Abgasvolumen hinweisen sollen.

Der Stickstoffgehalt des Abgases  $N_2$  muss sich offenbar aus dem Stickstoff der Verbrennungsluft  $N_L$  plus dem Stickstoff  $N_2$  des verbrannten Stadtgases zusammensetzen, also

Ferner muss der Sauerstoff O<sub>n</sub> der überschüssigen Verbrennungsluft sich unverändert als O'<sub>2</sub>, d. h. als Sauerstoff des Abgases wieder finden.

$$O_{\tilde{\mathbf{u}}} = O'_{\mathbf{2}} \quad \dots \quad \dots \quad \dots \quad (54)$$

Somit ist

$$\lambda = \frac{N'_2 - N_2}{N'_2 - N_2 - \frac{0.79}{0.21} O'_2} ... (55)$$

Multipliziert man Zähler und Nenner des Bruchs mit  $\frac{100}{A_{tr}}$  und bezeichnet die auf das trockene Abgasvolumen bezogenen Volumprozente des im Abgas befindlichen gesamten Stickstoffs, bzw. Sauerstoffs mit

beziehungsweise

$$o = \frac{O'_2}{A_{tr}} \cdot 100 \cdot \dots \cdot \dots \cdot (57)$$

so ist

$$\lambda = \frac{n - \frac{N_2}{A_{tr}} 100}{n - \frac{0,79}{0,21} o - \frac{N_2}{A_{tr}} \cdot 100}$$
 (58)

Wird der Eigenstickstoffgehalt N<sub>2</sub> des Brennstoffs vernachlässigt, so ist

$$\lambda = \frac{n}{n - \frac{0,79}{0,21} o} \qquad . . . . . . . . . . . (59)$$

Diese Formel ist in dieser oder ähnlicher Form auch in den einschlägigen Lehrbüchern der Verbrennungslehre anzutreffen. Da nun bei der üblichen, mit dem Orsat-Apparat durchgeführten Abgasanalyse der auf das trockene Abgas bezogene prozentuale Sauerstoffgehalt o des Abgases und analog der Kohlensäuregehalt

unmittelbar erhalten wird, ist auch n bestimmt nach

$$n = 100 - co_2 - o$$
 . . . . . . . (61)

d. h.  $\lambda$  kann nach Gleichung (59) aus der einfach durchzuführenden Abgasanalyse bestimmt werden, ohne Kenntnis der Brennstoffzusammensetzung.

Es ist aber zu bemerken, dass bei einer solchen Rechnung nur eine Annäherung erreicht wird. Die Anwendung der genauen Formel (58) benötigt die Kenntnis des Stickstoffgehaltes  $N_2$  des Brennstoffs, sowie der trockenen Abgasmenge  $A_{tr}$ . Beides ist genau nur aus der Elementaranalyse des Brennstoffs zu erhalten, bzw. zu berechnen. Insbesondere ist die Näherungsrechnung für  $\lambda$  unter Vernachlässigung von  $N_2$  unzulässig bei Gichtgasen und Generatorgasen, oder ähnlichen Gasen mit hohem Stickstoffgehalt. Dagegen darf in der Formel (58) unbedenklich  $N_2 = 0$  gesetzt werden, wenn der Brennstoff Kohle oder Stadtgas ist, welch letztere Brennstoffe stets kleine Stickstoffgehalte aufweisen\*).

Wir wollen nicht verschweigen, dass die zur Anwendung der Formel (59) notwendige Abgasanalyse oft recht problematischer Natur ist. Kohlensäure und Sauerstoff sind in den meisten Fällen ungleichmässig über den Abgasquerschnitt verteilt, so dass es nicht ganz einfach ist, einen guten Mittelwert zu bestimmen. Nur mehrere Bestimmungen, die an verschiedenen Stellen des Abgasquerschnittes durchgeführt wurden, ergeben ein brauchbares Resultat des Mittelwertes.

<sup>\*)</sup> Formel (59) auf die in Tabelle I bis III durchgerechneten Stadtgasverbrennungen angewandt, ergibt beispielsweise die Werte  $\lambda_{\rm I}=1,391,~\lambda_{\rm II}=1,396,~\lambda_{\rm III}=1,392,$  welche alle mit dem genauen Wert  $\lambda=1,4$  praktisch zusammenfallen.

#### Diskussion der Resultate.

Nachdem nun die Hauptresultate der Untersuchung vorliegen, interessiert vor allem die Frage, welche zahlenmässigen Unterschiede zwischen der rein statistisch gefundenen, von ROSIN und FEHLING angegebenen Beziehung für Reichgase

$$A_{\rm th \ nass} = \frac{1,14}{1000} \cdot H_{\rm u} + 0,25 \ {\rm Nm^3/Nm^3 \ Brenngas} \ . \ . \ . \ (62)$$

und unserer theoretisch abgeleiteten Gleichung (21) bestehen \*). Die letztere wird, für konstantes  $\Delta H$ , ebenfalls der analytische Ausdruck einer Geraden. Figur 1 zeigt den Unterschied zwischen Statistik und Theorie für ein  $\Delta H = 500$  kcal/Nm³. Man erkennt, dass die ROSIN sche Gerade in dem Bereich eines oberen Heizwertes von 3500 bis 6500 kcal/Nm³ erst ausserhalb, dann aber innerhalb des schraffierten Toleranzbereichs der Gleichung (21) verläuft. Die Uebereinstimmung wird noch besser für grössere  $\Delta H$ . Dies zeigt Figur 2, in welcher die Gleichung (21) für verschiedene Heizwertdifferenzen, bis  $\Delta H = 800$  dargestellt ist. Es wurde dabei in (21)  $H_0 = H_u + \Delta H$  gesetzt. Wendet man die Gleichungen (62) und (21) auf die in den Tabellen I bis III als Beispiel angegebenen Stadtgase an, so ergibt sich, mit den in diesen Tabellen selbst errechneten Resultaten der genauen Verbrennungsrechnung, folgender zahlenmässiger Vergleich für  $A_{th nass}$  in Nm³/Nm³ Stadtgas.

|                      | Stadtgas I | Stadtgas II | Stadtgas III        |
|----------------------|------------|-------------|---------------------|
| Nach Rosin           | 5,363      | 5,298       | 4,627 (!)           |
| " Gleichung (21)     | 5,237      | 5,233       | 4,409               |
| Maximum              | (5,403)    | (5,399)     | (4,576)             |
| Minimum              | (5,070)    | (5,066)     | (4,243)             |
| Verbrennungsrechnung | 5,229      | 5,203       | 4,464               |
| Fehler               | +0,152%    | + 0,573 %   | $-1,247  ^{0}/_{0}$ |

Wie es sein muss, liegen die genauen Werte der Verbrennungsrechnung zwischen den eingeklammerten Maximal- und Minimalwerten der Gleichung (21). Die eingeklammerten Grenzwerte wer-

<sup>\*)</sup> Obwohl in der mehrfach erwähnten Arbeit von ROSIN und FEHLING nicht ausdrücklich bemerkt ist, dass die rechte Seite der Gleichung (62) für das nasse theoretische Abgas verstanden ist, muss doch aus dem ganzen Sinn der Ausführungen geschlossen werden, dass die Autoren das von uns mit  $A_{\rm th, \, nass}$  bezeichnete Abgasvolumen verstehen, welches bei der Verbrennung von trockenem Brenngas mit trockener Verbrennungsluft entsteht.

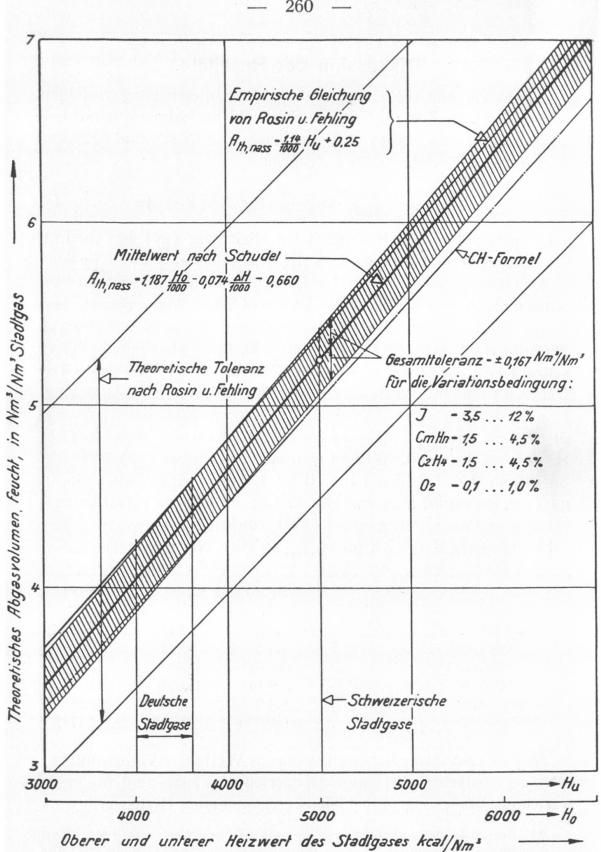


Fig. 1. Theoretisches, feuchtes Abgasvolumen für Stadtgas bei Verbrennung ohne Luftüberschuss, in Abhängigkeit vom Heizwert. Gültig für  $\Delta H = H_0 - H_n = 500 \text{ kcal/Nm}^3$ .

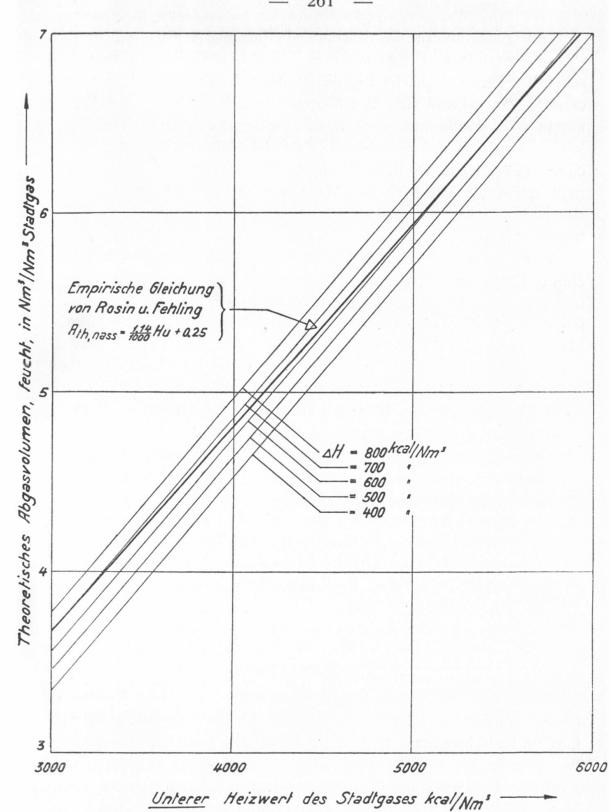


Fig. 2. Theoretisches, feuchtes Abgasvolumen für Stadtgas bei Verbrennung ohne Luftüberschuss, in Abhängigkeit vom unteren Heizwert  $H_n$ , für verschiedene  $\Delta H = H_0 - H_u = 400 ... 800 \text{ kcal/Nm}^3.$ 

den übrigens, sofern die Variationsbedingung erfüllt ist, in der Praxis kaum je in Frage kommen können, weil es sehr unwahrscheinlich ist, dass gleichzeitig die Grenzen der Variationsbedingung erreicht werden und sich dieselben zudem alle im Sinne des Maximums oder Minimums von  $A_{\rm th \, nass}$  auswirken. Die ROSINschen Werte sind alle zu gross gegenüber den Mittelwerten der Gleichung (21). Beim Stadtgas III erreicht Gleichung (62) sogar einen noch grösseren Wert als der Maximalwert von (21) und kommt damit für Gase, die unserer Variationsbedingung genügen, überhaupt nicht in Frage.

Wird unter Fehler die Abweichung der Mittelwerte der Gleichung (21) von den genauen Werten der Verbrennungsrechnung, in Prozenten der Mittelwerte, verstanden, so übersteigt der Fehler bei den 3 Zahlenbeispielen, sowohl im positiven wie im negativen Sinne, nicht 1,25 %.

Die Figuren 1 und 2, sowie die Zahlenbeispiele beweisen also:

- 1. Die lineare Abhängigkeit des Abgasvolumens vom unteren Heizwert kann auch für Stadtgas (innerhalb berechenbarer Fehlergrenzen) theoretisch nachgewiesen werden.
- Die aufgestellten Beziehungen ermöglichen gegenüber den früher von ROSIN und FEHLING angegebenen Fehlergrenzen eine beträchtliche Reduktion derselben.
- 3. Die statistische Gerade von ROSIN und FEHLING ist im Gebiet des unteren Heizwertes von etwa  $H_u = 4500$  bis 6000 kcal/Nm³, besonders bei einer Heizwertdifferenz  $H_o H_u = \Delta H$  von ca. 600 kcal/Nm³, in bemerkenswerter Uebereinstimmung mit den theoretisch abgeleiteten Mittelwerten der Gleichung (21).

## Abgas-Diagramme.

Nach der soeben gemachten Feststellung, dass die ROSINsche Gerade, mit kleinen Abänderungen, auch für Stadtgase ihre Richtigkeit und fundamentale Bedeutung beibehält, kann es nun gewagt werden, ein allgemein gültiges Abgasdiagramm für Stadtgase aufzustellen. Da es sich um Dampf-Gas-Gemische handelt, ist es naheliegend, dafür ähnliche Diagrammkonstruktionen zu verwenden, wie sie MOLLIER in seinem bekannten und bewährten ix-Diagramm für Dampf-Luft-Gemische angewendet hat.

(Festschrift 70. Geburtstag von A. STODOLA, Zürich, Orell-Füssli-Verlag, 1929, sowie ZVDI, 1929, Seite 1009.)

Einen ähnlichen Weg ist bereits SCHUMACHER gegangen, aber nur für spezielle Fälle, für bestimmte Gasarten mit bekannter Gaszusammensetzung und damit (durch die Verbrennungsrechnung) bekannten Abgasprodukten (GWF 1930, Seite 495). Dagegen beanspruchen die im folgenden beschriebenen Diagramme Tafel X und XI innerhalb der früher angegebenen Fehlergrenzen allgemeine Gültigkeit für alle überhaupt möglichen Stadtgase, welche der Variationsbedingung (15) genügen. Die wichtigsten Abgasdaten können daraus entnommen werden, ohne dass die Gasanalyse des Brenngases bekannt sein muss.

#### a) Feuchtes Abgasvolumen (Tafel X).

Zuerst ist die Gleichung (26) (ohne Fehlerglied) in geeigneter Form graphisch darzustellen. Für die Schweiz gilt ein oberer konstanter Heizwert von H<sub>o</sub> = 5000 kcal/Nm<sup>3</sup>. Für die Heizwertdifferenz wählen wir willkürlich ⊿H = 500 kcal/Nm³ und werden später Korrekturgleichungen für andere Werte behandeln. Für den Atmosphärendruck p ist zweckmässig ein mittlerer Barometerstand des Verwendungsortes einzusetzen. In Schaffhausen ist der Mittelwert der abgelesenen, auf 0°C reduzierten Barometerstände, für 10 Jahre, 723,5 Torr (Angaben des Amtsblattes). Wir wählen den runden Betrag von 720 Torr, der auch für andere Orte des schweizerischen Mittellandes ungefähr zutreffen dürfte. Mit diesen konstanten Werten für H<sub>0</sub>,  $\Delta$ H, und p wird in Gleichung (26) A<sub>t. p. nass</sub> nur noch abhängig von λ und t. [Siehe Gleichung (26').] Für konstante Temperatur (Isothermen) wird die Abhängigkeit geradlinig, so dass für verschiedene t eine Geradenschar erhalten wird, wie sie in Tafel X gezeichnet ist. Da ein rechtwinkliges Koordinationssystem eine recht ungünstige Ausnützung der verfügbaren Bildfläche ergibt, machten wir uns den Kunstgriff zunutze, den bereits Mollier verwendet hat: wir verwenden ein schiefwinkliges Koordinatensystem, bei dem die (nicht gezeichnete) Abszissenaxe schräg nach rechts unten geneigt ist, was bei der Benützung des Diagramms beim Ablesen zu beachten ist. Der Koordinatenwinkel ist so gehalten worden, dass bei senkrechter Anordnung der Ordinaten, die 20°-Isotherme waagrecht zu liegen kommt und somit die Grundlinie des Diagramms bildet. Der λ-Maßstab der geneigten Abszissenaxe ist auf diese waagrechte Grundlinie projiziert worden. Wegen des schiefen Axenkreuzes sind die Isochoren, d. h. die Linien konstanten

Abgasvolumens,  $A_{t, 720, nass}$  = konstant, nicht mehr waagrecht, sondern parallel zur geneigten Abszissenaxe.

#### b) Taupunkt.

Wie bei der Ableitung der Gleichung (26) bereits bemerkt wurde, ist die Gleichung nur für Temperaturen über dem Taupunkt gültig. Die Einzeichnung der nach Gleichung (31) bestimmten Taupunkte stellt also eine Grenzlinie dar, bei deren Ueberschreitung die Kondensation des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes beginnt. Die Markierung der ganzzahligen Taupunkttemperaturen auf der Grenzkurve ergibt eine Skala, die ein besseres Ablesen der Sättigungstemperatur ermöglicht.

## c) Wärmeinhalt des Abgases (Tafel XI).

Ganz analog wie Gleichung (26') wird auch Gleichung (47') (ohne Fehlerglied) in einem schiefwinkligen Koordinationssystem abgebildet (Tafel XI).

Der gesamte Wärmeinhalt Q des Abgases (fühlbare und latente Wärme) ist auf 0° C bezogen, d. h. für die Temperatur t=0° C wird auch Q=0 gesetzt (Anfangspunkt der Zählung des Wärmeinhaltes). Für den betreffenden Heizprozess ist der Wärmeinhalt des Abgases als Verlustwärme zu betrachten, welche im Kamin verloren geht. Zur Ablesung dieses Abgasverlustes ist eine Skala in Prozenten, bezogen auf  $H_0=5000$  kcal/Nm³ eingezeichnet worden.

Auch Gleichung (47) ist nur gültig für Temperaturen, die höher als der Taupunkt liegen. Der Abgasverlust ist unabhängig vom Barometerstand. Dagegen ist der Sättigungsdruck und damit die Taupunktskurve vom Luftdruck abhängig. Die Kurve der Tafel XI ist wie in Tafel X auf 720 Torr bezogen.

# d) Zumischung trockener Luft zum feuchten Abgas.

Bei Gasapparaten mit Zugunterbrechern, bei Kaminundichtheiten, oder bei der Einführung mehrerer Abgasleitungen in ein gemeinsames Abzugsrohr, wird stets frische Luft in den Schornstein eingesaugt und mit den Abgasen vermischt, wodurch die Auftriebsverhältnisse massgebend beeinflusst werden. Solche für die Praxis wichtigen Mischungsvorgänge können im Diagramm Tafel XI besonders einfach und übersichtlich dargestellt werden. Als Beispiel sei die, durch eine einzige Oeffnung erfolgte Zumischung trockener Luft zum feuchten Abgas behandelt.

Wird zum Abgas keine Luft beigemischt, so gilt nach Gleichung (22) die Definition für die Luftüberschusszahl

$$\lambda = \frac{L}{L_{\rm th}} \quad . \quad (22)$$

Wird zu einem solchen Abgas nachträglich eine trockene Luftmenge  $L_{\rm z}$  in Nm³ pro Nm³ verbranntes Abgas zugeführt, so definieren wir für den Abgaszustand nach der Beimischung der Zusatzluft  $L_{\rm z}$  analog die Luftüberschusszahl der Mischung als

Aus (22) und (63) wird

$$L_{z} = \lambda_{m} L_{th} - L = \lambda_{m} L_{th} - \lambda L_{th} = (\lambda_{m} - \lambda) L_{th} . . . . . (64)$$

Bestimmt man also vor und nach der Luftbeimischung die Luftüberschusszahl sinngemäss nach Gleichung (55), so ist damit  $L_z$ nach Gleichung (64) bestimmt.

Bezogen auf 1 Nm³ verbranntes Stadtgas ist der Wärmeinhalt des Abgases nach der Luftbeimischung in kcal/Nm³ Stg.

ferner ist

 $c_L$  ist die mittlere spezifische Wärme bei konstantem Druck pro Nm³ Luft. Sie kann für die vorliegenden Verhältnisse als konstant angenommen werden. Für konstante Lufttemperatur  $t_L$  wird somit die rechte Seite obiger Gleichung konstant, womit die Gleichung einer Geraden erhalten wird, welche durch den Anfangspunkt  $(Q, \lambda)$  geht und deren Neigungswinkel einen Tangens von der Grösse  $c_L \cdot L_{th} \cdot t_L$  aufweist.

Wenn weiter in der Gleichung (46) der Wert für  $Q_t$  aus (33) eingesetzt und dann Q nach  $\lambda$  differenziert wird, so gilt für konstantes t, also für die Isothermen

Die Isotherme der Lufttemperatur  $t_L$  erhält mit

denselben Tangens des Neigungswinkels wie die Mischungsgerade der Gleichung (66).

Zieht man also in Tafel XI durch den gegebenen Zustandspunkt  $(Q, \lambda)$  des ursprünglichen Abgases eine Parallele zur Isothermen  $t_L$ , so liegen auf dieser Geraden alle Zustandspunkte des mit trockener Luft von der Temperatur  $t_L$  gemischten Abgases.

Damit die Parallelen leicht eingezeichnet werden können, sind die Neigungen der Isothermen, welche den möglicherweise praktisch vorkommenden Raumlufttemperaturen entsprechen, im Abgas-Diagramm oben rechts durch Ziehen von Strahlen von Punkt P an die entsprechenden Punkte der Hilfsskala einfach zu bestimmen.

#### e) Korrekturen.

Beide Abgasdiagramme Tafel X und XI sind nur für die ihnen zugrunde liegenden Grössen

$$H_o = 5000 \text{ kcal/Nm}^3$$
  
 $\Delta H = 500 \text{ ,,}$   
 $p = 720 \text{ Torr}$ 

ohne weiteres verwendbar. Aendern sich diese Grundlagen merklich, so sind Korrekturen notwendig.

Sowohl das Abgasvolumen  $A_{\rm t, p, nass}$ , im folgenden kurz mit A bezeichnet, als auch sein Wärmeinhalt Q sind nach (26) und (47) vom obern Heizwert und der Heizwertdifferenz abhängig. Die Aenderung pro Masseinheit von  $H_0$  oder  $\Delta H$  wird gefunden durch die partielle Differentation der beiden Gleichungen nach  $H_0$  bzw.  $\Delta H$ .

Aendert sich also der obere Heizwert um  $H'_0 - H_0 = H'_0 - 5000 = h_0$  Einheiten, so ist die wegen der Aenderung von  $H_0$  erfolgte Volumenvariation  $v_{Ho}$  des Abgases

$$\nu_{\text{Ho}} = \frac{\partial A}{\partial \text{Ho}} \cdot \text{ho} = (0,07765 + 1,10925 \,\lambda) \frac{(273,16+t)}{273,16} \cdot \frac{760}{720} \cdot \frac{\text{ho}}{1000}$$

$$\nu_{\text{Ho}} = (0,08196 + 1,17087 \,\lambda) \frac{(273,16+t)}{273,16} \frac{h_{\text{o}}}{1000} \quad . \quad . \quad . \quad (68)$$

wobei, wie auch im folgenden, p = 720 gesetzt wurde.

Aendert sich die Heizwertdifferenz um  $\Delta H' - \Delta H = \Delta H' - 500$ =  $\Delta h$  Einheiten, so ist die Volumenvariation  $v_{\Delta H}$  wegen Aenderung der Heizwertdifferenz

$$v_{\Delta H} = \frac{\partial A}{\partial (\Delta H)} \cdot \Delta h = -(0,00485 + 0,06933 \lambda) \cdot \frac{(273,16+t)}{273,16} \cdot \frac{760}{720} \cdot \frac{\Delta h}{1000}$$

$$v_{\Delta H} = -(0,00512 + 0,07317 \lambda) \cdot \frac{(273,16+t)}{273,16} \cdot \frac{\Delta h}{1000} . . . . . . . . . . . (69)$$

Analog gilt für die Aenderung des Wärmeinhaltes  $q_{\mathrm{Ho}}$  bzw.  $q \varDelta_{\mathrm{H}}$ 

$$q_{\text{Ho}} = \frac{\partial Q}{\partial H_{\text{o}}} \cdot h_{\text{o}} = (0.05858 + 0.34719 \, \lambda) \cdot t \cdot \frac{h_{\text{o}}}{1000} \, . \quad . \quad . \quad (70)$$

$$q_{\Delta H} = \frac{\partial Q}{\partial (\Delta H)} \cdot \Delta h = [1000 - (0,14325 + 0,02170 \lambda) \cdot t] \frac{\Delta h}{1000}$$
 (71)

In dieser letzten Gleichung (71) kann der zweite Teil der eckigen Klammer gegenüber dem überwiegenden ersten Glied vernachlässigt werden. Dann wird in ganz einfacher Weise

$$q_{AH} = \Delta h = \Delta H' - 500 \dots (72)$$

Die letzten 4 Gleichungen (68) bis (71) könnten in «Korrekturdiagrammen» graphisch ausgewertet werden, mit deren Benützung die Abgasdiagramme universelle Verwendbarkeit für irgendein beliebiges Stadtgas erhalten würden, sofern das Stadtgas nur der wohl immer erfüllten Variationsbedingung (15) genügt. Es soll dies jedoch hier nicht näher verfolgt werden.

Bezüglich des Abgasvolumens A ist noch zu bemerken, dass dasselbe auch noch vom Barometerdruck p abhängig ist. Die Umrechnung von dem dem Diagramm zugrunde liegenden Druck p = 720 Torr auf einen andern Druck p' ist aber leicht durchzuführen nach der Beziehung

$$A' = \frac{A \cdot 720}{p'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (73)$$

Der Sättigungsdruck  $p_s$  ist nach Gleichung (31) abhängig von  $H_0$ ,  $\Delta H$  und p. Mit der Aenderung dieser Grössen ändert sich auch der Taupunkt.

Ein Beispiel möge die Grösse der Korrektur bei einer Abweichung der Heizwertdifferenz von dem den Diagrammen zugrunde liegenden Wert  $\Delta H = 500 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ veranschaulichen}$ :

Es sei

$$H_{\rm o} = 5000 \, \, {\rm kcal/Nm^3}$$
  $t = 100 \, {\rm ^{o}C}$   $\Delta H = 550 \, , \, \lambda = 2,5$   $p = 720 \, \, {\rm Torr}$ 

Dann ist  $\Delta h = 550 - 500 = +50$  und nach Gleichung (69)

$$\nu_{ extstyle AH } = - (0,00512 + 0,07317 \cdot 2,5) \cdot \frac{(273,16 + 100)}{273,16} \cdot \frac{50}{1000} = - 0,0128$$

Das Diagramm (Tafel X) zeigt den Wert nach Gleichung (26'), also

$$A = 17,3767 \text{ m}^3/\text{Nm}^3 \text{ Stg.}$$

Somit ist

$$A_{\text{korrigiert}} = 17,3767 - 0,0128 = 17,3639 \text{ m}^3/\text{Nm}^3 \text{ Stg.}$$

Die Korrektur kann also praktisch vernachlässigt werden!

Die Korrektur des Wärmeinhalts bei einer von 500 kcal/Nm³ verschiedenen Heizwertdifferenz wird für das Beispiel nach Gleichung (71)

$$q_{\Delta H} = [1000 - (0.14325 + 0.02170 \cdot 2.5) \cdot 100] \cdot \frac{50}{1000} = 49.0125.$$

Das Diagramm auf Tafel XI zeigt den Wert nach Gleichung (47'), d. h.

$$Q = [0,32467 + 1,42175 \cdot 2,5] \cdot 100 + 500 = 887,9045$$

Somit ist das korrigierte Q

$$Q_{\text{korrig.}} = 887,9045 + 49,0125 = 936,917 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$$

Die Korrektur macht also relativ viel aus und kann bei höheren Ansprüchen an die Genauigkeit nicht mehr ohne weiteres vernachlässigt werden.

Rechnet man mit der vereinfachten Formel (72), so ist die Korrektur

$$q_{\Delta H} = \Delta h = \Delta H' - 500 = 550 - 500 = +50.$$

Der korrigierte Wert ist dann

$$Q'_{\text{korrig.}} = 887,9045 + 50 = 937,9045 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$$

womit mit einem Minimum an Rechenarbeit eine sehr brauchbare Annäherung an den genauern Wert von  $Q=936,917~\rm kcal/Nm^3$  erreicht wird.

Zur Beurteilung der praktischen Verwendbarkeit der abgeleiteten Formeln und Diagramme ist die Kenntnis der damit erreichbaren Genauigkeit von Bedeutung. Es ist naheliegend, zu vermuten, dass die Einfachheit der dargelegten Rechnungsmethode nur durch eine grosse Ungenauigkeit des Resultats erkauft werden könne.

Die theoretisch möglichen Fehlergrenzen sind in den abgeleiteten Formeln stets mit angegeben worden. Demnach ergibt sich z. B. für Diagramm Tafel X die Möglichkeit eines ungünstigen Plus-Minus-Fehlers von höchstens ca.  $\pm$  3 % bei  $\lambda$  = 1. Es sind aber praktisch (bei Einhaltung der Variationsbedingung 15) nie

alle Voraussetzungen zur Erreichung eines solchen Fehlermaximums vorhanden. Solche Grenzwerte sind nicht unbedingt unmöglich, aber doch sehr unwahrscheinlich.

Wenn man die unter e) besprochenen Korrekturen anbringt, so zeigt die Nachrechnung konkreter Fälle überraschend kleine Fehler. Es soll dies an den beiden in den Tabellen I und II angegebenen Stadtgasen von ungefähr gleichem oberem Heizwert, aber von ganz verschiedener Gaszusammensetzung und verschiedenen unteren Heizwerten nachgewiesen werden.

Das nach Gleichung (25) berechnete feuchte Abgasvolumen für p=720 Torr bezeichnen wir mit  $A_{(25)}$ . Also

$$A_{(25)} = [A_{\text{th, nass}} + (\lambda - 1) L_{\text{th}}] \frac{273,16 + t}{273,16} \cdot \frac{760}{720}$$

Das im Diagramm der Tafel I abgelesene Abgasvolumen ist nach Gleichung (26') bestimmt und sei bezeichnet mit  $A_{(26)}$ 

$$A_{(26)} = (0.73340 + 4.79469 \cdot \lambda) \cdot (1 + 0.0036608 \cdot t).$$

Wir setzen nun in der obigen Gleichung für  $A_{(25)}$  die Werte  $A_{\rm th, nass}$  und  $L_{\rm th}$  aus den Tabellen I und II für die Stadtgase I und II ein und vergleichen sie mit den Werten, die wir mit der Gleichung (26') erhalten. Daraus kann dann der wirkliche prozentuale Fehler w zwischen gewöhnlicher Verbrennungsrechnung und dem Mittelwert der Gleichung (26') bestimmt werden. Es ist

$$w = \frac{A_{(26)} - A_{(25)}}{A_{(26)}} \cdot 100 \dots (74)$$

Führt man die Rechnung durch, so zeigt sich, dass w von der Temperatur t unabhängig und nur von  $\lambda$  abhängig ist. Für das Stadtgas I wird

$$w_{\rm I} = \frac{-0,00127 + 0,009547 \,\lambda}{0,73340 + 4,79469 \,\lambda} \cdot 100 \quad . \tag{75}$$

Für das Stadtgas II wird

$$w_{\rm II} = \frac{+0,02222 + 0,01329 \,\lambda}{0,73340 + 4,79469 \,\lambda} \cdot 100 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (76)$$

Der prozentuale wirkliche Fehler w' für den Wärmeinhalt Q kann wie folgt berechnet werden:

Gleichung (46) ergibt, bei Einsetzen von (33),

$$Q_{(46)} = [c_{CO_2} CO'_2 + c_{N_2} N'_2 + c_{H_2O} H_2O' + (\lambda - 1) L_{th} \cdot c_L] t + \Delta H$$

Mit den früher bekanntgegebenen spezifischen Wärmen c erhält man durch Einsetzen der in den Tabellen I und II berechneten Werte von  $CO_2$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$ ,  $L_{th}$  und  $\Delta H$  für Stadtgas I und II die dafür gültigen  $Q_{(46)}$ .

Die in dem Diagramm Tafel XI dargestellten Werte sind nach Gleichung (47') berechnet. Bringt man daran noch die Korrektur nach (72) an, so ist

$$Q_{(47)}$$
 korrig. = [ 0,32467 + 1,42175  $\lambda$ ]  $t + 500 + \Delta h$ .

Die Korrektur (70) fällt im vorliegenden Fall nicht ins Gewicht und kann weggelassen werden.

$$w' = \frac{Q_{(47)} \text{ korrig.} - Q_{(46)}}{Q_{(47)} \text{ korrig.}} \cdot 100 \quad . \quad . \quad . \quad (77)$$

Für Stadtgas I und II wird damit

$$w_{\rm I}' = \frac{(0,00459 + 0,002828 \,\lambda) \cdot t \cdot 100}{(0,32467 + 1,42175 \,\lambda) \,t + 515,70} \,. \qquad (78)$$

$$w_{\text{II}}' = \frac{(0,01669 + 0,00394 \,\lambda) \,t \cdot 100}{(0,32467 + 1,42175 \,\lambda) \,t + 572,35} \,. \qquad (79)$$

Zusammenfassend kann folgendes Resultat zusammengestellt werden:

|                   | Stadtgas I $\lambda = 9, \ t = 80^{\circ}$ | Stadtgas II $\lambda = 1, t = 300^{\circ}$ |
|-------------------|--|--|
| A <sub>(25)</sub> | 56,628                                     | 11,525                                     |
| A(261)            | 56,738                                     | 11,599                                     |
| w                 | + 0,192 %                                  | +0,642 0/0                                 |

| Stadtgas III $\lambda = 1$ , $t = 300^{\circ}$ |  |
|--|--|
| $A_{(25)} = 9,887$                             |  |
| $A_{(26)} = 9,766$                             |  |
| $w = -1,239  ^{0}/_{0}$                        |  |

|                | Stadtgas I $\lambda = 1, t = 300^{\circ}$ | Stadtgas II $\lambda = 1, \ t = 300$ |
|----------------|---|--------------------------------------|
| Q(46)          | 1037,40                                   | 1090,09                              |
| Q(471)         | 1023,93                                   | 1023,93                              |
| Q(47/) korrig. | 1039,63                                   | 1096,28                              |
| w'             | + 0,214 %                                 | + 0,564 %                            |

| Stadtgas III $\lambda = 1$ , $t = 300^{\circ}$ |
|--|
| $Q_{(46)} = 3772,71$                           |
| $Q_{(47)} = 3732,14$                           |
| $w' = -1,087^{\circ}/_{\circ}$                 |

Man sieht also, dass für die beiden Stadtgase I und II die Diagramm-Werte etwas zu gross ausfallen, dass aber der Fehler innerhalb  $\pm$  1% bleibt. Dabei sind bei der Berechnung der Fehler die Werte  $\lambda$  und t so gewählt worden, dass im Diagramm-Bereich die grössten Fehler erhalten werden. Ausserdem ist noch zu beachten, dass beim Abgasvolumen die Korrekturen (68) und (69) und beim Wärmeinhalt die Korrektur (70) vernachlässigt worden sind.

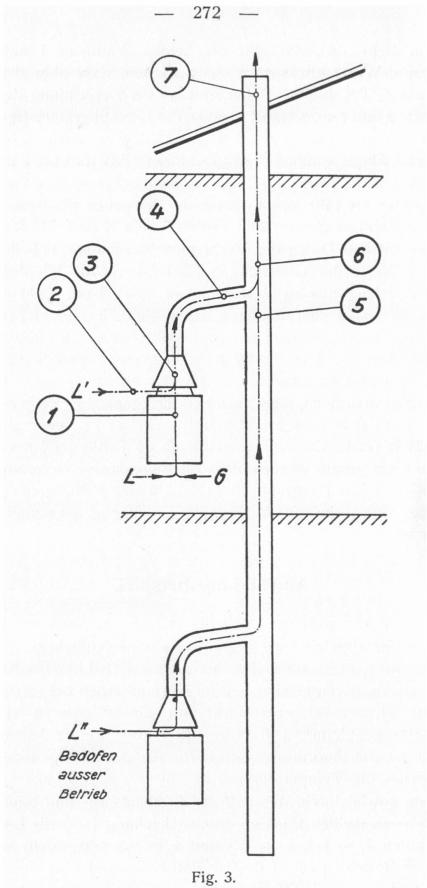
Stadtgas III fällt, als Typus eines deutschen Stadtgases, ganz aus dem Rahmen unserer Diagramm-Tafeln X und XI. Vergleicht man die mit den Daten der Verbrennungsrechnung Tabelle III erhaltenen Werte der Gleichungen (25) bzw. (46) mit denjenigen Werten, welche aus den Gleichungen (26) bzw. (47) erhalten werden, wenn in den letzteren  $H_0 = 4300,12$  und  $\Delta H = 460,37$  gesetzt wird, so resultiert ein Minusfehler w = -1,239 % bzw. w' = -1,087 %. Der Fehler ist also grösser als bei Stadtgas I und II, er liegt aber *innerhalb*  $\pm$  1,5 %.

Bedenkt man noch, dass auch bei der «genauen» Verbrennungsrechnung in der technischen Gasanalyse, in der Probeentnahme und in der Heizwertbestimmung unvermeidbare Fehlerquellen versteckt sind, so kann gesagt werden, dass die angenäherte Berechnung mit den angegebenen Diagrammen innerhalb der Fehlergrenzen liegt, mit denen eine technische Verbrennungsrechnung überhaupt durchführbar ist.

## Anwendungsbeispiel.

Ein Anwendungsbeispiel soll die vielseitigen Anwendungsmöglichkeiten der abgeleiteten Diagramme veranschaulichen.

An einem gemeinsamen Kamin seien zwei 16-Liter-Gasbadeöfen angeschlossen, deren Gaskonsum im Normalbetrieb bei einem obern Heizwert  $H_0 = 5000 \, \text{kcal/Nm}^3$ , und einem unteren Heizwert  $H_u = 4500 \, \text{kcal/Nm}^3$ , 100 Normalliter pro Minute betrage. In Figur 3 ist die Anordnung skizziert. An den Messpunkten 1, 4 und 7 seien die Temperaturen  $t_1 = 180^\circ$ ,  $t_4 = 100^\circ$  und  $t_7 = 40^\circ$  gemessen, sowie durch Messung des Kohlensäure- und Sauerstoffgehaltes an denselben Punkten durch Gleichung (59) die Luftüberschusszahlen  $\lambda_1 = 1,4$ ,  $\lambda_4 = 2,5 \, \text{und} \, \lambda_7 = 6,2 \, \text{festgestellt worden}$ . Der obere Badeofen sei in Betrieb und befinde sich in einem Badzimmer von  $t_2 = +15^\circ$  C Raumtemperatur; das zur Verbrennung gelangende Stadtgas habe dieselbe Temperatur. Die Umgebungs-



Installationsskizze zum Anwendungsbeispiel.

Oberer Badofen in Betrieb, unterer Badofen ausser Betrieb.

luft des untern Badeofens sei  $t_{\rm 5}=+\,10^{\rm o}\,\rm C$ . Dieser Badeofen sei ausser Betrieb, so dass durch dessen Zugunterbrecher kalte Falschluft ins Kamin eingesaugt werde. Der Barometerstand sei 720 mm QS.

Man bestimme den Abgasverlust, die eingesaugten Luftmengen, die Wärmebilanz, die Taupunkts- und die Volumenverhältnisse in Kamin und Abgasleitungen.

#### Wärmebilanz.

Da es sich um einen 16-Liter-Gasbadeofen handet, heisst dies, dass 16 Liter Wasser von  $10^{\circ}$  C in einer Minute auf  $35^{\circ}$  C erwärmt werden können. Dies entspricht einer kalorischen Leistung L

$$L = (35 - 10) \cdot 16 = 400 \text{ kcal/Min.}$$

Die Belastung B oder der Gaskonsum ist

$$B = 100 \text{ NI/Min} = 0.1 \text{ Nm}^3/\text{Min}.$$

Damit der Wirkungsgrad ermittelt werden kann, wird erst die pro Nm³ verbranntes Stadtgas total zugeführte Wärmemenge bestimmt.

Zugeführt wird in erster Linie die Heizwertwärme  $Q_{Ho}=5000$  keal/Nm³. Da das Stadtgas eine Temperatur von 15° C hat, wird dem Badeofen pro Nm³ Stadtgas die Brennstoffwärme

$$Q_{\rm B} = 1 \cdot 0.335 \cdot 15 = {\rm rd.} \, 5 \, {\rm kcal/Nm^3}$$

zugeführt, wenn die mittlere spezifische Wärme des Gases zu 0,335 kcal/Nm³ angenommen wird.

Auch die Verbrennungsluft führt eine Wärmemenge  $Q_{\rm L}$  zu. Sie ist, mit Berücksichtigung des Resultates der Gleichung (16'), für die theoretische Luftmenge

$$Q_L = (L_{th} \cdot \lambda_1) \cdot c_L \cdot t_L = 4,542 \cdot 1,4 \cdot 0,313 \cdot 15 = \text{rd. } 30 \text{ kcal/Nm}^3$$

Als Wärmeeinnahme ist also zu buchen:

Der Wirkungsgrad  $\eta$  des Badeofens ist

$$\eta = \frac{L}{B \cdot Q_z} = \frac{400}{0.1 \cdot 5035} = 0.794 = 79.4 \, {}^{0}/_{0} \, {}^{*})$$

<sup>\*)</sup> In der Praxis wird die Brennstoff- und Verbrennungsluftwärme vernachlässigt. In der Wirkungsgradformel erscheint dann im Nenner statt  $Q_Z$  der obere (oder untere) Heizwert. Dies ist zulässig, solange keine oder nur geringe Gas- und Luftvorwärmung vorhanden ist.

Die Nutzwärme  $Q_n$  ist

$$Q_{\rm n}=\eta \cdot Q_{\rm Z}=rac{L}{B\cdot Q_{\rm Z}}\cdot Q_{\rm Z}=rac{L}{B}=rac{400}{0.1}=4000$$
 kcal/Nm³.

Der Wärmeverlust Qv des Badeofens ist

$$Q_v = Q_z - Q_n = 5035 - 4000 = 1035 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$$

Der Abgasverlust des Badeofens ist nach Tafel X bei  $\lambda_1=1,4$  und  $t_1=180^{\circ}$ .

$$Q_1 = 916 \text{ kcal/Nm}^3$$

Die Differenz  $Q_v - Q_1 = Q_{S+A} = 1035 - 916 = 119 \text{ kcal/Nm}^3$  muss der Strahlungs- und Ableitungsverlust des Badeofens sein.

Die weitere Lösung der Aufgabe, die vollständige Wärmebilanz aufzustellen, ist einfach, wenn man Schritt für Schritt die Abgaszustände in ihrem Verlauf durch die Abgasleitungen auf Tafel XI verfolgt. In Figur 4 ist ein verkleinerter Ausschnitt aus Tafel XI gezeichnet, in welchem der Linienzug eingetragen ist, welcher die einzelnen Zustandspunkte miteinander verbindet. Diese Zustandspunkte entsprechen dem jeweiligen Wärmeinhalt, den das Abgas (bezogen auf einen Nm³ verbranntes Stadtgas) in den mit der gleichen Ziffer bezeichneten Ortspunkten der Installationsskizze Fig. 3 besitzt.

Der Linienzug beginnt mit Punkt 1, also nach der Verbrennung des Stadtgases, und nachdem die Nutzwärme an das Wasser abgegeben wurde. Die Meßstelle liegt vor dem Zugunterbrecher. An dieser Stelle ist bei einem  $\lambda_1=1,4$  und einer Temperatur von 180° der Wärmeinhalt nach Tafel XI 916 kcal/Nm³ Stg., den wir als Abgasverlust definierten. (Fühlbare Wärme + Verdampfungswärme.) Da wir nach allgemeiner Uebereinkunft einem Körper von 0° C den Wärmeinhalt 0 zuschreiben, wäre der Wärmeinhalt des Abgases nach der Luftbeimischung L' durch den Zugunterbrecher im Punkt 3 konstant geblieben, also auf einer durch Punkt 1 gehenden Parallelen zu den Isokaloren liegend, wenn die Zuluft L' eine Temperatur von 0° C besitzen würde. In dem dafür gültigen Zustandspunkt A herrscht der gleiche Luftüberschuss wie in Punkt A, also  $A_4=2,5$ . Damit und durch die durch 1 gehende Parallele zu den Isokaloren ist Punkt A bestimmt.

Die Badzimmerluft hat aber die Temperatur  $t_2=15^\circ$ . Die Mischungszustände des Abgases mit der Unterbrecherluft L' liegen deshalb auf der Geraden  $\overline{1,3}$ , welche zu der  $15^\circ$ -Isotherme parallel ist. (Benützung der oben rechts in Tafel XI eingezeichneten Hilfs-

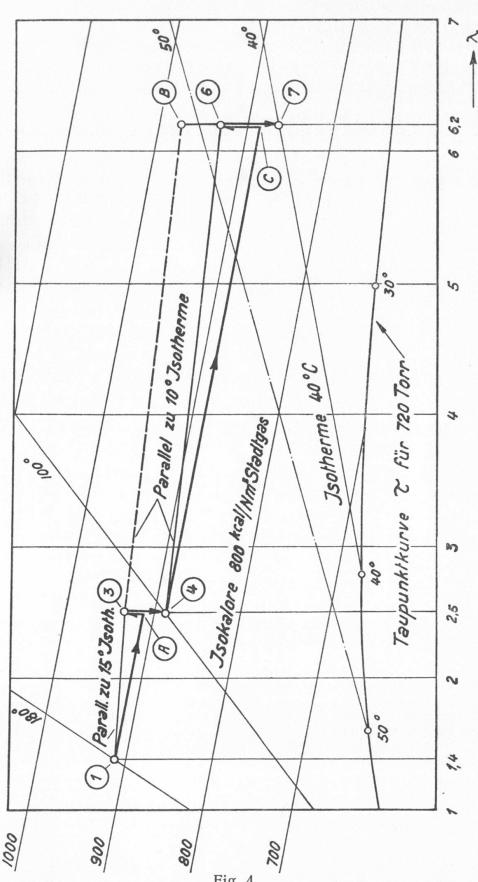


Fig. 4.
Linienzug im Wärmeinhalt-Luftüberschuss-Diagramm zur Lösung der Aufgabe des Anwendungsbeispiels.

skala.) Die Strecke  $\overline{A,3}$  ist der Wärmeinhalt  $Q_L$ , der Unterbrecherluft L'. Wir lesen ab:  $Q_L$ , = 23 kcal/Nm³ Stg. Das Diagramm ergibt weiter, dass dem Punkt 3 selbst ein Wärmeinhalt  $Q_3$  = 939 kcal/Nm³ Stg entspricht. Wären keine Strömungs- und Ableitungsverluste vorhanden, so müsste in Punkt 4 derselbe Wärmeinhalt noch vorhanden sein. Es ist aber in Punkt 4  $\lambda_4$  = 2,5 und  $t_4$  = 100° C gemessen worden. Die Differenz des Wärmeinhaltes zwischen Punkt 3 und 4 muss also der Strömungs- und Ableitungsverlust der Strecke 3 bis 4 sein. Wir lesen dafür ab  $Q_{3,4}$  = 51 kcal/Nm³ Stg.

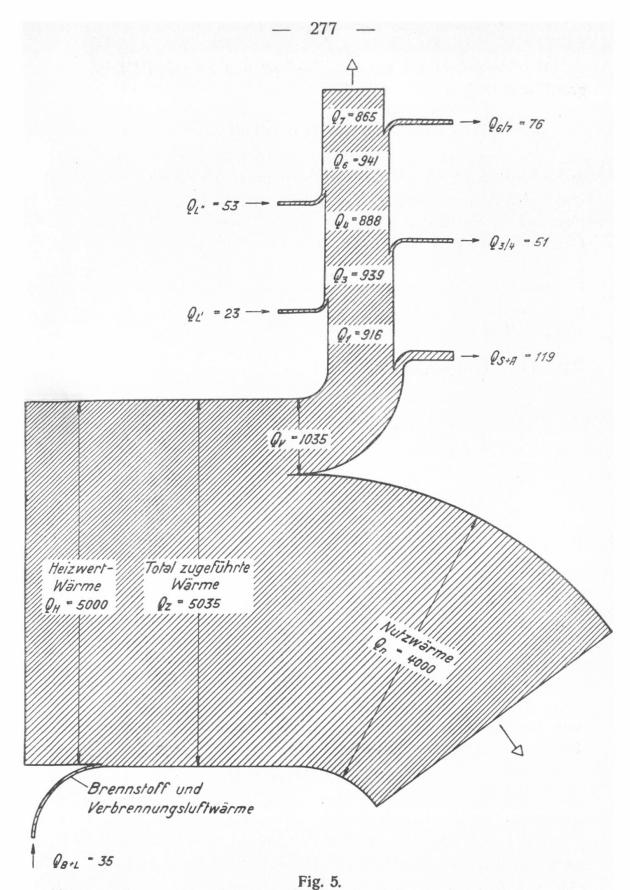
Analog wie bisher beschrieben fahren wir mit dem Einzeichnen unseres Linienzuges fort. Der Schnittpunkt der Parallelen zu den Isokaloren durch Punkt 4 mit der Ordinate in  $\lambda_7 = \lambda_6 = 6,2$  bestimmt Punkt C. Durch Ziehen der durch Punkt 4 gehenden Parallelen zur  $10^{\circ}$ -Isotherme wird Punkt 6 gefunden. Die Strecke C,6 ist die durch die Falschluft L'' zugeführte Wärmenge  $Q_{L''}$ , die zu 53 kcal/Nm³ Stg. abgelesen wird, während die Strecke 6,7, welche  $Q_{6,7} = 76$  kcal/Nm³ Stg bedeutet, den Strömungs- und Ableitungsverlust des Kamins zwischen den Punkten 6 und 7 darstellt. Punkt 7 selbst hat noch einen Wärmeinhalt von 865 kcal/Nm³, der als Verlust am Kaminende in die Luft ausgestossen wird.

Der Linienzug 1,3 (parallel zur 15°-Linie) und 3, $\overline{B}$  (parallel zur 10°-Isotherme) veranschaulicht den theoretischen Fall, dass Abgasleitungen und Kamin vollkommen isoliert wären, so dass keine Leitungs- und Strahlungsverluste vorkommen können. Man ersieht daraus, dass in diesem Fall am Kaminende eine Temperatur von 52,5° C, anstatt der gemessenen 40° C herrschen würde.

Mit Hilfe der Tafel XI lässt sich also mit Leichtigkeit eine vollständige Wärmebilanz wie folgt aufstellen, bezogen auf einen Nm³ Stadtgas:

## Zugeführte Wärme:

```
Heizwertwärme
Brennstoffwärme
Verbrennungsluftwärme
Unterbrecher-Luftwärme
Falschluftwärme
                                               Q_{Ho} = 5000 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}
                                               Q_{\rm B}
                                               Q_{L}
                                                            30
                                                            23
                                               QL,
                                               Q_{L_{II}}
                                                         5111 kcal/Nm3 Stg.
Abgeführte Wärme:
       Nutzwärme . . . . .
                                                      = 4000 kcal/Nm3 Stg.
                                               Q_n
       Strahlung und Ableitung Badofen
                                                Q_{S+A} = 119
                                                                            ,,
           " " " . . . .
                                               Q_{1,4} =
                                                            51
                                                                            ,,
                                                          76
                                               Q_{6,7} =
       Verlust Kaminende".
                                                                            19
                                                      = 865
                                                         5111 kcal/Nm3 Stg.
```



Sankey-Diagramm zum Anwendungsbeispiel. Die Zahlen bedeuten kcal pro Nm³ verbranntes Stadtgas. Als Abgasverlust  $Q_v$  ist die fühlbare plus latente Wärme, bezogen auf 0° C, verstanden.

Diese Wärmebilanz ist in Abbildung 5 als Sankey-Diagramm graphisch dargestellt.

## Taupunktsverhältnisse.

Der besprochene, in Tafel XI einzuzeichnende Linienzug gibt auch zugleich Auskunft über die gesamten Taupunktverhältnisse längs der Abgasleitungen. Man sieht sofort, dass der Taupunkt nirgends unterschritten wird, die Abgasleitung ist diesbezüglich in Ordnung, eine Wasserdampfkondensation tritt nicht ein. Wird mit  $t_r$  und  $Q_r$  die vorhandene Temperaturreserve bzw. Wärmereserve bezeichnet, welche in den einzelnen Punkten noch vorhanden ist und dank deren eine Ausscheidung von flüssigem Wasser vermieden wird, so liest man aus dem Diagramm ab:

## Punkt 1 (vor Zugunterbrecher):

```
Taupunkt . . . \tau_1 = 52,90 \, \text{C}
```

Temperaturreserve 
$$t_r = t_1 - \tau_1 = 180 - 52.9 = 127.1 \,^{\circ}$$
 C

Wärmereserve . . 
$$Q_r = Q_1 - Q_{\tau_1} = 916 - 622 = 294 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$$

#### Punkt 4 (nach Zugunterbrechung):

Taupunkt . . . 
$$\tau_4 = 42,2$$
 ° C

Temperaturreserve 
$$t_r = t_4 - \tau_4 = 100 - 42,2 = 57,8^{\circ} \text{ C}$$

Wärmereserve . . 
$$Q_r = Q_4 - Q_{74} = 888 - 664 = 224 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$$

## Punkt 7 (Kaminende):

Taupunkt . . . 
$$\tau_7 = 26,5$$
 ° C

Temperaturreserve 
$$t_r = t_7 - \tau_7 = 40 - 26,5 = 13,5$$
 °C

Wärmereserve . . 
$$Q_r = Q_7 - Q_{77} = 865 - 742 = 123 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$$

#### Volumenverhältnisse.

Mit den den Punkten 1, 4 und 7 zukommenden Luftüberschusszahlen und Temperaturen werden in Tafel XI für einen Luftdruck von 720 mm QS die zugehörigen Zustandspunkte aufgesucht und folgende Abgasvolumina abgelesen:

Von 1 bis 7 ist, trotz der Temperatursenkung von 180° auf 40° C, eine beträchtliche Volumenvermehrung von 12,4 auf 34,9 m³, d. h. um 181 % festzustellen! Der Zuschuss von Zugunterbrecherluft und Falschluft überwiegt also bei weitem die Volumenverminderung durch Abkühlung.

## Eingesaugte Luftmengen.

Die theoretische Verbrennungsluftmenge beträgt nach Gleichung (16') im Mittel

$$L_{\rm th} = 4,542 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ Stg.}$$

Damit bestimmt sich die Verbrennungsluft, die Unterbrecherluft und die Falschluft nach den Gleichungen (22) und (64)

$$L = \lambda_1 \cdot L_{th} = 1,4 \cdot 4,542 = 6,4 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ Stg.}$$
  
 $L' = (\lambda_4 - \lambda_1) L_{th} = (2,5 - 1,4) \cdot 4,542 = 5,0 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ Stg.}$   
 $L'' = (\lambda_7 - \lambda_4) L_{th} = (6,2 - 2,5) \cdot 4,542 = 3,7 \cdot 4,542 = 16,8 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ Stg.}$ 

## Zusammenfassung.

Die Mannigfaltigkeit der möglichen technischen Verbrennungsprozesse wird durch jene Rechenoperationen quantitativ bestimmbar, welche zum wichtigsten Kriterium einer jeden Feuerungsanlage geworden sind und die mit der Bezeichnung «Verbrennungsrechnung» zusammengefasst werden. Die Verbrennungsrechnung setzt aber die Kenntnis der Elementarzusammensetzung des Brennstoffes voraus. Dies ist ihre Stärke und Schwäche zugleich. Ihre Stärke, indem dadurch ein hoher Genauigkeitsgrad erreicht wird, ihre Schwäche, indem im praktischen Betrieb die Brennstoffanalyse viel Zeit und Geld erfordert und bei der Projektierung die Brennstoffzusammensetzung meist nicht genügend genau angegeben werden kann.

Es war deshalb ein grosser Fortschritt, als ROSIN und später ROSIN und FEHLING auf statistischer Grundlage zeigten, dass die Verbrennungsrechnung mit guter Annäherung ohne Brennstoffanalyse, aber mit Angabe des stets bekannten Heizwertes durchgeführt werden kann. Auch GUMZ hat später, rein empirisch, ähnliche Formeln abgeleitet (W. GUMZ, Feuerungstechnisches Rechnen, Verlag Spamer, 1931).

In der vorliegenden Arbeit wird die Kenntnis der Brennstoffanalyse ebenfalls ausgeschaltet; dabei werden aber die Gesetzmässigkeiten zwischen Heizwert und Verbrennungsprodukten von einem Minimum statistischer Erfahrung abgeleitet. Die ganze bisher übliche Empirie mit all ihren Zufälligkeiten ist auf eine leicht zu übersehende Variationsbedingung (Gleichung 15) zurückgeführt, wodurch es möglich geworden ist, die «angenäherte» Verbrennungsrechnung mit genau bestimmbaren maximalen und minimalen Fehlergrenzen durchzuführen. Die Resultate der Untersuchungen sind in zwei Diagrammen zusammengefasst, welche den funktionellen Zusammenhang zwischen Luftüberschuss, Temperatur, Taupunkt, Wärmeinhalt und Volumen des Abgases zeigen und mit denen in kürzester Zeit die wichtigsten verbrennungstechnischen Berechnungen durchgeführt werden können. Das eine der beiden Diagramme (Tafel XI) ist im Grunde genommen nichts anderes als eine Kombination des ROSINschen Jt-Diagramms der Verbrennung (Wärmeinhalt-Temperaturdiagramm) für solche Abgastemperaturen, bei denen noch keine Dissoziationserscheinungen auftreten, mit dem MOLLIER'schen ix-Diagramm für feuchte Gase (Wärmeinhalt-Zusammensetzungsdiagramm).

Durch die zweckmässige Vereinigung dieser beiden, bei praktischen Rechnungen häufig benützten Diagramme, ist eine graphische Darstellung von universeller Verwendbarkeit entstanden.

Die neu entwickelte Methode, die Beweisführung und die graphische Veranschaulichung, ist für Stadtgasverbrennungen angewandt worden. Sie ist noch für weitere wichtige Probleme des Gasfachs erweiterungsfähig und kann auch auf feste und flüssige Brennstoffe ausgedehnt werden.

| Gegeben   | T  |  | Rer                          | echne               | o t   |  |   |   |  |
|---|--|--|------------------------------|---------------------|---|--|---|---|--|
|   |  |  | zw. Unt.Heizw. Spez. Gewicht |                     |   |  |   |   |  |
| Analyse<br>Vol. <sup>0</sup> / <sub>0</sub>   | 0  | b. Heizw.<br>H <sub>o</sub>                          | Unt.He                       |                     |   | z. Gewicht<br>Luit = 1   | Variations                                  | I H = 47 %  |  |
| $CO_2 = 1,2$ $C_6H_6 = 1,4$   |  |  | 469                          |                     |   | ,018349  | Bedingung<br>ist erfüllt                    | $C_{\bullet}H_{\bullet} = 2.8^{\circ}/_{\circ}$               |  |
| $C_{6}H_{4} = 2.8$  |  | 428,12   |                              |                     |   | 027300   |   | - 2   |  |
| $O_2 = 0.8$   |  |  | _                            | -                   |   | ,008842  | $H_{\bullet} = 1$                           | 5000,93 kcal/Nm <sup>8</sup>                                  |  |
| CO = 11,1   |  | 335,22   | 335                          | .22                 | 100   | 107325   |   | 4485,23 "   |  |
| $H_2 = 51,1$  |  | 558,55   | 1313                         | 60.525              |   | 035524   | $\Delta H =$                                | 515,70 "  |  |
| $CH_4 = 23,0$   |  | 189,60   | 1966                         |                     | 100   | 127535   |   |   |  |
| $N_2 = 8.6$   |  |  | _                            | -                   | 0   | ,083600  | s =   | 0,446   |  |
| 100 0   | 0/0 5  | 000,93   | 4485                         | ,23                 | 0   | 446137   |   |   |  |
| (Gas und  | Luft   | trocke   | en)                          |                     |   |  | nmene Verbi                                 | 0 Nm <sup>8</sup> Stadtgas                                    |  |
| Analyse   | 02-  | 2-Bedarf Es entsteht je                              |                              |                     |   | 100 Nm <sup>8</sup> Luftbedarf:  |   | :   |  |
|   |  | 100 Nm <sup>3</sup> CO <sub>2</sub> H <sub>2</sub> O |                              | 0                   | N <sub>2</sub>  | 95,20 Nr   |   |   |  |
| $CO_2 = 1,2$  |  | _  | 1,2                          |                     | _   |  | 358,13 "<br>453,33 Nn                       | N <sub>2</sub><br>n <sup>3</sup> Luft/100 Nm <sup>3</sup> Gas |  |
| $C_6H_6 = 1,4$  | 10   | 0,50   | 8,4                          | 4                   | ,2  |  | Feuchtes                                    | A hoas ·  |  |
| $C_2H_4 = 2,8$  | 8  | 3,40   | 5,6                          | 5                   | ,6  |  |   | $n^3 = 9.43  \%_0  \text{CO}_2$                               |  |
| $O_2 = 0.8$   | (-(  | 0,80)  | _                            | -                   | -   | 358,13   | 366,73 "                                    | $=70,13^{0}/_{0}^{1}N_{2}$                                    |  |
| CO = 11,1   |  |  | 11,1                         | -                   |   | 330,13   | 106,90 "                                    | $= 20.44  ^{0}/_{0}  \text{H}_{2}\text{O}$                    |  |
| $H_2 = 51,1$  | 1 1 2 1 1 1  | 5,55   | _                            | 51                  |   |  | 522,93 Nn                                   | $n^3 = 100  ^0/_0$  |  |
| $CH_4 = 23,0$   | 46   | 5,00   | 23,0   46,0                  |                     | 260   | Trockenes Abgas:<br>49,30 Nm³ = 11,85 º/ <sub>0</sub> CO   |   |   |  |
| $N_2 = 8,6$   |  |  |                              |                     | 8,60  |  |   |   |  |
| 100 %   | 95   | 5,20   | 49,3                         | 106                 | ,90   | 366,73   | 366,73 "                                    | $=88,15^{0}/_{0}^{0}N_{2}$                                    |  |
|   |  |  |                              |                     |   |  | $416,03$ Nm <sup>8</sup> = $100  ^{0}/_{0}$ |   |  |
| b) Verbrennu  | ng m   | nit 1,4fac   | hem Li                       | ıftübe              | rsc   | huss, bezog  | gen auf 100 Nn                              | n <sup>8</sup> Stadtgas                                       |  |
|   | T  | Luft   |                              |                     |   | Feuchtes   |   | Trockenes Abgas   |  |
| $\lambda = 1,4 = \frac{L}{L_{th}}$ $L = 1,4 \cdot 453,33$ $= 634,662$ $O_0 = 38,08$ $133,28 \text{ Nm}^3$ $\frac{501,382}{634,662} \text{ Nm}^3$ pro $100 \text{ Nm}^3$ |  | N <sub>2</sub> <sup>3</sup> Luf                      | it                           | 38,08 =<br>509,982= | $= 7,00 \text{ CO}_2$ $= 5,41 \text{ O}_2$ $= 72,41 \text{ N}_2$ $= 15,18 \text{ H}_2\text{O}$ $= 100 \text{ O}/\text{O}$ | $\begin{array}{r} 49,3 = 8,25 \text{ CO}^2\\ 38,08 = 6,38 \text{ O}_2\\ \underline{509,982} = 85,37 \text{ N}_2\\ \underline{597.362} = 100 \text{ O}_0 \end{array}$ |   |   |  |
| $N_0 = \frac{143,252}{181,332}$ $L_0 = 181,332$   | = 143,252<br>= 181,332 Taupunkt des<br>Sättigungsdruck p |  |                              |                     |   | -  |   | 720 Torr:<br>296 Torr. <u>τ=53,4 °</u> C.                     |  |

|   |                        |                                  |                | · ·   |  |  |  |  |
|---|------------------------|----------------------------------|----------------|---|--|--|--|--|
| Grund-W                                     | 7erte                  |                                  |                |   |  |  |  |  |
| Gegeben                                     |                        | Berech                           | net            |   |  |  |  |  |
| Analyse<br>Vol. <sup>0</sup> / <sub>0</sub> | Ob. Heizw<br>Ho        | Unt.Heizv                        | w. Spe<br>(L   | z. Gewicht<br>uft = 1)                                | Variations-  | J = 6.25  0/0  |  |  |
| $CO_2 = 1,65$ $C_6H_6 = 1,30$               |                        | 435,70                           |                | 025230<br>034970                                      | Bedingung ist erfüllt.   | $C_mH_n = 2,20 \%_0$   |  |  |
| $C_{6}H_{4} = 0.90$                         |                        |                                  |                | 008775  |  | · 02 — 0,00 70   |  |  |
| $O_2 = 0.60$                                |                        |                                  |                | 006631  | Н — Б  | 5000,80 kcal/Nm <sup>3</sup>   |  |  |
| CO = 3,55                                   |                        |                                  | 10000          | 034324  | $H_{\mathbf{u}} = 4$   | [1] [1] [1] [1] [1] [1] [1] [1] [1] [1]  |  |  |
|   |                        |                                  |                | 043797  |  | [12] [12] [12] [12] [12] [12] [13] [13] [13] [14] [15] [15] [15] [15] [15] [15] [15] [15 |  |  |
| $H_2 = 63,00$                               |                        |                                  |                |   | $\Delta H =$   | 572,35 "   |  |  |
| $CH_4 = 25,00$                              |                        | 2137,5                           |                | 138625  | - (  | 201  |  |  |
| $N_2 = 4,00$                                | _                      |                                  |                | 038884  | s = 0  | J,331  |  |  |
| 100 0                                       | / <sub>0</sub> 5000,80 | 4428,4                           | 5   0,         | 331236  |  |  |  |  |
| Verbren<br>(Gas und 1                       | nungsre<br>Luft trock  | echnun<br>en)                    | g fü           | r vollkon   | nmene Verbr  | ennung   |  |  |
| a) Theoretisch                              | e Verbrenn             | ung, ohne                        | Luftüb         | erschuss, b   | ezogen auf 100   | Nm³ Stadtgas   |  |  |
| Analyse                                     | O <sub>2</sub> -Bedarf | Es entst                         | eht je         | 100 Nm <sup>3</sup>                                   | Luftbedarf   | :  |  |  |
| Vol. <sup>0</sup> / <sub>0</sub>            | je 100 Nm³             | CO <sub>2</sub> H <sub>2</sub> O |                | N <sub>2</sub>  | 95,125 Nm <sup>8</sup> O <sub>2</sub><br>357,850 " N <sub>2</sub>  |  |  |  |
| $CO_2 = 1,65$                               | _                      | 1,65                             | _              |   | 452,975 Nr   | m³ Luft/100 Nm³ Gas  |  |  |
| $C_6H_6 = 1,30$                             | 9,75                   | 7,80                             | 3,90           |   | Feuchtes A   | Δ horas ·  |  |  |
| $C_2H_4 = 0.90$                             | 2,70                   | 1,80                             | 1,80           |   |  | $n^3 = 7.65 /_0 CO_2$  |  |  |
| $O_2 = 0,60$                                | (-0,60)                | -                                | _              | 257.05  | 118,70 "   | $= 22,81  {}^{0}/_{0}  {}^{0}  {}^{0}$   |  |  |
| CO = 3.55                                   | 1,775                  | 3,55                             | _              | 357,85  |  | $= 69,54  ^{0}/_{0}  \mathrm{N}_{2}$   |  |  |
| $H_2 = 63,00$                               | 31,50                  | -                                | 63,00          |   | $\overline{520,35} \text{ Nm}^8 = \overline{100^{0}}_0$  |  |  |  |
| $CH_4 = 25,00$                              | 50,00                  | 25,00                            | 50,00          | J   |  |  |  |  |
| $N_2 = 4,00$                                | _                      |                                  |                | 4,00  | Trockenes  |  |  |  |
| 100 %                                       | 95,125                 | 30.90 1                          | 18,70          | 361,85  | $39,80 \text{ Nm}^3 = 9,91  {}^{0}/_{0} \text{ CO}_{2}$<br>$361,85 \text{ "} = 90,09  {}^{0}/_{0} \text{ N}_{2}$ |  |  |  |
| 100 70                                      | 95,125                 | 39,00                            | 10,70          | 301,03  | $\frac{301,65}{401,65} \text{ Nm}^3 = \frac{30,05}{100} \frac{70}{0}$  |  |  |  |
|   |                        |                                  |                | <u> </u>  |  |  |  |  |
| b) verbrennu                                | ng mit 1,4 ta          | ichem Lun                        | ubersc         | nuss. bezog   | gen auf 100 Nm   | 18 Stadtgas  |  |  |
|   | Luft                   |                                  |                | Feuchtes Abgas Trockenes Abgas                        |  |  |  |  |
| $\lambda = 1,4 = -$                         | L <sub>th</sub> 133,1  | 75 Nm³                           | O <sub>2</sub> | $39.8 = 5.67  \text{CO}_2$ $39.8 = 6.83  \text{CO}_2$ |  |  |  |  |
| L = 1,4.452                                 |                        | 990 "                            | N <sub>2</sub> | $38,05 = 5,43 O_2   38,05 = 6,53$                     |  |  |  |  |
| = 634,165                                   | 1011                   | 65 Nm <sup>3</sup>               | Luft           |   | 71,98 N <sub>2</sub><br>16,92 H <sub>2</sub> O   | $504,99 = 86,64 \text{ N}_2$   |  |  |
| $O_0 = 38,05$                               |                        | 00 Nm³                           | Gas            | 701,54 =  |  | $582,84 = 100  ^{0}/_{0}$  |  |  |
| $N_0 = 143,14$                              |                        |                                  |                | 101,51  | 100 /0   |  |  |  |
| $L_0 = \frac{181,19}{181,19}$               | Tau                    | punkt                            | des            | Abgases   | $(\lambda = 1,4)$ be   | i 720 Torr:  |  |  |
| L <sub>0</sub> — 101,19                     | Sätti                  | gungsdr                          | uck p          | $=\frac{16,92}{1000}$                                 | $\cdot 720 = 121.$   | 824 Torr. <u>τ=55,7 ° C.</u>   |  |  |
|   |                        |                                  | 1              | 100   |  |  |  |  |

| Gegeben  |   | Berecl                   | hnet                            |  |   |   |     |  |
|--|---|--------------------------|---------------------------------|--|---|---|-----|--|
| Analyse<br>Vol. <sup>0</sup> / <sub>0</sub>  | Ob. Heizw   | Unt.Heiz                 | zw. Spez. Gewicht (Luft = 1)    |  | Variations  | $J = 9.20^{\circ}/_{0}$                     |     |  |
| $CO_2 = 3,00$ $C_6H_6 = 0,70$ $C_2H_4 = 1,20$ $O_2 = 0,20$ $CO = 15,90$ $H_2 = 54,99$ $CH_4 = 18,01$ $N_2 = 6,00$  | 244,72<br>183,48<br>—<br>480,18<br>1677,19<br>1714,55 | 171,8<br>                | 4 C<br>4 C<br>8 C<br>8 C<br>5 C | 0,045873<br>0,018830<br>0,011700<br>0,002210<br>0,153737<br>0,038229<br>0,099865<br>0,058326   | Variations-Bedingung ist erfüllt: $ \begin{cases} C_m H_n = 1,90  ^{\circ}/_{0} \\ C_2 H_4 = 1,20  ^{\circ}/_{0} \\ C_2 = 0,20  ^{\circ}/_{0} \end{cases} $ $ H_o = 4300,12 \text{ kcal/Nm}^3 $ $ H_u = 3839,75  \text{``}$ $ \Delta H = 460,37  \text{``}$ $ s = 0,429 $ |   |     |  |
| (Gas und I   | _uft trock  | en)                      |                                 |  | nmene Verb  |   |     |  |
| a) Incoretisch   | le verbrenn   |                          |                                 | 1  |   | 0 Nm <sup>8</sup> Stadtgas                  |     |  |
| Analyse  | O2-Bedarf   |                          |                                 | 100 Nm³  | Luftbedarf  |   |     |  |
| Vol. <sup>0</sup> / <sub>0</sub>   | je 100 Nm³  | CO <sub>2</sub>          | H <sub>2</sub> O                | N <sub>2</sub>   | 80,115 Nm <sup>3</sup> O <sub>2</sub><br>301,385 " N <sub>2</sub>   |   |     |  |
| $CO_2 = 3,00$  |   | 3,00                     |                                 |  |   | m³ Luft/100 Nm³ Gas                         |     |  |
| $C_6H_6 = 0,70$  | 5,25  |                          | 2,10                            |  | Feuchtes Abgas:<br>43,51 Nm <sup>3</sup> = 9,75 % CO <sub>2</sub>   |   |     |  |
| $C_2H_4 = 1,20$  | 3,60  |                          | 2,40                            |  |   |   |     |  |
| $O_2 = 0,20$   | (-0,20)   | _   _                    |                                 | 301,385  | $95.51  " = 21.40 \% \text{ H}_{2}\text{O}$   |   |     |  |
| CO = 15,90   | 7,95  | 15,90                    | -                               |  | $\frac{307,385}{446,405}  " = \frac{68,85}{100}  ^{0}_{0}  N_{2}$   |   |     |  |
| $H_2 = 54,99$  |   |                          | 4,99                            |  |   |   |     |  |
| $CH_4 = 18,01$<br>$N_2 = 6,00$   | 36,02   | 18,01   36,02            |                                 | 6,00   | Trockenes Abgas:  |   |     |  |
|  |   |                          | WI                              | -  | 43,51 N   | $m^3 = 12,40  {\rm ^{0}/_{0}}  {\rm CO_2}$  |     |  |
| 100 º/o  | 80,115  | 43,51 9                  | 5,51                            | 307,385  |   |   |     |  |
|  |   |                          |                                 |  | 350,895 N   | $m^3 = 100  ^{\circ}/_{\circ}$              |     |  |
| b) Verbrennung mit 1,4fachem Luftüberschuss, bezogen auf 100 Nm <sup>8</sup> Stadtgas  |   |                          |                                 |  |   |   |     |  |
|  | Luft  |                          |                                 | Feuchtes   | Ahgas   | Trockenes Abgas                             |     |  |
| $\lambda = 1.4 = \frac{L}{L_{th}} \begin{vmatrix} 112,161 \text{ Nm}^3 \text{ O}_2 \\ 421,939 & N_2 \\ \hline 534,100 \text{ Nm}^3 \text{ Luft} \end{vmatrix}$ |   |                          |                                 | Feuchtes Abgas  43,510 = 7,26 CO <sub>2</sub> 32,046 = 5,35 O <sub>2</sub> Trockenes Abgas  43,510 = 8,64 CO <sub>2</sub> 32,046 = 6,37 O <sub>2</sub> |   |   |     |  |
|  |   |                          |                                 |  |   |   |     |  |
|  |   |                          |                                 | =534,10  |   | 00 Nm³                                      | Gas |  |
|  |   | $599,005 = 100^{0}/_{0}$ |                                 |  |   |   |     |  |
| $O_0 = 32,046$   |   |                          | 1000                            |  |   |   |     |  |
| $O_{\tilde{u}} = 32,046$ $N_{\tilde{u}} = 120,554$   |   | n 11 n lz 4              | dec                             | Abases (   | 2 — 1 4) ba   | 720 Torr                                    |     |  |
|  | Tau   |                          |                                 |  | $\lambda = 1,4$ ) be  | i 720 Torr:<br>84 Torr. <u>τ = 54,4 °</u> C |     |  |

Feuchtes Abgasvolumen-Luftüberschuss-Diagramm für die Verbrennung von Stadtgas.

Voraussetzungen:

Oberer Heizwert des Stadtgases: H<sub>0</sub> = 5000 kcal/Nm<sup>3</sup>,

Heizwertdifferenz:

 $\Delta H = H_0 - H_u = 500 \text{ kcai/Nm}^3$ .

Gesamtdruck des Abgases:

p = 720 Torr.

Trockenes Stadtgas.

Trockene Verbrennungsluft.

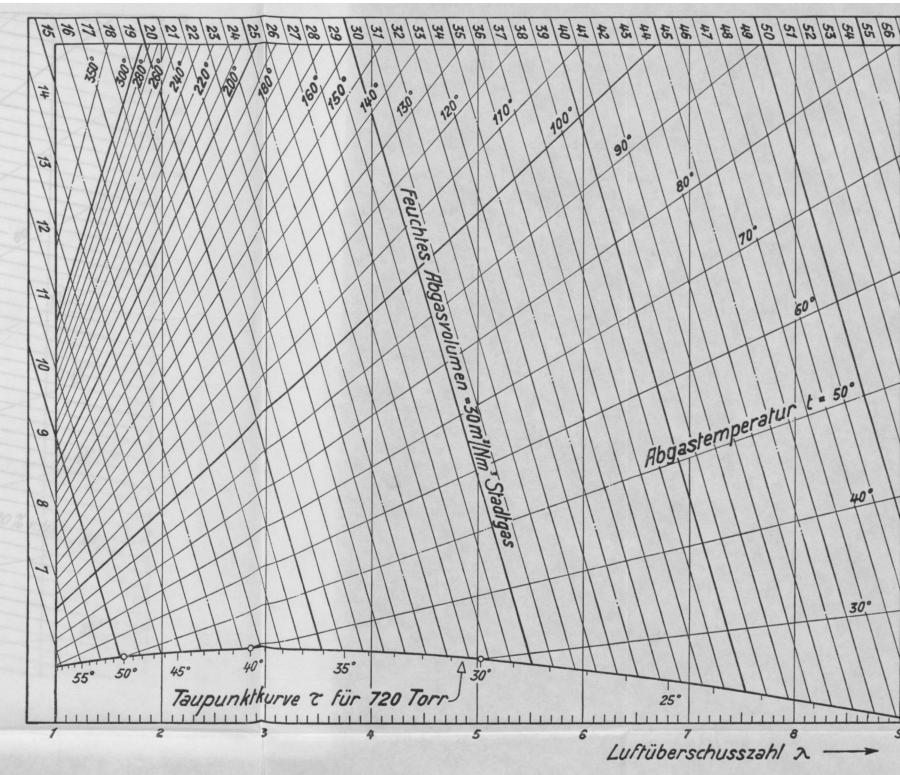
Vollkommene Verbrennung.

Variationsbedingungen:

 $J = 3.5 \dots 12 \%$ .  $C_m H_n = 1.5 \dots 4.5 \%$ .

 $C_9H_4 = 1,5 ... 4,5 \%.$ 

 $O_2 = 0,1 \dots 1,0 \%$ .



Tafel XI. 1500 Mitt. Naturf. Ges. Schaffhausen, Bd. XV, 29 ahrgang 1930. W. SCHUDEL 28 1400 1300 Wärmeinhalt-Luftüberschuss-Diagramm für die bei der Verbrennung von Stadtgas entstehenden Abgase. 24 - 1200 Voraussetzungen: 23 Värmeinhalt ...... = Fühlbare Wärme + la-1100 tente Wärme, bezogen auf 27 Oberer Heizwert des Stadtgases: 1000  $H_0 = 5000 \text{ kcal/Nm}^3$ Heizwertdifferenz:  $^{4}\text{H} = \text{H}_{0} - \text{H}_{u} = 500 \text{ kcal/Nm}^{3}.$ 18 900 rockenes Stadtgas. Prockene Verbrennungsluft. 16 - 800 Vollkommene Verbrennung. Variationsbedingungen: 15  $J = 3.5 \dots 12 \%$ . 14 700  $C_m H_n = 1,5 ... 4,5 \%$ .  $C_2 H_4 = 1,5 \dots 4,5 \%$ . 13 - $O_2 = 0.1 \dots 1.0 \%$ .

