

Die Stadtgas-Verbrennungsrechnung ohne Benützung der Gasanalyse

Autor(en): **Schudel, Willy**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Mitteilungen der Naturforschenden Gesellschaft Schaffhausen**

Band (Jahr): **15 (1939)**

PDF erstellt am: **16.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-585481>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

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 andererseits, 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:

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

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

H_u = Unterer Heizwert in kcal/Nm³ Frischgas

A = Feuchtes Abgasvolumen in Nm³/Nm³ 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 ROSIN'sche 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 ROSIN'sche 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 ROSIN'sche 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:

$$(\text{CO}_2 + \text{N}_2 + \text{O}_2) + \text{C}_6\text{H}_6 + \text{C}_2\text{H}_4 + (\text{CO} + \text{H}_2) + \text{CH}_4 = 1 \quad \dots \quad (1)$$

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

$$J = \text{CO}_2 + \text{N}_2 + \text{O}_2 \quad \dots \quad (2)$$

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

$$\text{O}_{\text{th}} = 0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 7,5 \text{C}_6\text{H}_6 + 3 \text{C}_2\text{H}_4 + 2 \text{CH}_4 - \text{O}_2 \quad \dots \quad (3)$$

Führt man den Wert von $(\text{CO} + \text{H}_2)$ aus Gleichung (1) unter Berücksichtigung von Gleichung (2)

$$(\text{CO} + \text{H}_2) = 1 - J - \text{C}_6\text{H}_6 - \text{C}_2\text{H}_4 - \text{CH}_4$$

in Gleichung (3) ein, so wird

$$\text{O}_{\text{th}} = 0,5 - 0,5 J + 7 \text{C}_6\text{H}_6 + 2,5 \text{C}_2\text{H}_4 + 1,5 \text{CH}_4 - \text{O}_2 \quad \dots \quad (4)$$

Fasst man die schweren Kohlenwasserstoffe unter dem Formelzeichen $\text{C}_m \text{H}_n$ zusammen, so wird für das Gas nach Gleichung (1)

$$\text{C}_m \text{H}_n = \text{C}_6\text{H}_6 + \text{C}_2\text{H}_4 \quad \dots \quad (5)$$

Damit schreibt sich Gleichung (4) durch Elimination von C_6H_6

$$\text{O}_{\text{th}} = 0,5 - 0,5 J + 7 \text{C}_m \text{H}_n - 4,5 \text{C}_2\text{H}_4 + 1,5 \text{CH}_4 - \text{O}_2 \quad \dots \quad (6)$$

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_4 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:

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_1 = 34\,960 \text{ kcal/Nm}^3 = \text{Oberer Heizwert von } \text{C}_6\text{H}_6 \\ \alpha_2 = 15\,290 \quad \gg \quad = \quad \gg \quad \gg \quad \text{C}_2\text{H}_4 \\ \alpha_3 = 3\,020 \quad \gg \quad = \quad \gg \quad \gg \quad \text{CO} \\ \alpha_4 = 3\,050 \quad \gg \quad = \quad \gg \quad \gg \quad \text{H}_2 \\ \alpha_5 = 9\,520 \quad \gg \quad = \quad \gg \quad \gg \quad \text{CH}_4 \end{array} \right\} \dots (7a)$$

$$\left. \begin{array}{l} \beta_1 = 33\,520 \text{ kcal/Nm}^3 = \text{Unterer Heizwert von } \text{C}_6\text{H}_6 \\ \beta_2 = 14\,320 \quad \gg \quad = \quad \gg \quad \gg \quad \text{C}_2\text{H}_4 \\ \beta_3 = 3\,020 \quad \gg \quad = \quad \gg \quad \gg \quad \text{CO} \\ \beta_4 = 2\,570 \quad \gg \quad = \quad \gg \quad \gg \quad \text{H}_2 \\ \beta_5 = 8\,550 \quad \gg \quad = \quad \gg \quad \gg \quad \text{CH}_4 \end{array} \right\} \dots (7b)$$

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

$$\text{H}_2 = 1 - J - \text{C}_m \text{H}_n - \text{CO} - \text{CH}_4 \dots (8)$$

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

$$\text{H}_o = \alpha_1 \text{C}_6\text{H}_6 + \alpha_2 \text{C}_2\text{H}_4 + \alpha_3 \text{CO} + \alpha_4 \text{H}_2 + \alpha_5 \text{CH}_4$$

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

$$\text{H}_o = a_1 \text{C}_m \text{H}_n + a_2 \text{C}_2\text{H}_4 + a_3 \text{CO} + a_4 \text{CH}_4 + a_4 - a_4 J \dots (9)$$

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

$$\text{H}_u = b_1 \text{C}_m \text{H}_n + b_2 \text{C}_2\text{H}_4 + b_3 \text{CO} + b_4 \text{CH}_4 + \beta_4 - \beta_4 J \dots (10)$$

wobei in den letzten beiden Gleichungen folgende Abkürzungen gebraucht wurden:

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

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

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= b_3 - a_3 = 480 \\ c_2 &= b_3 a_1 - b_1 a_3 = 15.288.000 \\ c_3 &= b_3 a_2 - b_2 a_3 = -9.427.500 \\ c_4 &= b_3 a_4 - b_4 a_3 = 3.090.900 \\ c_5 &= b_3 a_4 - a_3 \beta_4 = 1.449.600 \\ c_6 &= a_3 \beta_4 - b_3 a_4 = -1.449.600 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (11)$$

erhält man

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

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

$$L_{th} = \frac{O_{th}}{0,21} \dots \dots \dots (13)$$

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

$$L_{th} = 1,10925 \frac{H_o}{1000} - 0,06933 \frac{\Delta H}{1000} - 0,96897 + \\ + [0,96897 \cdot J + 0,35773 C_2 H_4 - 1,99618 C_m H_n - 4,76190 O_2] \dots (14)$$

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:

$$\left. \begin{aligned} J &= 0,035 \dots 0,12 = 3,5 \% \dots 12 \% \\ C_m H_n &= 0,015 \dots 0,045 = 1,5 \% \dots 4,5 \% \\ C_2 H_4 &= 0,015 \dots 0,045 = 1,5 \% \dots 4,5 \% \\ O_2 &= 0,001 \dots 0,01 = 0,1 \% \dots 1 \% \end{aligned} \right\} \text{Variationsbedingung (15)}$$

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

$$K_{max} = 0,09767$$

und

$$K_{min} = -0,09817$$

also

$$K = -0,00025 \pm 0,09792.$$

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

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

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

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

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: $\text{CO}_2 + 6 \text{ C}_6\text{H}_6 + 2 \text{ C}_2\text{H}_4 + \text{CO} + \text{CH}_4$.
- Wasserdampf: $3 \text{ C}_6\text{H}_6 + 2 \text{ C}_2\text{H}_4 + 2 \text{ CH}_4 + \text{H}_2$.
- Sauerstoff: Fehlt bei Verbrennung ohne Luftüberschuss.
- Stickstoff: $\text{N}_2 + \frac{0,79}{0,21} \cdot O_{th}$.

Das gesamte theoretische Abgasvolumen ist die Summe aller obiger Bestandteile,

$$A_{th, nass} = (\text{CO}_2 + \text{C}_6\text{H}_6 + \text{C}_2\text{H}_4 + \text{CO} + \text{CH}_4 + \text{H}_2 + \text{N}_2) + (8 \text{ C}_6\text{H}_6 + 3 \text{ C}_2\text{H}_4) + 2 \text{ CH}_4 + \frac{0,79}{0,21} \cdot O_{th}$$

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

$$8 \text{ C}_6\text{H}_6 + 3 \text{ C}_2\text{H}_4 = 8 (\text{C}_m \text{H}_n - \text{C}_2\text{H}_4) + 3 \text{ C}_2\text{H}_4 = 8 \text{ C}_m \text{H}_n - 5 \text{ C}_2\text{H}_4$$

Ferner kann geschrieben werden

$$O_{th} = 0,21 \cdot L_{th}$$

somit wird

$$A_{th, nass} = 1 - O_2 + 8 \text{ C}_m \text{H}_n - 5 \text{ C}_2\text{H}_4 + 2 \text{ CH}_4 + 0,79 L_{th} \dots (17)$$

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

$$A_{\text{th nass}} = \frac{2 \cdot c_1}{c_4} \cdot H_o + \frac{2 \cdot a_3}{c_4} \Delta H + \left(1 - \frac{2 \cdot c_5}{c_4}\right) - \text{O}_2 - \frac{2 \cdot c_6}{c_4} J + \\ + \left(8 - \frac{2 \cdot c_2}{c_4}\right) C_m H_n - \left(5 + \frac{2 \cdot c_3}{c_4}\right) C_2 H_4 + 0,79 L_{\text{th}} \dots \dots \dots (18)$$

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

$$A_{\text{th nass}} = 0,31059 \frac{H_o}{1000} - 0,01941 \frac{\Delta H}{1000} + 0,06202 + \\ + [0,93798 J - 1,89226 C_m H_n + 1,10017 C_2 H_4 - \text{O}_2] + 0,79 L_{\text{th}} \dots (19)$$

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

$$A_{\text{th nass}} = 1,18689 \frac{H_o}{1000} - 0,07418 \frac{\Delta H}{1000} - 0,70347 + \\ + [1,70347 J - 3,46925 C_m H_n + 1,38277 C_2 H_4 - 4,76190 \text{O}_2] \dots (20)$$

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

$$K_{\text{max}} = + 0,20984 \\ K_{\text{min}} = - 0,12337$$

somit

$$K = 0,04323 \pm 0,16661.$$

Also wird das feuchte Abgasvolumen in Nm^3/Nm^3 Stadtgas,

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

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

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

Abgas-Volumen bei vollkommener Verbrennung mit Luftüberschuss.

Es bedeute pro Normalkubikmeter Stadtgas:

- L = Tatsächlich angewandte Verbrennungsluft in Nm^3/Nm^3 .
- L_{th} = Theoretisch notwendige Verbrennungsluft in Nm^3/Nm^3 .
- $L_{\bar{u}}$ = Luftüberschuss in Nm^3/Nm^3 .
- $A_{th \text{ nass}}$ = Feuchtes, theoretisches Abgas ($\lambda = 1$) in Nm^3/Nm^3 .
- $A_{0,760, \text{nass}}$ = Feuchtes Abgas bei vollkommener Verbrennung mit Luftüberschuss in Nm^3/Nm^3 Stadtgas, also bei 0°C und 760 Torr.
- $A_{t, p, \text{nass}}$ = Feuchtes Abgasvolumen bei vollkommener Verbrennung mit Luftüberschuss in m^3/Nm^3 Stadtgas, bei $t^\circ \text{C}$ und p Torr.

Dann ist definitionsgemäss die Luftüberschusszahl

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

Ferner ist

$$L_{\bar{u}} = L - L_{th} = \lambda L_{th} - L_{th} = (\lambda - 1) \cdot L_{th} \dots \dots \dots (23)$$

Das aus trockener Verbrennungsluft und trockenem Stadtgas erzeugte nasse Abgasvolumen in Nm^3/Nm^3 Stadtgas wird dann

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

Unter Beachtung der im Anschluss an Formel (21) angeknüpften Bemerkungen sind auch bei dieser Gleichung die einzelnen Volumina in Nm^3/Nm^3 Stadtgas verstanden. Um das feuchte Abgasvolumen im Zustand $t^\circ \text{C}$ und bei dem Druck von p Torr, also in $p \text{ mm QS}$ 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

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

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

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

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

(26)

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

$$A_{t, p, \text{nass}} = (0,73340 + 4,79469 \lambda) \cdot (1 + 0,0036608 \cdot t) \pm (0,07250 + \\ + 0,10336 \lambda) \cdot (1 + 0,0036608 \cdot t) \dots (26')$$

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

$$\Delta H = H_o - H_u$$

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 Nm^3 trockenen Stadtgases mit trockener Verbrennungsluft w kg Wasser gebildet, so ist

$$H_o - H_u = \Delta H = w \cdot r = w \cdot 597,3$$

$$w = \frac{\Delta H}{597,3} \text{ kg Wasser/Nm}^3 \text{ verbranntes Stadtgas} \dots (27)$$

* Wir haben dabei den nach dem heutigen Stand der Physik wahrscheinlichsten Wert des Nullpunktes der absoluten Temperatur-Skala zu $-273,16^\circ \text{ C}$ 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

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

Für ein Stadtgas mit $\Delta H = 500$ kcal/Nm³ wird

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

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 trockenem Stadtgas 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.
- $A_{0,760, \text{nass}}$ = 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

$$\frac{p_d}{p} = \frac{W}{A_{0,760 \text{ nass}}} \quad \dots \quad (29)$$

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

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

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

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

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

Aus den beiden Gleichungen folgt durch Division die zu beweisende Beziehung

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

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

$$p_d = \frac{W \cdot p}{A_{0,760, \text{nass}}}$$

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

$$p_s = p_d, \text{ oder} \\ p_s = \frac{W \cdot p}{A_{0,760, \text{nass}}} \dots \dots \dots (30)$$

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

$$p_s = \frac{2,08345 \cdot \frac{\Delta H}{1000} \cdot p}{(0,07765 + 1,10925 \lambda) \frac{H_0}{1000} - (0,00485 + 0,06933 \lambda) \frac{\Delta H}{1000} + (0,30899 - 0,96922 \lambda) \pm F}$$

(31)

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 $H_0 = 5000 \text{ kcal/Nm}^3$, $\Delta H = 500 \text{ kcal/Nm}^3$ und $p = 720 \text{ Torr}$ (Schweizer Verhältnisse) wird

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

Der Wärmeinhalt des Abgases.

(Abgasverlust)

Der Gehalt an Kohlensäure, Stickstoff und Wasserdampf im theoretischen, feuchten Abgas, und zwar in Nm^3 pro Nm^3 verbranntes Stadtgas, sei mit CO'_2 , N'_2 und $\text{H}_2\text{O}'$ bezeichnet. Dann ist die theoretische, feuchte Abgasmenge

$$A_{\text{th, nass}} = \text{CO}'_2 + \text{N}'_2 + \text{H}_2\text{O}' \text{ in } \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ Stadtgas} \dots (32)$$

Die wirkliche Abgasmenge nach (24)

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

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} , $c_{\text{H}_2\text{O}}$, c_L die mittleren spezifischen Wärmen bei konstantem Druck in kcal/Nm^3 , so wird die fühlbare Wärme Q_f des nassen Abgases pro Nm^3 Stadtgas, bei einer Temperatur von $t^\circ \text{C}$

$$Q_f = [c_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}'_2 + c_{\text{N}_2} \cdot \text{N}'_2 + c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{H}_2\text{O}' + (\lambda - 1) c_L \cdot L_{\text{th}}] \cdot t \dots (33)$$

Setzt man aus (32)

$$\text{CO}'_2 = A_{\text{th, nass}} - \text{N}'_2 - \text{H}_2\text{O}'$$

in Gleichung (33) ein, so ist

$$Q_f = [c_{\text{CO}_2} A_{\text{th, nass}} + (c_{\text{N}_2} - c_{\text{CO}_2}) \text{N}'_2 + (c_{\text{H}_2\text{O}} - c_{\text{CO}_2}) \text{H}_2\text{O}' + (\lambda - 1) \cdot c_L \cdot L_{\text{th}}] \cdot t \dots (34)$$

Der Stickstoffgehalt N'_2 des Abgases bei theoretischer Verbrennung ist gleich dem Stickstoffgehalt N_2 des Stadtgases plus dem Luftstickstoff $0,79 L_{\text{th}}$ der theoretischen Verbrennungsluftmenge. Also

$$\text{N}'_2 = \text{N}_2 + 0,79 L_{\text{th}} \dots (35)$$

Das anfallende Verbrennungswasser ist, bei Voraussetzung trockener Verbrennungsluft, unabhängig vom Luftüberschuss, stets gleich gross. H_2O' ist also gleich dem Wert W der Gleichung (28).

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

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

$$Q_f = \left[c_{CO_2} \cdot A_{th, nass} + (c_{N_2} - c_{CO_2}) \cdot N_2 + 2,08345 (c_{H_2O} - c_{CO_2}) \cdot \frac{\Delta H}{1000} + \right. \\ \left. + \{(\lambda - 1) \cdot c_L + 0,79 (c_{N_2} - c_{CO_2})\} L_{th} \right] \cdot t \dots \dots \dots (37)$$

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

- $c_{CO_2} = 0,429 \text{ kcal/m}^3, \text{ } ^\circ\text{C}$
- $c_{N_2} = 0,311 \text{ ,,}$
- $c_{H_2O} = 0,362 \text{ ,,}$
- $c_{Luft} = 0,313 \text{ ,,}$

Damit wird (37)

$$Q_f = \left[(0,429 A_{th, nass} - 0,118 N_2 - 0,13959 \frac{\Delta H}{1000} + (0,313 \lambda - 0,40622) L_{th} \right] \cdot t (38)$$

N_2 sind die Raumteile Stickstoff in 1 Nm³ Stadtgas. Da wir für Schweizer Gas höchstens 0,12 Raumteile inerte Gase haben, ergibt sich daraus, dass N_2 ebenfalls in den maximalen Grenzen 0...0,12 schwanken kann. Wir setzen

$$N_2 = 0,06 \pm 0,06 \dots \dots \dots (39)$$

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:

$$Q_f = \left[(0,05858 + 0,34719 \lambda) \frac{H_o}{1000} - (0,14325 + 0,02170 \lambda) \frac{\Delta H}{1000} - 0,30337 \lambda + \right. \\ \left. + 0,10340 \right] \cdot t + F \dots \dots \dots (40)$$

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

Diesen Fehler erhalten wir dadurch, dass wir in Gleichung (38) an Stelle der Grössen $A_{th, nass}$, N_2 , L_{th} , ihre Fehlergrössen einsetzen und das «fehlerfreie» Glied $\left(-0,13959 \frac{\Delta H}{1000}\right)$ 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

$$\begin{aligned} (X + Y)_{\max} &= (A + a) + (B + b) = (A + B) + (a + b) \\ (X + Y)_{\min} &= (A - a) + (B - b) = (A + B) - (a + b) \end{aligned}$$

also

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

Für die Differenz gilt analog

$$\begin{aligned} (X - Y)_{\max} &= (A + a) - (B - b) = (A - B) + (a + b) \\ (X - Y)_{\min} &= (A - a) - (B + b) = (A - B) - (a + b) \\ (X - Y) &= (A - B) \pm (a + b) \quad \dots \dots \dots (43) \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} F &= \pm [0,429 \cdot 0,16661 + 0,118 \cdot 0,06 + |(0,313 \lambda - 0,40622)| \cdot 0,09792] \cdot t \\ F &= \pm [0,07855 + |(0,03065 \lambda - 0,03978)|] \cdot t \quad \dots \dots \dots (44) \end{aligned}$$

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 λ , 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_l .

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

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

$$Q = Q_f + \Delta H \quad \dots \dots \dots (46)$$

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

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

(47)

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

$$a \% = \frac{Q}{H_0} \cdot 100 \quad \dots \dots \dots (48)$$

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

$$L = \frac{N_L}{0,79} \quad \dots \dots \dots (49)$$

beziehungsweise
$$L_{\ddot{u}} = \frac{O_{\ddot{u}}}{0,21} \quad \dots \dots \dots (50)$$

Durch Einsetzen dieser Werte in die Gleichung (22)

$$\lambda = \frac{L}{L_{t h}} = \frac{L}{L - L_{\ddot{u}}}$$

wird

$$\lambda = \frac{N_L}{N_L - \frac{0,79}{0,21} \cdot O_{\ddot{u}}} \quad \dots \dots \dots (51)$$

womit eine allgemein gültige Beziehung zur Berechnung der Luftüberschusszahl λ gewonnen wird.

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

$$A_{tr} = N'_2 + CO'_2 + O'_2 \quad \dots \quad (52)$$

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

$$N'_2 = N_L + N_2 \quad \dots \quad (53)$$

Ferner muss der Sauerstoff O_{ii} der überschüssigen Verbrennungsluft sich unverändert als O'_2 , d. h. als Sauerstoff des Abgases wieder finden.

$$O_{ii} = O'_2 \quad \dots \quad (54)$$

Somit ist

$$\lambda = \frac{N'_2 - N_2}{N'_2 - N_2 - \frac{0,79}{0,21} O'_2} \quad \dots \quad (55)$$

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

$$n = \frac{N'_2}{A_{tr}} \cdot 100 \quad \dots \quad (56)$$

beziehungsweise

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

so ist

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

Wird der Eigenstickstoffgehalt N_2 des Brennstoffs vernachlässigt, so ist

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

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

$$CO_2 = \frac{CO'_2}{A_{tr}} 100 \dots \dots \dots (60)$$

unmittelbar erhalten wird, ist auch n bestimmt nach

$$n = 100 - CO_2 - o \dots \dots \dots (61)$$

d. h. λ 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 λ 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, welche 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.

*) Formel (59) auf die in Tabelle I bis III durchgerechneten Stadtgasverbrennungen angewandt, ergibt beispielsweise die Werte $\lambda_I = 1,391$, $\lambda_{II} = 1,396$, $\lambda_{III} = 1,392$, 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

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

und unserer theoretisch abgeleiteten Gleichung (21) bestehen*). Die letztere wird, für konstantes ΔH , ebenfalls der analytische Ausdruck einer Geraden. Figur 1 zeigt den Unterschied zwischen Statistik und Theorie für ein $\Delta H = 500 \text{ kcal/Nm}^3$. Man erkennt, dass die ROSINsche 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 ΔH . 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 %

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

*) 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 $A_{th, nass}$ bezeichnete Abgasvolumen verstehen, welches bei der Verbrennung von trockenem Brenngas mit trockener Verbrennungsluft entsteht.

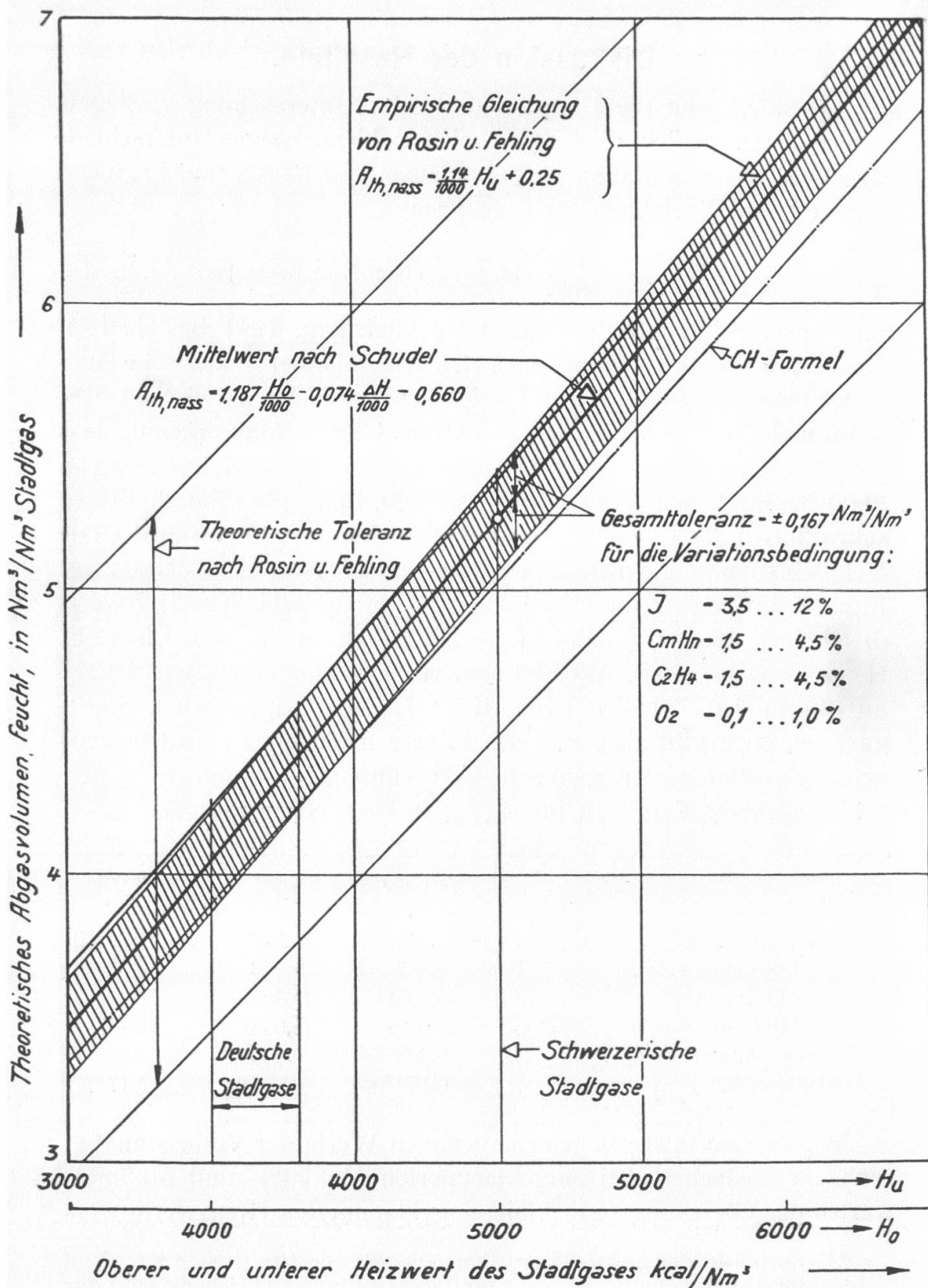


Fig. 1.
 Theoretisches, feuchtes Abgasvolumen für Stadtgas bei Verbrennung ohne Luftüberschuss, in Abhängigkeit vom Heizwert.
 Gültig für $\Delta H = H_0 - H_u = 500 \text{ kcal}/\text{Nm}^3$.

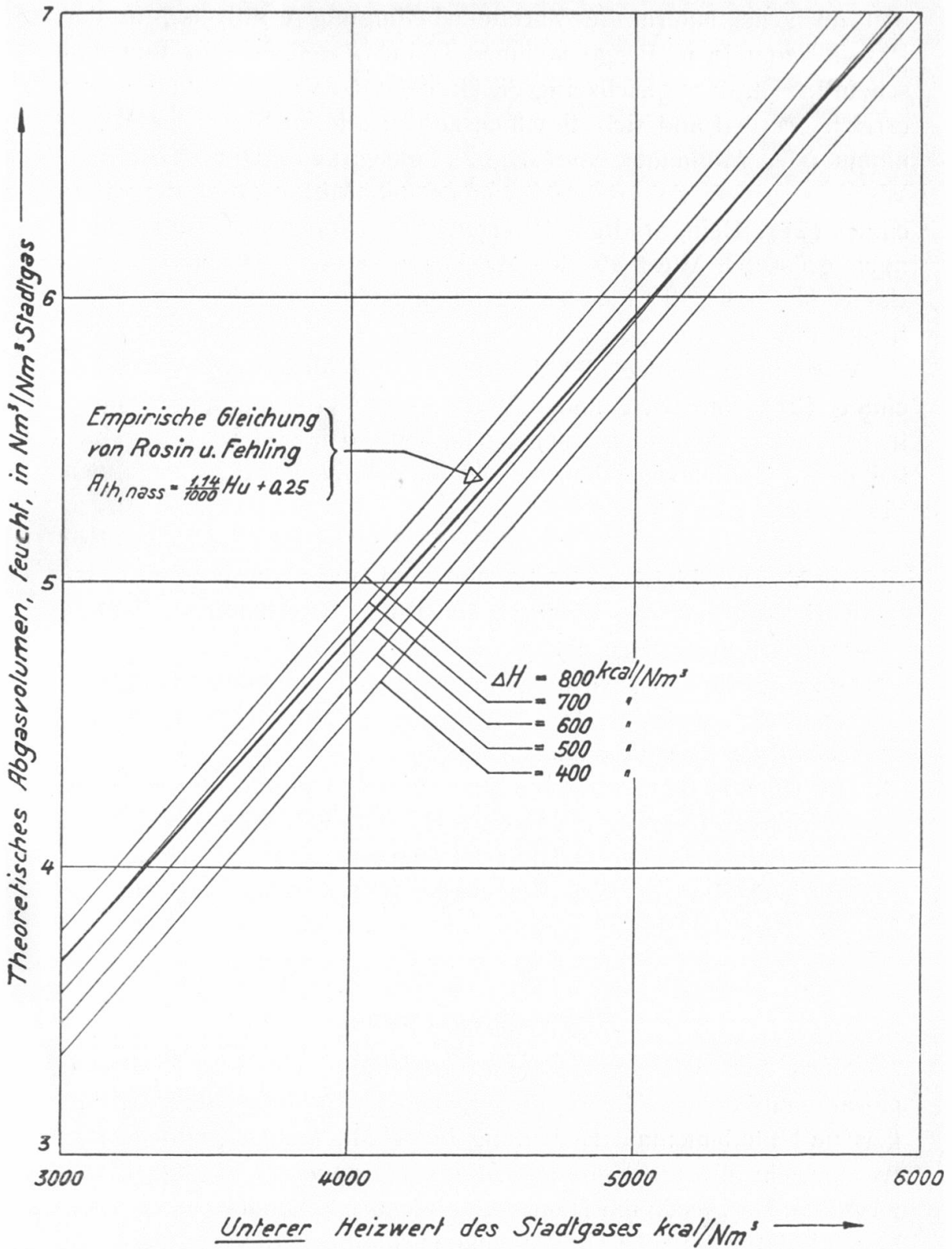


Fig. 2.

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

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 $A_{th\ nass}$ 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.
2. 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 $H_0 - H_u = \Delta H$ 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 nahelegend, 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 $H_0 = 5000 \text{ kcal/Nm}^3$. Für die Heizwertdifferenz wählen wir willkürlich $\Delta H = 500 \text{ kcal/Nm}^3$ 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_0 , ΔH , und p wird in Gleichung (26) $A_{t, p, \text{nass}}$ 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, $A_{t, 720, \text{nass}} = \text{konstant}$, nicht mehr waagrecht, sondern parallel zur geneigten Abszissenaxe.

b) T a u p u n k t .

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) W ä r m e i n h a l t d e s A b g a s e s (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 $t = 0^\circ \text{C}$ 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 $H_0 = 5000 \text{ kcal/Nm}^3$ 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) Z u m i s c h u n g t r o c k e n e r L u f t z u m f e u c h t e n
A b g a s .

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

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

Wird zu einem solchen Abgas nachträglich eine trockene Luftmenge L_z in Nm^3 pro Nm^3 verbranntes Abgas zugeführt, so definieren wir für den Abgaszustand nach der Beimischung der Zusatzluft L_z analog die Luftüberschusszahl der Mischung als

$$\lambda_m = \frac{L + L_z}{L_{th}} \dots \dots \dots (63)$$

Aus (22) und (63) wird

$$L_z = \lambda_m L_{th} - L = \lambda_m L_{th} - \lambda L_{th} = (\lambda_m - \lambda) L_{th} \dots \dots (64)$$

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 Nm^3 verbranntes Stadtgas ist der Wärmehalt des Abgases nach der Luftbeimischung in kcal/Nm^3 Stg.

$$Q_m = Q + Q_{Lz} \dots \dots \dots (65)$$

ferner ist

$$Q_m - Q = Q_{Lz} = c_L \cdot L_z \cdot t_L = c_L \cdot (\lambda_m - \lambda) \cdot L_{th} \cdot t_L$$

$$\frac{Q_m - Q}{(\lambda_m - \lambda)} = c_L \cdot L_{th} \cdot t_L \dots \dots \dots (66)$$

c_L ist die mittlere spezifische Wärme bei konstantem Druck pro Nm^3 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, λ) 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_f aus (33) eingesetzt und dann Q nach λ differenziert wird, so gilt für konstantes t , also für die Isothermen

$$\frac{dQ}{d\lambda} = c_L \cdot L_{th} \cdot t \dots \dots \dots (67)$$

Die Isotherme der Lufttemperatur t_L erhält mit

$$c_L \cdot L_{th} \cdot t_L$$

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

Zieht man also in Tafel XI durch den gegebenen Zustands-
punkt (Q, λ) des ursprünglichen Abgases eine Parallele zur Iso-
thermen 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 prak-
tisch vorkommenden Raumlufthtemperaturen 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

$$\begin{aligned} H_0 &= 5000 \text{ kcal/Nm}^3 \\ \Delta H &= 500 \text{ „} \\ p &= 720 \text{ Torr} \end{aligned}$$

ohne weiteres verwendbar. Aendern sich diese Grundlagen merk-
lich, so sind Korrekturen notwendig.

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

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 er-
folgte Volumenvariation v_{H_0} des Abgases

$$\begin{aligned} v_{H_0} &= \frac{\partial A}{\partial H_0} \cdot h_0 = (0,07765 + 1,10925 \lambda) \frac{(273,16 + t)}{273,16} \cdot \frac{760}{720} \cdot \frac{h_0}{1000} \\ v_{H_0} &= (0,08196 + 1,17087 \lambda) \frac{(273,16 + t)}{273,16} \frac{h_0}{1000} \dots (68) \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} v_{\Delta H} &= \frac{\partial A}{\partial (\Delta H)} \cdot \Delta h = - (0,00485 + 0,06933 \lambda) \cdot \frac{(273,16 + t)}{273,16} \cdot \frac{760}{720} \cdot \frac{\Delta h}{1000} \\ v_{\Delta H} &= - (0,00512 + 0,07317 \lambda) \cdot \frac{(273,16 + t)}{273,16} \cdot \frac{\Delta h}{1000} \dots (69) \end{aligned}$$

Analog gilt für die Aenderung des Wärmeinhaltes q_{H_0} bzw. $q_{\Delta H}$

$$q_{H_0} = \frac{\partial Q}{\partial H_0} \cdot h_0 = (0,05858 + 0,34719 \lambda) \cdot t \cdot \frac{h_0}{1000} \dots (70)$$

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

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

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

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

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

Der Sättigungsdruck p_s ist nach Gleichung (31) abhängig von H_0 , ΔH 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 $\Delta H = 500$ kcal/Nm³ veranschaulichen:

Es sei

$$\begin{array}{ll} H_0 = 5000 \text{ kcal/Nm}^3 & t = 100 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta H = 550 \text{ „} & \lambda = 2,5 \\ p = 720 \text{ Torr} & \end{array}$$

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

$$v_{\Delta H} = - (0,00512 + 0,07317 \cdot 2,5) \cdot \frac{(273,16 + 100)}{273,16} \cdot \frac{50}{1000} = - 0,0128$$

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

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

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

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

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

f) Genauigkeit.

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 erkaufte 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 $A_{\text{th, nass}}$ und L_{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

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

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

$$w_I = \frac{-0,00127 + 0,009547 \lambda}{0,73340 + 4,79469 \lambda} \cdot 100 \dots \dots \dots (75)$$

Für das Stadtgas II wird

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

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

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

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

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' , $\text{H}_2\text{O}'$, L_{th} und ΔH 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

$$Q_{(47')} \text{ korrig.} = [0,32467 + 1,42175 \lambda] t + 500 + \Delta h.$$

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

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

Für Stadtgas I und II wird damit

$$w'_I = \frac{(0,00459 + 0,002828 \lambda) \cdot t \cdot 100}{(0,32467 + 1,42175 \lambda) t + 515,70} \quad \dots \quad (78)$$

$$w'_{II} = \frac{(0,01669 + 0,00394 \lambda) t \cdot 100}{(0,32467 + 1,42175 \lambda) t + 572,35} \quad \dots \quad (79)$$

Zusammenfassend kann folgendes Resultat zusammengestellt werden:

	Stadtgas I $\lambda = 9, t = 80^\circ$	Stadtgas II $\lambda = 1, t = 300^\circ$	Stadtgas III $\lambda = 1, t = 300^\circ$
$A_{(25)}$	56,628	11,525	$A_{(25)} = 9,887$
$A_{(26)}$	56,738	11,599	$A_{(26)} = 9,766$
w	+ 0,192 ‰	+ 0,642 ‰	$w = -1,239 \text{ ‰}$

	Stadtgas I $\lambda = 1, t = 300^\circ$	Stadtgas II $\lambda = 1, t = 300^\circ$	Stadtgas III $\lambda = 1, t = 300^\circ$
$Q_{(46)}$	1037,40	1090,09	$Q_{(46)} = 3772,71$
$Q_{(47')}$	1023,93	1023,93	
$Q_{(47')} \text{ korrig.}$	1039,63	1096,28	$Q_{(47')} = 3732,14$
w'	+ 0,214 ‰	+ 0,564 ‰	$w' = -1,087 \text{ ‰}$

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 λ 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 oberen Heizwert $H_0 = 5000$ kcal/Nm³, und einem unteren Heizwert $H_u = 4500$ kcal/Nm³, 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 $\lambda_1 = 1,4$, $\lambda_4 = 2,5$ und $\lambda_7 = 6,2$ 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-

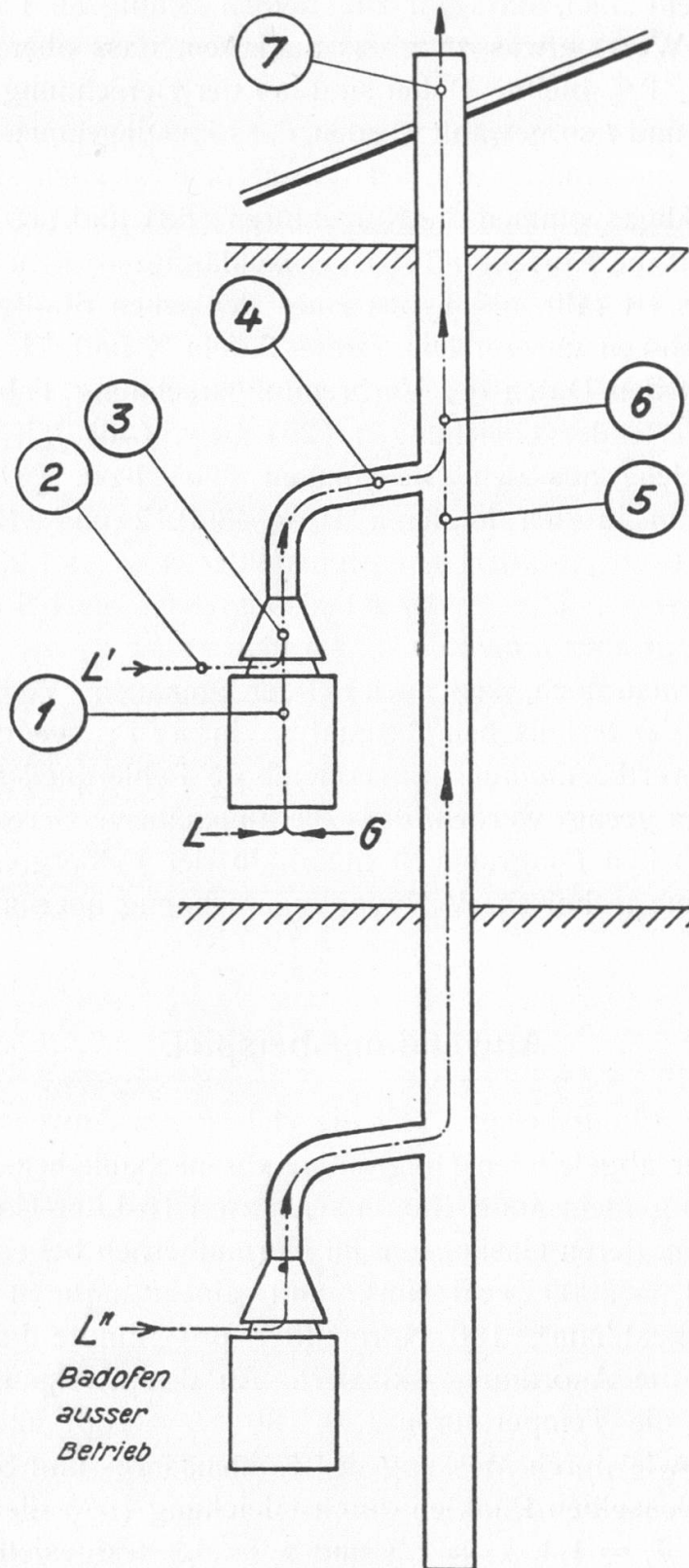


Fig. 3.
Installationsskizze zum Anwendungsbeispiel.
Oberer Badofen in Betrieb, unterer Badofen ausser Betrieb.

luft des untern Badeofens sei $t_5 = + 10^\circ \text{C}$. Dieser Badeofen sei ausser Betrieb, so dass durch dessen Zugunterbrecher kalte Falschluff 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.

W ä r m e b i l a n z .

Da es sich um einen 16-Liter-Gasbadeofen handelt, heisst dies, dass 16 Liter Wasser von 10°C in einer Minute auf 35°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

$$B = 100 \text{ Nm}^3/\text{Min} = 0,1 \text{ Nm}^3/\text{Min.}$$

Damit der Wirkungsgrad ermittelt werden kann, wird erst die pro Nm^3 verbranntes Stadtgas total zugeführte Wärmemenge bestimmt.

Zugeführt wird in erster Linie die Heizwertwärme $Q_{Ho} = 5000$ kcal/ Nm^3 . Da das Stadtgas eine Temperatur von 15°C hat, wird dem Badeofen pro Nm^3 Stadtgas die Brennstoffwärme

$$Q_B = 1 \cdot 0,335 \cdot 15 = \text{rd. } 5 \text{ kcal/Nm}^3$$

zugeführt, wenn die mittlere spezifische Wärme des Gases zu $0,335$ kcal/ Nm^3 angenommen wird.

Auch die Verbrennungsluft führt eine Wärmemenge Q_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:

Heizwertwärme . . .	$Q_{Ho} = 5000$	kcal/ Nm^3	Stg.
Brennstoffwärme . .	$Q_B = 5$	„	„
Verbrennungsluftwärme	$Q_L = 30$	„	„
Totale Wärmezufuhr .	$Q_Z = 5035$	kcal/ Nm^3	Stg.

Der Wirkungsgrad η des Badeofens ist

$$\eta = \frac{L}{B \cdot Q_Z} = \frac{400}{0,1 \cdot 5035} = 0,794 = 79,4 \% \text{ *)}$$

*) 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

$$Q_n = \eta \cdot Q_z = \frac{L}{B \cdot Q_z} \cdot Q_z = \frac{L}{B} = \frac{400}{0,1} = 4000 \text{ kcal/Nm}^3.$$

Der Wärmeverlust Q_v 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 Nm^3 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 $916 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$, 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 4, also $\lambda_4 = 2,5$. 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° -Isotherme parallel ist. (Benützung der oben rechts in Tafel XI eingezeichneten Hilfs-

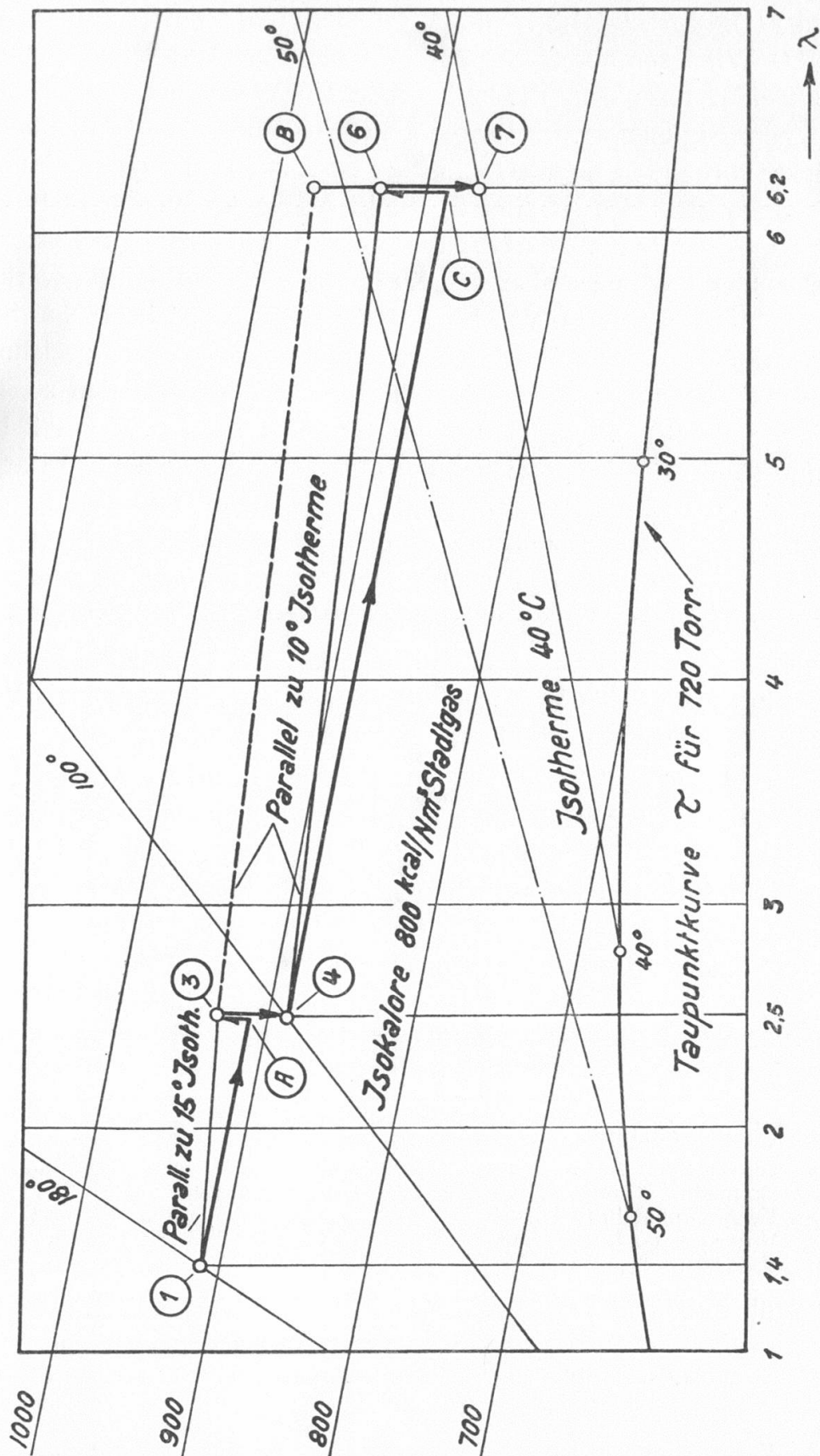


Fig. 4.

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: $Q_{L'} = 23 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$ Das Diagramm ergibt weiter, dass dem Punkt 3 selbst ein Wärmeinhalt $Q_3 = 939 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg}$ 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 $t_4 = 100^\circ \text{ C}$ 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 $Q_{3,4} = 51 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$

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° -Isotherme wird Punkt 6 gefunden. Die Strecke $\overline{C,6}$ ist die durch die Falschlufft L'' zugeführte Wärmemenge $Q_{L''}$, die zu $53 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.}$ abgelesen wird, während die Strecke $\overline{6,7}$, welche $Q_{6,7} = 76 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg}$ bedeutet, den Strömungs- und Ableitungsverlust des Kamins zwischen den Punkten 6 und 7 darstellt. Punkt 7 selbst hat noch einen Wärmeinhalt von 865 kcal/Nm^3 , der als Verlust am Kaminende in die Luft ausgestossen wird.

Der Linienzug $\overline{1,3}$ (parallel zur 15° -Linie) und $\overline{3,\overline{B}}$ (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 $52,5^\circ \text{ C}$, 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 Nm^3 Stadtgas:

Zugeführte Wärme:

Heizwertwärme	Q_{Ho}	=	5000	kcal/Nm ³	Stg.
Brennstoffwärme	Q_B	=	5	"	"
Verbrennungsluftwärme	Q_L	=	30	"	"
Unterbrecher-Luftwärme	$Q_{L'}$	=	23	"	"
Falschlufftwärme	$Q_{L''}$	=	53	"	"

5111 kcal/Nm³ Stg.

Abgeführte Wärme:

Nutzwärme	Q_n	=	4000	kcal/Nm ³	Stg.
Strahlung und Ableitung Badofen	Q_{S+A}	=	119	"	"
" " " " "	$Q_{1,4}$	=	51	"	"
" " " " "	$Q_{6,7}$	=	76	"	"
Verlust Kaminende	Q_7	=	865	"	"

5111 kcal/Nm³ Stg.

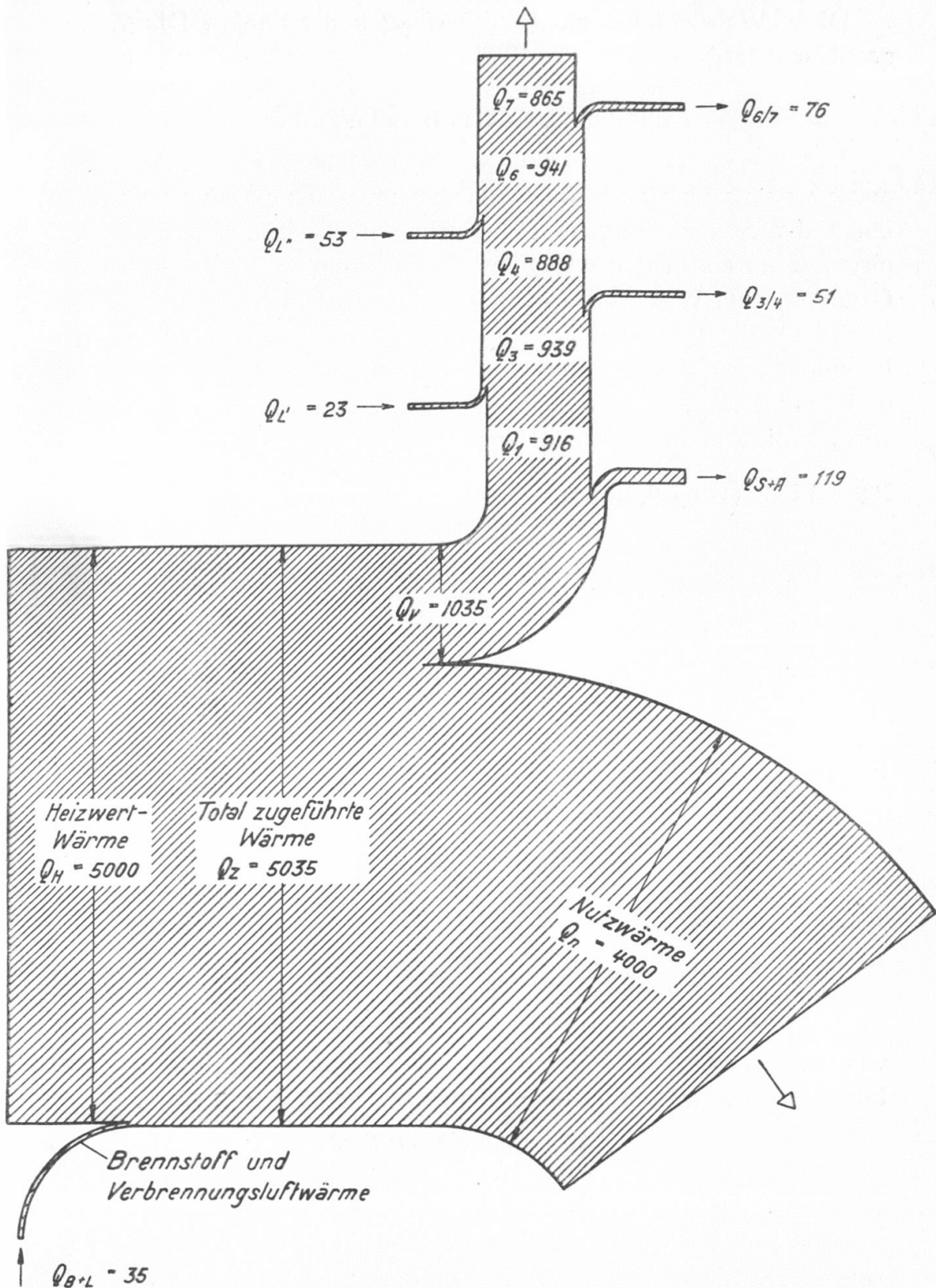


Fig. 5.

Sankey-Diagramm zum Anwendungsbeispiel.

Die Zahlen bedeuten kcal pro Nm^3 verbranntes Stadtgas. Als Abgasverlust Q_v ist die fühlbare plus latente Wärme, bezogen auf $0^\circ C$, verstanden.

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

T a u p u n k t s v e r h ä l t n i s s e .

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:

P u n k t 1 (vor Zugunterbrecher):

$$\begin{aligned} \text{Taupunkt} & \dots \tau_1 = 52,9^\circ \text{ C} \\ \text{Temperaturreserve} & t_r = t_1 - \tau_1 = 180 - 52,9 = 127,1^\circ \text{ C} \\ \text{Wärmereserve} & \dots Q_r = Q_1 - Q_{\tau_1} = 916 - 622 = 294 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.} \end{aligned}$$

P u n k t 4 (nach Zugunterbrechung):

$$\begin{aligned} \text{Taupunkt} & \dots \tau_4 = 42,2^\circ \text{ C} \\ \text{Temperaturreserve} & t_r = t_4 - \tau_4 = 100 - 42,2 = 57,8^\circ \text{ C} \\ \text{Wärmereserve} & \dots Q_r = Q_4 - Q_{\tau_4} = 888 - 664 = 224 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.} \end{aligned}$$

P u n k t 7 (Kaminende):

$$\begin{aligned} \text{Taupunkt} & \dots \tau_7 = 26,5^\circ \text{ C} \\ \text{Temperaturreserve} & t_r = t_7 - \tau_7 = 40 - 26,5 = 13,5^\circ \text{ C} \\ \text{Wärmereserve} & \dots Q_r = Q_7 - Q_{\tau_7} = 865 - 742 = 123 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ Stg.} \end{aligned}$$

V o l u m e n v e r h ä l t n i s s e .

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:

$$\begin{aligned} A_1 &= 12,4 \text{ m}^3/\text{Nm}^3 \text{ Stg.} \\ A_4 &= 17,4 \quad \ll \quad \ll \\ A_7 &= 34,9 \quad \ll \quad \ll \end{aligned}$$

Von 1 bis 7 ist, trotz der Temperatursenkung von 180° auf 40° C , eine beträchtliche Volumenvermehrung von $12,4$ auf $34,9 \text{ m}^3$, d. h. um 181% festzustellen! Der Zuschuss von Zugunterbrecherluft und Falschluf überwiegt also bei weitem die Volumenverminderung durch Abkühlung.

E i n g e s a u g t e L u f t m e n g e n .

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

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

Damit bestimmt sich die Verbrennungsluft, die Unterbrecherluft und die Falschluff 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 bestimmmbaren 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 ROSIN'schen 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.

Stadtgas I

Tabelle I

Grund-Werte				
Gegeben	Berechnet			Variations- Bedingung ist erfüllt: $\left\{ \begin{array}{l} J = 10,6 \% \\ C_m H_n = 4,2 \% \\ C_2 H_4 = 2,8 \% \\ O_2 = 0,8 \% \end{array} \right.$ $H_o = 5000,93 \text{ kcal/Nm}^3$ $H_u = 4485,23 \quad "$ $\Delta H = 515,70 \quad "$ $s = 0,446$
Analyse Vol. %	Ob. Heizw. H _o	Unt.Heizw. H _u	Spez. Gewicht Luft = 1	
CO ₂ = 1,2	—	—	0,018349	
C ₆ H ₆ = 1,4	489,44	469,28	0,037660	
C ₂ H ₄ = 2,8	428,12	400,96	0,027300	
O ₂ = 0,8	—	—	0,008842	
CO = 11,1	335,22	335,22	0,107325	
H ₂ = 51,1	1558,55	1313,27	0,035524	
CH ₄ = 23,0	2189,60	1966,50	0,127535	
N ₂ = 8,6	—	—	0,083600	
100 %	5000,93	4485,23	0,446137	

Verbrennungsrechnung für vollkommene Verbrennung (Gas und Luft trocken)					
a) Theoretische Verbrennung, ohne Luftüberschuss, bezogen auf 100 Nm ³ Stadtgas					
Analyse Vol. %	O ₂ -Bedarf je 100 Nm ³	Es entsteht je 100 Nm ³			Luftbedarf:
		CO ₂	H ₂ O	N ₂	95,20 Nm ³ O ₂ 358,13 " N ₂
CO ₂ = 1,2	—	1,2	—		<u>453,33 Nm³ Luft/100 Nm³ Gas</u> Feuchtes Abgas: 49,30 Nm ³ = 9,43 % CO ₂ 366,73 " = 70,13 % N ₂ 106,90 " = 20,44 % H ₂ O <u>522,93 Nm³ = 100 %</u> Trockenes Abgas: 49,30 Nm ³ = 11,85 % CO ₂ 366,73 " = 88,15 % N ₂ <u>416,03 Nm³ = 100 %</u>
C ₆ H ₆ = 1,4	10,50	8,4	4,2		
C ₂ H ₄ = 2,8	8,40	5,6	5,6		
O ₂ = 0,8	(-0,80)	—	—		
CO = 11,1	5,55	11,1	—	} 358,13	
H ₂ = 51,1	25,55	—	51,1		
CH ₄ = 23,0	46,00	23,0	46,0		
N ₂ = 8,6	—	—	—	8,60	
100 %	95,20	49,3	106,90	366,73	

b) Verbrennung mit 1,4fachem Luftüberschuss, bezogen auf 100 Nm ³ Stadtgas			
	Luft	Feuchtes Abgas	Trockenes Abgas
$\lambda = 1,4 = \frac{L}{L_{th}}$	133,28 Nm ³ O ₂	49,3 = 7,00 % CO ₂	49,3 = 8,25 % CO ₂
L = 1,4 · 453,33	501,382 " N ₂	38,08 = 5,41 O ₂	38,08 = 6,38 O ₂
= 634,662	<u>634,662 Nm³ Luft</u>	509,982 = 72,41 N ₂	509,982 = 85,37 N ₂
O _o = 38,08	pro 100 Nm ³ Gas	106,9 = 15,18 H ₂ O	<u>597,362 = 100 %</u>
N _o = 143,252		<u>704,262 = 100 %</u>	
L _o = 181,332	Taupunkt des Abgases ($\lambda = 1,4$) bei 720 Torr: Sättigungsdruck $p_s = \frac{15,18}{100} \cdot 720 = 109,296 \text{ Torr. } \tau = 53,4^\circ \text{ C.}$		

Stadtgas II

Tabelle II

Grund-Werte					
Gegeben	Berechnet			Variations- Bedingung ist erfüllt. $\left\{ \begin{array}{l} J = 6,25 \% \\ C_m H_n = 2,20 \% \\ C_2 H_4 = 0,90 \% \\ O_2 = 0,60 \% \end{array} \right.$ $H_o = 5000,80 \text{ kcal/Nm}^3$ $H_u = 4428,45 \quad "$ $\Delta H = 572,35 \quad "$ $s = 0,331$	
Analyse Vol. %	Ob. Heizw. H _o	Unt. Heizw. H _u	Spez. Gewicht (Luft = 1)		
CO ₂ = 1,65	—	—	0,025230		
C ₆ H ₆ = 1,30	454,48	435,76	0,034970		
C ₂ H ₄ = 0,90	137,61	128,88	0,008775		
O ₂ = 0,60	—	—	0,006631		
CO = 3,55	107,21	107,21	0,034324		
H ₂ = 63,00	1921,50	1619,10	0,043797		
CH ₄ = 25,00	2380,00	2137,50	0,138625		
N ₂ = 4,00	—	—	0,038884		
100 %	5000,80	4428,45	0,331236		
Verbrennungsrechnung für vollkommene Verbrennung (Gas und Luft trocken)					
a) Theoretische Verbrennung, ohne Luftüberschuss, bezogen auf 100 Nm ³ Stadtgas					
Analyse Vol. %	O ₂ -Bedarf je 100 Nm ³	Es entsteht je 100 Nm ³			Luftbedarf:
		CO ₂	H ₂ O	N ₂	95,125 Nm ³ O ₂ 357,850 " N ₂
CO ₂ = 1,65	—	1,65	—	} 357,85	<u>452,975 Nm³ Luft/100 Nm³ Gas</u>
C ₆ H ₆ = 1,30	9,75	7,80	3,90		Feuchtes Abgas:
C ₂ H ₄ = 0,90	2,70	1,80	1,80		39,80 Nm ³ = 7,65 % CO ₂
O ₂ = 0,60	(-0,60)	—	—		118,70 " = 22,81 % H ₂ O
CO = 3,55	1,775	3,55	—		361,85 " = 69,54 % N ₂
H ₂ = 63,00	31,50	—	63,00		<u>520,35 Nm³ = 100 %</u>
CH ₄ = 25,00	50,00	25,00	50,00	Trockenes Abgas:	
N ₂ = 4,00	—	—	—	39,80 Nm ³ = 9,91 % CO ₂	
100 %	95,125	39,80	118,70	361,85 " = 90,09 % N ₂	
					<u>401,65 Nm³ = 100 %</u>
b) Verbrennung mit 1,4-fachem Luftüberschuss, bezogen auf 100 Nm ³ Stadtgas					
$\lambda = 1,4 = \frac{L}{L_{th}}$ $L = 1,4 \cdot 452,975$ $= 634,165$ $O_o = 38,05$ $N_o = 143,14$ $L_o = 181,19$	Luft	Feuchtes Abgas	Trockenes Abgas		
	133,175 Nm ³ O ₂	39,8 = 5,67 % CO ₂	39,8 = 6,83 % CO ₂		
	500,990 " N ₂	38,05 = 5,43 % O ₂	38,05 = 6,53 % O ₂		
	<u>634,165 Nm³ Luft</u>	504,99 = 71,98 % N ₂	504,99 = 86,64 % N ₂		
	pro 100 Nm ³ Gas	118,70 = 16,92 % H ₂ O	<u>582,84 = 100 %</u>		
		<u>701,54 = 100 %</u>			
Taupunkt des Abgases ($\lambda = 1,4$) bei 720 Torr:					
Sättigungsdruck $p_s = \frac{16,92}{100} \cdot 720 = 121,824 \text{ Torr. } \tau = 55,7^\circ \text{ C.}$					

Stadtgas III

Tabelle III

Grund-Werte				
Gegeben		Berechnet		
Analyse Vol. %	Ob. Heizw. H _o	Unt.Heizw. H _u	Spez. Gewicht (Luft = 1)	
CO ₂ = 3,00	—	—	0,045873	
C ₆ H ₆ = 0,70	244,72	234,64	0,018830	
C ₂ H ₄ = 1,20	183,48	171,84	0,011700	
O ₂ = 0,20	—	—	0,002210	
CO = 15,90	480,18	480,18	0,153737	
H ₂ = 54,99	1677,19	1413,24	0,038229	
CH ₄ = 18,01	1714,55	1539,85	0,099865	
N ₂ = 6,00	—	—	0,058326	
100 %/o	4300,12	3839,75	0,428770	

Variations-Bedingung ist erfüllt:	J = 9,20 %/o
	C _m H _n = 1,90 %/o
	C ₂ H ₄ = 1,20 %/o
	O ₂ = 0,20 %/o
H _o = 4300,12 kcal/Nm ³	
H _u = 3839,75 "	
ΔH = 460,37 "	
s = 0,429	

Verbrennungsrechnung für vollkommene Verbrennung (Gas und Luft trocken)

a) Theoretische Verbrennung, ohne Luftüberschuss, bezogen auf 100 Nm³ Stadtgas

Analyse Vol. %	O ₂ -Bedarf je 100 Nm ³	Es entsteht je 100 Nm ³			Luftbedarf:	
		CO ₂	H ₂ O	N ₂		
CO ₂ = 3,00	—	3,00	—	} 301,385	80,115 Nm ³ O ₂	
C ₆ H ₆ = 0,70	5,25	4,20	2,10		301,385 " N ₂	
C ₂ H ₄ = 1,20	3,60	2,40	2,40		<u>381,500 Nm³ Luft/100 Nm³ Gas</u>	
O ₂ = 0,20	(-0,20)	—	—		Feuchtes Abgas:	
CO = 15,90	7,95	15,90	—		43,51 Nm ³ = 9,75 %/o CO ₂	
H ₂ = 54,99	27,495	—	54,99		95,51 " = 21,40 %/o H ₂ O	
CH ₄ = 18,01	36,02	18,01	36,02		307,385 " = 68,85 %/o N ₂	
N ₂ = 6,00	—	—	—		<u>446,405 Nm³ = 100 %/o</u>	
100 %/o	80,115	43,51	95,51		6,00	Trockenes Abgas:
					307,385	43,51 Nm ³ = 12,40 %/o CO ₂
				307,385	307,385 " = 87,60 %/o N ₂	
					<u>350,895 Nm³ = 100 %/o</u>	

b) Verbrennung mit 1,4fachem Luftüberschuss, bezogen auf 100 Nm³ Stadtgas

	Luft	Feuchtes Abgas	Trockenes Abgas
$\lambda = 1,4 = \frac{L}{L_{th}}$	112,161 Nm ³ O ₂		
	421,939 " N ₂	43,510 = 7,26 %/o CO ₂	43,510 = 8,64 %/o CO ₂
L = 1,4 · 381,5	534,100 Nm ³ Luft	32,046 = 5,35 O ₂	32,046 = 6,37 O ₂
= 534,10	pro 100 Nm ³ Gas	427,939 = 71,44 N ₂	427,939 = 84,99 N ₂
O _i = 32,046		95,510 = 15,95 H ₂ O	<u>503,495 = 100 %/o</u>
N _i = 120,554		<u>599,005 = 100 %/o</u>	
L _i = 152,600			

Taupunkt des Abgases (λ = 1,4) bei 720 Torr:
 Sättigungsdruck p_s = $\frac{15,95}{100} \cdot 720 = 114,84$ Torr. τ = 54,4 °C.

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

Voraussetzungen:

Oberer Heizwert des Stadtgases:

$$H_0 = 5000 \text{ kcal/Nm}^3.$$

Heizwertdifferenz:

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

Gesamtdruck des Abgases:

$$p = 720 \text{ Torr.}$$

Trockenes Stadtgas.

Trockene Verbrennungsluft.

Vollkommene Verbrennung.

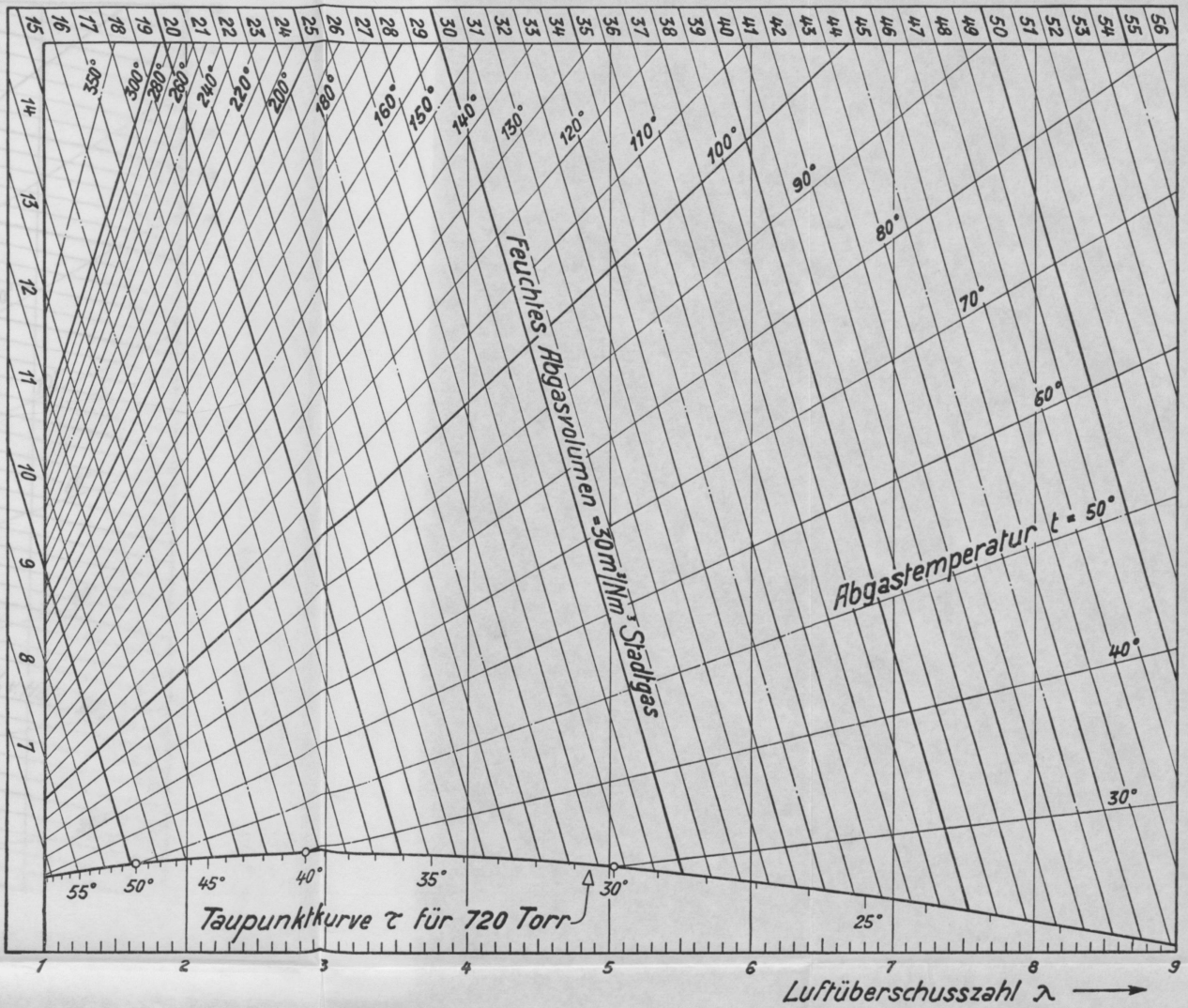
Variationsbedingungen:

$$J = 3,5 \dots 12 \text{ \%}.$$

$$C_m H_n = 1,5 \dots 4,5 \text{ \%}.$$

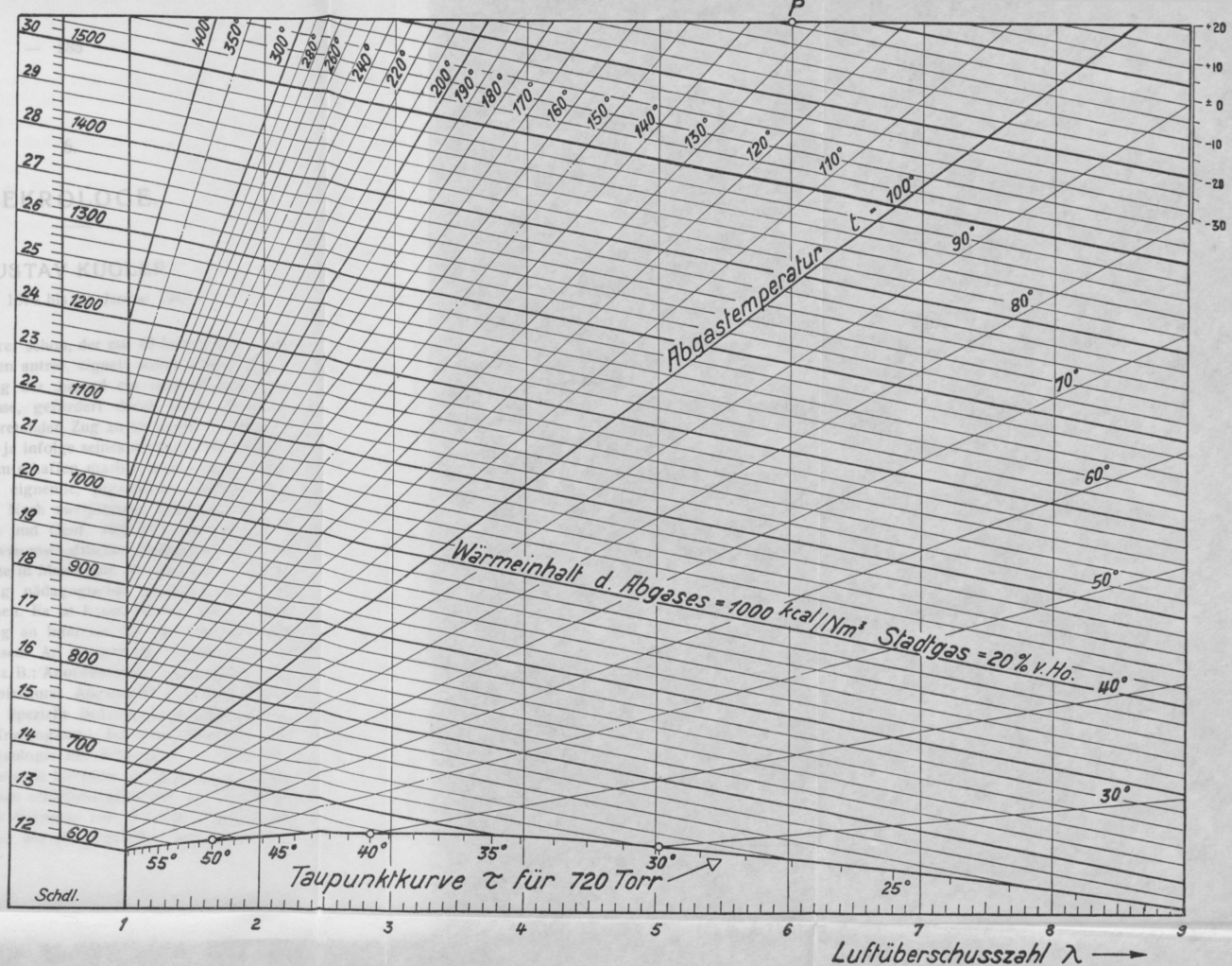
$$C_2 H_4 = 1,5 \dots 4,5 \text{ \%}.$$

$$O_2 = 0,1 \dots 1,0 \text{ \%}.$$



Wärmeinhalt-Luftüberschuss-Diagramm für die bei der Verbrennung von Stadtgas entstehenden Abgase.

Voraussetzungen:
 Wärmeinhalt
 = Fühlbare Wärme + latente Wärme, bezogen auf 0° C.
 Oberer Heizwert des Stadtgases:
 $H_o = 5000 \text{ kcal/Nm}^3$
 Heizwertdifferenz:
 $\Delta H = H_o - H_a = 500 \text{ kcal/Nm}^3$
 Trockenes Stadtgas.
 Trockene Verbrennungsluft.
 Vollkommene Verbrennung.
Variationsbedingungen:
 $J = 3,5 \dots 12 \%$
 $C_m H_n = 1,5 \dots 4,5 \%$
 $C_2 H_4 = 1,5 \dots 4,5 \%$
 $O_2 = 0,1 \dots 1,0 \%$



Luftüberschusszahl λ →