

Betreff: *Versuche zur Ermittlung des Wärmeverbrauches von Großgasmaschinen*

Klasse
Gascompressorentrieb Op
Abteilung

Nr. *10*

8833

Patent:

Bericht des Herrn *D^r Pirzer (Gaskompressorenbetrieb Oppau)*

vom *17. März* 19*33*

Gesehen vom Abteilungsvorstand:

von der Direktion:

Zirkuliert in folgenden
Abteilungen:

Empfänger	Eingang	Weiter	Unterschrift

Aufzubewahren im Archiv des:

O. P. P. u. , den 17. März 1933.

Versuche zur Ermittlung des Wärmeverbrauches von
Großgasmaschinen.

Verteilung:

- 1) H. Direktor Dr. Lappe
- 2) Gaskompressorenbetrieb
- 3) H. Dr. Eymann
- 4) Werk Merseburg
- 5) Werk Merseburg
- 6) H. Dr. Hilburg, Betriebskontr.
- 7) H. Dr. Taeger, Gasfabrik
- 8) H. Dr. Wildkagen
Stickstoff-Abteilung (siehe Anlage)
- 9) H. Dr. Pfeleiderer, Energiebetriebe
- 10) H. Dr. ...

Versuche zur Ermittlung des Wärmeverbrauches von
Großgasmaschinen.

1.) Zweck der Versuche.

Um den Einfluss von Zündung, Steuerungseinstellung, Kraftgaszusammensetzung, Luftüberschuss u. s. w. auf den Wärmeverbrauch der Gasmaschinen im Gärkompressorbetrieb genau festzustellen, ist neben einer Gesamtmessung des Betriebs die Messung des Verbrauchs der einzelnen Maschinen von größter Wert. Eine solche Einzelmessung bietet jedoch große Schwierigkeiten. Eine direkte Messung ist wegen der pul. i. r. Messung unmöglich. Indirekte Messung und Kuppelmethode sind, wie sich aus der Literatur ergibt, für den vorliegenden Zweck zu ungenau. Die Messung des Verbrauchs mittels eines eigenen Gasometers lässt sich aus Zeit nicht durchführen. Die Genauigkeit dieser Messung wird durch die Schwierigkeit einer genauen Temperatur- und Feuchtigkeitbestimmung im Gasometer beeinflusst.

Im Folgenden ist nun eine Methode beschrieben, die es gestattet, den Wärmeverbrauch einer Maschine auf verhältnismäßig einfache Weise mit einer Genauigkeit von etwa 2 bis 3% (wenigstens bei den großen Maschinen) zu bestimmen.

Der Grundgedanke ist folgender: Die beim Durchgang durch den Abtriebskanal von den Auspuffgasen abgegebene Wärmemenge ist gleich der von Dampf im Kanal aufzunehmenden Wärmemenge plus den Isolationsverlusten. Aus dieser Gleichung lässt sich die Auspuffgasmenge berechnen. Aus genauen Kraftgas- und Auspuffanalysen wird der Luftüberschuss und damit der Faktor λ bestimmt, der angibt, wieviel m^3 Auspuffgas pro $1 m^3$ Kraftgas anfallen. Mit dem so erhaltenen Kraft-

gasverbrauch kann dann unter Berücksichtigung des Heizwertes und der indizierten Leistung der Wärmeverbrauch der Gasmaschine unmittelbar errechnet werden.

Es seien folgende Bezeichnungen eingeführt:

- V = Kraftgasverbrauch pro Stunde in m^3 von 15° und 1 ata
- W_1 = Wärmeverbrauch der Gasmaschine pro PS_1 -Stunde
- Q_1 = Von Dampf im Kessel aufgenommene Wärmemenge pro Stunde
- Q_2 = Isolationsverluste des Kessels in kJ pro Stunde
- γ = spez. Gewicht des Auspuffgases in kg pro m^3 von 15° und 1 ata
- t_1 = Auspuffgastemperatur vor dem Kessel
- t_4 = Auspuffgastemperatur nach dem Kessel
- c_p = spezifische Wärme des Auspuffgases in kJ pro kg und $1^\circ C$
- x = ein Faktor, der angibt, wieviel m^3 Auspuffgas auf 1 m^3 Kraftgas anfallen
- H_2 = Heizwert des Kraftgases in kJ pro m^3 von 15° und 1 ata
- I_1 = indizierte Leistung der Gasmaschine in PS_1 .

Dann bestehen folgende Gleichungen:

$$(1) V \cdot x \cdot \gamma \cdot c_p \cdot (t_1 - t_4) = Q_1 + Q_2$$

$$(2) W_1 = \frac{V \cdot H_2}{I_1}$$

$$(3) W_1 = \frac{Q_1 + Q_2}{I_1} \cdot \frac{kJ}{PS_1} \cdot \frac{m^3 \cdot kg \cdot 10^3}{10^3 \cdot kg \cdot 10^3 \cdot m^3 \cdot PS_1}$$

2. Versuchsanordnung.

Aus der Kraftgasansaugleitung wurde während der ganzen Dauer eines Versuchs (meist 4 bis 7 Sekunden) eine Durchschlittprobe entnommen. Diese in der Auspuffleitung vor und auch nach dem Abhitze-Kessel (siehe Anlage 2) im Fall, dass im Kessel Nachverbrennungen

stattfinden. Doch trat dieser Fall nie ein, die beiden Proben waren stets identisch. Um zu sehen, ob während des ganzen Versuches konstante Verhältnisse herrschen, wurden außer der Durchschnittsprobe alle Stunden im Auspuff Analysen gemacht. Die Durchschnittsproben (jeweils ca 3 bis 4 Liter) von Kraftgas und Auspuffgas wurden nach Beendigung des Versuches in der Schmelz-Apparatur des Betriebes mehrmals ausgenauert analysiert. Der Heizwert des Kraftgases wurde durch Rechnung aus der Analyse bestimmt, außerdem wurde auf dem Streifen des ständigregistrierenden Junkerskalorimeter der Versuchszeitraum herausgegriffen und genauiert ausgewertet. Bei den letzten Versuchen wurden auch noch von den Kraftgasdurchschnittsproben Heizwertbestimmungen in der Laboratik mit einem Oalen-Flamkalorimeter gemacht. Während der Versuchsdauer wurde außerdem von der Gasmessmaschine ständig ein Diagramm zur Bestimmung der indizierten Leistung genommen.

Der Abhitzekessel wurde mit einer Zentrifugalpumpe auf einem Meßbehälter gepumpt, dessen Abmessungen auch in verschiedenen Höhen vorher genau ermittelt waren. Der Behälter wurde vor Beginn des Versuches aus der Speisewasserleitung aufgefüllt und der Wasserstand während des Versuches ständig gemessen. Die Speisewasserleitung war vom Behälter über die Pumpe bis zum Kessel gegen jede andere Leitung abgeblendet; die 2. Speisewasserleitung des Kessels ebenfalls mit Blinddeckel verschlossen. Der Wasserstand im Kessel zu Beginn und Ende des Versuches wurde natürlich gleich eingestellt. Die Abschlammleitungen des Kessels waren während der Versuche abgeblendet. Die vom Kessel erzeugte Dampfmenge konnte auf diese Weise sehr genau ermittelt werden; z.B. Behälterstand zu Beginn des Versuches 1500 mm, am Ende 300 mm, Differenz 1200 mm. Ein möglicher Ableserfehler von 2 mm ergibt erst einen Fehler von 0,17 %. Die Temperatur im Behälter wurde ebenfalls gemessen und die Volumenausdehnung des Wassers berücksichtigt. Die Temperatur des Speisewassers wurde unmittelbar vor dem Vor-

wärmer, sowie zwischen Vorwärmer und Kessel mit Quecksilberthermometer, die Temperatur des überhitzten Dampfes zwischen Ueberhitzer und Sammelleitung mit Thermoelement gemessen. Die Differenz zwischen Wassergehalt des überhitzten Dampfes und des Speisewassers betrug etwa 700 WE. Ein Fehler in der Bestimmung der Ueberhitzer-temperatur von 5° und der Speisewassertemperatur von 1° ergibt eine Ungenauigkeit von 3 - 4 WE, also etwa $\frac{1}{2}$ %. Die Bestimmung der vom Dampf aufgenommenen Wärmemenge ist daher auf etwa $\frac{1}{2}$ % genau.

Die Isolationsverluste des Kessels lassen sich naturgemäß nicht so exact bestimmen. Auf 2 Methoden wurde versucht, die möglichst genau zu erfassen. Zur Hilfe des Schmidt-Henckyschen Wärme durchflußmessers (Lübe) wurde der Wärmeverlust direkt gemessen. Diese sehr praktische und sich leicht anwenden hat der Nachteil, daß die Wärme nicht an allen Stellen des Kessels angebracht werden kann; ein grosser Teil des Wärmeverlustes also geschätzt werden mußte. Es wurden daher vom "Technischen Institut" die über Höchsttemperatur mit einem Spezialinstrument an 28 verschiedenen Punkten gemessen, ebenso die Raumtemperatur. Mit einem Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 1$ gerechnet, ergibt dies dann die im grossen Kessel (2T 1a Maschine) ein Isolationsvermögen von 2500 WE/h, für die kleinen Kessel (2T 7a Maschine) ein solcher von 2100 WE/h. Nach den Angaben über den Wärmedurchflußkoeffizienten ist die Wärmeabfuhr etwas höher. Zur Berechnung wurde daher, um nicht zu gering zu sein, für die grossen Maschinen 3500 WE, für die kleinen 3000 WE zugewagt.

Die Temperatur t_1 im Übergang wurde an 4 Stellen: vor dem Ueberhitzer = t_1 , zwischen Ueberhitzer und Kessel = t_2 , zwischen Kessel und Vorwärmer = t_3 , sowie nach dem Vorwärmer = t_4 gemessen (siehe Skizze Anlage 2). In nachstehender Schmelztafel befindet sich natürlich die Messung der hohen Temperatur vor dem Ueberhitzer. Es wurden schliesslich an Stelle der gewöhnlichen Thermoelemente Prätelemente eingebaut

ferner nur gut isolierte Stellen ausgesucht, außerdem 2 Elemente in einem Abstand von ca. 1 m zur gegenseitigen Kontrolle hintereinander eingebaut. Die Wandtemperatur der Auspuflleitung wurde noch aber in "Knoblauchfenster" Anleitzung zur genauen techn. Temperaturmessung S.29 angegebenen Methode für die vorliegenden Verhältnisse ausgerechnet. Bei der starken Isolation und der ziemlich hohen Gaugeschwindigkeit (über 40 m/sec) ergibt sich eine Wandtemperatur, die nur wenig niedriger als die Gastemperatur ist, z.B. Gastemperatur 599° , Wandtemperatur 572° . Infolgedessen kann die Wärmeableitung durch das Meßinstrument nicht groß sein, andererseits aber ist durch die 4 winkelig vorgelegten eingekippten Auspuflstützen der Maschine die Einbelung des Gases an der Meßstelle so groß, dass eine Temperaturdifferenz über den Querschnitt der Auspuflleitung sehr unwahrscheinlich ist. Tatsächlich ergaben die beiden Meßstellen praktisch übereinstimmende Werte (Differenzen von $2 - 3^{\circ}$).

Die Temperatur t_4 hinter dem Vorläufer wurde zunächst mit einem Quecksilberthermometer im direkten Kontakt gemessen, später wurde zur Kontrolle auch noch ein Thermoelement eingebaut. Die beiden Werte waren identisch.

Die Thermoelemente, sowie die Meßinstrumente wurden von der Betriebskontrolle (Herrn Dr. Selin) zur Verfügung gestellt, auch wurden die Ableitungen während der Versuchs- von der Betriebskontrolle vorgenommen.

3) Durchrechnung eines Versuchsbilanzes

Als Beispiel für die Anwendung der Vorläufer-Methode an der M 1-Maschine Sp.39, 2. geschl. siehe Tabelle Anlage 1. Als erstes muss der Faktor α ermittelt werden. An der Kräftigkeitsanalyse errechnet sich zunächst der untere Schenkel zur

$1,5 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 23 \cdot 10^3 \cdot 9 \cdot 23 \cdot 10^3 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 10^3 = 1316 \text{ kg} \cdot \text{sec} \cdot \text{m}^3$ von 15° und 1 atm

7.10.1947, am 1. 24.50 Tage 1.500.

Nach Angabe der Gasfabrik bestehen die schweren Kohlenwasserstoffe Gas Nr. 2 aus im wesentlichen aus Acetylen = C_2H_2 . Für den Heizwert und die weitere Rechnung wurde daher stets Gas Nr. = C_2H_2 gesetzt. Die Analysenangaben betreffen stets Wasserstoffgehalt $O_2 = 0,2$. Dieser Posten wurde daher in der Tabelle nicht einzeln angeführt.

1 m³ Kraftgas von der angegebenen Zusammensetzung erfordert zur vollständigen Verbrennung ein Sauerstoffminimum von *

$$O_{min} = \frac{1 \cdot 16 + 1 \cdot 32}{2} + 2 \cdot 0,014 + 3 \cdot 0,005$$

$$= \frac{48}{2} + 2 \cdot 0,014 + 3 \cdot 0,005 = 0,236 \text{ m}^3$$

Sauerstoffminimum $O_{min} = \frac{0,236}{0,319} = 1,225 \text{ m}^3$.

Von den Bestandteilen des Kraftgases verbrannt mit diesem Luftmini-
mus:

0,516 m ³ C ₂ H ₂	+ 1,153 m ³ H ₂	= 0,516 m ³ CO ₂
0,133 " H ₂	+ 0,255 " O ₂	= 0,133 " H ₂ O
0,005 " C ₂ H ₄	+ 0,015 " O ₂	= 0,010 " CO ₂
		+ 0,010 " H ₂ O
0,014 " CH ₄	+ 0,028 " O ₂	= 0,014 " CO ₂
		+ 0,028 " H ₂ O
0,030 " C ₂ H ₆		= 0,030 " CO ₂
0,520 " H ₂	+ 0,520 " O ₂	= 1,489 " H ₂ O

$$1,0 \text{ m}^3 \text{ Kraftgas} + 1,225 \text{ m}^3 \text{ Luft} = 2,225 \text{ m}^3 \text{ Auspußgas}$$

Das theoretische Auspußgas ist demnach zusammengesetzt aus:

$$0,576 \text{ m}^3 \text{ CO}_2 + 0,147 \text{ m}^3 \text{ H}_2\text{O} + 1,489 \text{ m}^3 \text{ N}_2$$

Da in Wirklichkeit nicht mit der theoretischen Luftmenge, sondern mit Luftüberschuß ($\lambda = 1$) gearbeitet wird, so bilden sich aus 1 m³ Kraftgas $(2,225 + y) \text{ m}^3 = x \text{ m}^3$ Auspußgas. In diesem x m³ Auspußgas sind unverändert enthalten 0,576 m³ CO₂ und 0,147 m³ H₂O. Die Stickstoff-

* nicht tabellarisch, sondern mechanisch 4. Aufl. S. 39 u. 40.

menge ist verbraucht und Sauerstoff ist neu hinzugekommen.

Die Analyse des Auspuffgases weist auf: 12,0% CO₂ + 8,4% O₂ + 79,6% N₂. Die obigen 0,376 m³ CO₂ entsprechen also 12,0%. Demnach ist die Auspuffgasmenge $\frac{0,376}{0,120} = 3,130 \text{ m}^3$; allerdings ohne H₂O, da der Wasserdampf aus der Durchschritteprobe durch Kondensation verschwindet. Die tatsächliche Auspuffgasmenge beträgt daher nach dieser Rechnung $x = 3,130 + 0,147 = 3,277 \text{ m}^3$ pro 1 m³ Kraftgas.

Ebenso wie aus der CO₂ Analyse kann x auch aus der Sauerstoff- und Stickstoffanalyse gerechnet werden. Mit der Sauerstoffanalyse ergibt sich folgendes: Die 8,4% O₂ können nur aus dem Luftüberschuss herrühren. Dann ergeben sich folgende Gleichungen:

Theor. Auspuffvolumen + Luftüberschuss = Wirkliches Auspuffvol.

$$2,012 + y = x$$

Andrerseits ist der Sauerstoffgehalt des Luftüberschusses = dem des

Auspuffvolumens, $y \cdot 0,209 = (x - 0,147) \cdot 0,084$

also $2,012 + (x - 0,147) \cdot \frac{0,084}{0,209} = x$

$$x = \frac{2,012 - 0,147 \cdot \frac{0,084}{0,209}}{1 - \frac{0,084}{0,209}} = 3,265 \text{ m}^3$$

Der Unterschied dieses Wertes gegenüber dem aus der CO₂-Analyse ermittelten beträgt nur 0,4%. In der Folge wird nur der aus der Sauerstoffanalyse gefundene Wert zugrundegelegt, da die O₂-Analysen sicherer sind als die CO₂ Analysen. Außerdem wird der O₂-Gehalt von 2 verschiedenen Durchschritteproben das eine Mal mit Kaliumdichromat, das andere Mal mit Phosphor bestimmt. Das Ergebnis war bei allen Versuchen stets dasselbe, was dem O₂-Gehalt eine hohe Sicherheit verleiht. Natürlich wurden die Auspuffgasproben ausser auf CO₂ und O₂ auch auf CO, H₂, CH₄ und C₂H₄ analysiert. Bei dem hohen Luftüberschuss ist die Verbrennung vollständig und es wurde im Auspuff nie CO, CH₄ oder C₂H₄ gefunden, gelegentlich mal 0,1% H₂.

Aus 1 m³ Kraftgas, entstehen also 3,265 m³ Auspuffgas, der Luftüberschuss ist $3,265 - 2,012 = 1,253$ m³ Luft. Ingesamt wurden also pro m³ Kraftgas verbraucht: $1,225 + 1,253 = 2,478$ m³ Luft und die Luftüberschusszahl = $\frac{\text{Verbrauchte Luft}}{\text{Luftminimum}} = \frac{2,478}{1,225} = 2,02$.

Aus der Zusammensetzung des Auspuffgases errechnet sich nun das spezifische Gewicht γ und die spezifische Wärme c_p wie folgt:

	m ³	%	Molgew.	m.v.	c_p m (565° + 198°) ⁺	m.v. c_p
CO ₂	0,376	11,52	44	5,07	0,254	1,287
H ₂ O	0,147	4,50	18	0,81	0,480	0,389
O ₂	0,262	8,02	32	2,57	0,231	0,594
N ₂	2,480	75,96	28	21,26	0,263	5,592
	3,265 m ³	100,0%		29,71		7,862

$$\gamma = \frac{29,71}{24,4} = 1,218 \quad c_p = \frac{m \cdot v \cdot c_p}{m \cdot v} = \frac{7,865}{29,71} = 0,265$$

Die in Abtitzekessel verdampfte Speisewassermenge betrug 1052 kg/Std. Die Speisewassertemperatur war 77° (i = 77 WE), die Temperatur des überhitzten Dampfes von 15,34 ata war 353° (i = 755 WE) demnach die Wärmedifferenz pro kg $\Delta i = 678$ WE und die ganze vom Dampf aufgenommene Wärmemenge $Q_1 = 1052 \cdot 678 = 713000$ WE, dazu treten $Q_2 = 35000$ WE Isolationsverluste. Die Temperaturdifferenz der Auspuffgase vor und nach dem Kessel war $t_1 - t_4 = 565 - 198 = 367$ °. Nach Formel (1) ist demnach die Auspuffgasmenge

$$V \cdot x = \frac{Q_1 + Q_2}{\gamma \cdot c_p (t_1 - t_4)} = \frac{713000 + 35000}{1,218 \cdot 0,265 \cdot 367} = 6310 \text{ m}^3$$

und da $x = 3,265$, so ist die Kraftgasmenge $V_1 = \frac{6310}{3,265} = 1932$ m³ und der Gesamtwärmeverbrauch $W_u \cdot V = 1316 \cdot 1932 = 2\,544\,000$ WE.

Die gleichzeitig während des Versuchs vorgenommene Indizierung der Gasmaschine ergab 1393 PS₁. Somit ergibt sich ein Wärmeverbrauch von

$$W_i = \frac{2544000}{1393} = 1825 \text{ WE pro PS}_1$$

+ siehe Schüle, Thermodynamik 4. Aufl. S. 62, 63, 58.

4.) Genauigkeit der Versuchsmethode.

In der Regel weicht der mit dem Junkers-Kalorimeter bestimmte Heizwert von dem aus der Analyse errechneten ab und zwar meist nach oben. Es wird dies so erklärt, dass im Gas schwere Kohlenwasserstoffe in Dampfform enthalten sind, die bei der Analyse nicht erfasst, im Kalorimeter dagegen verbrannt werden. Um den Einfluss dieser Ungenauigkeit auf die Wärmeverbrauchsmessung festzustellen, sei ein Versuch, bei dem eine größere Differenz in den Heizwerten festgestellt wurde, z.B. Versuch 7 vom 23.12.32 für beide Male durchgerechnet. Bei diesem Versuch ergab das Kalorimeter 1412 WE, die Analyse 1347 WE, Differenz $\approx 65 \text{ WE} = 4,8\%$. Es sei nun angenommen, diese 65 WE seien dampfförmiges Benzol, das im Gas mitgeraten wird = 6,8 Gramm. 1 kg Benzol benötigt zur Verbrennung $2,35 \text{ m}^3$ Sauerstoff = $11,2 \text{ m}^3$ Luft. 6,8 Gramm infolgedessen $0,016 \text{ m}^3 \text{ O}_2$ bzw. $0,076 \text{ m}^3$ Luft. Der theoretische Luftbedarf erhöht sich daher von $1,254$ auf $1,330 \text{ m}^3$, das theoretische Auspuffvolumen von $2,054$ auf $2,115 \text{ m}^3$ und das praktische Auspuffvolumen Faktor x von $3,591$ auf $3,732$. Mit diesem neuen Faktor x errechnet sich ein Kraftgasverbrauch von $\frac{6085}{3,732} = 1631 \text{ m}^3$ gleich ungefähr $3,8\%$ weniger. Zur Ermittlung des Wärmeverbrauchs der Maschine müssen diese 1631 m^3 natürlich mit dem Junkers-Heizwert von 1412 WE multipliziert werden = $2\,302\,000 \text{ WE} = 1854 \text{ WE pro } \text{kg}/\text{Std.}$ anstatt 1837 WE , also noch nicht ganz 1% mehr. Ein eventueller Fehler in der Kraftgasanalyse wirkt also daher zwar auf die Ermittlung des Kraftgasverbrauches im ungefähr gleichen Prozentsatz, auf den maßgebenden Wärmeverbrauch dagegen nur sehr wenig aus: die obige Abweichung von 65 WE im Heizwert gleich ungefähr 1% im Wärmeverbrauch stellt ein Maximum dar.

Sehr wichtig für die ganze Methode ist die Bestimmung des Sauerstoffgehalts im Auspuffgas. Wie bereits erwähnt, wurden bei den Ver-

siehe Schüle, Thermochemik S. 41 u. 42.

suchen zwei voneinander unabhängige Durchschnittsproben (vor und hinter dem Abhitzeofen) entzogen und die eine Probe mit Phosphor, die andere mit Pyrogallol analysiert. Die Ergebnisse waren stets dieselben. Sollten beide Analysen einmal falsch sein, z.B. statt 9,5% der richtige Wert 9,5% (ein unwahrscheinlicher Fall) so bewirken diese 0,2% die eine Nachrechnung ergibt, eine Änderung des Faktors x und damit auch des Wärmeverbrauchs um 1,7%, also z.B. statt 1837 WE 1868 WE.

Die Temperatur der Abzugsgase vor dem Ueberhitzer von etwa 500° wurde, wie schon erwähnt, zweimal gemessen. Bei der gewählten Meßanordnung dürfte ein Fehler von mehr als 5° unwahrscheinlich sein; ist die Temperatur in Wirklichkeit 5° höher, so ergibt dies ein Wärmeverbrauch, der um 0,8% geringer ist als z.B. bei Versuch 1 statt 1825 WE 1816 WE.

Die angegebenen Fehlerquellen beeinflussen also das Resultat nur sehr minimal und dann meist in der Richtung, dass der Wärmeverbrauch geringer ist, als errechnet.

Die einzige Unvollständigkeit in der ganzen Methode besteht in der Ermittlung der Isolationverluste an Wärme. Je größer die Isolationverluste angenommen werden, desto größer ergibt sich auch der Wärmeverbrauch der Gasmaschine. Es wurde daher zu den effektiv gemessenen Wärmeleistungen von 25000 WE bzw. 20000 WE noch ein Zuschlag von 10000 WE gemacht, um alle sonstigen sonstigen Verluste noch mitzubearbeiten (z.B. Strahlungswärme etc.) diese Isolationswärmemenge von 10000 WE dürfte zu etwa 5000 WE ungenau sein, aber aller Wahrscheinlichkeit nach nur nach unten, bei den grossen Maschinen macht dies $\frac{1}{2}$ bis 1 % aus, bei den kleinen allerdings bis zu 4 %. Zusammenfassend kann also gesagt werden, dass der Wärmeverbrauch der grossen Maschinen mit einer Genauigkeit von etwa 2 bis 3 % ermittelt wird.

5. Ergebnis.

Maßgebend für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Maschinen ist im vorliegenden Fall der Wärmeverbrauch pro PS_1 -Std. Die für die Berechnung der Betriebsergebnisse des Gaskompressorenbetriebs täglich festgestellten PS_2 - Stunden sind nämlich keine gemessenen Werte, sondern lediglich eine Funktion der Umdrehungszahlen. Bei der Anordnung Gasmaschine und Kompressor auf einer gemeinsamen Kurbelwelle ist es nicht möglich die effektive Leistungsabgabe der Gasmaschine experimentell festzustellen. Man ist daher gezwungen Annahmen zu machen und die PS_2 - Stunden einfach direkt proportional der Tourenzahl festzulegen. Diese Annahmen setzen voraus, dass der mechanische Wirkungsgrad bei ähnlichen Aggregaten einer Type untereinander gleich ist, dass die Leistungsaufnahme der Kompressoren stets dieselbe ist und dass die Leistung direkt proportional der Drehzahl wäre, was natürlich alles nur in erster Annäherung zutrifft. Insbesondere ist die Leistungsaufnahme der Kompressoren abhängig von Gas- und Kühlwassertemperatur, sowie dem Druckverhältnis, die sich täglich ändern.

Auf diesem Grunde ist unvergleichbare Ergebnisse zu erhalten der Wärmeverbrauch bei den vorliegenden Verhältnissen auf die PS_1 - Stunde bezogen. Wie aus der Tabelle, Anlage I ersichtlich ist, ergeben sich für die 10-Maschinen Wärmeverbräuche von 1825 bis 1916 WE pro PS_1 -Stunde, für die 7a-Maschine Werte von 1870 bis 2000 WE. Bei Zugrundelegung der üblichen Werte pro PS_2 -Std. wurden sich für die 10-Maschinen Werte von 2080 bis 2172 WE/ PS_2 Stunde und für die 7a-Maschinen Werte von 1990 bis 2230 WE ergeben.

Der Wärmeverbrauch einer Gasmaschine wird natürlich maßgebend beeinflusst durch die Einstellung der Maschine. Die Zeitpunkte für das Öffnen und Schließen der Ein- und Auslassventile, die Ventilhub und

Die Stündung werden an den Maschinen periodisch bei jeder Reinigung (ca. alle 3 Monate) nachkontrolliert. Versuche 10 und 11 unterscheiden sich nur dadurch, dass bei Versuch 10 die Vorzündung auf 60° , bei Versuch 11 auf 50° gehalten wurde. Die kleinere Vorzündung hat offenbar einen höheren Gasverbrauch zur Folge. Zwar wird in diesem Fall mehr Abhitze Dampf erzeugt, doch ist die Wärmeausnutzung in der Maschine natürlich wirtschaftlicher.

Bei dem relativ hohen Leistungswert ist es möglich, mit so großem Luftüberschuss zu fahren, dass Verluste durch unvollkommene Verbrennung überhaupt nicht auftreten, im Gegensatz z.B. bei Gichtgasbetrieb. Die Auspuffgase der einzelnen Kypfe werden im Betrieb laufend analysiert, sodass jede Fehleinstellung, aber auch evtl. unrichtige Anlaskkegel sofort entdeckt werden. Alle diese Faktoren erklären den günstigen Wärmeverbrauch pro PS_i-Stunde, wie er sonst nur bei Abnahmeversuchen erreicht wird.

Aus den Versuchen geht ferner hervor, dass die Drehzahl im Betriebsbereich keinen nennenswerten Einfluss auf den Wärmeverbrauch hat, dass dagegen mit sinkender Drehzahl die Auspufftemperaturen und damit auch die spezifische Dampferzeugung im Kessel stark abnehmen.

Mit dieser Messmethode eröffnet sich nun ein Weg, der Einfluss der Vorzündung, der Einstellung (ob viel oder wenig Luftüberschuss) der Kraftgaszusammensetzung usw. auf den Gasverbrauch zahlenmäßig festzulegen. Versuche hierüber sind im Gange.

