

12

## EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21 Anmeldenummer: 81101062.8

51 Int. Cl.<sup>3</sup>: **F 23 D 13/36**

22 Anmeldetag: 16.02.81

30 Priorität: 01.03.80 DE 8005891 U

71 Anmelder: **Joh. Vaillant GmbH u. Co, Berghauser Strasse 40 Postfach 10 10 20, D-5630 Remscheid (DE)**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung: 09.09.81  
**Patentblatt 81/36**

72 Erfinder: **Stosiek, Johannes, Am Eckbusch 35/40, D-5600 Wuppertal (DE)**

84 Benannte Vertragsstaaten: **AT BE CH FR GB IT LI LU NL SE**

74 Vertreter: **Heim, Johann-Ludwig, Am Henkelshof 1-3/103, D-5630 Remscheid 11 (DE)**

54 **Verfahren und Vorrichtung zum Minimieren der Schallabstrahlung eines Vormischbrenners.**

57 Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zum Minimieren der Schallabstrahlung eines Vormischgasbrenners, insbesondere bei Raumheizungsgeräten. Die Gesamtinjektordurchtrittsfläche bei einem Vormischgasbrenner wird nach folgender Beziehung:

$$A_{IN} \geq \frac{\dot{V}}{\frac{1}{p} \left( \frac{N}{K} \right)^{0,11}}$$

und die spezifische Brennoflächenbelastung nach der Beziehung:

$$Q_{AB} \leq \left( \frac{N}{K} \right)^{0,5}$$

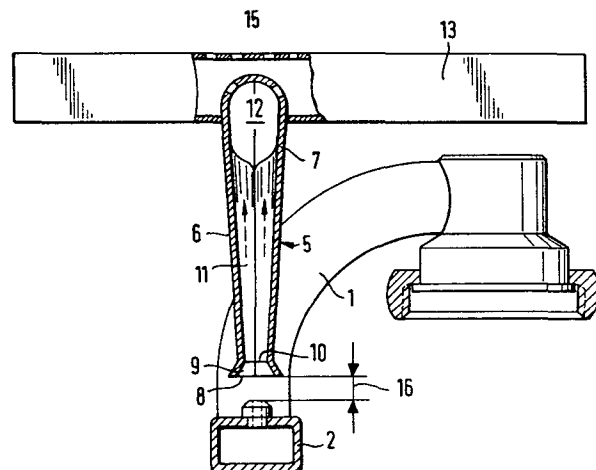
ermittelt, wobei  $\dot{V}$  die Summe des gesamten Gas- und Luftdurchsatzes,  $p$  ein Proportionalitätsfaktor,  $N$  die vorgegebene maximale Schalleistung und  $K$  eine Konstante ist, die aus dem Wobbeindex, der Schallgeschwindigkeit, der spezifischen Düsenflächenbelastung und der gesamten Düsenflächen gebildet ist. Die spezifische Düsenflächenbelastung  $Q_D$  wird im Bereich

$$5 \cdot 10^{-8} < Q_D < 1,5 \cdot 10^{-9} \frac{W}{m^2}$$

gehalten und  $p$  im Bereich

$$2,0 < p < 4$$

gewählt. Der Brenner weist bei einem Schallabstrahlungspegel  $\leq 40$  db das Verhältnis der Flächensumme  $A_B$  aller Brennerschlitze zur Flächensumme aller Injektordurchtrittsflächen  $\geq 10$  auf.



Joh. Vaillant GmbH u. Co

LP 835

- 1 -

Verfahren und Vorrichtung  
zum Minimieren der Schallab-  
strahlung eines Vormischbrenners

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum  
Minimieren der Schallabstrahlung eines mit einem Gas-Luftge-  
misch gespeisten Vormischers gemäß dem Oberbegriff des Haupt-  
anspruchs. Die Erfindung bezieht sich weiterhin auf eine Vor-  
5 richtung zur Durchführung dieses Verfahrens und auf die nach  
dem Verfahren hergestellten Brenner.

Bei Vormisch-Gasbrennern ergibt sich ein Gesamtgeräusch,  
das im wesentlichen in drei Einzelgeräusche unterteilt werden  
10 kann.

1. Das Geräusch, das durch die Verbrennung entsteht.

2. Das Geräusch, das am Injektor auftritt.
3. Das Geräusch, das sich bei der Strömung von Gasen aus Düsen bildet.

5

Weitere Geräusch-Quellen können das Geräusch im Gas-Zufuhrrohr sowie das Austrittsgeräusch des Gas-Luftgemisches aus den Brennerschlitzen darstellen. Gegenüber den unter eins bis drei erwähnten Geräuschen sind diese beiden Geräusch-

10 Quellen aber ohne weiteres vernachlässigbar.

#### Zu 1 - Verbrennungsgeräusch

Messungen, wie sie beispielsweise in Figur vier gezeigt werden, ergeben, daß das Verbrennungsgeräusch den größten Schalldruck erzeugt. Das Maximum des Schallpegels liegt bei etwa 500 Hz, vergleiche auch GWF 115 (1974, Heft 2, Seite 50). Wie diese Literaturstelle auch aussagt, ist der Schalldruck von der Wärmeleistung und von dem Grad der Luftbeimischung zum Gas

20 abhängig. Je mehr Luft bei gleichem Gas-Durchsatz beigemischt wird, um so höher ist der entstehende Schalldruck.

#### Zu 2 - Injektorgeräusch

25 Dieses Geräusch herrscht in einem Bereich zwischen 1 und 8 kHz vor. Es ist abhängig von der Primärluft-Zuführung und bildet typische Resonanzfrequenzen bei der Strömung des Gas-

Luftgemisches im Injektor.

### Zu 3 - Düsenausström-Geräusch

- 5 Die Frequenz-Analyse zeigt Spitzenwerte des Schalldrucks im Bereich größer 8 kHz.

Aufgrund der Vergleiche der drei Geräusch-Quellen kann gesagt werden, daß das Düsenausströmgeräusch klein ist gegenüber dem Verbrennungs- und Injektorgeräusch.

10

Im Verlauf des bisherigen Bestrebens, die einzelnen Geräusch-Quellen von Vormischbrennern zu ermitteln, zu gewichten und für sie Abhilfe zu schaffen, ist es gemäß GWF 108 (1967) 47, Seite 1325 bis 1336 bekanntgeworden, daß sich die einzelnen Schalldrücke bezogen auf die Geräusch-Quellen verhalten, wie dies etwa in Figur vier dargestellt ist. Es sind jedoch dem Stand der Technik keine Anweisungen entnehmbar, welche Maßnahmen im einzelnen vorzunehmen sind, um die unterschiedlichen Geräusch-Quellen in ihren Schalldruckpegeln herabzudrücken, und wie bei der Konstruktion von Brennern zu verfahren ist, um diese Ziele zu erreichen. Aus der Literaturstelle ist es bekanntgeworden, daß Mehrlochdüsen einen niedrigeren Schalldruckpegel ergeben als Einlochdüsen vom gleichen Gesamt-Querschnitt. Diese Aussage kann mit hinreichend großer Genauigkeit auch auf Brenner angewendet werden, bei denen jeweils einer Düse ein Injektor zugeordnet ist.

15

20

25

Ausgehend von allgemeinen Überlegungen könnte man auf das Verbrennungsgeräusch insoweit Einfluß nehmen, als daß man die Brenngemisch-Gasaustrittsschlitze in einzelnen Brenner-  
rohren größer gestaltet, um einen ruhigeren Austritt des  
5 Brenngas-Luftgemisches zu erzielen. Diese Maßnahme findet  
aber dort ihre Grenze, wo die Flamme durch die größer wer-  
denden Brennerschlitze hindurch auf die Düse zurückschlägt.  
Dieser Fall tritt aber bei einer Größe der Brennerschlitze  
dann schon ein, wenn es zu einer nennenswerten Beruhigung  
10 der austretenden Strömung noch gar nicht kommen kann.

Das Problem des Injektor-Geräusches hat man schon versucht  
durch sogenannte Helmholtz-Resonatoren in Angriff zu nehmen.  
So ist zum Beispiel aus der DE OS 21 17 337 ein mit einem  
15 Helmholtz-Resonator versehener Brenner für gasbeheizte Geräte  
bekanntgeworden, wobei an der Eintrittsöffnung der Primär-  
luft-Ansaugkammer eine schalldämmende Einrichtung mit einer  
Resonanz-Frequenz von mindestens 600 Hz vorgesehen ist. Spe-  
ziell war vorgesehen, daß der Helmholtz-Resonator eine Re-  
20 sonanz-Frequenz von 1 bis 1,5 kHz aufweist.

Helmholtz-Resonatoren können jedoch nur eine bestimmte Fre-  
quenz beziehungsweise über die Bandbreite nur einen ganz engen  
Frequenzbereich auslöschen. Um demgemäß das gesamte Injektor-  
25 Geräusch in einem Frequenzbereich von etwa 1 bis 8 kHz aus-  
löschen zu können, wären etwa fünf Helmholtz-Resonatoren pro  
Düse notwendig. Es zeigt sich hieraus, daß bei einem Mehrdüsen-  
brenner der Aufwand untragbar ist, von der Baugröße ganz zu

schweigen.

Theoretisch ist das Düsenausström-Geräusch von Lighthill  
(Proceeding Royal Society A 221 (1952) und A 222 (1954)) un-  
5 tersucht und beschrieben worden. Es besagt, daß die Schall-  
leistung einer turbulenten Strömung, und darum handelt es  
sich bei den hier beschriebenen Brennern und ihren Düsenströ-  
mungen immer, der 8. Potenz der Düsenaustritts-Geschwindigkeit  
und dem Quadrat des Düsendurchmessers proportional ist.

10

$$(1) \quad N \sim \frac{\rho_0 \cdot u_0^8 \cdot d_0^2}{a^5}$$

Wobei  $\rho_0$  die Dichte des Mediums bedeutet,  $u_0$  die Düsenaus-  
15 tritts-Geschwindigkeit,  $d_0$  der Düsendurchmesser und  $a$  die  
Schallgeschwindigkeit bedeuten.

Aus dem Lighthill 'schen Gesetz kann abgeleitet werden, daß  
die Schallabstrahlung infolge der Strömung aus der Düse vor  
20 allem durch kleinere Strömungsgeschwindigkeiten verringert  
wird.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein  
Verfahren anzugeben, bei dem unter Konstanthaltung der Wärme-  
25 leistung und bei einem festgelegten Gas sowie einer vorge-  
gebenen maximalen Schallabstrahlung die Schallpegel für das  
Verbrennungs- und Injektor-Geräusch minimiert werden können.

Aus einer großen Zahl von Messungen an Vormisch-Gasbrennern der unterschiedlichsten Konstruktionen, in denen der Zusammenhang zwischen dem Schalldruck- bzw. Schalleistungspegel und der spezifischen Brennerflächen-Belastung, der spezifischen Düsenbelastung, dem Wobbe-Index des betreffenden Gases, der Strömungsverhältnisse im Injektor sowie der Düsen-gesamtfläche festgestellt werden konnte, wurde die folgende Beziehung gefunden:

$$(2) \quad N = Q_D^{n_1} \cdot Q_{AB}^{n_2} \cdot \left(\frac{1}{W}\right)^{n_3} \cdot \left(\frac{1}{a}\right)^{n_4} \cdot v_{iN}^{n_5} \cdot \sum A_D^{n_6}$$

Hierbei bedeuten N die theoretische Schalleistung in  $[W]$ ,  $Q_D$  die spezifische Düsenflächen-Belastung in  $[W/m^2]$ ,  $Q_{AB}$  die spezifische Brennflächenbelastung  $[W/m^2]$ , W die Wobbe-Zahl in  $[Ws/m^3]$ , a die Schallgeschwindigkeit in  $[m/s]$ ,  $v_{iN}$  die mittlere Geschwindigkeit des Gasluft-Gemisches im Injektor in  $[m/s]$ ,  $\sum A_D$  die Gesamtfläche der Düsenöffnungen in  $[m^2]$ . Die weiteren Ausführungen über das erfindungsgemäße Verfahren beziehen sich auf die Erdgasfamilie, weil Brenner in dieser Familie am weitesten verbreitet sind. Es bereitet aber keine Schwierigkeiten, die für das Erdgas gewonnenen Erkenntnisse auf andere Gase oder Gas-Luftgemische zu übertragen.

Im Erdgasbereich kann man die Wobbe-Zahl wie folgt annehmen:

$$(3) \quad 39,4 \cdot 10^6 < W < 52,4 \cdot 10^6 \left[ \frac{Ws}{m^3} \right]$$

Für die Bestimmung der Exponenten wurde die Gleichung (2) so behandelt, daß jeweils einer der Multiplikatoren variabel angesetzt wird und die anderen als Konstanten betrachtet werden. Es konnten dann eine Vielzahl von Brennern durchge-  
 5 messen werden, wobei die Exponenten auch bei den unterschiedlichen Brennerkonstruktionen als näherungsweise gleich angesehen wurden. Aus diesen Messungen ergeben sich die Exponenten wie folgt:

$$(4) \quad \begin{aligned} n_1 &= 1,5 = n_3 ; n_2 = 1 = n_6 \\ n_4 &= 6 ; n_5 = 4,5 \end{aligned}$$

Unter Berücksichtigung der nunmehr festliegenden Exponenten kann man aus der Gleichung (2) ersehen, daß die Schalleistung  
 15 eines atmosphärischen Brenners direkt proportional der Düsenflächen und der Brennerflächen-Belastung ist, weiterhin proportional der mittleren Geschwindigkeit des Gas-Luftgemisches im Injektor und der Gesamtfläche aller Düsen und umgekehrt proportional der Wobbe-Zahl. In der Gleichung (2) sind lediglich  $Q_{AB}$  und  $V_{IN}$  voneinander unabhängig. Weiterhin sind folgende Größen entweder als Konstanten anzunehmen oder als Konstante bei der vorzunehmenden Geräusch-Optimierung anzusetzen.  
 20 Das sind im wesentlichen die Schallgeschwindigkeit  $a$  sowie die spezifische Düsenflächen-Belastung und die Summe aller Düsenflächen. Das Produkt aus  $Q_D$  und  $\sum A_D$  entspricht der Wärmeleistung des Brenners. Die Schallgeschwindigkeit bezieht sich einmal auf die aus einem Raum einströmende Luft sowie



das über das Gas-Zufuhrrohr in den Injektor einströmende Gas, deren mittlere Temperaturen im Bereich von  $100^{\circ}\text{C}$  als konstant anzusetzen sind.

- 5 Das brennende Gas-Luftgemisch weist eine Temperatur von circa  $1.400^{\circ}\text{C}$  auf, die im wesentlichen auch als konstant angesetzt werden kann. Maßgeblich für die Variation von  $a$  wären also nur die absoluten Temperaturhöhen.
- 10 Innerhalb der Erdgasfamilie oder einer anderen Gasfamilie soll also ein atmosphärischer Brenner so optimiert werden, daß die theoretische Schalleistung  $N$  bei einer bestimmten Wärmeleistung unterschritten wird.
- 15 Unter Berücksichtigung der vorgenannten Prämissen vereinfacht sich die Gleichung (2) auf folgende Gleichung (5) oder Gleichung (6).

$$(5) \quad N = Q_{AB} \cdot V_{IN}^{4,5} \cdot K$$

$$(6) \quad \frac{N}{K} = Q_{AB} \cdot V_{IN}^{4,5}$$

Der Ansatz für die Minimierung lautet nun:

Die beiden den Wert  $N$  durch  $K$  ergebenden Faktoren sollen so gewählt werden, daß ihre Summe möglichst klein ist.

Die eben geschilderte Forderung entspricht folgendem mathematischem Ansatz:

$$(7) \quad f(Q_{AB}, V_{IN}) \equiv Q_{AB} + V_{IN}^{4,5}$$

Als Randbedingung wird Gleichung (6) gemäß Gleichung (8) verwendet.

$$(8) \quad g(Q_{AB}, V_{IN}) = Q_{AB} \cdot V_{IN}^{4,5} - \frac{N}{K} = 0$$

Aufgrund des Lagrange'schen-Ansatzes ergibt sich somit folgende

5 Lösung:

$$(9) \quad (f - \lambda g)_{Q,V} = 0$$

$$(f - \lambda g)_Q = Q'_{AB} - \lambda Q'_{AB} V_{IN}^{4,5} = 0$$

$$(f - \lambda g)_V = V_{IN}^{4,5} - \lambda V_{IN}^{4,5} Q_{AB} = 0$$

10

$$\lambda = \frac{1}{V_{IN}^{4,5}} = \frac{1}{Q_{AB}}$$

$$V_{IN}^{4,5} = Q_{AB}$$

Das bedeutet in Worten, daß der Betrag der mittleren Gas-Luft-Gemisch-Geschwindigkeit hoch 4,5 ziffernmäßig der spezifischen Brennflächen-Belastung entsprechen muß, um der ein-  
15 gangs genannten Forderung Genüge zu tun. Damit ergeben sich Gleichungen (10) und (11).

$$(10) \quad Q_{AB} \leq \left(\frac{N}{K}\right)^{0,5} \left[\frac{W}{m^2}\right]$$

20

$$(11) \quad V_{IN} \leq \left(\frac{N}{K}\right)^{0,11} \left[\frac{m}{s}\right]$$

Es ist physikalisch sinnvoll, daß die Werte von  $Q_{AB}$  und  $V_{IN}$  nicht überschritten werden, jedoch in gewissem Maße unterschritten werden dürfen.

25 Auf der allgemein gültigen Basis gemäß den Gleichungen (10) und (11) haben aber Messungen ergeben, daß  $V_{IN}$  wesentlich ver-

ringert werden kann, ohne daß die einwandfreie Verbrennung leidet. Unter einwandfreier Verbrennung ist zu verstehen, daß die an den Brennflächen-Schlitzten entstehenden Flamme weder von den Brennflächen-Schlitzten abhebt noch unter Bildung von CO verbrennt. Unter dieser Voraussetzung kann Gleichung (11) wie folgt weitergeschrieben werden:

$$(12) \quad v_{IN} \leq \frac{1}{p} \left( \frac{N}{K} \right)^{0,11}$$

$$(13) \quad 2,0 < p < 4$$

10

In der Gleichung (12) bedeutet 1:P den Verringerungsfaktor. Die Messungen haben ergeben, daß P gemäß Gleichung (13) eingegrenzt ist. Wird der kleinere Wert von P unterschritten, wird die Flamme zum Abheben neigen, ein Überschreiten des größeren Wertes würde eine unvollständige Verbrennung bedeuten. Aus rein praktischen Erwägungen wird der Bereich von P eingegrenzt gemäß Gleichung (14).

20

$$(14) \quad 2,5 < p < 3,8$$

Ein an jedem Gas-Vormischbrenner feststellbares Bauteil ist die Summe aller Injektor-Durchtrittsflächen. Bei Verwendung eines einzigen Injektors ist das der Querschnitt des Injektors an seiner engsten Stelle, bei Mehrdüsenbrennern mit entsprechend mehr Injektorrohren ist das die Summe aller kleinsten Durchtrittsstellen sämtlicher Injektoren. Diese Gesamtfläche verhält sich gemäß Gleichung 15.

$$(15) \quad A_{IN} = \frac{\dot{V}}{v_{IN}} \quad m^2$$

Hierbei setzt sich  $\dot{V}$  gemäß Gleichung (16) zusammen, wobei als Luftdurchsatz nur der Primärluftdurchsatz zu verstehen ist, also der Durchsatz, der mittels der Gasdüsen durch die Injektorrohre durchgeblasen wird.

5

$$(16) \quad \dot{V} = \dot{V}_{\text{Gas}} + \dot{V}_{\text{Luft}}$$

Setzt man aus Gleichung (12) den Wert für  $V_{\text{IN}}$  in Gleichung (15) ein, so ergibt sich Gleichung (17).

10

$$(17) \quad A_{\text{IN}} \geq \frac{\dot{V}}{\bar{p} \left( \frac{N}{K} \right)^{0,11}} = \frac{\dot{V}}{V_{\text{IN}}}$$

Somit ist die Gesamtfläche des Injektors (oder der Injektoren) ziffernmäßig bestimmt, wobei der Wert, nach dem ein Injektor gemäß Gleichung (17) bestimmt ist, nicht unterschritten werden darf, weil dies zu einer unmittelbaren Erhöhung der Schallabstrahlung führen würde, während ein Überschreiten des Wertes zunächst nur zu einer Verschlechterung der Verbrennung führt.

15

20 Man kann hieraus erkennen, daß sich die Optimierung der Schallabstrahlung und das Erreichen einer optimalen Verbrennung teilweise widersprechen.

Gemäß Gleichung (17) kann somit bei einer vorgegebenen Gasfa-

25

milie einer vorgegebenen maximalen Schallabstrahlung sowie einer gegebenen Wärmeleistung die gesamte Injektordurchtrittsfläche des Brenners berechnet werden. Bei Einhaltung dieser Injektorfläche kann man sicher sein, daß die sich in der Praxis ergebene Schallabstrahlung kleiner als der theoretische vorgegebene Wert sein wird.

Der rechnerische Wert für die spezifische Brennerflächenbelastung  $Q_{AS}$  ergibt sich unmittelbar aus Gleichung (10). Die aus dieser Form ermittelten praktischen Werte können in den betrieblichen Toleranzen zwar sowohl über- als auch unterschritten werden, das Unterschreiten führt unmittelbar zu einer Anhebung der Geräusch-Abstrahlung, während das Überschreiten zu einem Zurückschlagen der Flammen führt.

15

Damit sind die beiden wichtigsten Daten eines Brenners vorgegeben. Bevor aus den Gleichungen (17) und (10) an einem Berechnungsbeispiel die Konstruktion eines Brenners dargelegt wird, soll noch die Schallgeschwindigkeit eingegrenzt werden. Aus rein praktischen Erwägungen wird mit Werten von

20

$$a_1 = 1100 \frac{m}{s} \quad \text{im Bereich der Brennerflächen}$$

und

$$a_2 = 400 \frac{m}{s} \quad \text{im Bereich des Injektors}$$

25

gearbeitet.

Die spezifische Düsenflächen-Belastung  $Q_D$  ist der Durch-

satz an Gas-Luftgemisch bei einem vorgegebenen Heizwert bezogen auf den einzelnen Durchlaß-Querschnitt. Dieser Wert wird aus rein praktischen Erwägungen angenommen zu

$$8 \cdot 10^8 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

5

Ein höherer Wert führt gemäß Figur vier zu einer höheren Schallabstrahlung bezüglich des Düsengeräusches, eine Verkleinerung des Wertes führt zu einem geringeren Gasdurchsatz durch die Düsen, damit zu einem geringen Impuls und damit zu einer geringeren Luftansaugung und damit zu einer geringeren Brennerleistung beziehungsweise zu einer unvollständigen Verbrennung.

10

$$(18) \quad 5 \cdot 10^8 < Q_D \quad 1,5 \cdot 10^9 \quad \frac{W}{m^2}$$

15

Bei der Konstruktion des Brenners wird die maximale Schallleistung, die abgestrahlt wird, vorgegeben. Heutige auf dem Markt befindliche Brenner haben eine Schalleistung von im Mittel von über 60 dB (A). Die unterste bekanntgewordene Grenze liegt bei 52 dB (A).

20

Mit dem erfindungsgemäßen Verfahren werden Schalleistungen der Größenordnung von 40 dB (A) angestrebt. Dieser Wert ist somit als Prämisse vor auszusetzen.

25

Es wäre ebensogut möglich, sich einen anderen Schalleistungspegel vorzugeben und mit diesem als Prämisse zu rechnen.

Anhand der vorgegebenen Werte für die angestrebte Schalleistung, die Schallgeschwindigkeit, die Wobbe-Zahl, die spezifische Düsenbelastung und den Proportionalitätsfaktor soll im folgenden ein Beispiel für einen atmosphärischen Gasbrenner der Leistung von 30 kW durchgerechnet werden, der mit Erdgas betrieben wird und der eine Schalleistung von nicht mehr als 40 dB (A) erzeugen soll. Die spezifische Düsenbelastung sei nicht größer als

$$8 \cdot 10^8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

10

Die zugrundeliegende Wobbe-Zahl sei

$$40 \cdot 10^6$$

Die Schallgeschwindigkeit betrage  $A = 1.100$  bzw.  $400$  m/s.

15 Der Proportionalitätsfaktor  $p$  sei 3,5. Einem Schalleistungsspiegel von 40 dB (A) entspricht eine Schallleistung von

$$(19) \quad N = 10^{-8} \text{ W}$$

20 Zunächst muß die Summe sämtlicher Düsenflächen ermittelt werden.

Sie ermittelt sich aus der vorgegebenen Wärmeleistung, bezogen auf die Düsenflächen-Belastung  $Q_D$ . Somit ergibt sich eine Gesamtdüsenfläche von  $3,75 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ . Hierbei ist es gleichgültig, ob sich diese Fläche auf eine oder eine Vielzahl

25 einzelner Düsen verteilt. Somit kann als nächstes  $K$  ausgerechnet werden. Aus Gleichung (2) folgt, daß  $K$  folgende Glieder umfaßt:

$$(20) \quad K_{1/2} = \left(\frac{1}{W}\right)^{1,5} \cdot \left(\frac{1}{a_{1/2}}\right)^6 \cdot Q_D^{1,5} \cdot \sum A_D$$

Dann sind: (21)  $K_1 = 1,87 \cdot 10^{-21}$  für  $Q_{AB}$  und

(22)  $K_2 = 8,03 \cdot 10^{-19}$  für  $V_{IN}$ .

- 5 Aus den Gleichungen (10), (19) und 21 ergibt sich somit für  $Q_{AB} \leq$   
 $2,3 \cdot 10^6 \frac{W}{m^2}$ . Aus den Gleichungen (12), (19) und (22) kann  $V_{IN}$   
 ausgerechnet werden, was sich zu  $3,8 \frac{m}{s}$  ergibt.

Daraus läßt sich die Gesamtheit der Injektor-Durchtrittsflä-  
 10 chen mit Hilfe der Gleichung (17) errechnen.

$A_{IN} = 1,21 \cdot 10^{-3} m^2$ , wobei aus praktischen Gründen  $V$  mit  
 $4,6 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}$  nach Gleichung (16) für eine Leistung von 30 kW  
 festgelegt ist.

- 15 Somit liegen die Konstruktionsdaten für den Brenner fest,  
 was die Minimierung der Schallabstrahlung angeht.

Während die Werte für die Schallgeschwindigkeit und für die  
 Wobbe-Zahl Größen darstellen, die dem Brenner-Konstrukteur  
 20 in der Variation entzogen sind, sind die Werte für die Düsen-  
 flächen-Belastung und den Proportionalwert  $p$  änderbar. Bei  
 einer Durchprüfung der Bereiche beziehungsweise Werte für  $Q_D$   
 und  $p$  hat sich herausgestellt, daß die Bereiche von  $Q_D$  und  
 $p$  die früher genannten Werte nicht verlassen sollen. Bei  
 25 der weiteren praktischen Überprüfung der durch die Formeln  
 für  $Q_{AB}$  und  $A_{IN}$  gefundenen Größen hat es sich herausgestellt,  
 daß man das Produkt von  $Q_{AB}$  und  $A_{IN}$  als eine Größe ansehen



kann, die nicht überschritten werden darf. Für die praktische Bemessung des Brenners muß somit einem fallenden Wert von  $Q_{AB}$  ein steigender Wert von  $A_{IN}$  zugeordnet werden und nicht umgekehrt. Es ist hierbei selbstverständlich, daß der Wert für das Produkt von  $Q_{AB}$  x  $A_{IN}$  aber veränderbar ist mit dem Wert der vorgeschriebenen nicht zu überschreitenden Schallabstrahlung.

Anhand der Figuren eins bis drei der Zeichnung ist ein Ausführungsbeispiel für einen nach Änderungsgemäßen Bemessungsregeln schalttechnisch gerechten Brenner dargestellt:

Es bedeuten

15            Figur eins eine Ansichtsdarstellung einer Brennerhälfte eines Brenners für einen Umlauf-Gas-Wasserheizer

20            Figur zwei eine Schnittansicht auf die Brennerhälfte mit Düsenrohr senkrecht in Ebene II-II zur Ansicht gemäß Figur eins geschnitten und

25            Figur drei eine abgebrochene Ansicht auf die Brennerrohre gemäß Figur zwei von oben zur Darstellung der einzelnen Brennflächenschlitze.

In allen drei Figuren bedeuten gleiche Bezugszeichen jeweils die gleichen Einzelheiten.

Ein Erdgasbrenner für ein gasbeheiztes Gerät, sei es ein Durchlauferhitzer oder Umlaufwasserheizer sowie Kessel oder Luftheizofen, weist ein Gaszufuhrrohr 1 auf, das von einem nicht dargestellten Erdgasnetz mit Gas versorgt wird. Das Gaszufuhrrohr 1 speist ein Düsenrohr 2, das wenigstens eine Gasdüse 4 im vorliegenden Beispiel aber sieben Gasdüsen 4 pro Brennelement 3, aufweist. Die einzelnen Gasdüsen 4 besitzen jede einen Durchtrittskanal für das Gas, die addierte Fläche der einzelnen Düsenkanäle ergibt somit die Gesamtdüsen-Durchtrittsfläche.

Sämtliche Gasdüsen 4 blasen in Injektorrohre 5 ein, die von zwei Blechteilen 6 und 7 hälftig geformt werden. Die Injektorrohre - pro Düse ist jeweils ein Injektorrohr vorgesehen - weisen an ihrer Gasdüse 4 zugewandten Mündung 8 Kegelstumpfform auf, der Kegel 9 ist so angeordnet, daß sich der Kegel in Richtung des aus der Düse 4 auströmenden Gases verjüngt. Am Ende des Kegels bildet sich eine nahezu zylindrische Engstelle 10, an die sich ein weiterer Kegel 11 anschließt, der sich in Richtung des strömenden Gases wieder öffnet. Sämtliche addierte Querschnittsflächen der einzelnen Engstellen 10 jedes Injektorrohres 5 ergibt somit die Gesamtinjektorfläche. Die einzelnen Kegel 11 münden in eine Gasverteilerkammer 12, an deren Oberseite reitend einzelne Brennerrohre 13 vorgesehen sind. Die Anzahl der Brennerrohre 13 kann von der Düsenanzahl abweichen. Bevorzugt sind mehrere Brennerrohre 13 vorgesehen als Düsen 4 beziehungsweise Injektorrohre 5 vorhanden sind. Die

Brennerrohre 13 weisen hochkant rechteckige Gestalt auf, an ihrer oberen Schmalfläche 14 sind Brennschlitze 15 bzw. Öffnungen 15 vorgesehen, die im Prinzip beliebige Gestalt haben können, wie dies Figur drei im einzelnen darstellt. Die Summe der Einzel-

5 flächen aller Brennschlitze 15 bzw. Öffnungen 15 ergibt die gesamte Brennfläche.

Die Funktion des in den Figuren eins bis drei dargestellten Brenners ist folgende:

10 Dem Gaszufuhrrohr 1 zugeführtes reines Erdgas - gegebenenfalls auch Flüssiggas oder Kokereigas - wird dem Düsenrohr oder den Düsenrohren 2 zugeführt, wo es zu der Vielzahl parallelliegender Gasdüsen 4 gelangt. Jede Gasdüse bläst zentrisch und ohne Versatz in das zugehörigen Injektorrohr 5

15 ein und reißt aus dem Spalt 16 zwischen Düsenende und Mündung 8 sämtlicher Injektorrohre Primärluft mit sich. Jedes Injektorrohr 5 wird somit von einem Gas-Luftgemisch durchströmt, welches im Bereich des Injektors intensiv verwirbelt und vermischt wird. Das Gas-Luftgemisch tritt in die Gasverteilerkammer 12

20 ein, die zu einer Vergleichmäßigung der einzelnen Gas-Luftgemische aus den einzelnen Injektoren beiträgt. Aus der Gasverteilerkammer werden die einzelnen Brennerrohre 13 gespeist, aus denen Gas-Luftgemisch jeweils an der Oberseite durch die Brennflächenschlitze 15 austritt, wo es durch eine nicht dar-

25 gestellte Zündvorrichtung entzündet wird und verbrennt. Die Erfindung hat es sich zum Ziel gesetzt, das Ansaugergeräusch, also das Geräusch, das im Spalt 16 aufgrund der Ansaugung der Primärluft durch den Gasstrom entsteht, und das Verbren-

nungsgeräusch, das beim Durchtritt des Gas-Luftgemisches durch die Brennflächenschlitze 15 auftritt, zu minimieren, in dem Verhältnis schon untersucht worden, über die die einzelnen physikalischen Größen miteinander in Verbindung stehen. Durch die Erfindung wird erreicht, daß durch entsprechende Bemessung der Injektorenflächen und der Brennschlitze diese Geräusche minimiert werden können.

Mit der Erfindung wurde bei der Geräuschminimierung bislang auf die größten  $Q_{AB}$  und  $A_{IN}$  abgestellt. Die spezifische Brennerflächen-Belastung  $Q_{AB}$  setzt sich zusammen aus der Wärmeleistung, die mit dem Brenner erzeugt wird, und der Summe der Flächen aller Brenneraustrittsschlitze  $A_B$ . Es besteht folgender Zusammenhang:

$$(23) \quad A_B = \frac{Q_L}{Q_{AB}} [m^2]$$

Da eine Wärmeleistung von 30 kW vorausgesetzt wurde und beim durchgerechneten Beispiel ein  $Q_{AB}$  -Wert von  $= 2,3 \cdot 10^6 \frac{W}{m^2}$  ermittelt wurde, ergibt sich

$$(24) \quad A_B = \frac{3 \cdot 10^4}{2,3 \cdot 10^6} = 1,3 \cdot 10^{-2} m^2$$

Bei dem behandelten Beispiel muß somit die Summe aller Brennerflächenaustrittsschlitze 130 cm<sup>2</sup> sein. Dieser Wert wäre an dem zugehörigen Brenner direkt meßbar.

Ausgehend von diesen Überlegungen, statt  $Q_{AB}$  in die Überlegungen einzubeziehen, wurde gefunden, daß sich der Schallleistungspegel in db (A) gemäß Figur fünf verhält zu dem Ver-

hältnis von  $\frac{A_B}{A_{IN}}$  entsprechend einer hyperbelähnlichen Kurve. Das Verhältnis von  $A_B$  zu  $A_{IN}$  ist unabhängig von der Brennerwärmeleistung bei Konstanthaltung der Werte für  $Q_L$ ,  $Q_D$ ,  $W$ ,  $p$  und den Schallgeschwindigkeiten  $a_1$  und  $a_2$ .

5

Aus der Betrachtung der Kurve gemäß Figur fünf folgt, daß der Schallabstrahlungspegel laufend sinkt, wenn das Verhältnis von  $A_B$  zu  $A_{IN}$  vergrößert wird. Somit kann die Kurve gemäß Figur fünf als Überprüfung der erfindungsgemäßen Lehre dienen: Nimmt man die Werte für  $Q_L$ ,  $Q_D$ ,  $W$ ,  $p$ ,  $a_1$  und  $a_2$  an, gemäß den Prämissen zur Durchführung der Beispielsberechnung, so ergibt sich bei einem vorgegebenen maximalen Schallabstrahlungspegel von 40 db (A) jeweils ein bestimmter festliegender und reproduzierbarer Wert für das Verhältnis von  $A_B$  zu  $A_{IN}$ . Somit ergibt sich die Kurve bei der Zuordnung der Werte von  $A_B$  zu  $A_{IN}$  für die verschiedenen unterschiedlichen Schallabstrahlungspegel abweichend von 40 db (A). Daraus folgt, daß der praktische Wert für das Verhältnis von  $A_B$  zu  $A_{IN}$  größer 10 gewählt werden muß, um unter einer maximalen Schallabstrahlung von 40 db (A) garantiert sich zu befinden. Das Verhältnis von  $A_B$  zu  $A_{IN}$  am fertigen Brenner muß natürlich anders sein, wenn ein von 40 db (A) abweichender maximaler Schallabstrahlungspegel gefordert wird.

25 Auf jeden Fall muß für ein anzustrebender Schallabstrahlungspegel von gleich oder kleiner 40 db (A) das Verhältnis von  $A_B$  zu  $A_{IN}$  größer als 10 werden.

Joh. Vaillant GmbH u. Co  
EP 835

- 1 -

### Ansprüche

1. Verfahren zum Minimieren der Schallabstrahlung eines mit einem Gas-Luftgemisch gespeisten Vormischbrenners mit einer einem Injektor zugeordneten Gasdüse und Brennschlitz, dadurch gekennzeichnet, daß  
5 bei einem festgelegten Gas (Wobbe-Zahl) und einer vorgegebenen minimalen Schallabstrahlung sowie Wärmeleistung (bestimmbar aus der Gesamtdurchtrittsfläche und der Gasgeschwindigkeit in der/den Düsen) die Gesamtinjektor-Durchtrittsfläche nach folgender  
10 Beziehung:

$$A_{IN} \geq \frac{\dot{V}}{\frac{1}{P} \left( \frac{N}{K} \right)^{0,11}}$$

- 15 wobei  $\dot{V}$  die Summe des gesamten Gas- und Luftdurchsatzes, P ein Proportionalitätsfaktor, N die vor-

gegebene maximale Schallabstrahlung und K eine Konstante ist, die gebildet ist aus der Wobbe-Zahl, der Schallgeschwindigkeit, der spezifischen Düsenflächen-Belastung und der Gesamtdüsenfläche bedeuten, und die spezifische Brennflächen-Belastung nach folgender Beziehung:

$$Q_{AB} \leq \left( \frac{N}{K} \right)^{0,5}$$

definiert ist.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei vorgegebener maximaler Schallabstrahlung das Produkt aus der minimal möglichen spezifischen Brennflächen-Belastung  $Q_{AB}$  und der maximal möglichen Gesamtinjektorfläche  $A_{IN}$  konstant gehalten ist, wobei die Konstante mit der Variation der vorgegebenen maximalen Schallabstrahlung veränderbar ist.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß bei fallendem Wert der spezifische Brennflächen-Belastung  $Q_{AB}$  ein steigender Wert der Injektorgesamtfläche  $A_{IN}$  zugeordnet ist und nicht umgekehrt in Abhängigkeit von der vorgegebenen maximalen Schallabstrahlung.

4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch

gekennzeichnet, daß die spezifische Düsenflächen-  
Belastung in folgendem Bereich gehalten wird.

$$5 \cdot 10^8 < Q_D < 1,5 \cdot 10^9 \frac{W}{m^2}$$

5

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Proportionalitätsfaktor  $p$  in folgenden Bereich gewählt wird.

10

$$2,0 < p < 4.$$

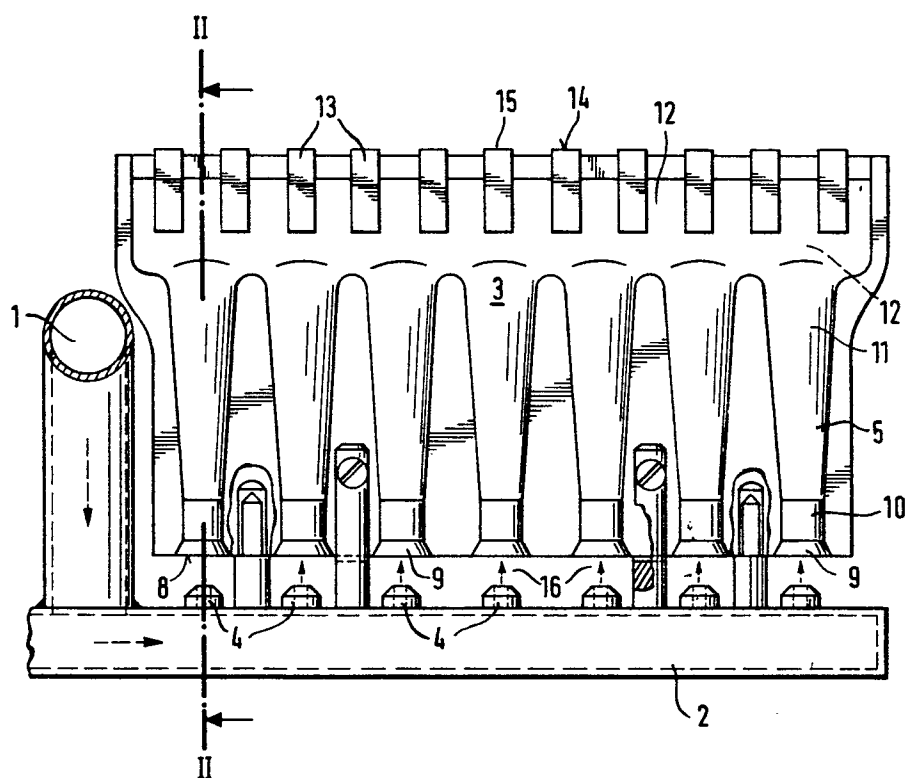
6. Vorrichtung zur Durchführung eines Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß für einen maximalen Schallabstrahlungspegel von gleich oder kleiner 40 db (A) das Verhältnis der Flächensumme aller Brennerschlitze  $A_B$  zu der Flächensumme aller Injektordurchtrittsflächen gleich oder größer 10 gewählt ist.

15

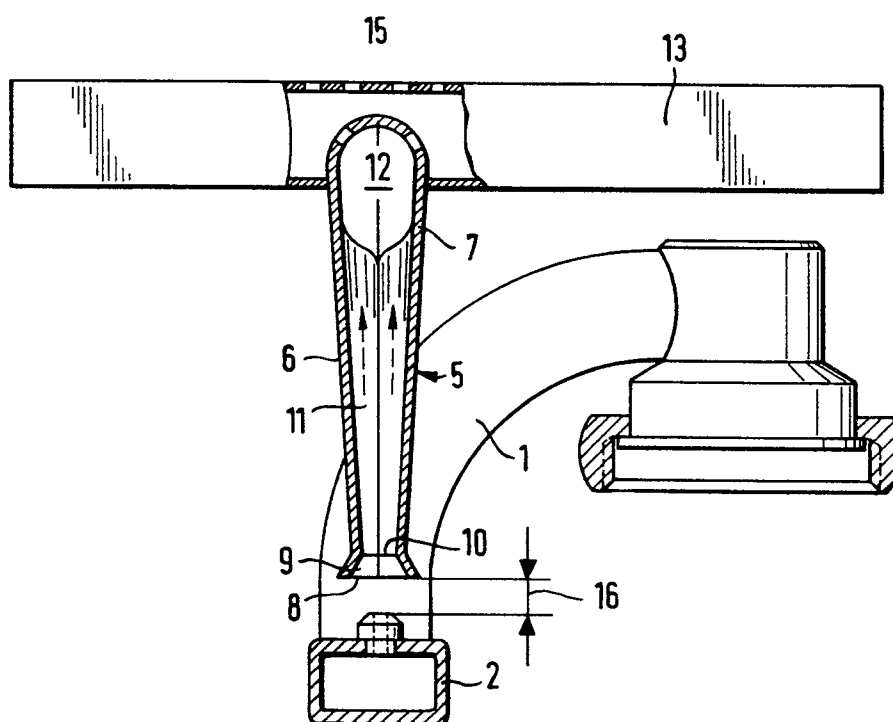
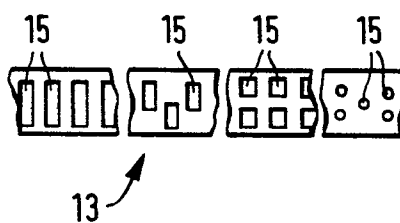


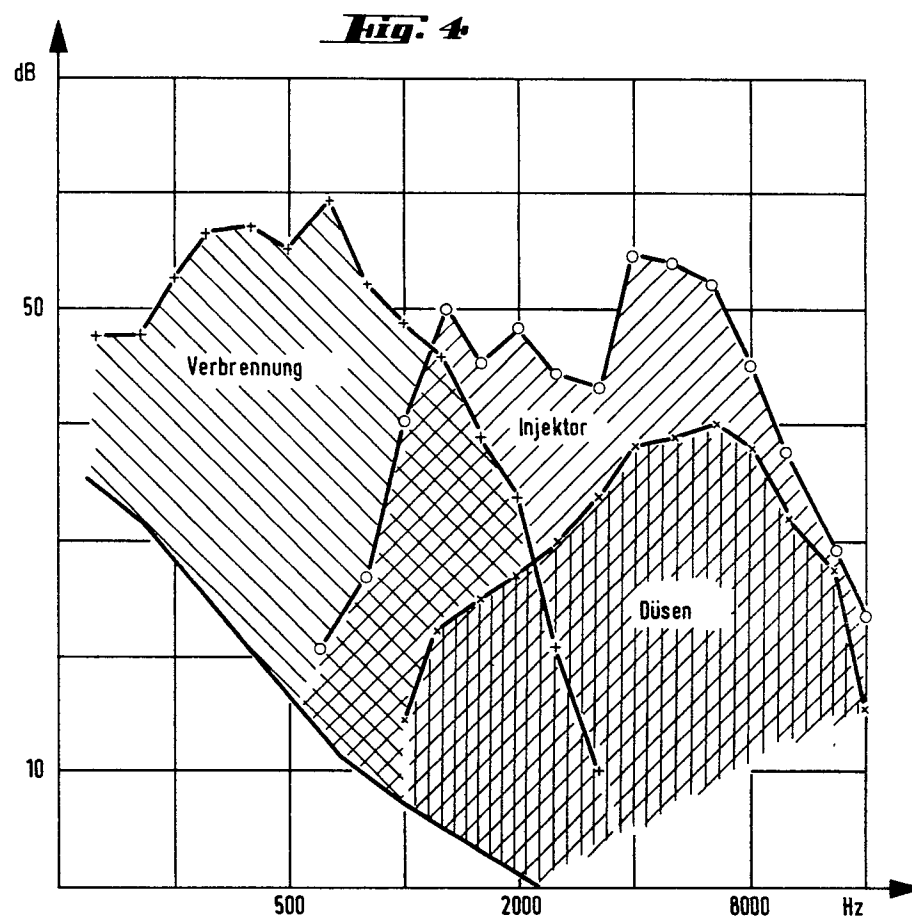
1/4

**Fig. 1**

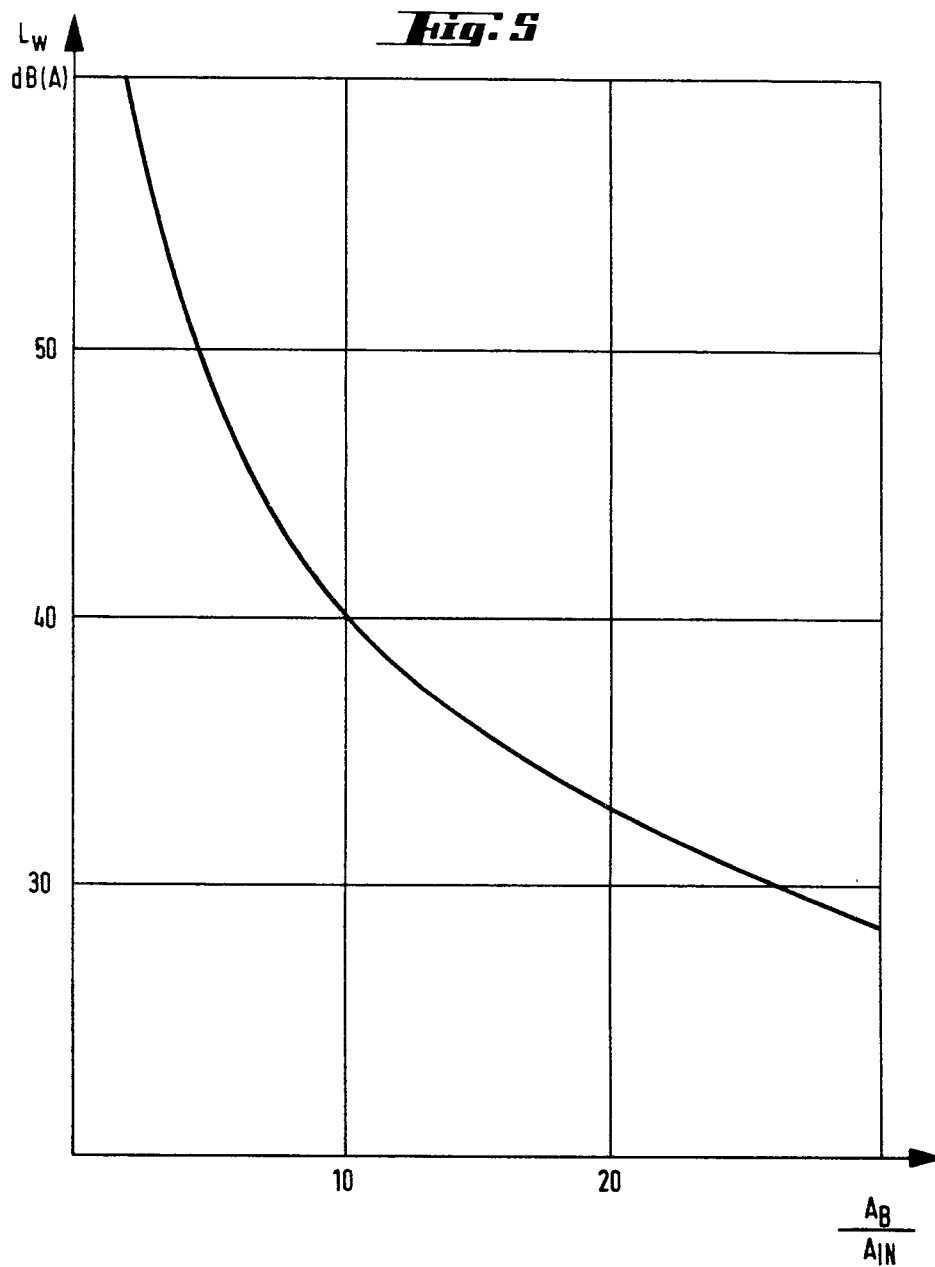


2/4

**Fig. 2****Fig. 3**

$\frac{3}{4}$ 

4/4



0035153



Europäisches  
Patentamt

# EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 81101062.8

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. 3)
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	betrifft Anspruch	
	AT - B - 314 061 (RAYTHEON COMPANY) + Gesamt + --	1	F 23 D 13/36
A	DE - A - 2 207 888 (VAILLANT KG) + Seite 5, Absatz 8 - Seite 8, Absatz 1 + --	1	
A	DE - B - 1 289 003 (HALLER-MEURER- WERKE AG) + Gesamt + --	1	
A	GB - A - 10 861/1914 (HARRY JAMES YATES et al.) + Gesamt + --	1	F 23 D 13/00 F 23 N 5/00 F 24 C 3/00 F 23 D 23/00
A	GB - A - 1 557/1914 (GRAFTON) + Gesamt + --	1	
A	GB - A - 1 086/1914 (WILSON, DAVIES) + Gesamt + --	1	
A	RECKNAGEL-SPRENGER, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 77/78; OLDENBURG-VERLAG, München-Wien, + Seite 676, Punkt 83 - Seite 677, Punkt 85 + ----	1	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl. 3)
			KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE
			X: von besonderer Bedeutung A: technologischer Hintergrund O: nichtschriftliche Offenbarung P: Zwischenliteratur T: der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E: kollidierende Anmeldung D: in der Anmeldung angeführtes Dokument L: aus andern Gründen angeführtes Dokument &: Mitglied der gleichen Patent- familie, übereinstimmendes Dokument
X	Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.		
Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer	
WIEN	15-06-1981	TSCHÖLLITSCH	