

ガスファースの開発とその特性

Development of Gas-fired Furnace and Its Characteristic

本田 寿一*
Juichi Honda

吉田 貞夫*
Sadao Yoshida

松本 通顕*
Michiaki Matsumoto

要 旨

ガス燃料は、生活水準の向上に伴って、家庭用燃焼器具の燃料として広く使用されるようになってきた。ガス燃料は、公害問題の点から注目されているが、時機を同じくして、東京瓦斯株式会社をはじめとする各ガス会社では、天然ガス転換計画の具体化を図っている。

セントラルヒーティング用の温水ボイラ、温風暖房機は、石油焚(だ)きのものが多く、その需要の伸びは著しい。一方、ガス焚き温水ボイラ、温風暖房機は、天然ガスが豊富に輸入できる見通しが得られたこと、諸外国のエネルギー変遷⁽²⁾などから考えて、ガス燃料が広く普及すると推定されるので、近い将来必ず、その需要が急激に増大すると考えられる。

そこで、これまで開発してきた石油焚き温水ボイラ、暖温風房機に加え、新たに都市ガスファースを開発した。

開発したガスファースは GF-120L、GF-120R 形の 2 機種で、11,500 kcal/h の暖房能力を有し、熱交換器、排気方式、安全装置などに特色を持ったガス焚き温風暖房機である。

本稿では、開発したガスファースの仕様、構造、特性について述べる。

1. 緒 言

最近、わが国ではセントラルヒーティング設備が、住宅には不可欠の設備であるとの認識が高まってきている。

現在、販売されているセントラルヒーティング用温水ボイラ、温風暖房機は、灯油焚きのものが多い。30,000 kcal/h 以下の温水ボイラの需要推移をみると、年間需要増加率は昭和 42～44 年度に 50% 強を示している⁽¹⁾。また温風暖房機によるセントラルヒーティングに対する認識も高まっている。これは、温水ボイラによる暖房よりウォームアップが早いことと設備費が安いことなどが特長としてあげられる。日本暖房機器工業会の予測によると、石油焚き温風暖房機の販売予想台数は、昭和 46 年度で 46,000 台であり、44 年度実績では、住宅用需要は 30% を占めている。

一方、ガス焚き温水ボイラ、温風暖房機も、諸外国から輸入されたもの、国産品も使用されているが、セントラルヒーティング用となると容量が大きくなるので、燃料費が高くつくことから需要はまだ少ない。しかし、ガス燃料は、近い将来必ずその需要量が急激に増大するといわれており、下記のような理由があげられている。

- (1) 諸外国のエネルギー変遷をみると燃料は、木、石炭から石油へ、さらに石油からガスに移行している。天然ガスの液化技術が発達し各国での天然ガス資源の開発が盛んになり、わが国でも大量に輸入できる見通しがあるので、わが国のエネルギー変遷も諸外国の経過をたどると推定される。
- (2) 公害問題に対して有利である。
- (3) 灯油燃料は、人手不足、交通事情の悪化などから都会では適切な時機に適切な量を補給することが困難になる。
- (4) 灯油の場合は、住宅の高層化により各戸に供給するのに、特別な供給管システムが必要になる。
- (5) ガス燃料は、衛生的で配管さえ行なえばどこにでも供給できる。
- (6) 東京瓦斯株式会社をはじめとする各ガス会社では、天然ガス転換計画が具体化されつつある。
- (7) 国民所得の増大により、燃料費の家計で占める割合が低下する。

日立製作所は、上述の理由から、東京瓦斯株式会社の協力を得てガスファースの開発を取りあげた。

新開発のガスファースは、通商産業省指定機関、財団法人、日本ガス機器検査協会の形式承認を得ている。

2. 開発の目標概要

前章に述べたように、近い将来ガス焚きセントラルヒーティング機器の需要が伸びてくると考えられる。そこでガスファースを開発するにあたって、次のような目標を掲げた。

- (1) 家庭用燃料としては、都市ガス、天然ガス、LPG があるが、温風暖房機の需要が多い東京地区で供給されている都市ガス C-5 (5,000 kcal/m³) を良好に燃焼できること。また東京瓦斯株式会社の天然ガス転換後の N-11 (11,000 kcal/m³) のガスを良好に燃焼できること。
- (2) 家庭用暖房機的能力としてじゅうぶんな放熱量を有するものとし、燃焼熱量 15,000 kcal/h、放熱量として 11,500 kcal/h が得られること。
- (3) ダクト施工による各室暖房または直吹き暖房ができること。
- (4) 冷水コイルを設置することにより、冷房機としての使用もできること。
- (5) 都市ガスは取り扱いさえ誤らなければ便利な燃料であるが、取り扱いをまちがえば、爆発や中毒を起こすことがあるので安全性を第一に考え、未燃ガスの噴出を防止し、爆発着火、一酸化炭素中毒の危険性のない構造とすること。
- (6) 家庭用を主目的にすることから点火操作が簡単であること。
- (7) 騒音が低いこと。

3. 開発したガスファース

3.1 仕 様

表 1 は日立ガスファースのおもな仕様を示したものである。GF-120L 形は、操作面からみて左側給排気、GF-120R 形は右側給排気、GF-120L 形は右側給排気、GF-120R 形は左側給排気である。

* 日立製作所柳井工場

表1 仕様

形 式	GF-120L, GF-120R
外 法 寸 法	幅 750×高さ 1,350(本体)+ 200(吹出口)×奥行 400(mm)
外 装	高級仕上鋼板製合成樹脂塗料焼付仕上
バ ー ナ	ブンゼン式バーナ (2連)
送 風 機	多 翼 送 風 機
燃 料	都 市 ガ ス (C-5, N-11)
燃 料 消 費 量	3.0 (m ³ /h) (C-5 の場合)
暖 房 能 力	11,500 (kcal/h)
着 火 方 式	高圧電弧式パイロットバーナ着火
排 気 方 式	バランスドフルー方式
消 費 電 力	230/240 W 50/60 Hz
電 源	AC 100 V 1φ 50/60 Hz
付 属 品	バランスドフルー用ターミナル, ルームサーモ

表2 東京ガスの標準ガス

ガ ス 種 別	組 成 (Vol. %)				総発熱量 (kcal/ Nm ³)	真発熱量 (kcal/ Nm ³)	W I	S M
	H ₂	CH ₄	C ₃ H ₈	N ₂				
C-5	49.1	—	14.4	36.5	5,000	4,890	6,400	55.6
N-11	—	90.0	10.0	—	11,000	9,930	13,590	38.8

3.2 構造

図1は日立ガスファーンセ GF-120L形の外観である。開発したガスファーンセは、2連の熱交換器内で2個のブンゼンバーナでガスを燃焼し、下部に設けた送風機からの風を熱交換器の回りに流して温風をつくる暖房機である。図2は開発したガスファーンセの概略構造をモデル化して示したものである。熱交換器は図2に示すように、断面をひょうたん状にしたもの2個を組み合わせたものである。内部にそう入した主バーナでガスを燃焼し、熱交換器を加熱し、外表面に風を流して温風を作る。燃焼に必要な空気は図2(a)の経路で取り入れられ、燃焼ガスは排気ターミナルから排出される。温風用空気は図2(b)の経路で熱交換器外表面を通過するとき温風となる。

3.2.1 バ ー ナ

ガスファーンセに使用されるバーナに対しては、次の点を特に考慮して開発しなければならない。

- (1) 表2に示す燃焼性を標準とする2種のガス燃料がノズル変更などの簡単な調整で良好に燃焼できること。
- (2) 熱交換器との組合せにおいて良好な燃焼を行なうこと。ここに良好な燃焼とは、リフト (Lifting), フラッシュバック (Flash Back) イエローチップ (Yellow Tip) がなく、CO₂が適正で CO 発生がないような燃焼を意味する。
- (3) 15,000 kcal/h の燃焼量を有すること。

ノズルより噴出するガス量は(1)式⁽⁴⁾より求められる。

$$V_g = 0.011 d_1^2 \cdot n \cdot K_1 \sqrt{\frac{p}{r}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 V_g : ガス 噴 出 量 (Nm³/h)

K_1 : 流 量 係 数

p : ガ ス 圧 力 (mmAq)

d_1 : ガス噴出口の直径 (mm)

n : ガス噴出口の個数

r : ガ ス の 比 重 (空気=1.0)

ガス燃料の種類により燃焼速度が異なる。燃焼速度の遅いガスでは、リフトが起りやすく、逆に、燃焼速度の速いガスでは、フラッシュバックの現象が起りやすい。図3⁽⁵⁾は都市ガス、天然ガスの燃焼特性を示したものである。都市ガスは比較的燃焼速度が早いのでリフトしにくい、天然ガスは燃焼速度が遅いので、リフトしやすいことがわかる。バーナ設計上は表2に示す2種の

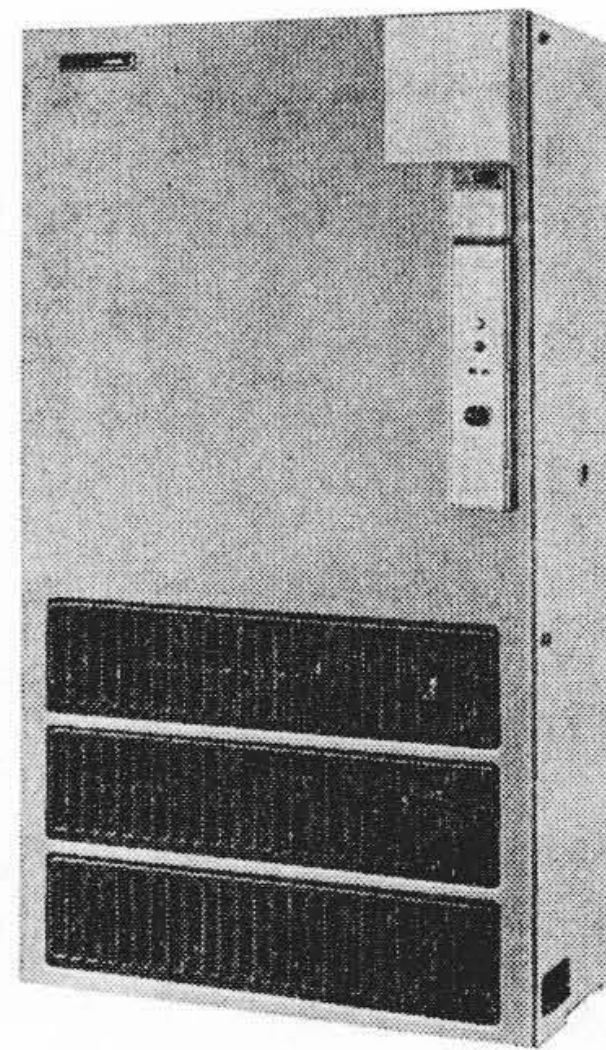


図1 GF-120L形
ガスファーンセ

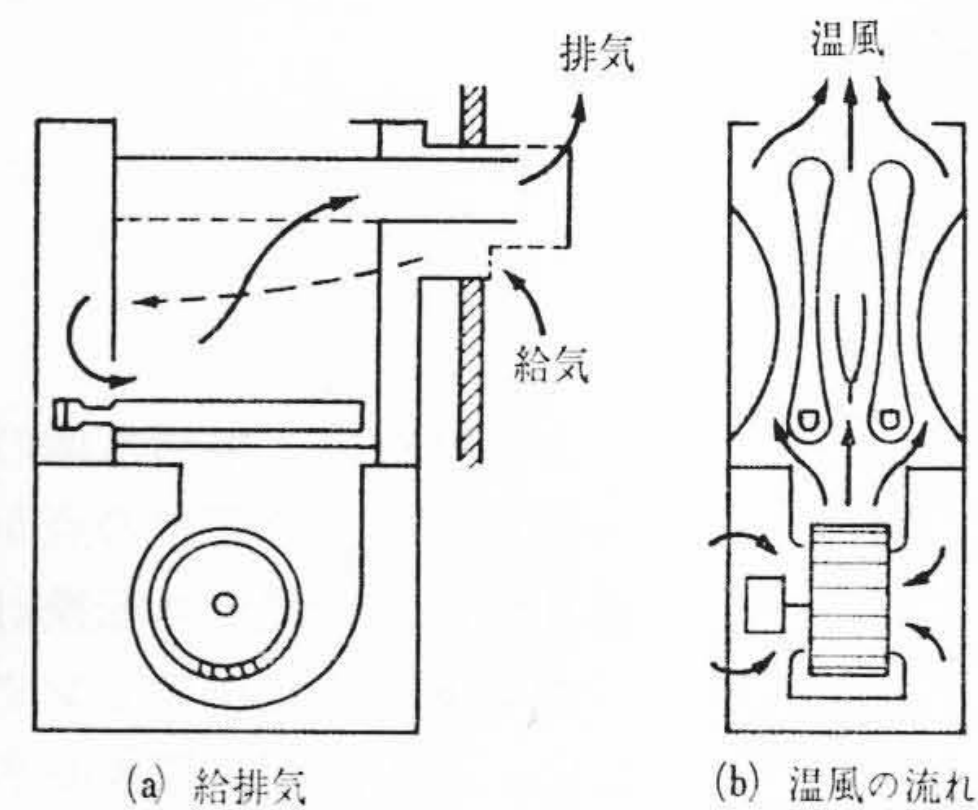


図2 概略構造図

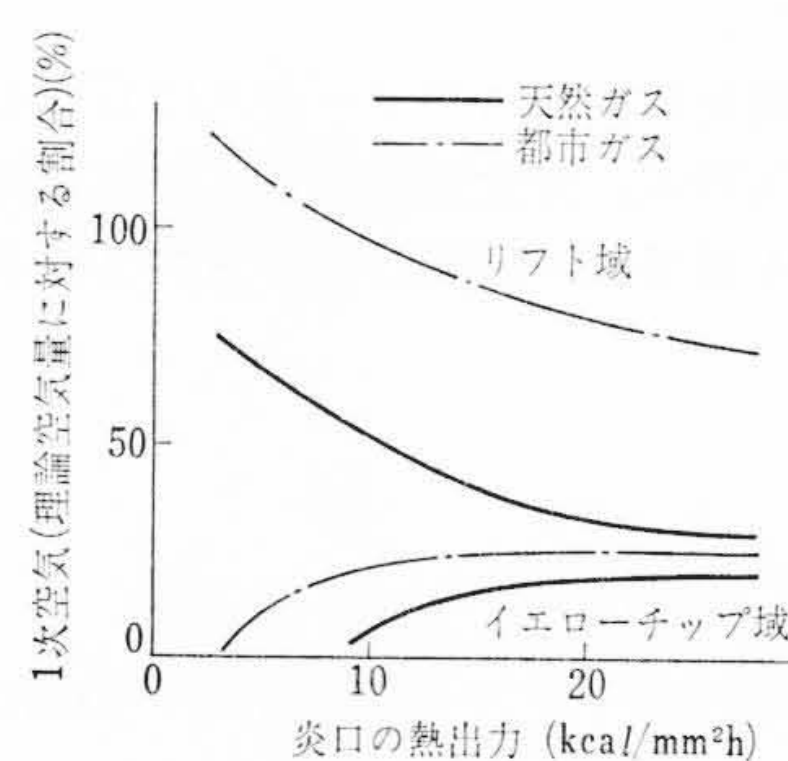


図3 都市ガスと天然ガスの燃焼特性

ガスのように燃焼速度の異なる組成の燃料を良好に燃焼させるため、両者のガスに適した炎孔負荷を選ぶ必要がある。

ブンゼンバーナの性能に関する多くのファクタのうちで、一次空気の吸引および一次空気とガスとの完全混合は基本的事項である。混合管の一般的な形状はベンチュリ管である。このベンチュリ管の形状は、AGAから発表されている一次空気吸引能力を示す実験式(2)式⁽⁴⁾より算定される。しかし、実際には燃焼室の形状、容積、燃焼ガスの通過抵抗などにも大きく影響を受けるので、熱交換器との組合せ実験による確認を行なって決定する必要がある。

$$V = 0.0895 \frac{K_s A_a A_b \sqrt{p \cdot r} \cdot \sqrt{300/T}}{V_g^{0.45} \sqrt{r_m}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 V : ガス 1 m³ あたりの空気ガス混合気の容積 (m³)

K_s : スロートの大きさとベンチュリスロープに関する係数

A_a : 炎孔面積とスロート面積の比率に関する係数

A_b : 炎孔の大きさと深さに関する係数

p : ノズル直前におけるガス圧力 (mmAq)

r : ガ ス の 比 重 (空気=1.0)

V_g : ガスのインプット (m³/h)

r_m : 一次空気とガスの混合気の比重

T : バーナ頭内部の空気ガス混合気の絶対温度

バーナ頭と炎孔の形状は、燃焼室全体の温度が安定したときに、各炎孔がそろった炎の状態で燃焼するようにしなければならない。この部分の設計にあたっては炎孔の形状、大きさ、個数および配列が関連してくるとともに、バーナ単独で決められる性質のものではなく、燃焼室の形状からも制約を受ける。

以上のように基本的諸元は、計算により算出できるが、熱交換器の形状、容積、燃焼ガスの通過抵抗、給排気の方式によっても大きく左右される。したがってバーナの開発にあたっては、実験

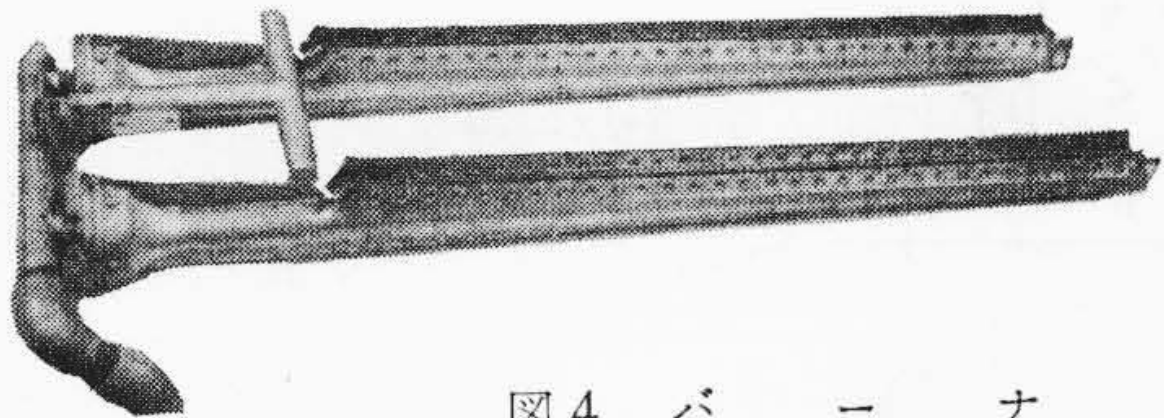


図4 バ ー ナ

表3 バ ー ナ 諸 元

ノズル形状	単一円孔固定式
炎孔の形状	スリット式
炎孔面積	2,112 mm ²
炎孔負荷	3.55 kcal/mm ² h
混合管スロート径	26 mm
混合管スロープ	2.1 度

の積み重ねにより最終諸元を定めている。図4はバーナ外観、表3はバーナ諸元を示したものである。

3.2.2 熱 交 換 器

バーナの性能をじゅうぶん発揮するためには、バーナに合った熱交換器を設計することが重要であるので、熱交換器を設計するにあたり、次の点を考慮した。

- (1) 燃焼ガスは熱交換器内で発生するドラフトにより排出するので、排出するガスが熱交換器を通過するときの抵抗が適正であること。
- (2) 燃焼熱量は 15,000 kcal/h で熱効率 70% 以上であること。また、熱交換器の寿命の点で熱交換器表面温度上昇が適正であること（低炭素鋼の場合、文献(6)では 517 deg 以下、文献(7)では 460 deg 以下となっている）。
- (3) ガスファーンエスの騒音の発生および消費電力は、温風用送風機がその大部分を占めている。消費電力、騒音を小さくするために、送風機の圧力を小さくすることが効果的であるので、熱交換器を通過する際の圧力損失を極力小さくすること。

熱交換器の必要伝熱面積は、並流形の場合、(3)式⁽⁸⁾により算定できる。

$$\phi = \frac{1 - \exp \left\{ - \left(1 + \frac{W}{W'} \right) \frac{KA}{W} \right\}}{1 + \frac{W}{W'}} \dots\dots\dots (3)$$

記号は次のとおりである。

ϕ : 燃焼ガスの温度効率で、燃料の温度と燃焼用空気温度が熱交換器入口の温風温度にひとしければ、熱効率とほぼひとしい。

W, W' : $W=GC, W'=G'C'$ (kcal/h^oC)

G, G' : 燃焼ガス、温風の流量 (kg/h)

C, C' : 燃焼ガス、温風の定圧比熱 (kcal/kg^oC)

K : 熱 通 過 率 (kcal/m²h^oC)

A : 伝 熱 面 積 (m²)

(3)式は、 W/W' をパラメータとし KA/W と ϕ の関係を示すグラフが求められている⁽⁸⁾ので、 K が求まれば A は簡単に算出できる。熱通過率 K は類似の熱交換器の値より推定するか、(4)式より求めることができる。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_g}} \dots\dots\dots (4)$$

α_a, α_g : 空気側、燃焼ガス側の熱伝達係数 (kcal/m²h^oC)
文献(8)～(10)などより求められる。

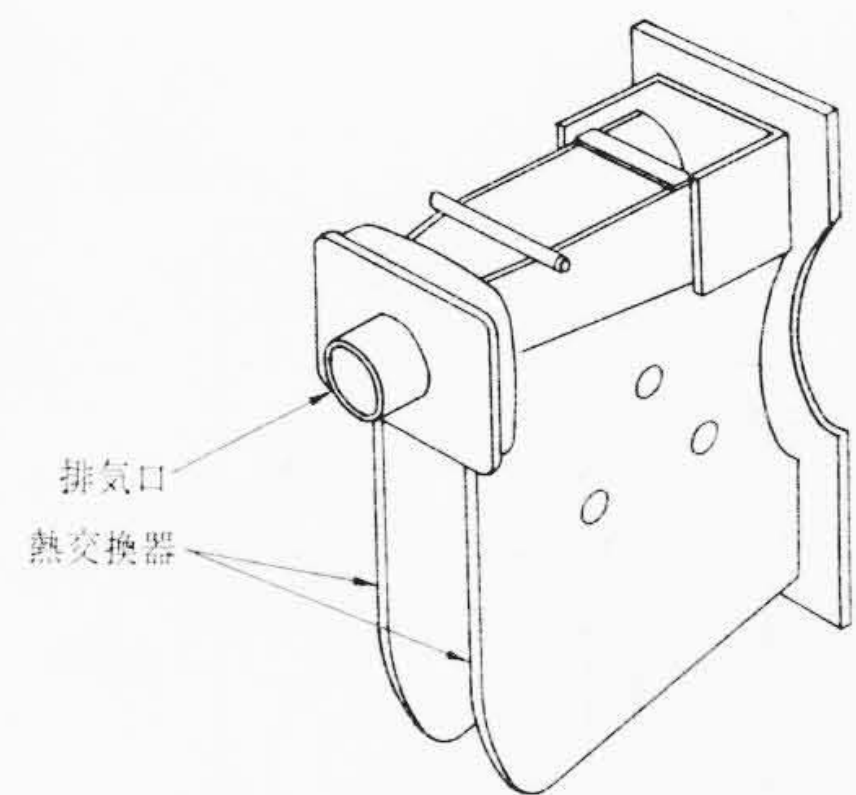


図5 熱 交 換 器

表4 熱 交 換 器 諸 元

形 式		GF-120
熱 交 換 器 特 徴		プレス製組合せ型
熱 交 換 器 個 数		2
温 風 側 抵 抗	Pau	0.012 mmAq/(m ³ /min) ²
熱 交 換 器 温 度 上 昇		350 deg
空 気 過 剰 率	n	1.59
平 均 熱 貫 流 率	km	10.6 kcal/m ² h ^o C
熱 効 率	η	83.2 %
熱入力 1,000 kcal/h あたりの伝熱面積	a	0.100 m ² /1,000 kcal/h

注：1. Pau は、抵抗が風量の2乗に比例するとして、風量 1 m³/min あたりの抵抗を表わす。
2. 熱効率は、燃料の真発熱量をもとに算定した値である。

S : 熱交換器材料厚さ (m)

λ : 熱交換器材料熱伝導率 (kcal/m²h^oC)

熱交換器の表面温度は、 α_a, α_g を算出すれば算定できる。燃焼ガス、温風の流れが急激に変化することによる局部過熱は、水槽実験により推定した。実際の温度測定結果でも過熱部分が水槽実験での推定過熱部と一致することを確認した。熱交換器の形状は、最終的には水槽実験、熱交換器の温度測定結果から決定した。

排出するガスが熱交換器内を通過するときの抵抗は、バーナの燃焼性能、熱交換器の性能に重要な意味を持っている。抵抗が大きければ良好な燃焼を行なうことが困難であり、小さすぎると、熱効率が低下する。熱交換器を開発するにあたっては、数種の熱交換器を試作し、水槽実験および燃焼実験により、熱交換器内の排気ガス通過断面積を決定した。

次に熱交換器外周を温風が流動する際の圧力損失は(5)式によって算出される。

$$P_{fa} = \frac{1}{2g} \sum \zeta v^2 \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 P_{fa} : 温風の圧力損失 (mmAq)

g : 重力の加速度 (m/s²)

v : 温 風 の 流 速 (m)

ζ : 損 失 係 数

文献(10)(11)などより求めることができる。

P_{fa} を極力小さくするように、熱交換器とキャビネットの温風通過部の形状を決定した。水槽実験によって流れの状態を観察してみると、流れは熱交換器外壁に沿って、渦(うず)の発生がなく局部過熱を起こすことはないと判断した。これらの実験の結果から形状を定めた。図5は熱交換器の外観を、表4は熱交換器の諸元を示したものである。

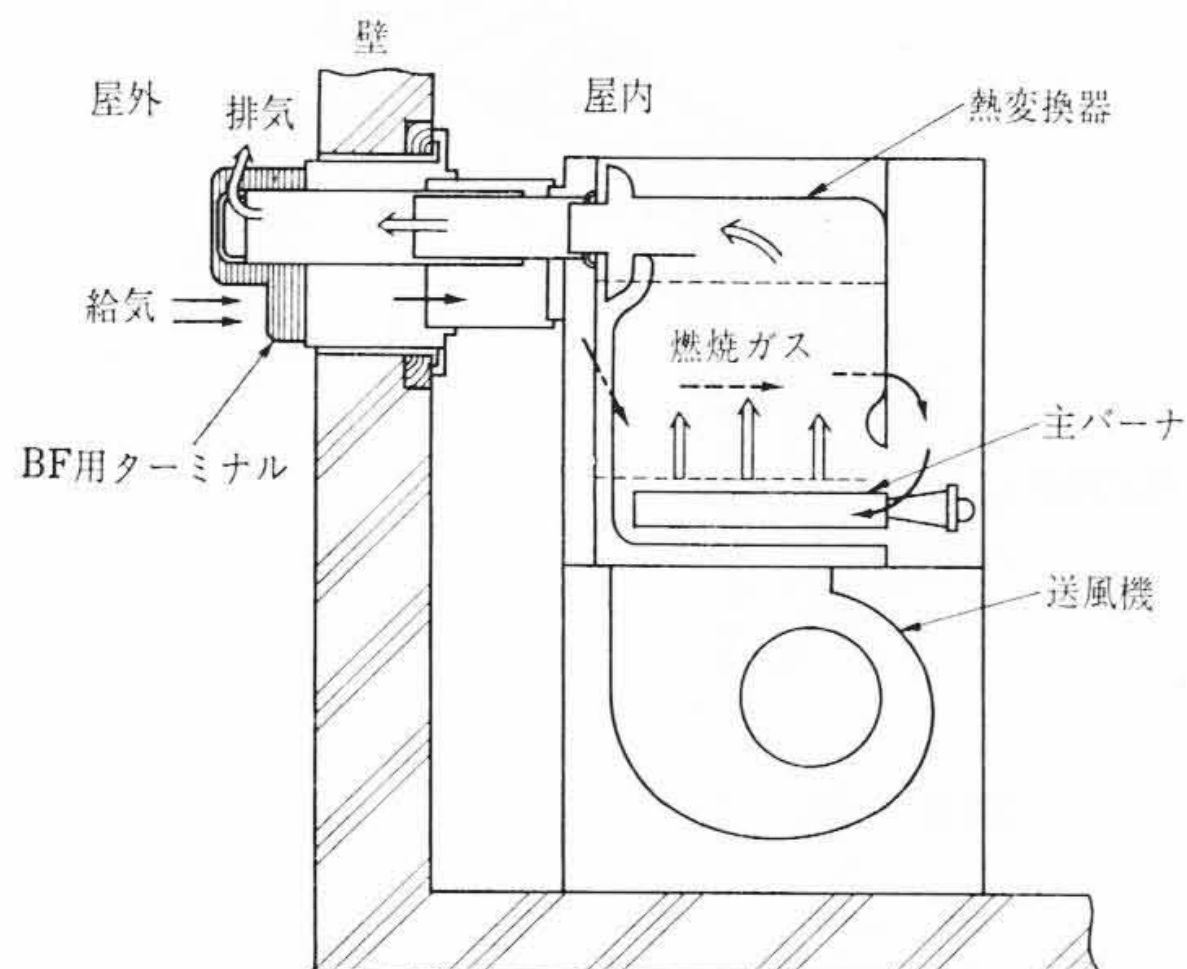


図6 給排気構造概略図

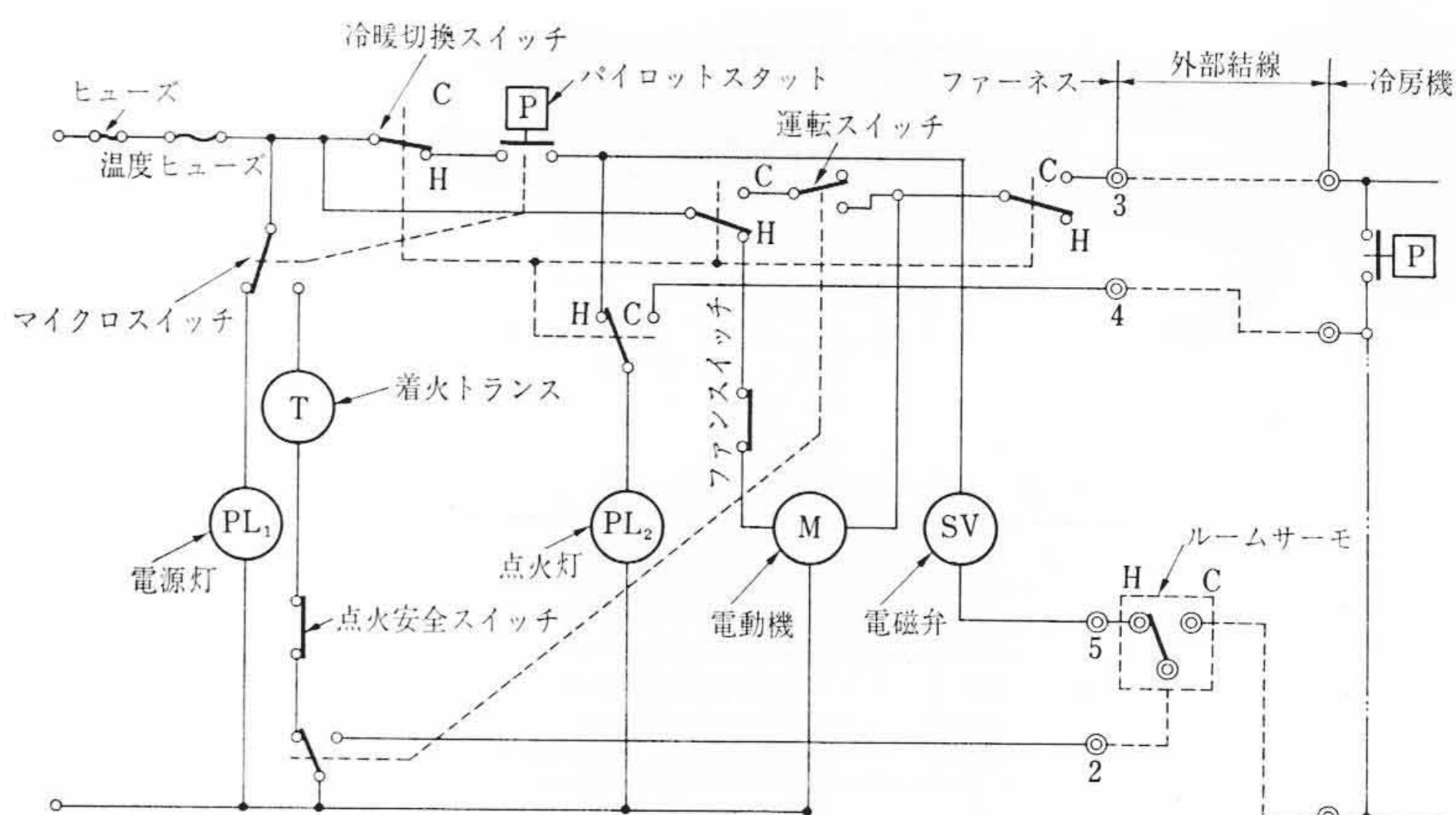


図7 制御回路

3.2.3 排気方式

排気方式として通常の排気筒方式, BF (Balanced Flue Type) 方式などがあるが, 次の理由から BF 方式を採用した。

- (1) 気密構造の住宅に向いており, 据付けに際し換気口を設ける必要がない。
- (2) 室内の空気が汚れない。
- (3) 排気筒がないので建物の外観を悪くしない。

BF 方式排気構造設計上では, 次の点に留意しなければならない。

- (1) ガスバーナは外風などの影響により吹き消えなどを生ずることがあるので, バランスドフルーターミナルに直接に風が吹きつけても安定な燃焼が得られる構造とする。
- (2) 燃焼に悪影響を及ぼさないよう燃焼用空気, 排気ガスの流動抵抗を小さくする。
- (3) 燃焼室の部分と室内とは完全に分離するよう密閉構造とする。
- (4) 施工の簡単な構造とする。

以上の点を考慮して図6に示す構造とした。

3.2.4 送風機

セントラルヒーティング用の温風暖房機の送風機は, ほかの形式の送風機に比べ翼車外径や回転数が小さくてすむ多翼送風機がよく使用される。多翼送風機の諸元は, 類似の送風機の諸元, 性能より(6)~(9)式⁽¹²⁾に示す相似則により算定される。

$$\frac{Q}{Q_0} = \left(\frac{D}{D_0}\right)^2 \left(\frac{b}{b_0}\right) \left(\frac{N}{N_0}\right) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\frac{P_r}{P_{r0}} = \left(\frac{D}{D_0}\right)^2 \left(\frac{N}{N_0}\right)^2 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\frac{L}{L_0} = \left(\frac{D}{D_0}\right)^4 \left(\frac{b}{b_0}\right) \left(\frac{N}{N_0}\right)^3 \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$L_s - L_{s0} = 10 \log_{10} \left(\frac{D}{D_0}\right)^7 \left(\frac{N}{N_0}\right)^5 \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここに記号は,

添字 0: 類似の送風機を示す。

Q_0, Q : 風 量 (m^3/min)

P_{r0}, P_r : 送風機全圧 (mmAq)

L_0, L : 動 力 (W)

N_0, N : 回 転 数 (rpm)

D, D_0 : 翼 車 径 (mm)

b_0, b : 翼 車 幅 (mm)

L_{s0}, L_s : 騒 音 (dB)

新開発ガスファーンレスには, 多翼送風機を採用し, 前述の諸式を用いて次の性能を有するように設計した。

部品名	ファーンレスの状態	運転スイッチON 運転開始	ルームサーモOFF	ルームサーモON	運転スイッチOFF 元栓閉
冷暖切換スイッチ(暖)		ON			
電源灯	ON	点灯			
点火ボタン	押				
着火トランス	ON				通電可
パイロットスタット		開			
点火バーナ		燃焼			
点灯		点灯			
運転スイッチ		ON			
電磁弁		開		開	
主バーナ		燃焼		燃焼	
点火安全スイッチ		OFF		OFF	
ファンスイッチ		ON		ON	
送風機		ON		ON	
ルームサーモ		ON	OFF	ON	

図8 動作説明図

- (1) 暖房風量 $15 \text{ m}^3/\text{min}$, 冷房風量 $24 \text{ m}^3/\text{min}$ (冷房能力 $6,000 \text{ cal/h}$ とした)。ダクト施工時の機外有効静圧, 暖房時 7 mmAq , 冷房時 12 mmAq あること。
- (2) 送風機の騒音はファーンレスの騒音の主原因になるため, 送風機騒音を 50 dB(A) 以下にすること。

必要送風機全圧は, (10)式より算出される。

$$P_r = P_v + \sum P_f + P_s \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここに, P_r : 送風機全圧 (mmAq)

P_v : 吐出空気の有する動圧 (mmAq)

P_f : ファーンレス本体の抵抗, 冷房用コイルの抵抗, プレナムチャンバの抵抗で(5)式より算出される。(mmAq)

P_s : ダクト施工の場合の機外有効静圧 (mmAq)

3.2.5 制御回路, 操作機構

家庭用が主目的であるため, 操作が簡単であること。ガス燃料は取扱を誤ると, 爆発や一酸化炭素中毒などを引き起こすことがあるので爆発などの危険性のない機構のものでなければならない。そのためには, 次の点について考慮しなければならない。

- (1) 未燃ガスが噴出ししない機構であること。
- (2) 万一未燃ガスが噴出して, キャビネット内に充満している間は, 着火できない構造とすること。
- (3) 操作が簡単で自動運転できること。
- (4) 熱交換器の異常過熱を防止すること。
- (5) 冷房用コイルを組み込み, 冷房運転ができること。

以上の点を考慮して, 図7に示す回路を考案した。図8は動作説明図である。

表5 東京瓦斯株式会社のテストガス燃焼関係諸数値

ガス種別		組成 (Vol %)					総発熱量 (kcal/ Nm ³)	真発熱量 (kcal/ Nm ³)	W I	S M
		H ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	C ₃ H ₈	N ₂				
C-5 用ト テガス	T ₁	49.0	—	—	16.5	34.5	5,507	4,947	6,975	54.6
	T ₂	54.0	—	4.0	9.5	32.5	4,569	4,084	6,229	67.7
	T ₃	30.0	13.0	—	12.0	45.0	5,071	4,565	6,002	40.8
N-11 用ト テガス	T ₁	—	85.0	—	15.0	—	11,740	10,620	13,990	39.2
	T ₃	—	100.0	—	—	—	9,530	8,550	12,800	38.0

表6 テストガスの燃焼ガス比較

項 目		C-5 用 テ ス ト ガ ス			N-11 用 テ ス ト ガ ス	
		T ₁	T ₂	T ₃	T ₁	T ₃
理 論 排 気 量	Nm ³ / 1,000 kcal	1.09	1.08	1.14	1.09	1.10
CO ₂	%	8.3	7.4	8.5	10.2	9.6
H ₂ O	%	19.2	20.3	18.0	18.0	19.1
N ₂	%	72.5	72.3	73.5	71.8	71.3
CO ₂ +H ₂ O	%	27.5	27.7	26.5	28.2	28.7

4. 特 性

4.1 燃 焼 特 性

供給されるガスの諸性質は、各ガス会社によって異なる。ガスの組成、比重などは燃焼に影響を及ぼすので、性状の異なるガスを良好に燃焼するためには、良好燃焼領域の広いバーナが要求される。東京瓦斯株式会社では、バーナの良否を判定するためにこの良好燃焼領域を求める試験が行なわれている。この試験には、組成の異なる数種類のガスが用いられる。表5は東京瓦斯株式会社のテストガス諸性質を示したものである。表6は燃焼ガスの理論諸数値を示したものである。

ここに、

T₁は不燃焼をみるテストガス

T₂はフラッシュバックをみるテストガス

T₃はリフトをみるテストガス

である。

燃焼試験は、東京地区で供給されているガスおよび表5に示すテストガスで行なわれた。燃焼実験段階では、都市ガスC-5を得ることが困難であるので、代替ガスを使用した。代替ガスは、プロパンと空気の混合気で製造された。発熱量、比重はknoy判定法⁽⁴⁾⁽⁵⁾により求め、都市ガスC-5に置換した。

図9はテストガスを燃焼したときの燃焼特性を示したもので、図から、C-5用テストガスでは、ダンパ開度3/10～6/10の範囲で良好燃焼し、N-11用テストガスでは、ダンパ開度2/10～4/10の範囲で良好に燃焼することが判明した。

図10は、図9に示す結果と表5から求めた、ガスの互換性判定図である。縦軸は、器具の燃焼熱量の指数として用いられるウォッペ指数WI (Wobbe Index)、横軸は燃焼性能を示す指数SM⁽¹³⁾ (Maximum Speed of Mixing Gas)である。一点鎖線内にあるWI、SMのガスは、互換して燃焼できると考えてよい。このように、東京瓦斯C-5以外のガスが良好に燃焼できるか否かの判定は、燃焼しようとするガスのWIとSMがわかればそれを知ることができる。一点鎖線外にあるときは、燃焼試験によって確認する必要がある。したがって、バーナについては、WIとSMについて、そのバーナの燃焼領域を求めておけば、そのバーナがどのガスに適しているか

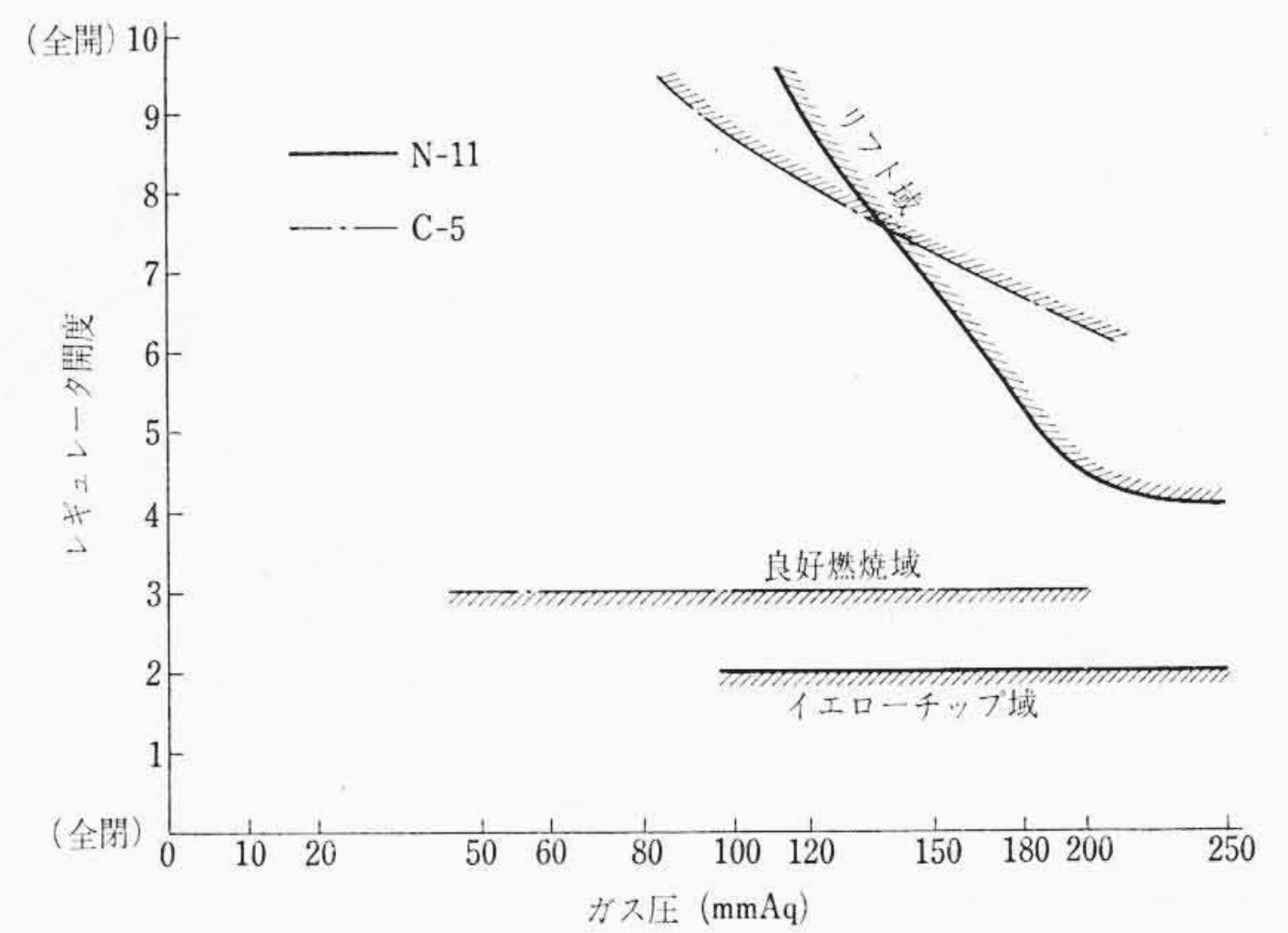


図9 C-5, N-11 テストガスによる燃焼特性

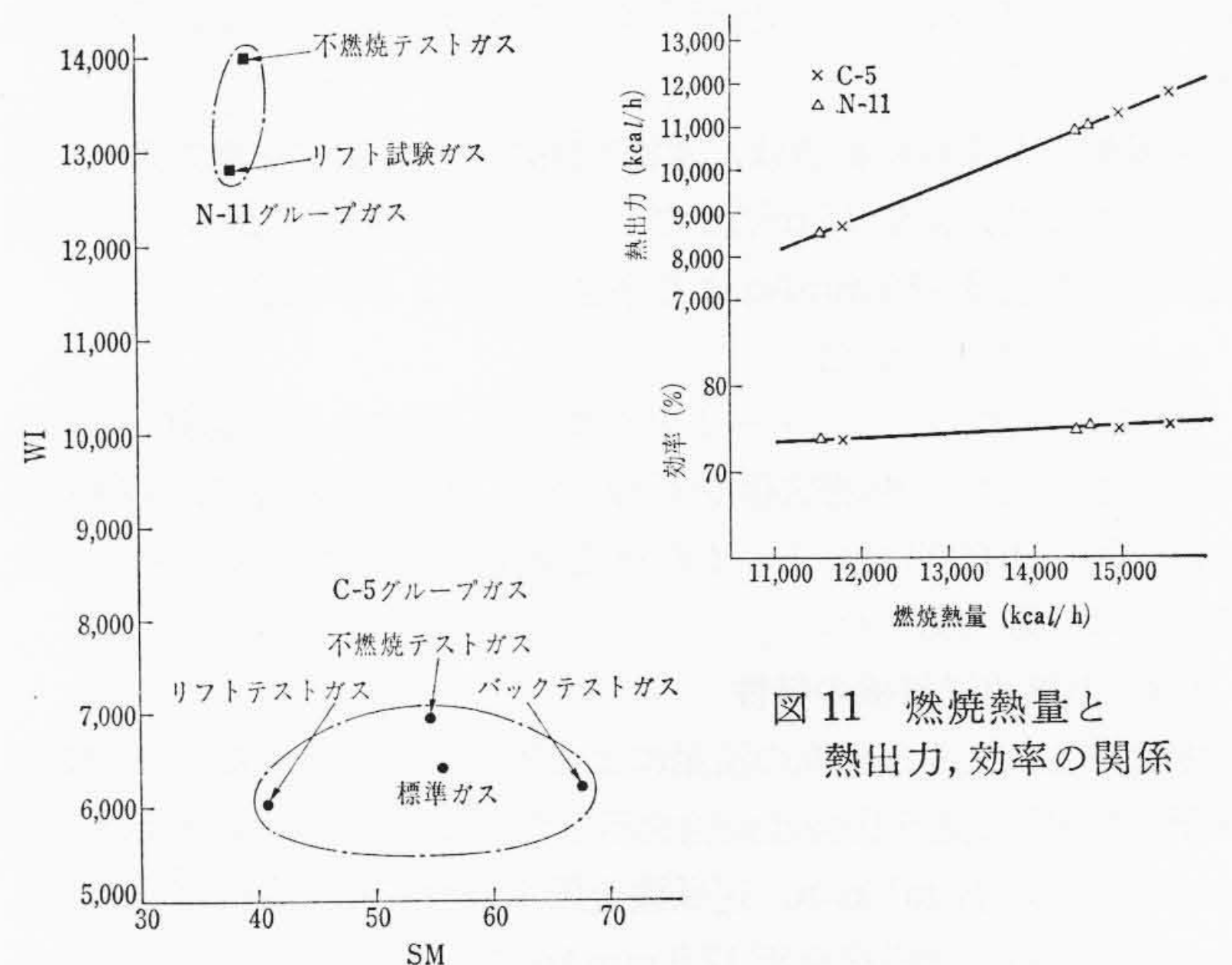


図10 ガスの互換性判定図

の目安をつけることができる。

4.2 熱交換器の特性

図11はC-5, N-11を燃焼した場合の燃焼熱量と放熱量、熱効率の関係を示したものである。熱効率は(11)式⁽³⁾により算出されたものである。

$$\eta = \left(1 - \frac{X+Y}{Q_0} \right) \times 100$$

$$Y = \left\{ V_H \cdot C_{PH} + V_C \left[C_{PC} + C_{PN} \left(\frac{1}{P} - 1 \right) \right] \right\} (T_E - T_O)$$

.....(11)

ここに、

V_H, V_C : 燃料ガス 1 Nm³ から得る理論 H₂O, CO₂ 量 (Nm³)

P : 排気ガス中の CO₂ 濃度 (100% を 1 とする)

T_E, T_O : 排気ガス温度, 室温 (°C)

G_{PC}, C_{PH}, C_{PN} : CO₂, H₂O, N₂ の排気ガス温度までの平均定圧比熱 (kcal/Nm³°C)

X : 潜熱 = 480 × V_H (kcal)

Q_0 : ガスの総発熱量 (kcal/Nm³)

図11より、標準ガス圧 (C-5では100 mmAq) のとき、燃焼熱量 15,000 kcal/h で熱効率 75% (直発熱量を基準として算出すると 83.2%)、放熱量は、11,300 kcal/h となった。C-5, N-11 の熱効率は、一致した値を示している。

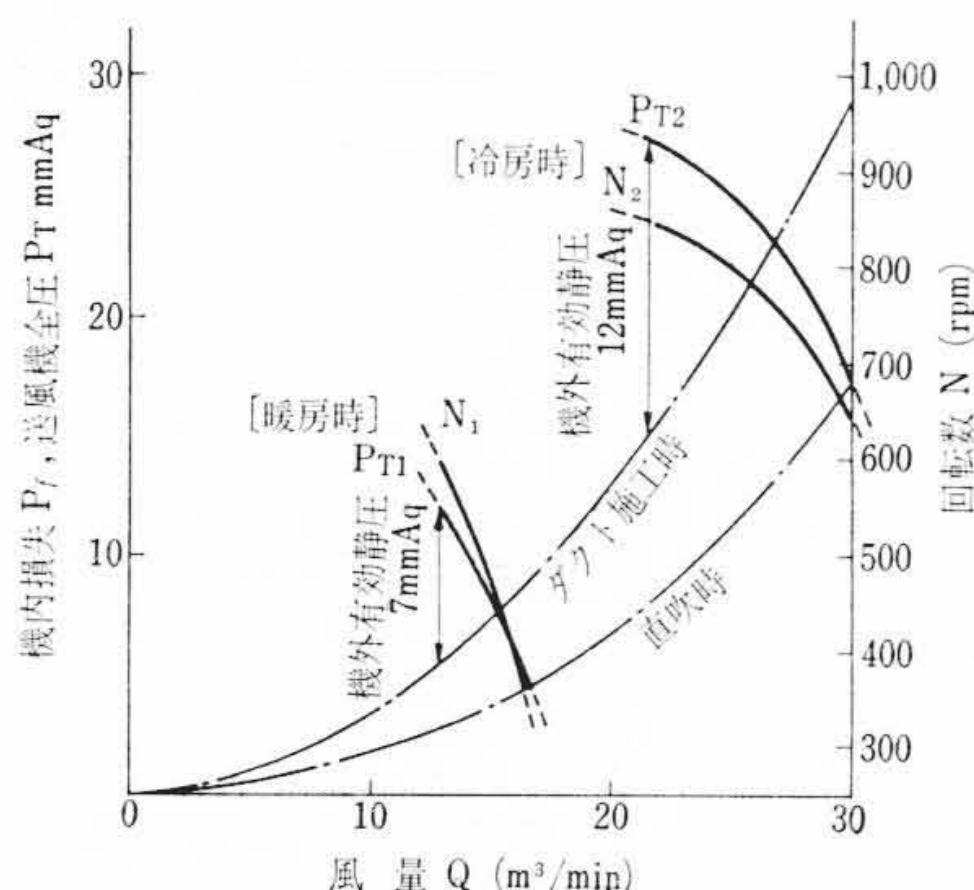
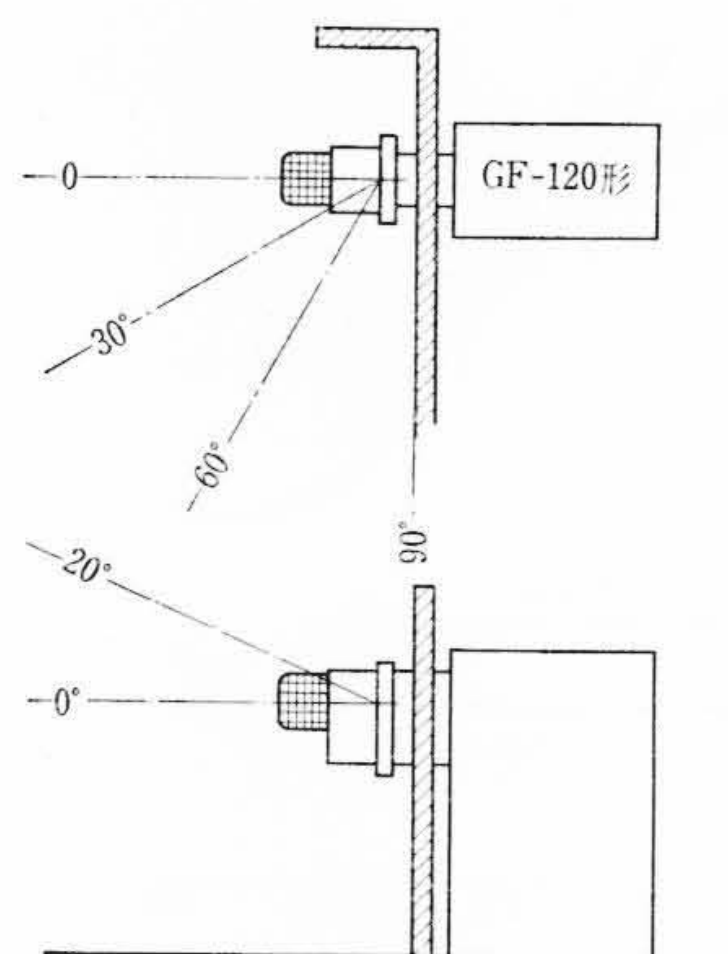


図12 給排気性能試験条件 図13 送風機特性曲線 (50 Hz 100 V)

熱交換器の表面温度を測定した結果 200~380 deg であり、UL 規格⁽⁶⁾ および U. S. A. Standard⁽⁷⁾ の規定値をじゅうぶん満足する値となった。

温風側の温風流動抵抗は、水槽実験により渦損失を極力避ける構造としたので、風量 15 m³/m のとき、2.7 mmAq となり、従来の熱交換器の抵抗 3~10 mmAq より小さくすることができた。

4.3 給排気特性

図12に示すように、ターミナルに上方、左右から風速 0~10 m/s の外風を当てて、燃焼試験を行なった。燃焼は良好で、CO/CO₂ は、0.0001~0.0002 である。また風速 10 m/s の外風がある場合でも点火性は良好であった。

4.4 温風用送風機の特性

据付方法により、温風の流動による圧力損失が異なる。図13は 50 Hz 100 V の送風機特性曲線を示したものである。直吹時は暖房の場合、風量 17 m³/min、送風機全圧 4.5 mmAq、冷房の場合、風量 29 m³/min、送風機全圧 17.8 mmAq である。ダクト施工時の場合、暖房では風量 13 m³/min、送風機全圧 12.4 mmAq、冷房では風量 22 m³/min、暖風機全圧 27.4 mmAq である。ダクト施工の場合、図13に示すように、暖房時、7 mmAq、冷房時 12 mmAq の機外有効静圧をとることができる。

4.5 操作性、安全性

前章でも述べたとおり、ガス燃料はいろいろな利点を有するが、取扱いをまちがえと思わぬ事故を招くことがある。したがって家庭用の大形燃焼機の場合は特に、誤操作上の安全についてもじゅうぶんに考慮されていなければならない。開発したガスファーンネスでは、この点に考慮を払って独特の制御方式を考案した。

点火は、点火ボタンに連動した点火バーナ用燃料制御弁および高圧電弧式点火装置により行なわれる。点火後、点火バーナ、サーモカップル、パイロットスタット(燃料用制御弁)で構成された口火安全装置が作動する。口火安全装置が作動すれば、主バーナ用電磁弁の開閉を行なうことにより運転を行なうことができる。

運転中になんらかの原因で点火バーナが消火すると、口火安全装置のサーモカップルが冷却するので、サーモカップルに発生していた熱起電力が消滅する。その結果、燃料制御弁を閉じ、電磁弁も閉じるので、点火用バーナが運転中に消火しても、未燃ガスが多量に噴出することがない。電磁弁が閉となるまでに噴出するガス量は約 0.05 m³ であるが、キャビネットが気密構造であるので室内に漏えいすることはない。点火安全スイッチは主バーナの燃焼熱により作動する(開となる)と主バーナが消火しても、10~20 分間は、高圧電弧点火装置回路を開のまま保つ。また、運転スイッチ「入」の状態のときは、やはり高圧電弧点火装置回路は開になっている。このようなときに、点火操作を行なっても高圧電弧が発生しないので着火

はしないので安全である。文献(7)では、5分以内に再点火してはならないことを使用者に義務づけることになっているが、今回開発したガスファーンネスでは、点火装置を電氣的にロックすることで安全性を高めている。

4.6 運転騒音

熱交換器の通風抵抗を小さくして、送風機を低速回転にし運転騒音を低くしている。騒音を測定した結果、暖房直吹きの場合でもファーンネス前方 1 m の位置で 47 dB であった。

4.7 形式検査

開発したガスファーンネスは、通商産業省指定機関 財団法人 日本ガス機器検査協会の形式検査を受け、形式承認番号 東一H-C-034 を得た。

形式検査は次のような項目について厳重に行なわれたが、各項目検査とも良好な結果を得た。

- | | |
|--------------|------------|
| (1) 表示事項検査 | (4) 器具仕様試験 |
| (2) 外観、構造検査 | (5) 燃焼状態試験 |
| (3) 材料加工方法検査 | (6) 温度上昇試験 |

5. 結 言

以上、新開発ガスファーンネスの仕様、構造、特性について述べた。要約すると次のとおりである。

- (1) 開発したガスファーンネスの放熱量は 11,500 kcal/h である。
- (2) 開発したガスファーンネスは、通商産業省指定機関 財団法人 日本ガス機器検査協会の形式承認を得た。
- (3) バーナは、C-5、N-11 の2種のガスを良好に燃焼することができる。
- (4) 口火安全装置、点火安全スイッチ、運転スイッチにより、未燃ガスが多量に噴出するのを防止し、再点火の際に起こりやすい爆発着火を防止しているので安全性は大である。
- (5) 熱効率は標準ガス圧のとき、75% (真発熱量をもとに算出した効率 83.2%) であった。
- (6) 排気方式は BF 方式で、風速 0~10 m/s の各方向からの外風に対して有効で、常に安定した燃焼を行なうことができる。
- (7) ダクト施工を行なった各室暖房、直接吹き出しによる暖房ができ、冷房用コイルを組み込めば冷房運転もできる。
- (8) 運転騒音は、暖房直接吹き出しの場合で、ファーンネス前方 1 m の位置で 47 dB(A) であった。

終わりにガスファーンネスの開発に際し、終始有益なご指導を賜わった 財団法人 日本ガス機器検査協会、東京瓦斯株式会社、株式会社世田谷製作所、日立製作所機械研究所のかたがたに深甚な謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) 横山、佐伯：日立評論 52, 821 (昭45-9)
- (2) Wilhelm Mann: HEIZUNG 5, 1 (1970-4)
- (3) ガス器具検査基準 (昭41 財団法人 日本瓦斯協会)
- (4) 日本瓦斯協会：都市ガス工業 (昭41)
- (5) 安東新午：プロパンタン便覧 (石油化学新聞社)
- (6) UL 727 OIL-FIRED CENTRAL FURNACES, 65 (1961)
- (7) U.S.A. Standard Institute: USA Standard for GAS-FIRED, Gravity and Forced Air CENTRAL FURNACES (1968)
- (8) 日本機械学会：伝熱工学資料 (昭41)
- (9) WILLIAM H. Mc ADAMS: HEAT TRANSMISSION
- (10) WILLIAM KAYS, A.L. London: COMPACT HEAT (1958)
- (11) 空気調和衛生工学会：空気調和衛生工学便覧 (昭38)
- (12) 原田幸夫：流体機械 (昭43) 朝倉書店
- (13) 東京瓦斯株式会社：ガス器具の常識 (一般器具編) (昭43)