パルス燃焼に関する実験的研究*

(バルブレスパルス燃焼器の特性)

大岩紀生^{*1}, 山口誓起^{*1}, 長谷川達也^{*1},
稲垣実^{*2}, 大島道博^{*3}An Experimental Study of the Ignition and Combustion Mechanisms
in a Pulse Combustor

(Characteristics of a Valveless Pulse Combustor)

Norio OHIWA, Shigeki YAMAGUCHI, Tatsuya HASEGAWA,
Minoru INAGAKI, and Michihiro OHSHIMA

The possibility of realizing a wide range, low noise valveless pulse combustor is examined by charging a rich propane-air mixture having an equivalence ratio of 3.0 with a relatively high supply pressure of 0.5-35 kPa under the condition of forced ventilation. The utilization of the backer plate as a baffle plate is found to act effectively, not only on the strong mixing of fresh inflows and residual hot combustion products, but also on the prevention of back flow during an explosion period, provided that the clearance between the nozzle exit and the baffle plate is adjusted to the optimum. The results show that the present valveless pulse combustor operates more silently than the flapper-valved pulse combustor by 5-8 dB(A), having a large turn-down ratio of 9.5-11.5. Also, the volumetric efficiency of the pulse combustor varies from 3 to 8 %, the range being nearly the same as that of the flapper-valved pulse combustor.

Key Words : Combustion, Valveless Pulse Combustor, Turn Down Ratio, Combustion Noise, High Combustion Load, Volumetric Efficiency

1. ま え が き

パルス燃焼を実用に供する場合には、①燃焼範囲がせまくターンダウン比が小さい、②騒音と振動が激しい、および③機械的バルブ機構の寿命が短いという3項目が問題となる。本研究では、燃料を可燃範囲外の過濃混合気として供給することによって、ターンダウン比の著しい増大と、部分負荷運転による著しい燃焼騒音の減少が得られることを示した⁽¹⁾⁽²⁾。このことは、大容量パルス燃焼器の全負荷運転による始動時間の短縮と、その後の部分負荷運転による低騒音パルス燃焼が可能となることを意味し、これにより、フラップバルブ形パルス燃焼器の実用性を顕示することができた。そこで本研究では、残されたフラップバルブの耐久性と振動に起因する問題を解決するために、機械的バルブ機構をもたないバルブレスパルス燃焼器を試作し、その挙動と特性を把握する燃焼実験を行った。

一般にバルブレスパルス燃焼器では、爆発燃焼時の上流への燃焼ガスの逆流が燃焼器内圧力の不十分な上昇と弱い排気流の原因となり、間欠的な燃焼継続に不可欠な負圧の発生をも妨げる。これに関して、効果的な昇圧を達成するための原理的・概念的解説⁽³⁾⁽⁴⁾がすでになされ、また、バルブレスパルス燃焼の実現を試みた研究もいくつか報告されている⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。しかしいずれの場合にも、自然通風の条件下では燃焼時の十分な昇圧が得られず、送風機による強制的な空気の供給なくしてはパルス燃焼の作動を得ることができないのが現状である。

そこで本論文では、送風機がパルス燃焼の始動に不可欠な基本構成要素であることに着目してこれを積極的に利用することとし、これに可燃範囲外の過濃混合気を幾分高い供給圧で送入する方式を併用することにより、まずバルブレスパルス燃焼器実現の可能性を調べる基礎実験を行った。その結果、始動時以外は送風機動力を必要としないというパルス燃焼の利点の一つを損なうことにはなるが、送風機による強制通風によって、十分に広い燃焼範囲と著しく低い騒音レベルを有する実用性に富んだ燃焼性能を得ることができた。

* 昭62年10月3日 東北支部仙台台地方講演会において講演、原稿受付 昭62年4月20日。

^{*1} 正員、名古屋工業大学(〒466 名古屋市昭和区御器所町)。

^{*2} 学生員、名古屋工業大学大学院。

^{*3} 准員、日本電装(株)(〒448 刈谷市昭和町1-1)。

2. 実験装置および方法

本研究で用いた二次元パルス燃焼器の基本的構造および過濃混合気供給用ノズルの構造は、文献(1)および(2)に記されているので、本論文では、燃焼器ノズル部の立体構成の概略のみを図1に示す。ノズル部の基本的構造は前報⁽²⁾と全く同様で、フラップバルブを取り除き、バックプレート有多孔板から同じ寸法の厚さ4 mmのステンレス板に交換した点異なる。ここで、フラップバルブを用いたパルス燃焼器の場合には、バックプレートはバルブの可動範囲を制限する役割を果たす不可欠な構成要素であるが、バルブレスパルス燃焼器の場合にはフラップバルブを用いないので、バックプレートは不必要となる。ところが、本研究のバルブレスパルス燃焼器において、バックプレートを除去した場合には、送風機で強制的に二次空気を供給しても、点火プラグへの通電を停止するとパルス燃焼が停止し、間欠的な燃焼の継続が得られなかった。このことは、バックプレートの設置が過濃混合気と二次空気および流入新気と高温残留燃焼ガスの混合を促進し、パルス燃焼の着火継続過程において重要な役割を演じていることを意味し、文献(1)における観察結果とよく対応している。そこで本研究ではバックプレートをそのまま用いることとし、これを抵抗板と呼ぶことにする。

用いた燃料は家庭用LPG(プロパン純度96.4%, Q_{FN} l/min)で、圧縮機からの一次空気(Q_{apN} l/min)と予め混合され、図1に描かれた内径3 mmの3本の銅パイプ製ノズルから当量比 $\phi_p = 3.0$ の過濃混合気として供給される。このとき、広い燃料流量範囲にわたって過濃混合気の当量比を一定に保つために、燃料

図1 燃焼器ノズル部の概略

と空気の供給圧力を幾分高く設定する必要が生じたので、結果として過濃混合気の供給圧力も0.5~35 kPaと幅広く変化した。一方、二次空気(Q_{asN} l/min)は、送風機(昭和電機, UT-400, 4.5 m³/min, 3.0 kPa)により0.1~3.0 kPaの圧力で多孔ノズル($\phi 4$ mm, 10個, 総面積1.26 cm²)から供給される。ここで、体積流量記号の添字Nは基準状態における値であることを意味する。

実験では、上記のような燃料と空気の供給条件の下で、尾管の断面積A(5.0および2.5 cm²)と尾管の長さL(2.0および1.0 m)の組み合わせ(これをA/Lと表示する)、ならびにノズル出口面と抵抗板の間隔 δ (1, 2, 3, 4, 5, 6および8 mm, 以後ノズル出口間隙と呼ぶ)を変化させ、それぞれの設定条件のもとで燃焼範囲、燃焼器内圧力、燃焼騒音レベルおよび尾管出口における排気ガス中のCO濃度の測定を行った。ここで圧力、騒音レベルおよびCO濃度の測定には、それぞれ水冷付半導体小形圧力変換器(豊田工機, PMS-5M2H, DC~10 kHz)、普通騒音計(リオン, NA-20)およびCOメータ(堀場製作所, MEXA-324G, 最小分解能0.04%)を用いた。なお強制通風の場合には、二次空気量を調節することにより、圧力の変動幅、騒音レベルおよびCO濃度の測定値にかなり大きな変化が現れるので、結果を統一的に評価できるように、燃焼範囲の測定時以外には、総合当量比を $\phi_t = 0.9$ と一定に保って測定を実施した。

3. 実験結果および考察

3.1 ノズル出口間隙の最適値の選定 本研究の燃焼器では抵抗板の設置が不可欠であるので、実験を開始するにあたって、ノズル出口間隙 δ の値を選定する必要がある。フラップバルブ形パルス燃焼器の場合には、この値はバルブの追随性と新気の流入抵抗の相関関係によって決定されるが、バルブレスパルス燃焼器ではフラップバルブを用いないので、その追随性の代わりに燃焼ガスの逆流の抑制効果を考慮しなければならない。そこで以下では、新気の流入と燃焼ガスの逆流の双方に効果的に作用するノズル出口間隙の値を調べることにする。なお、 δ の決定に際しては、バルブレスパルス燃焼器の研究における最大の課題が爆発燃焼時の効果的な昇圧であることに着目し、 δ に伴う燃焼器内圧力の変動幅の変化を測定した。このときできるだけ広い燃料流量範囲にわたって測定が可能のように、フラップバルブ形パルス燃焼器において大きなターndダウン比を得たA/L=2.5/1.0の尾管⁽²⁾を用い、得られた結果に、A/L=2.5/1.0および5.0/1.0

の尾管を装着した場合の燃焼範囲および排気ガス中のCO濃度の変化の測定結果も加味した。

図2に、 $A/L = 2.5/1.0$ の場合の、ノズル出口間隙 δ に伴う燃焼器内圧力の最小値から最大値に至る全変動幅 P_{pp} kPa の変化を、燃料流量 Q_{FN} l/min をパラメータとして示す。また図3に、2種類の尾管を用いて測定された排気ガス中のCO濃度 ([CO], 体積%) の δ に伴う変化を示す。ここで、総合当量比はいずれも $\phi_t = 0.9$ と一定に保たれている。

まず図2によれば、 P_{pp} の測定値に幾分ばらつきがみられるが、平均的に描かれた実線の変化の傾向から $\delta = 3 \sim 4$ mm の範囲で最も大きな振幅の圧力変動が得られ、 $Q_{FN} = 7.0$ l/min のときには 25 kPa に達していることがわかる。本実験の過濃混合気の最大供給圧力が 35 kPa と比較的高いことを加味すると、ノズル出口間隙が小さい場合には流入抵抗の増大による二次空気の流入量の減少が、一方、ノズル出口間隙が大きい場合には逆流燃焼ガスによる新気の汚染に起因する正味の二次空気量の減少が、いずれも不完全燃焼の原因となっていると考えられ、図3(a)の同一条件下での排気ガス中のCO濃度の挙動とよく合致している。

なお、本論文では、尾管の形状と寸法を変化させた場合の P_{pp} の測定を行っていないので、 A/L の他の組合せに対するノズル出口間隙の最適範囲に言及することはできない。しかし図3(b)に示すように、 $A/L = 5.0/1.0$ の尾管を装着した場合の排気ガス中のCO濃度が、図3(a)の $A/L = 2.5/1.0$ の場合と全く同じ傾向の変化を呈していることから判断すると、本研究で用いた構成と形状のパルプレスパルス燃焼器では、尾管の形状・寸法への依存性はほとんどなく、ノズル出口間隙が $\delta = 3 \sim 4$ mm のときに最も効果的な昇圧が

図2 ノズル出口間隙 δ に伴う燃焼器内変動圧力の全幅

表1 ノズル出口間隙 δ に伴う燃焼範囲の変化

A/L [cm/cm]	δ [mm]	$(Q_{FN})_{max}$ [l/min]	$(Q_{FN})_{min}$ [l/min]	TDR	$(\phi_t)_{lean}$
5.0/1.0	1	5.0	1.0	5.0	0.55
	2	11.4		11.4	0.60
	3	11.5		11.5	0.50
	4	11.6		11.6	0.55
	5	11.9		4.0	
	6	13.6		3.9	
2.5/1.0	1	3.9	1.0	3.9	0.50
	2	10.5		10.5	0.60
	3	10.2		10.2	0.50
	4	10.4		10.4	
	5	12.1		5.8	
	6	12.9		5.5	0.60

得られると考えることができる。

つぎに、燃焼範囲の測定結果に基づいて、異なる観点から δ の最適値の評価を試みる。表1に、最大燃料流量 $(Q_{FN})_{max}$ 、最小燃料流量 $(Q_{FN})_{min}$ 、ターンドアウン比 $TDR = (Q_{FN})_{max} / (Q_{FN})_{min}$ および希薄側燃焼範囲の総合当量比 $(\phi_t)_{lean}$ の値をノズル出口間隙 δ をパラメータとして示す。ここで $(Q_{FN})_{max}$ の決定には、送風機容量の制限から、パルス燃焼継続の可否のみを考慮した。一方 $(Q_{FN})_{min}$ に対しては、ごく僅かな強制給気によって 0.5 l/min 以下の低燃料流量まで作動可能であるが、実用性を考慮して 1.0 l/min とし、これに排気ガス中のCO濃度の許容上限値に 0.1% の制限を加えて決定した。

表1によれば、最大燃料流量とターンドアウン比が共に大きく、また希薄限界の総合当量比が小さくなるノズル出口間隙は $\delta = 3$ mm と与えられ、上述の圧力変動の振幅に対する考察とよく一致する。したがって、抵抗板を用いる本実験の燃焼器におけるノズル出口間隙の最適値は $\delta = 3$ mm と決定される。

3・2 燃焼範囲とターンドアウン比 ノズル出口間隙を $\delta = 3$ mm と一定に保ち、尾管の形状と寸法を変化させたときの燃焼範囲の測定結果を、 $A/L = 5.0/2.0$ 、 $5.0/1.0$ および $2.5/1.0$ の場合について図4に示す。

(a) $A/L = 2.5/1.0$

(b) $A/L = 5.0/1.0$

図3 ノズル出口間隙 δ に伴うCO濃度の変化

ここで、横座標は全空気流量 $Q_{atN} [= Q_{apN} + Q_{asN}]$ ℓ/min を、縦座標は燃料流量 Q_{fN} ℓ/min と供給した燃料が完全燃焼すると仮定して算出した発熱速度 q MJ/h を表す。図中には、燃焼限界における総合当量比 ϕ_t の値を読み取れるように、何本かの等当量比線が描かれている。また表2に、尾管の形状と寸法による燃焼範囲の変化を示す。

図4によれば、ノズル出口間隙が $\delta = 3 \text{ mm}$ と最適値に設定された場合には、燃焼範囲の挙動は尾管の形状と寸法にほとんど依存しないことが知れる。ちなみに総合当量比の値は、希薄限界(●印)では $\phi_t = 0.5$ とほぼ一定値で与えられ、一方、過濃限界(○印)では低負荷領域における $\phi_t = 1.0$ に近い値から高負荷領域における $\phi_t = 1.3 \sim 1.4$ まで変化し、自然通風によるフラップバルブ形パルス燃焼器で得られた燃焼範囲の挙動(1)に類似している。

つぎに表2によれば、本研究のバルブレスパルス燃焼器では、 $\text{TDR} = 9.4 \sim 11.5$ という極めて大きいターndダウン比が得られ、このときの発熱速度は $q = 52 \sim 63 \text{ MJ/h}$ にも達している。その理由として、まず第一に過濃混合気の供給圧力が大きいことが挙げられる。しかし、この要因に関しては本実験装置に固有の欠点と考えられ、その影響の程度を知るためには所要の当量比をもつ過濃混合気の効果的な製造方法を新たに開発する必要があり、今後の課題とされる。もう一つの要因として、強制通風による高低両負荷領域の燃焼改善が挙げられる。この要因は、第一の要因とは異なっており、機械的バルブ機構の有無によらず利用できる一般性をもつと考えられること、および前節で述べたように、わずかな動力による送風機の駆動によってパルス燃焼の作動可能な最小燃料流量がかなり減少し、これによって低負荷領域における著しい燃焼改善が得られることを考慮すれば、ターndダウン比の増大を目的として積極的に利用されるべきである。

なお、表2に基づいて、燃焼範囲に及ぼす尾管の形状・寸法の影響をみると、長さについては $L = 1.0 \text{ m}$ の短い場合に、断面積については $A = 5.0 \text{ cm}^2$ の大きい場合に燃焼範囲が幾分広く、排気抵抗が小さいほどターndダウン比が大きくなる傾向がみられる。

3・3 排気ガス中のCO濃度 図5に、ノズル出口間隙を $\delta = 3 \text{ mm}$ とし、総合当量比を $\phi_t = 0.9$ と一定に保った場合の排気ガス中のCO濃度(体積%)の燃料流量 Q_{fN} ℓ/min に伴う変化を、 $L = 1.0 \text{ m}$ の尾管を装着した場合について示す。ここで、横軸には発熱速度 q MJ/h も記され、また図中には、比較のためにフラップバルブ形パルス燃焼器の結果が破線で併記され

表2 尾管の形状・寸法による燃焼範囲の変化

A/L [cm^2/m]	$(Q_{fN})_{\text{max}}$ [ℓ/min]	$(Q_{fN})_{\text{min}}$ [ℓ/min]	TDR	$(\phi_t)_{\text{lean}}$
5.0/2.0	9.9	1.0	9.9	0.50
5.0/1.0	11.5		11.5	
2.5/2.0	9.4		9.4	
2.5/1.0	10.2		10.2	

ている。

図によれば、排気ガス中のCO濃度は、フラップバルブ形パルス燃焼器の場合よりも幾分高く、排気抵抗の小さい太くて短い尾管において低いことがわかり、逆流燃焼ガスによる二次空気の汚染と不十分な負圧の発生に起因する混合作用の低下がうかがわれる。しかしこのような不利な条件下でも、低および高負荷領域におけるCO濃度の急激な増加はみられないので、強制通風の著しい効果を知ることができる。

3・4 燃焼器内圧力の平均変動幅 図6に、総合当量比を $\phi_t = 0.9$ 、ノズル出口間隙を $\delta = 3 \text{ mm}$ とした場合の燃焼器内圧力の平均変動幅 P_{pp} kPa の変化を、

(a) $A/L = 5.0/2.0$ (b) $A/L = 5.0/1.0$ (c) $A/L = 2.5/1.0$ 図4 尾管の形状・寸法による燃焼範囲の変化($\delta = 3 \text{ mm}$)

燃料流量 Q_{FN} l/min と発熱速度 q MJ/h に対して示す。ここで、図 6 (a) および (b) は、尾管の断面積がそれぞれ $A = 5.0 \text{ cm}^2$ および 2.5 cm^2 の場合を表し、長さ L がパラメータにとられている。また比較のため、図中にはフラップバルブを用いた場合の結果が破線で示されている。

図 6 によれば、尾管長さが等しい場合には、平均変動幅 P_{pp} は尾管断面積によらずほぼ等しい値をとり、したがって、尾管の断面積よりも長さへの依存性が顕著であること、短い尾管を用いた場合に大きい振幅の圧力変動が得られること、およびこの傾向がバルブの有無によらないことなどの特徴的な挙動を知ることができる。ここで変動幅 P_{pp} の値に着目してみると、当然のことではあるが、同一の幾何学的寸法・形状の条件では、フラップバルブ形燃焼器の場合より小さい値が得られている。しかしながら、破線で与えられたフラップバルブ燃焼器の平均的な値に対する比率はかなり大きく、 $A/L = 5.0/1.0$ の尾管の場合にはほぼ等しい値を、また他の尾管でも 50～80 % に達する値が得られている。なお、本実験の燃焼器において、燃料と空気を別々に供給する通常の燃料供給方式を用いた場合には燃焼範囲は極めてせまく、また平均変動幅も高々 8 kPa であった。以上の結果を併せて考慮すれば、抵抗板を利用してノズル出口間隙を適切に設定し、これに過濃混合気を供給する方式を採用することにより、燃焼範囲の拡大と騒音レベルの低下のみならず、バルブレスパルス燃焼器の効果的な昇圧をも達成し得ることがわかる。

3・5 燃焼騒音 図 7 に、本研究の縦形二次元パルス燃焼器の燃焼室中心から奥行き水平方向に 1 m 離れた点で、消音装置を全く具備しない状態で測定された燃焼騒音レベルの燃料流量 Q_{FN} l/min および発熱速度 q MJ/h に対する変化を示す。ここで、ノズル

出口間隙は $\delta = 3 \text{ mm}$ である。また図中には、比較のため、フラップバルブを用いた場合の結果¹²⁾が破線で併記されている。測定値に幾分ばらつきがみられるが、図を平均的にみると、燃焼負荷の増大とともに騒音はほぼ直線的に増加すること、および尾管の断面積を 5.0 cm^2 から 2.5 cm^2 に減少させることによって長さにほぼ無関係に約 5 dB(A) の低減が得られ、破線で示されたフラップバルブ形燃焼器の場合と同様の挙動を呈することがわかる。またフラップバルブの有無による騒音レベルの変化をみると、燃焼負荷および尾管の形状・寸法にほぼ無関係に、バルブレス燃焼器の場合に 5～8 dB(A) の低下が得られ、この値がパルス燃焼器の全体の騒音レベルにおけるフラップバルブの振動騒音の寄与を与える。

なお、図 7 によれば、本研究のバルブレスパルス燃焼器に $A/L = 2.5/2.0$ の尾管を装着し、これを 10～40 % の部分燃焼負荷 (5～20 MJ/h) の条件で作動させることによって、52～65 dB(A) という極めて低い騒音レベルのパルス燃焼を実現し得ることがわかる。

興味ある結果は、最も低い騒音を実現する尾管の寸法が最大のターンダウン比を与える尾管の寸法と異なることで、このことは、一定寸法の尾管をもつパルス燃焼器では、燃焼範囲の拡大と騒音の低減を同時に得ることができないことを示唆している。

3・6 バルブレスパルス燃焼器の体積効率 図 8 に、表 2 と同じ設定条件で得られた燃焼範囲を、縦軸に体積効率 $\eta_v [= Q_{tN} \times 10^{-3} / 60 f_0 \cdot V]$ を、横軸に燃料と空気流量を合算した全流量 $Q_{tN} [= Q_{FN} + Q_{atN}]$ l/min に対して示す。ここで、 f_0 および V はそれぞれ発振周波数 (1/sec) と燃焼器体積 (m^3) を表し、ノズル出口間隙は $\delta = 3 \text{ mm}$ である。

図 8 によれば、バルブレスパルス燃焼器の体積効率の値は尾管の断面積よりも長さに強く依存し、尾管長

図 5 排気ガス中の CO 濃度
($\delta = 3 \text{ mm}$)

(a) $A = 5.0 \text{ cm}^2$

(b) $A = 2.5 \text{ cm}^2$

図 6 燃焼器内圧力の平均変動幅 ($\delta = 3 \text{ mm}$)

図7 パルプレスパルス燃焼器の燃焼騒音 ($\delta = 3 \text{ mm}$) 図8 パルプレスパルス燃焼器の体積効率 ($\delta = 3 \text{ mm}$)

さにほぼ固有の直線で表現される。また、パルプレス燃焼で強制通風であるにもかかわらず、体積効率の最小値は3%、最大値は18%と与えられ、フラップバルブ形パルス燃焼器で得られた $\eta_v = 4 \sim 16.5\%$ ⁽²⁾ と極めてよく一致している。これにより、パルス燃焼器の体積効率が機械的バルブ機構の有無にほとんど依存しないことが理解でき、その変化範囲が $\eta_v = 3 \sim 18\%$ と与えられることがわかる。

4. あとがき

本論文では、燃料を過濃混合気として供給する方式と送風機による強制的通風方式を併用することによって、広い燃焼範囲と低い騒音レベルを有するパルプレスパルス燃焼器実現の可能性を実験的に調べた。得ら

れた結果は、以下のように要約される。

(1) バッカープレートに抵抗板として残存させ、ノズル出口間隙を適切に設定することによって、過濃混合気と二次空気およびこれらの流入新気と残留高温燃焼ガスとの速やかな混合のみならず、爆発燃焼時の逆流防止にも効果的に作用させることができ、比較的大きい昇圧効果が得られた。本燃焼器の場合には、ノズル出口間隙を3mmに設定することにより、フラップバルブ形燃焼器の50~85%に達する大きい値の圧力変動幅を得ることができた。

(2) この設定条件の燃焼器に、燃料を当量比3.0の過濃混合気として供給し、送風機を積極的に利用して強制通風することにより、9.4~11.5に達する大きいターナダウン比と、52~63 MJ/hの大きな発熱速度を有するパルプレスパルス燃焼が可能となった。

(3) パルプレスパルス燃焼器の燃焼騒音レベルは発熱速度の増加とともにほぼ直線的に増大し、5.0 cm²から2.5 cm²への尾管断面積の減少が約5 dB(A)の低下をもたらす。また、フラップバルブの振動に起因する騒音は5~8 dB(A)と比較的低い。

(4) パルス燃焼器の体積効率は、機械的バルブ機構の有無および送風機による強制通風の有無にかかわらず、尾管長さに強く依存する。また体積効率の変化範囲もほぼ一定で、 $\eta_v = 3 \sim 18\%$ と与えられる。

なお、本研究の一部は(株)パロマ工業との共同研究として行われたものである。また、本研究の実施にあたって、花井伸隆・宮脇浩司 両君の協力を得たことを記し、感謝の意を表する。

文 献

- (1) 大岩・ほか4名, 機論, 52-476B(昭61), 1913.
- (2) 大岩・ほか3名, 機論, 53-489B(昭62), 1635.
- (3) Kentfield, J. A. C., Proceed. Symp. Pulse Combust. Appl., (1982), 2-1.
- (4) Lockwood, R. M., 文献(3)の14-1ページ.
- (5) Sran, B. S. & Kentfield, J. A. C., 文献(3)の3-1ページ.
- (6) 岸本, 第23回 伝熱シンポジウム講演論文集, (昭61), 725.
- (7) 大島・ほか4名, 第24回 燃焼シンポジウム前刷集, (昭61), 238.