

UDC 621.45.022:  
621.452.32.034

# 航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-301

燃料蒸発管に関する研究 (V)

——高圧形箱形燃焼器の特性——

田 丸 卓・鈴木邦男・相 模 滋  
桜 沢 義 男・山 田 秀 志

1976 年 5 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 燃料蒸発管に関する研究(V)

## —高圧形箱形燃焼器の特性—

田丸 卓\*\* 鈴木邦男\*\* 相模 滋\*\*\*  
桜沢義男\*\*\* 山田秀志\*\*

## A Study on a Fuel Vaporizer (V)

### —Performance of a Combustor with Vaporizers and Air-caps—

By Takashi TAMARU, Kunio SUZUKI, Shigeru SAGAMI, Yoshio SAKURAZAWA  
and Hideshi YAMADA

### Abstract

This paper presents the results of an experimental study conducted on a vaporizing type combustion chamber.

A rectangular combustion chamber with "vaporizing tubes" and various different ways of primary air introduction was examined, in order to provide design data and evaluate its potential for clean exhaust engines.

Combustor performance was compared and analyzed.

Flow patterns utilizing cotton streamers were measured in certain combustors, while local gas composition of one of the combustion chambers was measured under two reference velocity conditions.

The data collected proved to be very useful in analyzing combustor performance and in providing a cleaner, higher performance combustor.

### 1. ま え が き

最近の内燃機関は、高性能であるほかに、経済性と低公害性が要求されている。航空用ガスタービン燃焼器においても、経済性の観点から、サイクル効率向上がはかれ、そのために燃焼器内圧力が上昇する傾向にある。その結果、いくつかの有害排気成分の低減が困難となり設計上重要な問題となってきた。

そこでここでは、歴史的に最も古く、かつ最も実用経験時間の長い、蒸発管形式の蒸発形燃焼器についてその特性を調べてみた。

われわれのおこなったこれまでの研究<sup>1)~3)</sup>によって燃料蒸発管内を流れる燃料の模様、熱伝達などが、ある程度明らかになった。前報<sup>4)</sup>では、JR100 エンジンの

燃焼器をモデルとした箱形燃焼器に、燃料蒸発管をつけたものについて、燃焼器諸特性を実験的に調べた。

この箱形燃焼器を使った燃焼試験では、蒸発管本数の影響は、燃焼効率、全圧損失係数などの基本的燃焼器性能特性については比較的軽微であること、燃料供給量が燃焼効率特性に大きな影響をもつこと、燃焼負荷率の増大のためには一次燃焼領域への空気導入が重要であることなどを実験的に示した。

今回は、一次燃焼領域への空気導入を効果的にこなえるよう空気筒をもうけ、その影響について調べた。

使用した燃焼器は、高圧力比用に設計された FJR710 エンジンをモデルとした箱形燃焼器である。

また、この種の燃焼器の燃焼状況の把握と有害排気成分低減をはかる設計資料として役立てるため、最も良好な燃焼特性を示した燃焼器要素の組合せにつき、燃焼器内部、および燃焼器出口でのガス組成分析をおこなった。

実験条件は、ほぼ大気圧であるが、実験用燃焼器開発

\* 昭和51年3月26日受付

\*\* 原動機部

\*\*\* 芝浦工業大学(当時)

研究の一段階として有用な資料が得られる。ことに、この箱形燃焼器模型大気圧燃焼試験は、燃焼器内部の流れ模様やガス組成分布を作動条件と関連づけて測定、比較検討し得る唯一の燃焼器模型実験である。

## 記 号

$A_1$	：燃料ガス中 成分 $i$ の濃度	[ppm]
$A_2$	：燃焼器出口断面積	[ $m^2$ ]
$EI_i$	：成分 $i$ の排出指数 [成分 $i$ の g 数 / 燃料 1 kg]	
$F_L$	：局所燃空比	
$F_s$	：理論混合比燃空比	
$f_i$	：成分 $i$ の重量分率	
$g$	：重力の加速度	[ $m/s^2$ ]
$H_u$	：燃料の低位発熱量	[kcal/kg]
$h_i$	：未燃焼成分 $i$ の発熱量	[kcal/kg]
$i_1$	：燃焼器入口で空気のもつエンタルピ	[kcal/kg]
$i_2$	：燃焼器出口で燃焼ガスのもつエンタルピ	[kcal/kg]
$M_i$	：成分 $i$ の分子量	[kg/mol]
$n$	：全体空燃比	
$P_f$	：燃料供給圧力	[kg/ $cm^2$ ]
$P_0$	：大気圧	[ " ]
$P_{1s}$	：燃焼器入口静圧	[ " ]
$P_{1t}$	： " 全圧	[ " ]
$P_{2t}$	： " 出口全圧	[ " ]
$R_{ap}$	：一次燃焼領域空気導入部開口比	[ % ]
$r$	：燃料中の水素 / 炭素重量比	
$T_1$	：燃焼器入口空気温度	[K]
$T_2$	：燃焼器出口空気温度	[K]
$U_r$	：最大断面平均風速	[m/s]
$w_a$	：空気流量	[kg/s]
$w_f$	：燃料流量	[kg/s]
$X_i$	：成分 $i$ のモル分率	
$y_i$	：燃焼器出口無次元位置, $y_i=0$ , 翼根側; $y_i=1$ , 翼端側	
$\gamma_{a1}$	：燃焼器入口空気比重量	[kg/ $m^3$ ]
$\gamma_{a2}$	：燃焼器出口空気比重量	[kg/ $m^3$ ]
$\epsilon$	：局所酸素消費効率	[ % ]
$\eta_b$	：燃焼効率	[ % ]
$\eta_{bg}$	：ガス分析値より求めた燃焼効率	[ % ]
$\theta$	：無次元温度	
$\phi$	：全圧損失係数	
$\phi_L$	：局所当量比	

## 添 字

$a$  : 空 気

$c$  : 炭素原子  
 $co$  : 一酸化炭素  
 $co_2$  : 二酸化炭素  
 $f$  : 燃 料  
 $g$  : 燃焼ガス  
 $H_2O$  : 水 分  
 $o_2$  : 酸 素  
 $s$  : 理論混合比  
 $1$  : 入 口  
 $2$  : 出 口

## 2. 実 験 装 置

燃焼試験用の設備は、本所原動機部、缶形燃焼試験設備の一部、セクタ燃焼器試験装置を用いた。

この空気供給能力は、つぎのようである。

最 大 流 量 : 2 kg/s

供給空気全圧 : 1.4 kg/ $cm^2$  abs

供給空気温度 : 300 ~ 330 K, または 370 ~ 520 K (予熱燃焼器使用時)

予熱燃焼器は、空燃比 200 以上で使用するので、その燃焼ガス組成が、供試用燃焼器特性におよぼす影響は無視できる。

空気流量は、予熱燃焼器前部で、装置付属の薄刃オリフィス流量計によって計測した。

燃料系統は、装置付属のものを用いた。燃料は Jet A-1 である。燃料流量の計測には、ブルドン管式圧力計を使用し、図 1 の実線で示す燃圧・流量校正曲線を用いた。供試燃焼器では、0.4 mm のメータリングオリフィスをもつ燃料ノズルを 4 本もちいた。

燃焼器出口ガス温度測定には、素線径 0.64 mm, 先端露出 4 点式くし形 CA 熱電対を、7 対用いた。

温度指示計器は、横河電機製 電子管平衡式 EIM-22 型を切換えスイッチとともに用いた。

燃焼室内、および出口でのガス組成分析には次の装置を用いた。

試料採取プローブとしては、採取孔直径が 1 mm, 外径 8 mm のステンレス水冷管で、分析計器とグラスウールフィルターを介してテフロン管でつないだ。その管の保温はおこなっていない。

ガス分析に用いた計器は、堀場製作所製、ガスタービン燃焼器ガス分析装置、MEXA 2000 S である。これには、被測定ガスのそれぞれの成分につき次の方式の計器が組み込まれている。

$O_2$  濃 度 : 磁気式

$NO, NO_x$  濃度 : 化学発光式 (CLD)

CO 濃度 : 非分散赤外 (NDIR)  
 CO<sub>2</sub> 濃度 : 非分散赤外 (NDIR)  
 THC 濃度 : 水素炎イオン化検出 (FID)

## 2.1 供試燃焼器の構成

供試燃焼器の側板をとりはずしたときの写真を図 2 に

示す。主流は図の右から左へ流れる。

図 3 に組立図を示す。同図は、供試燃焼器の主流と平行した断面である。主流方向を  $z$ 、ライナ板に垂直な方向を  $y$  とする座標を考える。 $x$  軸、すなわち図 3 の紙面に垂直な方向には 324 mm の巾がある。

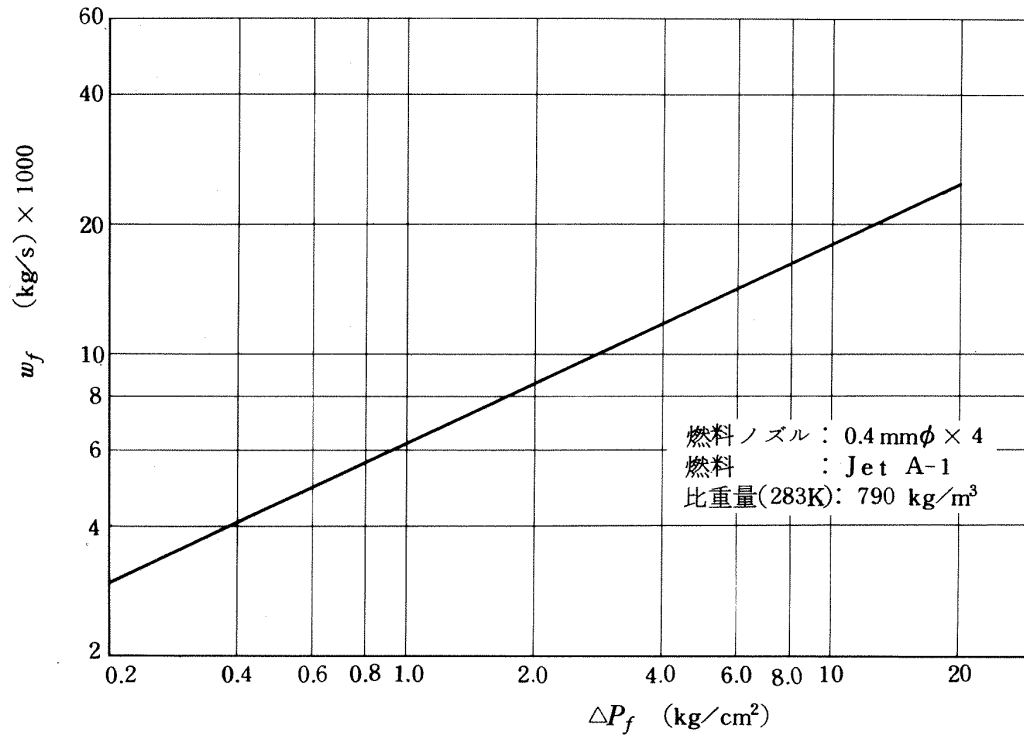


図 1 供試燃焼器供給燃料較正曲線

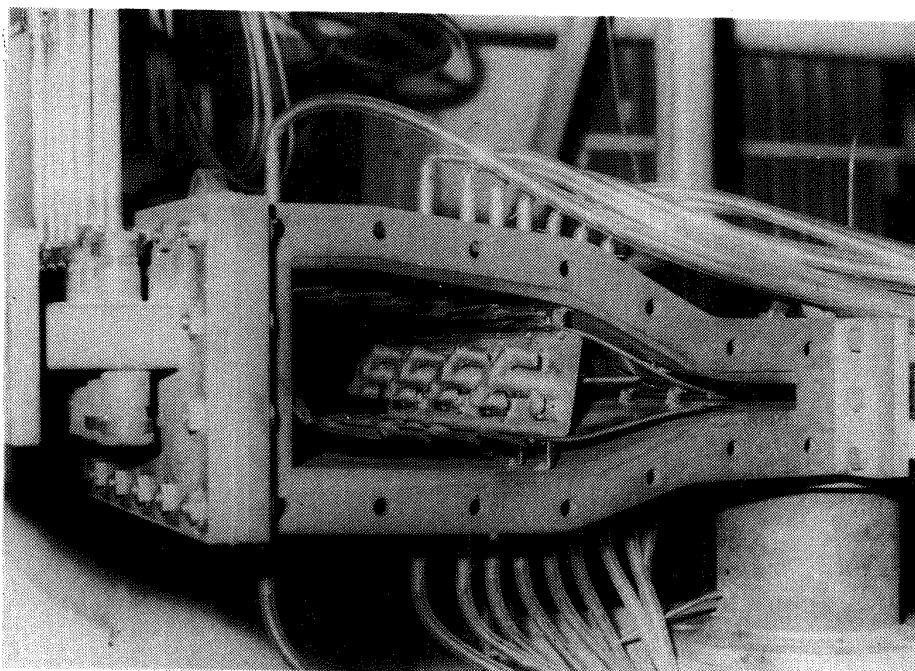


図 2 供試燃焼器の側板をとりはずした状態 (本報告中の燃焼試験では写真中、隔壁板右側の分流板はとりはずして試験した)

燃焼器に供給される空気は、図3の左側から流入する。その空気は、それぞれ、上部ライナ空気孔⑫、隔壁板③の開口部、すなわち、蒸発管と空気筒など、および下部ライナ空気孔⑦を通して燃焼室内⑪へ流入する。

なお、燃焼室内の隔壁板からライナ第1列空気孔までの部分を、一次燃焼領域と呼ぶことにする。

燃料は、隔壁板上にもうけた4本の蒸発管⑥のそれぞれに、単孔の燃料供給管②にて供給した。その先端位置

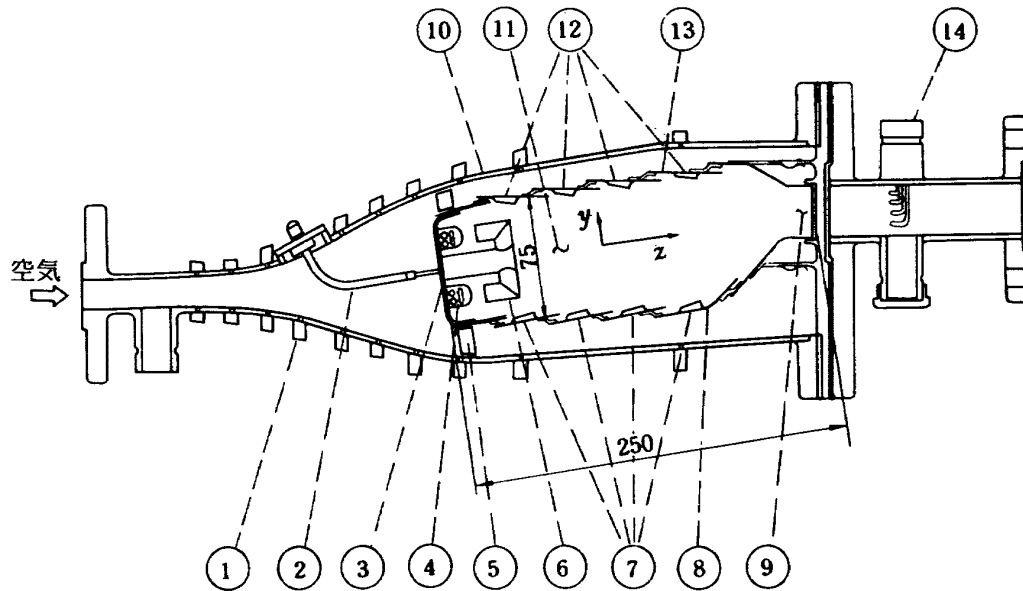


図 3 供試箱形燃焼器概要

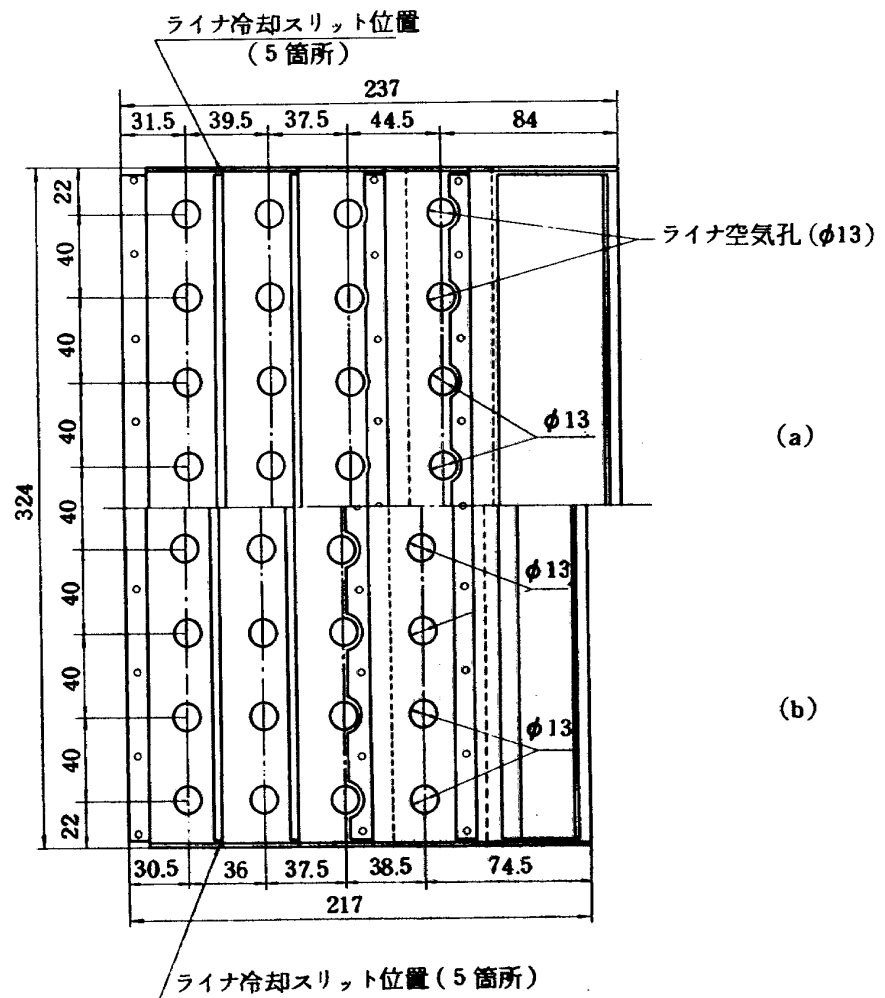


図 4 ライナの上側(a)下側(b)

は、隔壁板上流側面より蒸発管内に 5 mm 入った管中心軸上である。燃料噴射方向は、主流と同方向である。

蒸発管内に供給された燃料は、一部気流微粒化し、空気と混合した状態で蒸発管出口より隔壁板に向って噴射される。この混合気は、通常燃料過濃であってさらに図 3 に示す空気筒④やライナ空気孔⑦、⑫などから燃焼室内へ導入された空気と混合して燃焼し、あるいは稀釈されて、燃焼器出口⑨に至る。

次に各燃焼器要素について詳述する。

**燃焼器ライナ** 使用したライナの上側、および下側をそれぞれ、図 4 の(a), (b)に示す。それらは環形模型の場合の、外側、および内側ライナにそれぞれ相当するものである。

それらのライナには、 $x$  軸方向（燃焼器巾方向）へ中心線をまたいで、直径 13 mm の空気孔が、40 mm の間隔で 8 列配置されている。

これらの空気孔は  $z$  軸方向（燃焼器主軸方向）へは、図 4 に示す間隔で、4 列をなしている。この空気孔列の前後には、 $x$  軸と平行に、ライナ壁冷却のための冷却スリットが計 5 列もうけてある。この冷却スリットは、METERED HOLES 形のもので、<sup>5)</sup> 直径 2 mm の孔が 3 mm のピッチであけてある。

**蒸発管付隔壁板** 前報<sup>4)</sup>の結果から、燃焼器の特性に大きな影響をもつのは、蒸発管の本数や噴出位置よりも、むしろ供給燃料総量であることがわかった。しかし、過度に蒸発管本数の少ないものは、燃料の微粒化や、空気との混合および燃焼領域への燃料の適度な分散に支障をきたし、部分的火炎の伸長や、出口温度分布の不揃いと

なることがわかった。

CC20S の外筒を利用した関係から、燃料供給管座は、4ヶ所であることと、燃焼室一次燃焼領域へ出来るだけ均一に燃料供給をおこないたいなどの理由から、図 5 に示すような T 字形蒸発管を採用した。すなわち、この蒸発管は、幹部の内径が 18 mm、両腕の中心間距離が 50 mm であり、腕部の内径は、13 mm である。これを  $y$  軸と  $45^\circ$  かたむけ図 6 に示す空気筒と隔壁板上に図 7 のように配置した。

なお、一次燃焼領域へ流入する空気を増加させる目的で、隔壁板と空気筒へキリ穴をあけたものについても実験をおこなった。その穴の大きさと配置については図 8 に示す。

**空気筒** 蒸発管を通る空気以外に、一次燃焼領域へさらに多くの空気を導入するために、図 6 に示す各種の空気筒をもちいた。同図中 A 形のものは、円筒側面に円孔とスリットをもち、燃焼器の  $z$  軸方向に垂直、すなわち隔壁板に平行な向きに空気を噴出させることができる。スリットの隔壁板からの距離  $L$  の違いによって  $A_1$ 、 $A_2$  および  $A_3$  の三種を製作した。

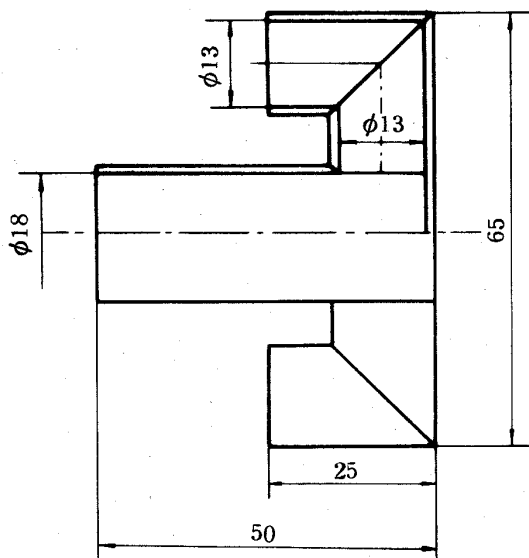


図 5 供試蒸発管

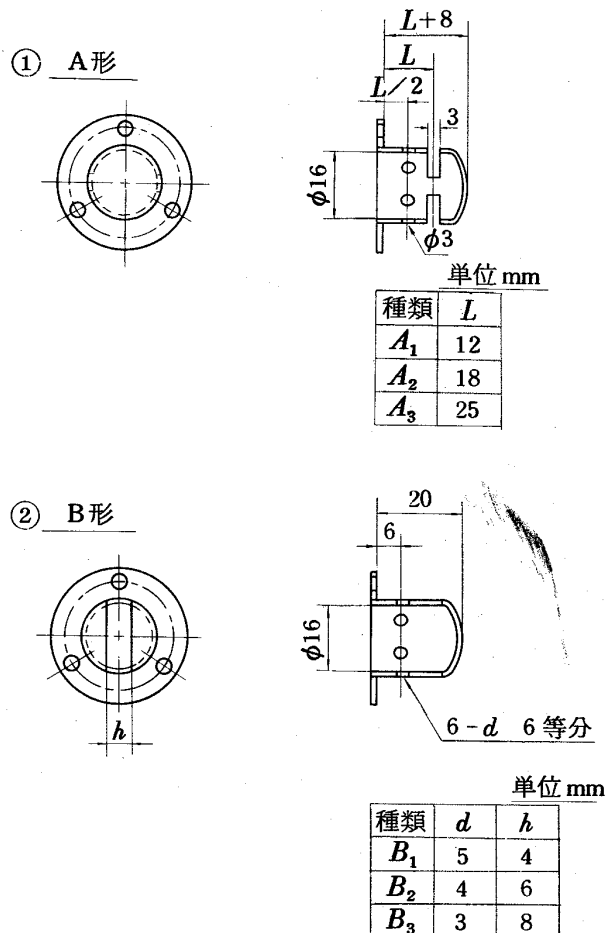


図 6 空気筒

図6中、 $B$ 形のものは、 $y-z$ 軸に平行な方向へ空気を噴出するスリットをもつ。その巾は、4, 6, および 8 mm で、それら空気筒側面には、その開口面積がすべてひとしくなるよう、それぞれ 5, 4, および 3 mm の穴 6 個があけてある。それらの種類の名称を  $B_1$ ,  $B_2$  および  $B_3$  とする。

なお、同じ空気筒で、図7に示す穴あき隔壁板と共に用いた上部穴つき  $A$  形空気筒を添字  $o$  をつけて、たとえば  $A_{3o}$  のように表わす。

**燃料供給管** 蒸発管内へ燃料を供給するために用いた燃料供給管は、図9に示す構造である。これは、0.4 mm のメータリングオリフィスをつけてある。

管先端の燃料吐出部は、その周囲を流れる気流と燃料流との相対速度を十分大きくとるため開口部直径を 2 mm とした。

なお、JR 系統の燃焼器では、分流板がスワローを通過する空気の流量や速度を制御する働きをした。このため、この入口巾は、火炎の安定性、または保炎状態に

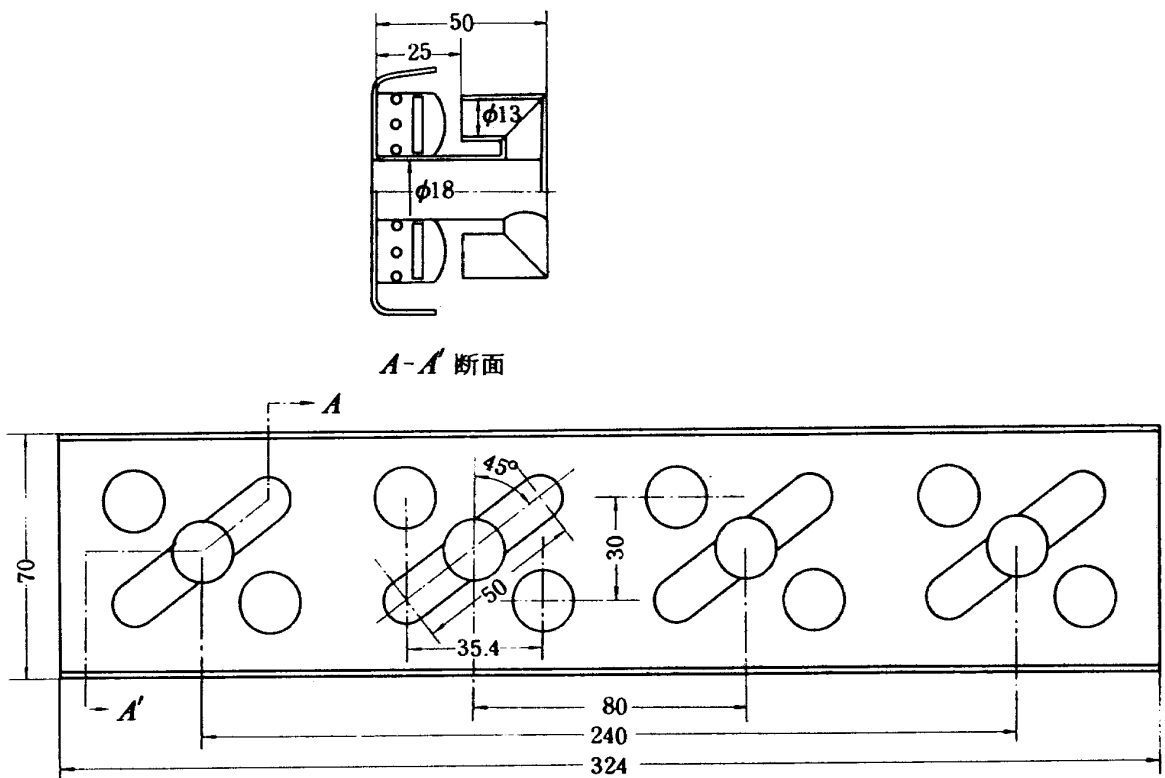


図 7 蒸発管付隔壁板

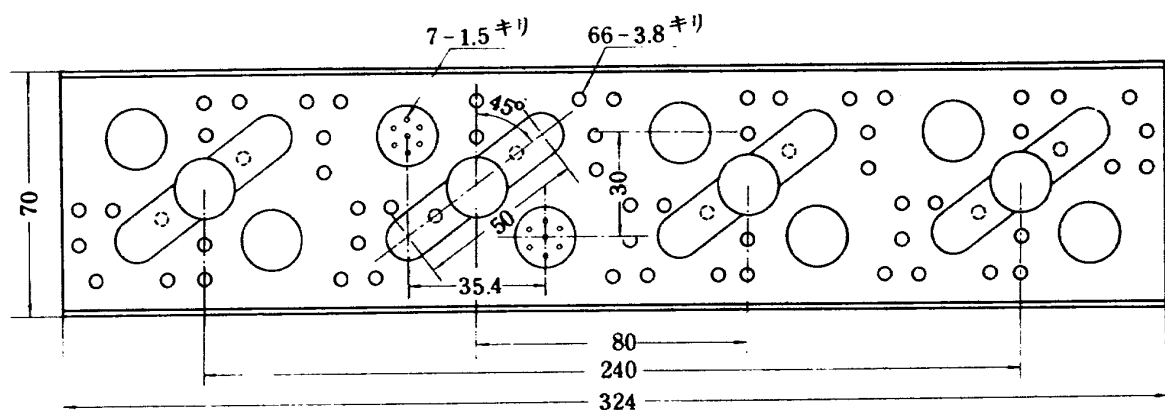


図 8 穴つき隔壁板

大きく影響を与え、重要な燃焼器設計要素のひとつとなっていた。

蒸発管をとりつけた燃焼器では、分流板の動ろきが上の場合ほど鋭敏に燃焼効率などの諸特性に影響をおよぼさないことが、前報の実験、ならびに今回の予備実験の結果明らかになった。

一方、JR系統の燃焼器から承継した図2に示す形の分流板は、燃焼器全体の長さを長く必要とし、また、とくに箱形模型の場合には、模型組立ての際の固定位置の差異による影響が大きいことがわかった。

最近のいくつかの燃焼器で採用している“鈍頭形”<sup>6)</sup>は、短い空間に収納でき、固定位置誤差の影響が少なく、著しい圧力損失の増大を招くこともないといわれている。

燃焼器諸特性が良好で、燃焼器構造として組立て分解が容易で合理的な鈍頭形分流板は、個々の燃焼器外筒形状、燃料供給方法、組立ての都合等を考慮して設計すべきであろう。

ここではとりあえず分流板なしの状態を試験した。

## 2.2 供試燃焼器種類と隔壁板開口面積

燃焼試験をおこなった燃焼器を、空気筒の違い、隔壁板のキリ穴の有無などによって表1のように名付ける。

前報の結果からもわかるように、一次燃焼領域へ入る空気量は燃焼器特性に重要な役割を演じている。ことに本燃焼試験で分流板をつけていない場合、その空気量は隔壁板の開口面積に依存する度合いが高いと考えられる。

表1の各燃焼器の隔壁板開口面積を燃焼室内筒全体の開口面積にたいする割合としてみると次のようになる。

### 1) ライナ部空気孔総面積

$$A_L = (\phi 13 \text{ 空気孔 } 64 \text{ 個}) + (\phi 2 \text{ 冷却空気孔 } 210 \text{ 個}) \\ = 117.94 \text{ cm}^2$$

### 2) 隔壁板開口面積

#### i) 蒸発管部

$$A_v = (4 \text{ 本の蒸発管部内断面積和}) \\ = 8.04 \text{ cm}^2$$

#### ii) 空気孔開口面積

$$A_i = (\text{空気筒 } A_1, A_2, \text{ または } A_3 \text{ の } 8 \text{ 本分の開口面積}) \\ = 13.53 \text{ cm}^2$$

$$B_1 = (\text{空気筒 } B_1 \text{ の } 8 \text{ 本分の開口面積}) \\ = 13.63 \text{ cm}^2$$

$$B_2 = (\text{空気筒 } B_2 \text{ の } 8 \text{ 本分の開口面積}) \\ = 13.71 \text{ cm}^2$$

$$B_3 = (\text{空気筒 } B_3 \text{ の } 8 \text{ 本分の開口面積}) \\ = 14.54 \text{ cm}^2$$

表1. 供試燃焼器の種類

燃焼器名称	使用空気筒	隔壁板	$R_{ap} [\%]$
A-1	$A_1$		15.5
A-2	$A_2$		"
A-3	$A_3$		"
B-1	$B_1$		"
B-2	$B_2$		15.6
B-3	$B_3$		16.1
A-30	$A_{30}$	穴つき	20.3
B-10	$B_1$	"	19.8

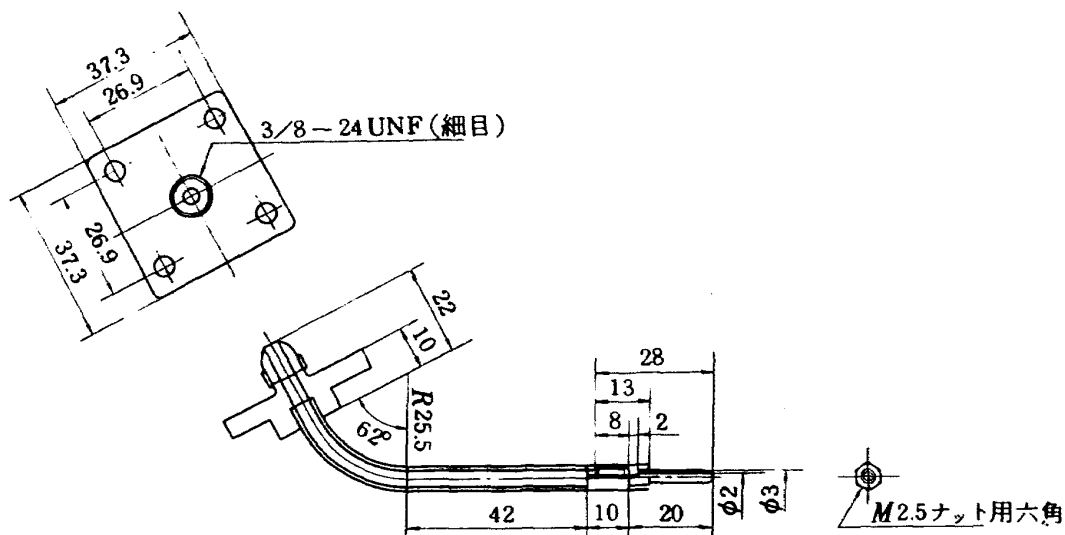


図9 燃料供給管

以上の数値より、表1の燃焼器A-1からB-3までは隔壁板開口面積が  $22\text{cm}^2$  程度となり、全体の内筒開口面積にたいする割合  $R_{ap}$  は表1末欄に示した値となる。

もし内筒内に開口比に比例した空気量が流入するとすれば、設計点空燃比を 55 としたとき、一次燃焼領域平均空燃比は 11.7 となり、燃焼器の作動条件、安定燃焼範囲等を考えるとこれは妥当な値である。<sup>7)</sup>

また、この領域の空気負荷率は、上述の推定空気量にもとづけば、設計点において  $115\text{kg}/\text{m}^3 \cdot \text{s} \cdot \text{atm}$  となり妥当な値である。<sup>7)</sup>

図7に示す穴つき隔壁板を使用した燃焼器A-30では、この開口面積比が 20.3 %となる。

### 3. 実験方法

燃焼実験は、燃焼器出口を大気開放の状態でおこなった。このとき、燃焼器側面ののぞき窓からの観察の他に、燃焼器後部からの燃焼状態観察が容易にでき、かつ、ガス分析や流れ模様の測定にも、出口からプローブを挿入することができる。着火は燃焼器点火棒を蒸発管近くに着火は燃焼器点火棒を蒸発管近くに挿入することによりおこなった。

まず 次の条件で試験した。

最大断面平均風速を入口空気常温の場合、14, 18, および  $21\text{m/s}$  と設定した。また入口空気昇温の場合は、18, 21, および  $26\text{m/s}$  とした。そして燃料流量を変えることにより空燃比を 50, 80, 100 および 120 とし、次の測定項目を計測した。

燃焼器入口で、全圧、静圧、空気温度、それぞれ1点、燃焼器の外筒中心軸にそって外筒上面壁圧 10 点、下面壁圧 10 点、また燃焼器出口において、全温を上下方向 ( $y$  方向) 4 点、横方向 ( $x$  方向) 7 箇所、計 28 点の計測をおこなった。

その結果、次の因子を求めた。

i) 燃焼器入口静圧:  $P_{1s}$  [ata]

燃焼器入口にもうけた静圧計測用タップからの圧力を水銀柱にて測定した。

ii) 最大断面平均風速:  $U_r$  [m/s]

これは、燃焼器入口状態の空気が燃焼器模型最大流路断面積 ( $0.037\text{m}^2$ ) を平均して流れるとしたもので次式で与えられる

$$U_r = \frac{w_a \cdot T_1}{0.037 \cdot r_0 \cdot P_{1s} \cdot 273}$$

ここで、 $w_a$  [kg/s],  $T_1$  [K] および  $r_0$  [kg/m<sup>3</sup>] は、それぞれ空気流量、入口空気温度、および標準状態での空気比重量である。

以降、 $U_r$  を単に風速と略記する。

iii) 出口平均温度:  $T_2$  [K]

出口温度測定値、28 点の単純平均値である。

iv) 出口無次元温度:  $\theta$

$$\theta = \frac{T_{2i} - T_1}{T_2 - T_1}$$

ここで、 $T_2$  [K] は燃焼器出口平均で、 $T_{2i}$  [K] は、燃焼器出口  $y$  方向任意位置の温度である。

v) 全圧損失係数:  $\phi$

燃焼器出口での全圧は、測定しなかったが、出口静圧を大気圧、動圧を供給空気量と出口平均温度から次式のように求めた。

$$P_{2t} = \frac{10^4 P_0}{735} + \left( \frac{w_a}{A_2 r_{a2}} \right)^2 \frac{r_{a2}}{2 \cdot g} \quad [\text{kg}/\text{m}^2]$$

ここで、 $A_2$ ,  $r_{a2}$  は、それぞれ燃焼器出口断面積 ( $0.011\text{m}^2$ )、および出口温度に相応する空気の比重量である。 $g$  は重力の加速度である。

これをつかって、全圧損失係数

$$\phi = \frac{(P_{1t} - P_{2t}) \cdot g}{\frac{1}{2} r_{a1} U_r^2}$$

を求めた。ここで  $P_{1t}$  [kg/m<sup>2</sup>] は燃焼器入口全圧である。

vi) 燃焼効率:  $\eta_b$

燃焼器入口、出口での気体のエンタルピを測定することにより、燃焼効率、

$$\eta_b = \left\{ \frac{i_2(w_a + w_f) - i_1 w_a}{w_f H_u} \right\} \times 100 \quad [\%]$$

を求めた。ここで  $H_u$  は使用燃料の低位発熱量であり  $10220\text{kcal/kg}$  とした。燃料ガスのエンタルピは、軽油にたいする表<sup>8)</sup>の補間値を求めた。

vii) 局所燃空比:  $F_L$

単位燃料流量にたいする炭素、および酸素の重量は、それぞれ、

$$\frac{f_c}{M_c} = \left( \frac{n+1}{M_g} \right) (X_{\text{CO}_2} + X_{\text{CO}} + X_{\text{THC}})$$

$$\frac{f_{\text{O}_2} w_a}{M_{\text{O}_2} w_f} = \left( \frac{n+1}{M_g} \right) (X_{\text{O}_2} + X_{\text{CO}_2} + \frac{X_{\text{CO}} + X_{\text{H}_2\text{O}}}{2})$$

で与えられる。ここで、 $X_i$ ,  $M_i$  はそれぞれ成分  $i$  のモル分率、および分子量である。 $f_c$  および  $f_{\text{O}_2}$  は、それぞれ燃料、空気中における炭素あるいは酸素分率で、0.857 および 0.2315 である。

局所燃空比は、これらの比をとった、

$$F_L = \frac{X_{\text{CO}_2} + X_{\text{CO}} + X_{\text{THC}}}{X_{\text{O}_2} + X_{\text{CO}_2} + \frac{X_{\text{CO}} + X_{\text{H}_2\text{O}}}{2}} \cdot \frac{M_c}{M_{\text{O}_2}} \cdot \frac{f_{\text{O}_2}}{f_c}$$

によって計算した。

なお、使用した分析計器では、水分の測定をしていないので、燃料の水素/炭素比より概算で、

$$X_{H_2O} = X_{CO} + X_{CO_2}$$

とした。

またこれによって、乾きガス量として実測値の得られる酸素濃度を  $1 - X_{H_2O}$  を乗ずることによって修正した。

viii) 局所当量比:  $\phi_L$

$$\phi_L = \frac{F_L}{F_s}$$

ここで、 $F_s$  は理論混合比燃空比であり、

$$F_s = \frac{M_c(1+\tau)f_{O_2}}{1.5 M_{O_2}} = 0.0675$$

である。 $\tau$  は燃料の水素/炭素重量比で 0.1667 である。

ix) 局所酸素消費効率:  $\epsilon$

局所酸素消費効率は、次のように定義される。

$$\epsilon = \frac{(\text{実際に消費された酸素量})}{(\text{消費可能な全酸素量})} \times 100 \quad [\%]$$

$\phi_L > 1.0$  上式分母の量は、vii) の項で示した酸素量であり、単位燃料あたりに生ずる燃焼ガス、 $(n+1)/M_g$  に残存する酸素のモル分率は  $X_{O_2}$  として計測されるから、

$$\begin{aligned} \epsilon &= \left\{ 1 - \frac{\left(\frac{n+1}{M_g}\right) X_{O_2}}{\left(\frac{n+1}{M_g}\right) (X_{O_2} + X_{CO_2} + \frac{X_{CO} + X_{H_2O}}{2})} \right\} \times 100 \\ &= \left\{ 1 - \frac{X_{O_2} F_L}{(X_{CO_2} + X_{CO} + X_{THC})} \frac{M_{O_2}}{M_c} \frac{f_c}{f_{O_2}} \right\} \times 100 \quad [\%] \end{aligned}$$

となる。

$\phi_L \leq 1.0$  この場合、局所的に存在する酸素量  $f_{O_2} w_a$  は、燃料の完全燃焼に必要な酸素量  $f_{O_2}(w_a)_s$  よりも少ない。したがって、

$$\begin{aligned} \epsilon &= \left\{ \frac{\frac{f_{O_2} w_a}{w_f} - \left(\frac{n+1}{M_g}\right) X_{O_2} M_{O_2}}{\frac{f_{O_2}(w_a)_s}{w_f}} \right\} \times 100 \\ &= \left\{ \frac{w_a}{(w_a)_s} - \left(\frac{n+1}{M_g}\right) X_{O_2} M_{O_2} \left(\frac{w_f}{w_a}\right)_s \right\} \times 100 \quad [\%] \end{aligned}$$

この右辺 { } 内第一項は、局所当量比である。燃焼ガスの量、 $(n+1)/M_g$  を vii) の第 1 式をつかって、各ガス組成で表わすと、

$$\epsilon = \left\{ \phi_L - \frac{X_{O_2} F_s}{(X_{CO_2} + X_{CO} + X_{THC})} \frac{M_{O_2}}{M_c} \frac{f_c}{f_{O_2}} \right\} \times 100 \quad [\%]$$

となる。

x) 排出指数:  $EI_{A_i}$

$$EI_{A_i} = \frac{(n+1)}{M_g} \frac{M_{A_i} A_i}{1000} \quad [g/kg \text{ fuel}]$$

すなわち、 $EI_{A_i}$  は 1 kg の燃料が燃焼したとき排出される組成  $A_i$  のグラム数を意味する。

xi) 燃焼効率:  $\eta_{bg}$

燃焼器出口で採取したガス分析値から、次式にしたがって燃焼効率  $\eta_{bg}$  を求めた。

$$\begin{aligned} \eta_{bg} &= \left\{ 1 - \frac{(\text{未燃焼ガスの発熱量})}{(\text{燃料の発熱量})} \right\} \times 100 \\ &= 1 - \frac{n+1}{M_g H_u} \{ (XMh)_{CO} + (XMh)_{THC} \\ &\quad + (XMh)_{H_2} \} \times 100 \quad [\%] \end{aligned}$$

ここで  $(XMh)_{CO}$  などは、CO のモル分率、分子量、それに発熱量をかけ合わせたものを意味する。

この式で  $H_2$  成分の項は、他成分と較べ影響度が少ないものとして省略、かつ  $(n+1)/M_g$  を vii) の最初の式をつかって  $CO_2$ , CO および THC のモル分率であらわすと、

$$\eta_{bg} = \left[ 1 - \frac{f_c \{ (XMh)_{CO} + (XMh)_{THC} \}}{M_c H_u (X_{CO} + X_{CO_2} + X_{THC})} \right] \times 100 \quad [\%]$$

となる。ここで  $h_{CO}$  として 2416 kcal/kg,  $h_{THC} = H_u$  とした。

燃焼室内ガス組成分布測定の際の測定断面は、上、下ライナの間面の面、すなわち、蒸発管軸を含む、 $x-z$  平面についておこなった。燃焼器の巾、すなわち  $x$  方向には、蒸発管と空気筒の組合わせの 1 ユニット分について 10 mm 間隔、9 点のガス採取をおこなった。燃焼器の長さ方向、すなわち出口方向には、蒸発管直後から、燃焼器出口に至る 6 点について計測した。

そのほか、燃焼試験の際には、燃焼状態について火炎の色、火炎の均一性、火炎安定性、振動燃焼の有無、蒸発管やライナの燃料によるぬれ具合などを観察した。

#### 4. 実験結果

以下に、表 1 に示した空気筒、および隔壁板を変えた燃焼器、8 種類の組合せについて、実験結果を示す。

4.1 は、燃焼器の優劣を決める上で、最も重要な燃焼効率特性について、空燃比と最大断面平均風速を変数として表わし、比較する。

4.2 と 4.3 では、燃焼器圧力損失と出口温度分布について簡単に示す。これらは分流板をつけた予備試験などの結果から、十分満足できる特性値範囲内にあるか、または今後、容易に調整可能な値をもっているかと判断され

る。

4.4では、燃焼器のひとつについて、非燃焼時の流れ模様を調べた結果を示す。これは、4.5で示す燃焼時の燃焼器内部ガス組成分布と密接な関連があるものと考えられる。

これら相互の影響、関連については、次章 検討で述べる。

#### 4.1 燃焼効率特性の比較

空燃比にたいする燃焼効率特性  $A$ 形空気筒、あるいは  $B$ 形空気筒をもった燃焼器、および穴つき隔壁板を使ったものに大別して記述する。

#### (a) $A$ 形空気筒をもつ燃焼器

空気筒の空気噴出スリット位置が最も隔壁板に近い燃焼器  $A-1$ では、図10に示すように、三種類の平均風速すべての場合に、空燃比50付近で最大75~80%程度の燃焼効率を示す。

燃焼器  $A-2$ では、図11に示すように燃焼効率が  $A-1$ の場合よりやや向上して、空燃比50で83%, 空燃比100付近で最高の85~90%に達する。

空気筒空気噴出スリット位置が最も隔壁板から離れた燃焼器  $A-3$ では、図12に示すように、燃焼効率が空燃比50で88~92%, 空燃比100では93~96%とかなり高い値を示している。

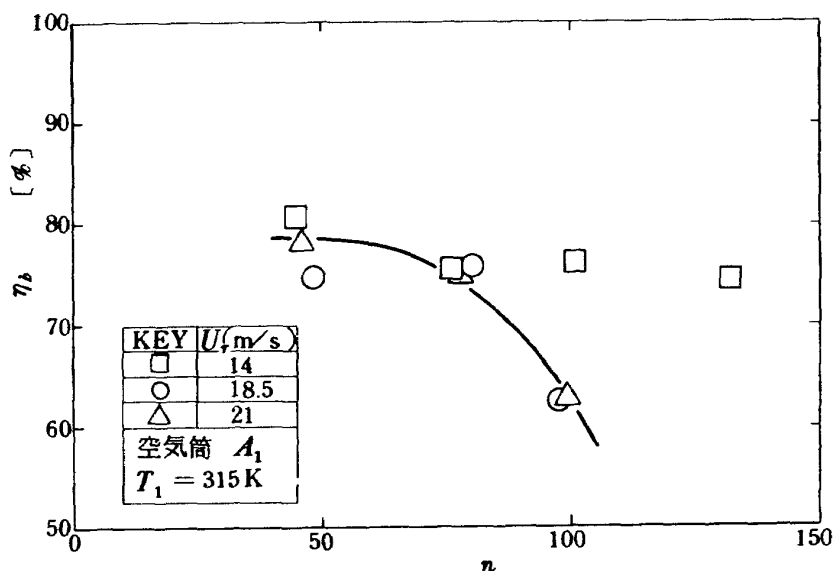


図 10  $A-1$  の燃焼効率特性

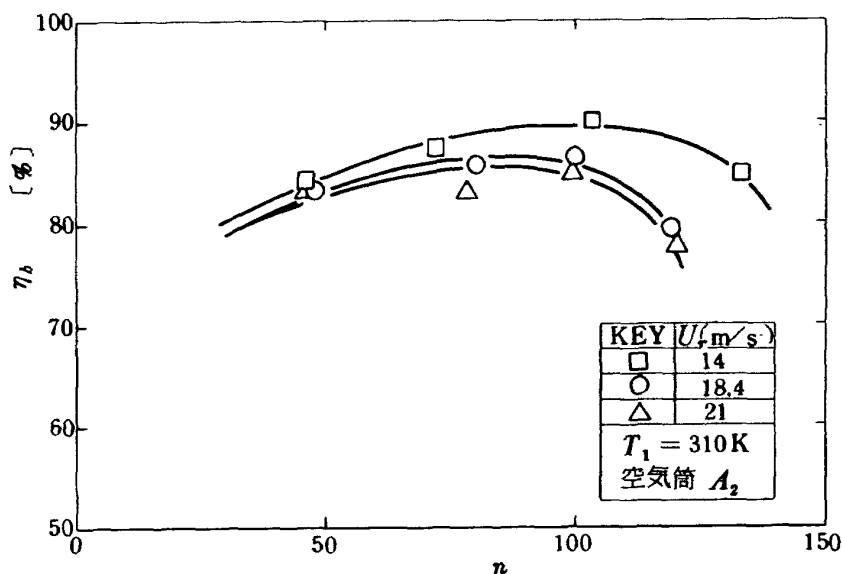


図 11  $A-2$  の燃焼効率特性

以上の結果のうち、風速が  $18 \text{ m/s}$  である場合の燃焼効率特性を比較して示したものが図 13 である。これらの結果から、 $A$  形の空気筒により空気を導入する場合には、スリット位置の隔壁から、より離れたものが良好なことがわかる。

実機の場合、燃焼器に供給される空気は、圧縮機で、圧縮されることにより数百度の温度となっている。この温度の影響を知るために、上記と同じ三種の燃焼器の特性を、燃焼器入口空気温度  $T_1$  が  $480 \text{ K}$  付近で比較してみる。その場合の燃焼器  $A-1$ 、 $A-2$ 、および  $A-3$  の空燃比にたいする燃焼効率特性を、それぞれ図 14 か

ら図 16 に示す。

図 14 では、燃焼器  $A-1$  の燃焼効率特性が、入口空気温度常温の場合とやや異なり、空燃比 90 付近で最高燃焼効率  $80 \sim 84 \%$  を示している。

図 15 では、燃焼器  $A-2$  が、やはり同程度の空燃比で  $84 \sim 87 \%$  の最高燃焼効率に達している。

図 16 に示す燃焼器  $A-3$  の場合では、やはりピークは同程度の空燃比であるが比較的広い空燃比に依存せぬ  $89 \%$  前後の燃焼効率を示している。

これらの燃焼効率の値を、入口空気温度が常温の場合と比較してみると燃焼器  $A-1$  の場合をのぞいて、 $A-$

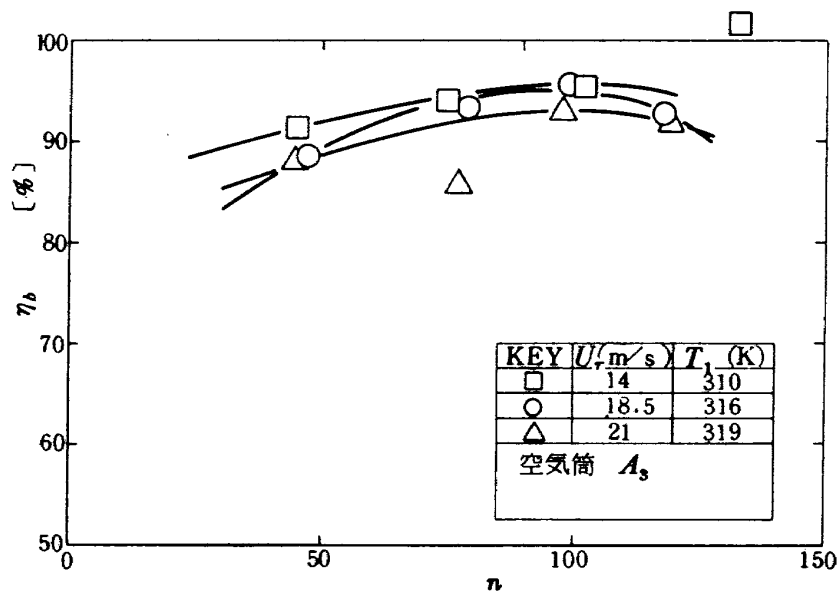


図 12  $A-3$  の燃焼効率特性

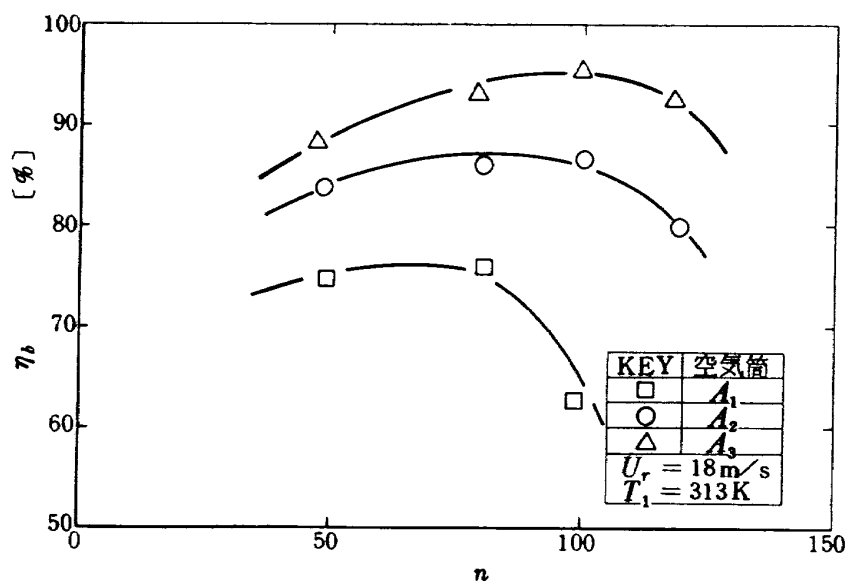


図 13 空気筒  $A$  形で  $T_1$  が常温の時の燃焼効率特性の比較

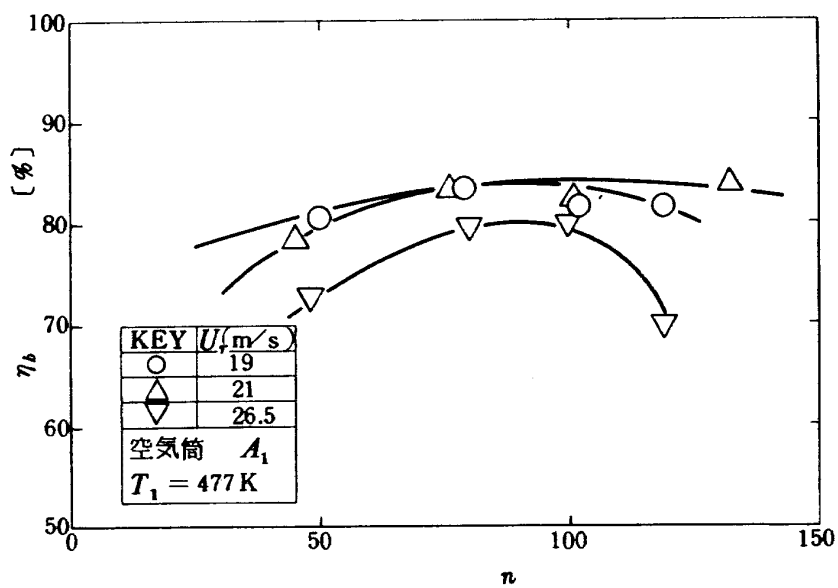


図 14 A-1 の燃焼効率特性

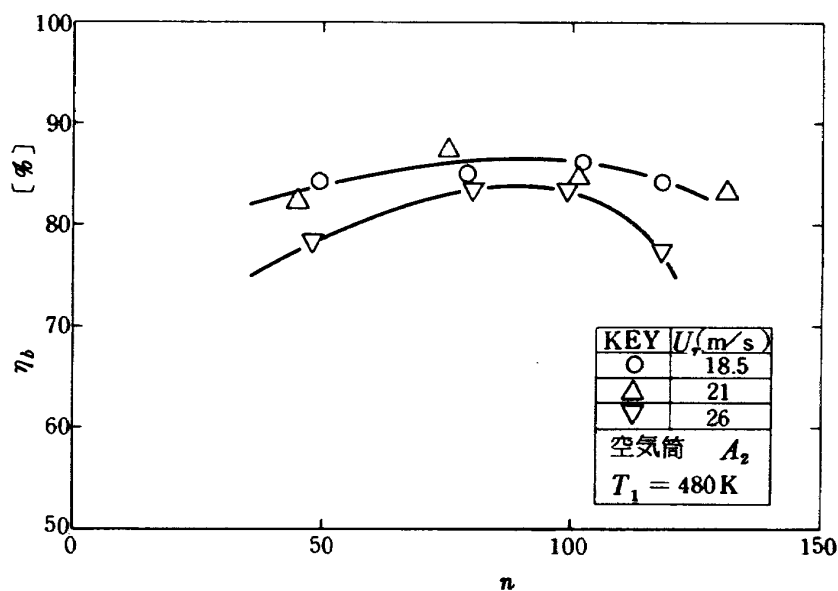


図 15 A-2 燃焼効率特性

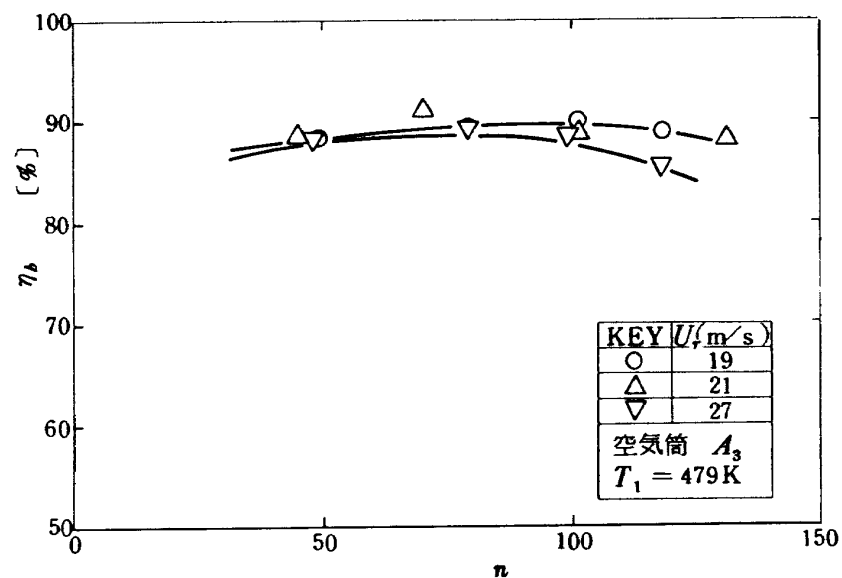


図 16 A-3 の燃焼効率特性

3, A-2では効率が低下し, その割合はA-3, A-2の順に大きい。

(b) B形空気筒をもつ燃焼器

供給空気の加熱をおこなわない場合, 燃焼器B-1, B-2, およびB-3の空燃比にたいする燃焼効率特性はそれぞれ図17から図19に示すようになる。

燃焼器B-1で風速 $U_r$ が14 m/sの場合を除き, 空燃比100付近で最高燃焼効率90%程度を示している。ところが燃焼器B-2, およびB-3では $U_r = 14$  m/sの場合を除くと, 最高燃焼効率80%ないしはそれ以下となっている。

これらB形の空気筒をもちいた場合,  $U_r = 14$  m/sでは, 他の風速とは異なった傾向の燃焼効率特性を示す。これは, 主流方向とそれに垂直な方向両者へ開口部をもつ空気筒を用いたため上記風速付近である種の流れ模様の遷移がおきるものと推察できる。

これらの燃焼器の燃焼効率特性を風速 $U_r$ が19 m/s付近で比較してみると図20のようになる。

この風速では, 3燃焼器とも類似の傾向を示すことがわかる。この比較からは燃焼器B-1が最もすぐれている。

ところが供給空気を480 Kに加熱すると, 3種の燃焼

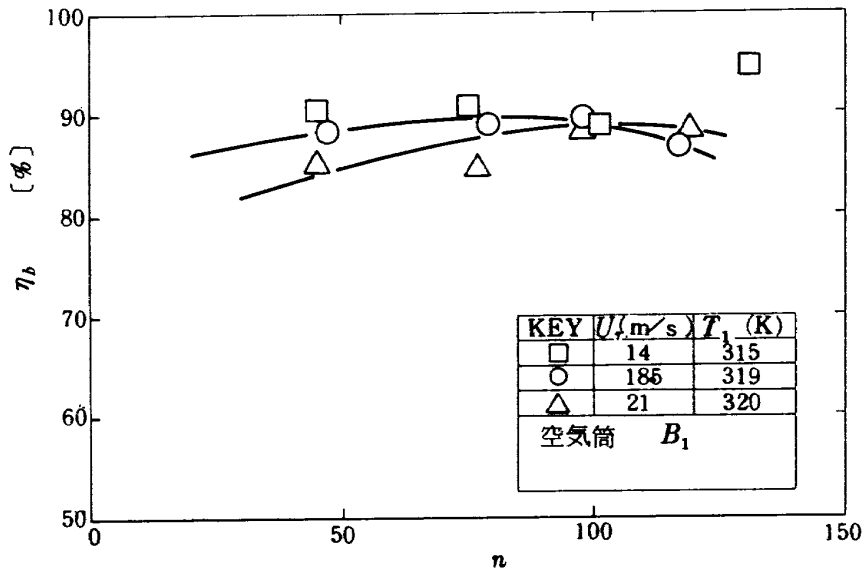


図 17 B-1の燃焼効率特性

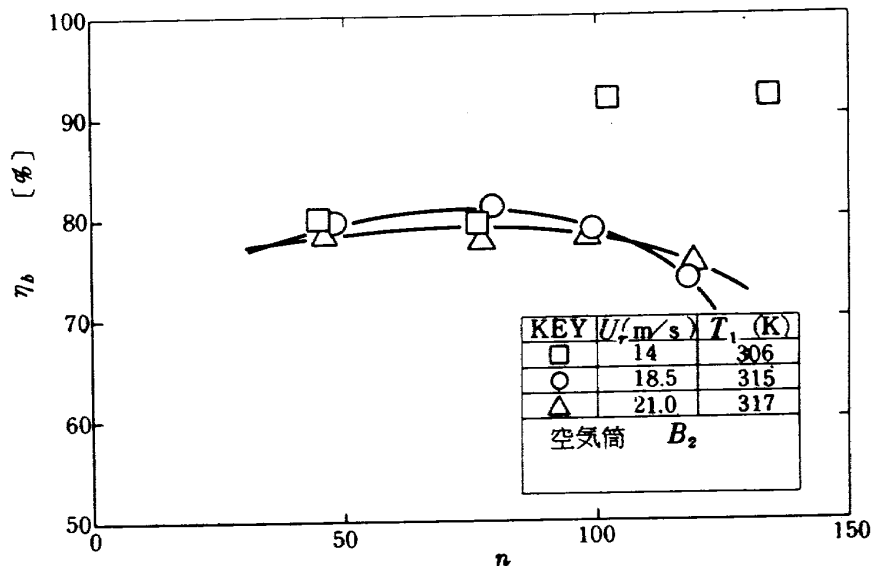


図 18 B-2の燃焼効率特性

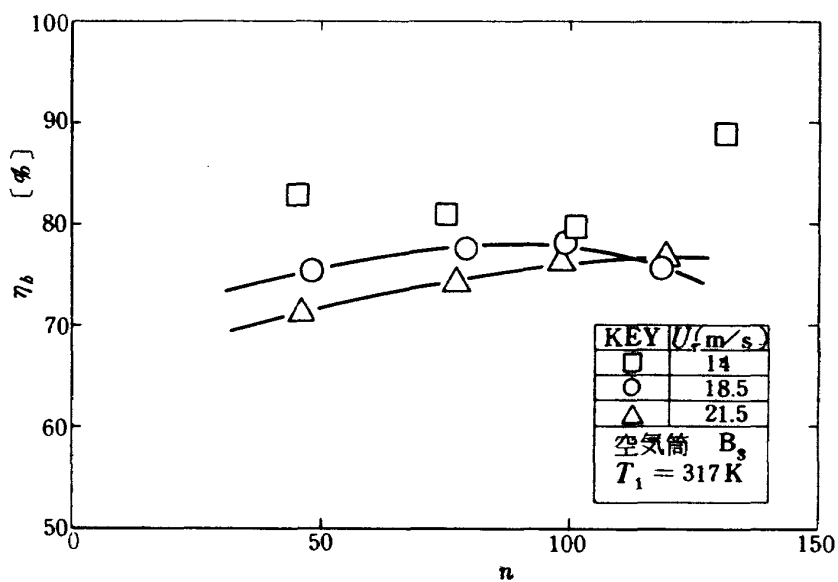


図 19 B-3の燃焼効率特性

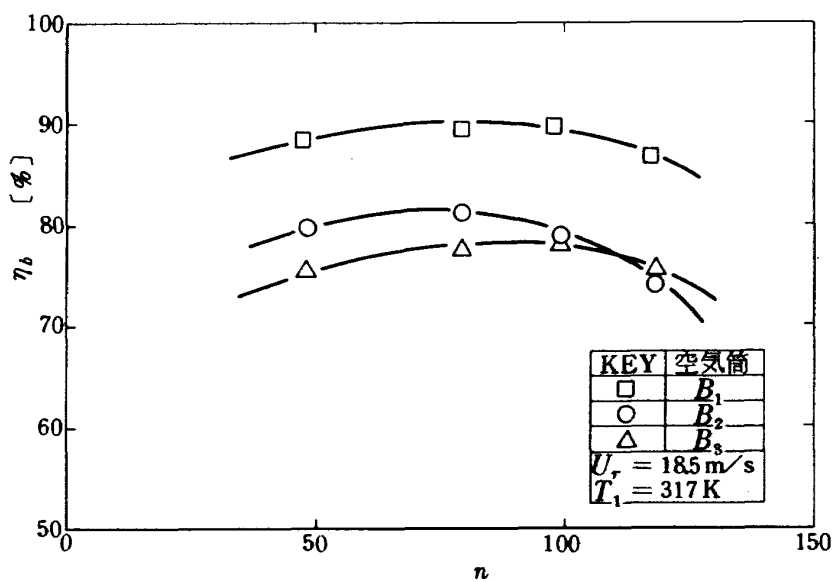
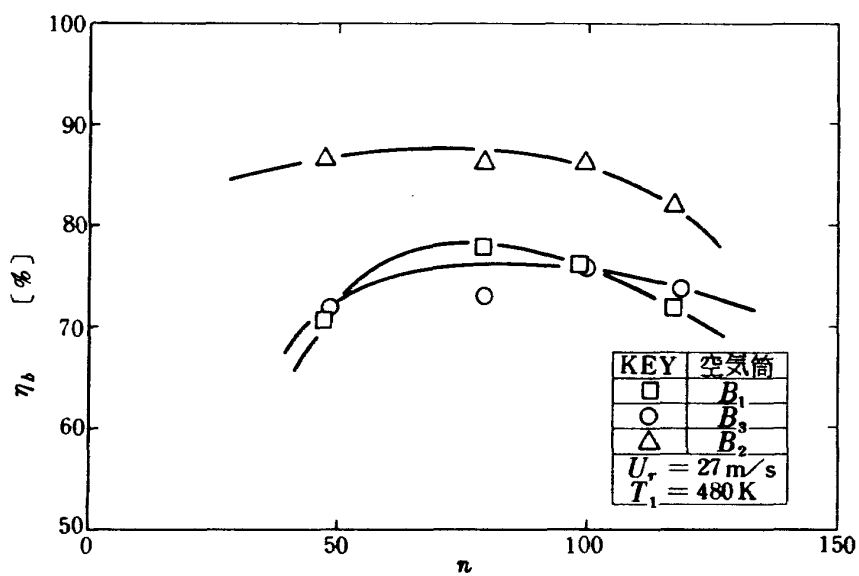
図 20 空気筒B形で $T_1$ が常温の時の燃焼効率特性の比較

図 21 空気筒B形で入口空気を予熱した時の燃焼効率特性の比較

効率優劣順位がいかかわる。すなわち、図 21 に示すように、 $B-2$  が最も燃焼効率が高く、 $B-1$  と  $B-3$  は 80 % 以下に低下する。ところで燃焼器  $B-2$  の燃焼効率特性を他の風速の場合と共に図 22 に示すが、これにみるように風速の違いによる燃焼効率特性の変化は少ない。

燃焼器  $A-1$ 、 $A-2$ 、 $A-3$ 、 $B-1$ 、 $B-2$ 、および  $B-3$  の比較を通して、結局次のような結果が得られた。

- i) 供給空気を加熱しないとき燃焼器  $A-3$  と  $B-1$  が最も高い燃焼効率特性を示す。

- ii) 供給空気を加熱するとそれぞれのグループの燃焼器のうち  $A-3$  と  $B-1$  が、供給空気非加熱の場合と比較して最も燃焼効率低下が著じるしい。

- iii) 供給空気加熱時に燃焼効率低下が少なく、あるいは燃焼効率の向上をみるのは、供給空気非加熱時の特性が、空燃比の小さな範囲で良好な燃焼効率を示しているものである。

- (c) 穴つき隔壁板による燃焼器

穴つき隔壁板を使った燃焼器  $A-30$ 、および  $B-10$  について燃焼効率特性を比較する。

燃焼器  $A-30$  は、隔壁板に穴が 図 8 のようにあ

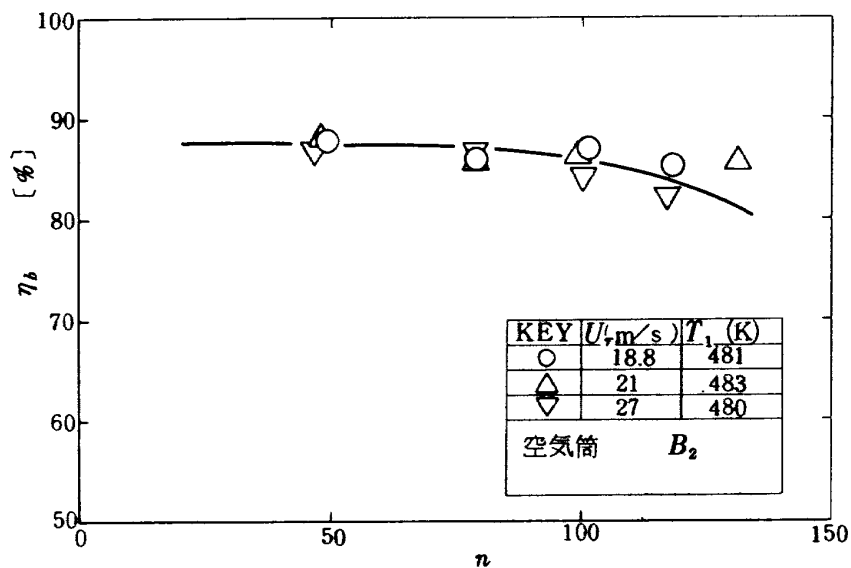


図 22  $B-2$  の燃焼効率特性

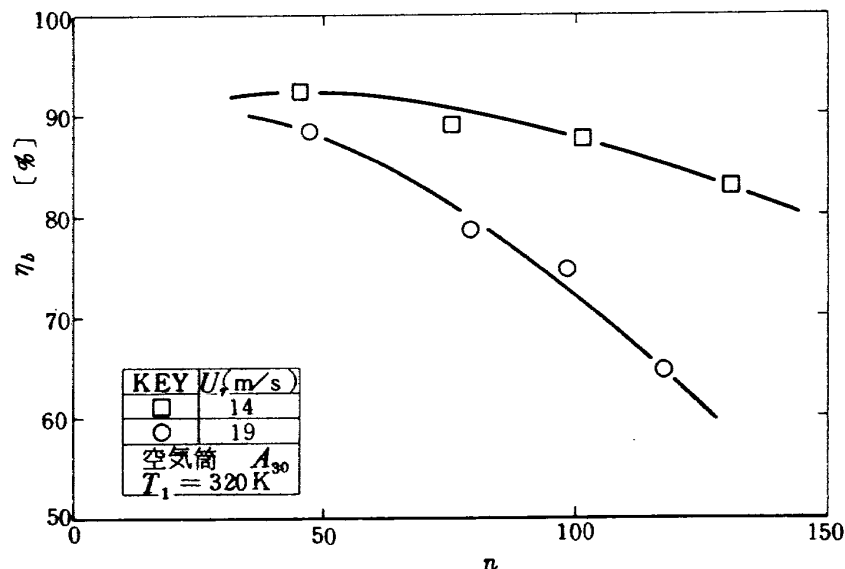


図 23  $A-30$  の燃焼効率特性

ているほかに、空気筒の頭部に直径 1 mm のキリ穴が 7 個あけてある。これは開口面積増加の一助とする他に、稀薄混合気の場合この部分が赤熱するので冷却を兼ねている。

燃焼器 A-30 の空燃比にたいする燃焼効率特性を、入口空気非加熱、加熱の両場合について、それぞれ図 23 と図 24 に示す。

図 23 の場合の燃焼効率は、空燃比の大きいほど、風速の大きいほど、急激に低下している。これは、隔壁板の穴が全面にわたったため、循環領域が十分な大きさに形成されず、未燃燃料液滴を含む混合気が、不完全燃焼

のまま燃焼器後流部で、稀釈冷却されてしまうことを示している。この傾向は JR100 燃焼器模型の場合にもみられた。<sup>9)</sup>

図 24 の場合には、風速が遅いとき、空気温度が高いことによって燃料液滴の蒸発、燃焼が十分急速におこなわれ高い燃焼効率となったと考えられる。風速が早いときには、図 23 の場合同様、保炎性能不全による効率低下がおきている。

燃焼器 B-10 の場合を図 25 と 26 に示す。

入口空気非加熱の図 25 の場合は、燃焼器 A-30 の同一空気条件の場合と同様、空燃比が大きい場合に燃焼効

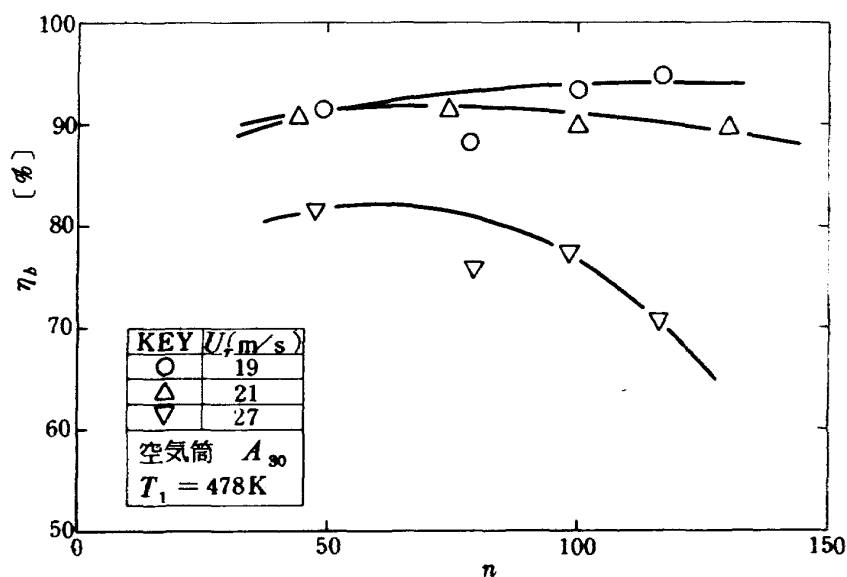


図 24 A-30 の燃焼効率特性

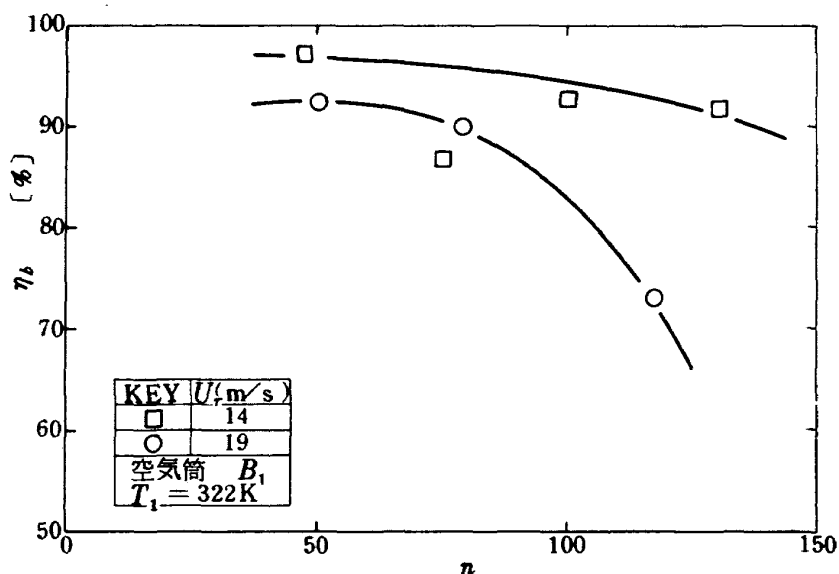


図 25 B-10 の燃焼効率特性

率が比較的大きく低下している。

入口空気加熱時の燃焼器  $B-10$  の燃焼効率 $\eta_b$ は、全体として、空気非加熱時より劣っている。これは、この燃焼器の空気筒の空気噴出方向が主として主流と同方向のために、保炎性能が更に劣下したためであろう。

設計点風速である  $U_r = 19 \text{ m/s}$  の場合について、上記ふたつの燃焼器を比較してみる。

燃焼器  $A-30$  では、入口空気温度が  $320 \text{ K}$  のとき空燃比  $47$  で燃焼効率が  $89 \%$  であり、それより空燃比が増大すると急激に燃焼効率が低下している。しかしこの燃

焼器は、入口空気温度が  $478 \text{ K}$  のときには、空燃比  $50$  付近で燃焼効率  $91 \%$ 、それより大きな空燃比ではさらに良好な燃焼効率を示す。

他方、燃焼器  $B-10$  では、入口空気温度が  $322 \text{ K}$  のとき空燃比  $50$  で燃焼効率が  $92 \%$  であり、それより空燃比が大きくなっても燃焼効率の低下の度合いが  $A-30$  の場合と比較して小さい。ところがこの燃焼器は、入口空気温度が  $479 \text{ K}$  の場合には、空燃比  $50$  付近で燃焼効率が  $87 \%$ 、それより大きな空燃比でもさらに低い燃焼効率を示すにすぎない。

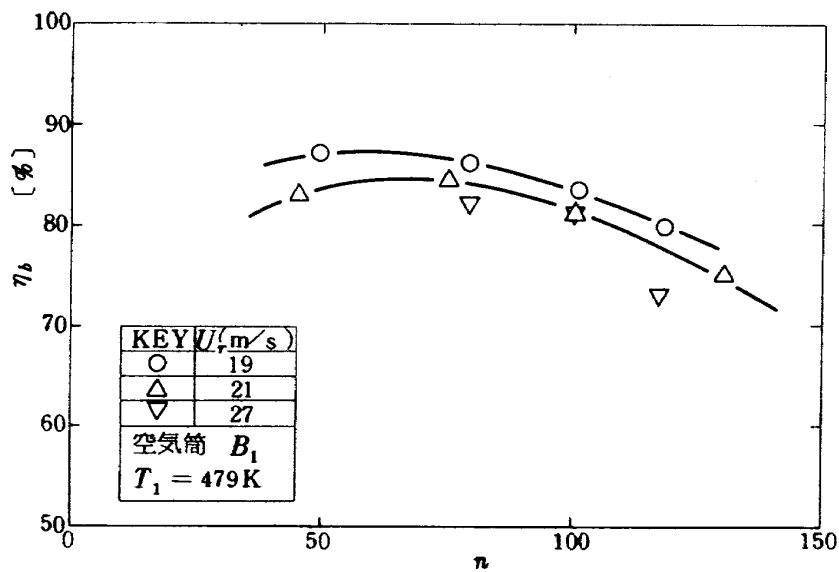


図 26 B-10 の燃焼効率特性

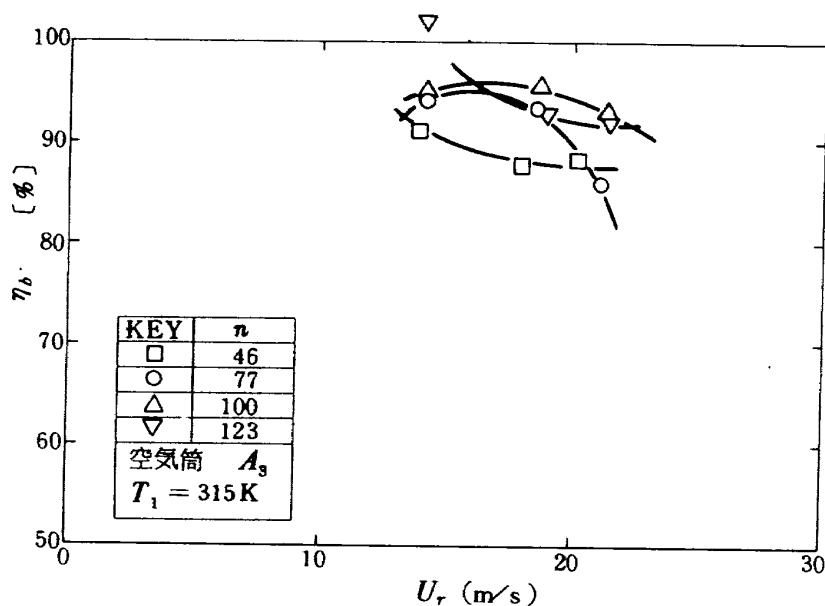


図 27 A-3 の風速に対する燃焼効率特性

これらは、穴なし隔壁板の燃焼器の結果 Ⅲ) と一致している。すなわち、入口空気温度が常温の場合の  $A-30$  の燃焼効率特性が、空燃比  $n$  が小さくなるにしたがって向上しているのに反し、 $B-10$  では、同じ場合に、 $n$  が小さくなると燃焼効率はほぼ飽和の傾向を示している。最大断面平均風速にたいする燃焼効率特性 上記の分類の代表的な燃焼器  $A-3$ 、 $B-1$ 、および  $A-30$  について最大断面平均風速  $U_r$  による燃焼効率特性の変化をみる。

図 27 は、 $A-3$  の入口空気温度が常温の場合の燃焼効

率特性である。これは次に示す  $B-1$  のものなどと比較して、各空燃比にたいする燃焼効率変化の傾向にばらつきがある。しかし概して燃焼効率の高いのは低風速側である。

図 28 は、同じく入口空気温度が常温の場合の  $B-1$  の燃焼効率特性である。 $A-3$  の場合より傾向が一定となり、流れ模様、あるいは燃焼領域が空燃比によって余り変動しないことを示している。この場合にも空燃比が小さい場合ほど、最高の燃焼効率を示す風速は小さく  $15 \text{ m/s}$  付近にある。

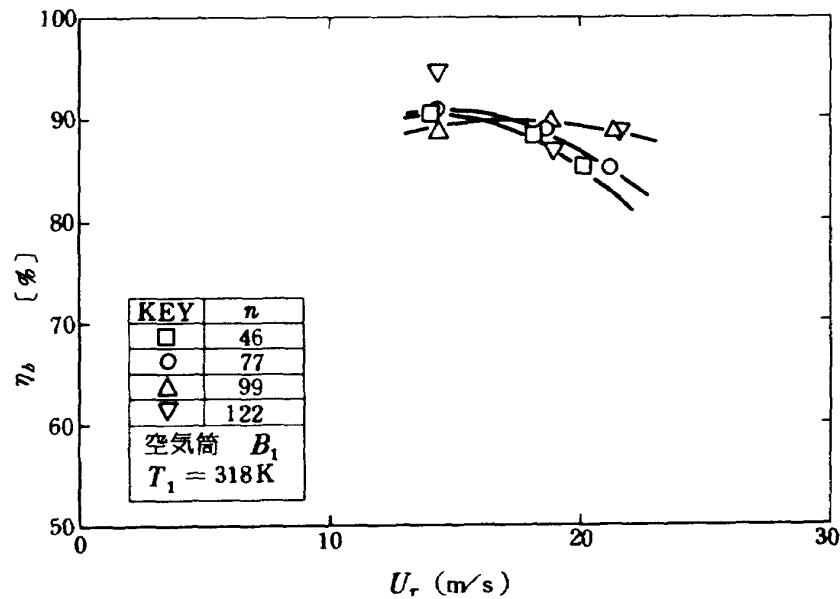


図 28  $B-1$  の風速にたいする燃焼効率特性

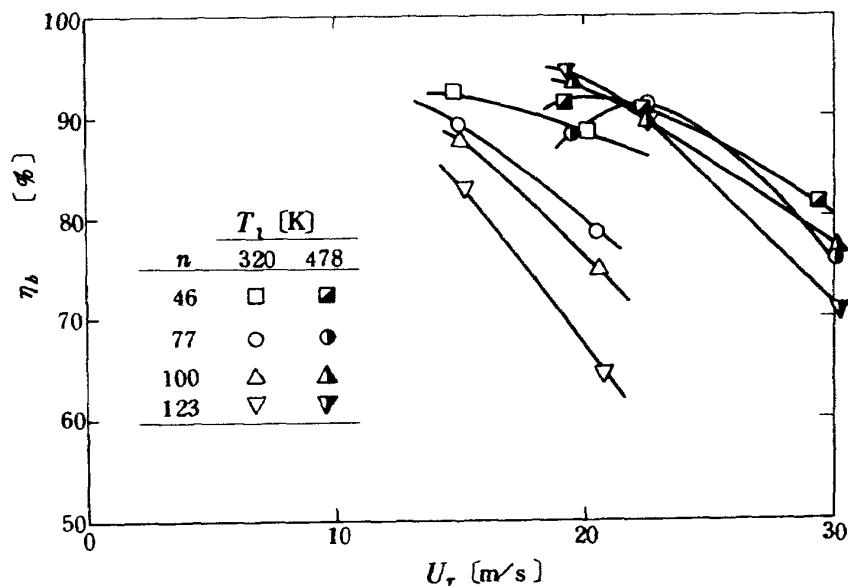


図 29  $A-30$  の風速にたいする燃焼効率特性

穴つき隔壁板を用いた燃焼器で入口空気が常温のものと、加熱されたものとの燃焼効率特性を、比較して図29に示す。それによると、入口空気温度常温ではいかなる作動空燃比の場合でも、燃焼効率が最高となるのは、風速が  $14 \text{ m/s}$  以下であることがわかる。そして、空燃比の大きい場合ほど、風速増大による効率低下が著しい。ところが、入口空気加熱の場合には、空燃比の違いによる燃焼効率の相違が比較的小さい。また、燃焼効率最大を示す風速が大きな側へ移っている。空燃比が47,あるいは77の場合の燃焼効率最大点は、設計点風速の  $20 \text{ m/s}$  前後にある。

#### 4.2 圧力損失

今回の燃焼試験では、前述のように燃焼器出口全圧を測定していない。しかし、燃焼器入口の空気条件と燃焼器出口でのガス温度の関係から動圧をもとめ、それに大気圧を加えて算出した燃焼器出口全圧より、全圧損失係数を求めてみた。

その一例を図30に示す。この燃焼器出口／入口温度比にたいする全圧損失係数の変化の傾向は、他のこの種の燃焼器と類似している。<sup>10) 11)</sup>しかし絶対値は、今回の試験結果は非常に大きい。これは、分流板がないため、

隔壁板前面が流入空気流の全圧を受け、ここが大きなせき止め領域となるためと思われる。

図30では、燃焼器A-3の全圧損失係数を、風速をパラメータとして比較してある。これによると、風速の増大とともにほぼ比例して全圧損失係数が大きくなる。

燃焼器入口空気温度が上昇すると、同図に風速  $18 \text{ m/s}$  の場合の点を示すように、全圧損失係数がやや大きい値を示した。

他の燃焼器についても、ほとんど同様の結果である。

#### 4.3 燃焼器出口温度分布

ガスタービン燃焼器出口での温度分布は、タービン翼の耐久性の点から、翼端側で高く、翼根側で低いある形状とする必要がある。<sup>7)</sup>

しかし、本報で試験した燃焼器については、温度分布形状を所期のものに近ずけるため、それに重要な役割を果たす稀釈領域ライナ空気孔を調整することはおこなっていない。

その理由のひとつには、今回の供試燃焼器は二次元的模型で、上下ライナの面積はほとんど同じである。実機における燃焼器形状は円環形なので、内側ライナの面積は、外側のそれに比べてかなり小さい。したがって実

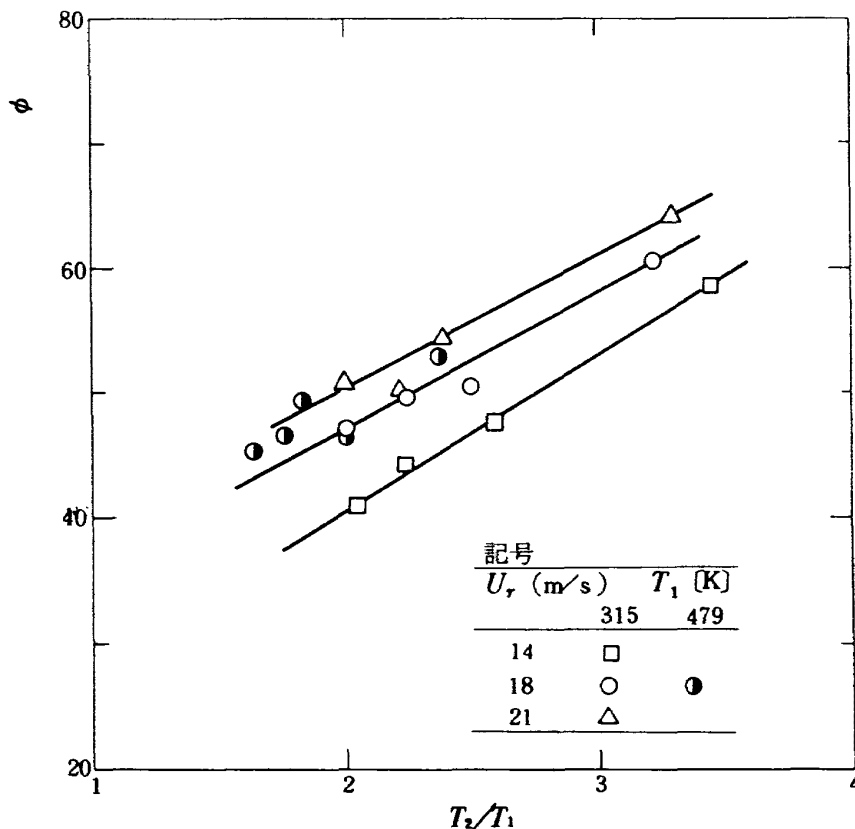


図 30 A-3 の温度比にたいする全圧損失係数

機用燃焼器のために、所要の温度分布形状へ調整をおこなうことは、円環形、またはセクタ（扇形）模型をつかった開発段階でおこなうのがより適当と考える。

ここでは、今回比較しているような一次燃焼領域への空気導入法などの影響がどのように、どの程度現われるかを重点としてみる。

燃焼器出口温度分布は、無次元化して表わすと、ほとんどの場合、その燃焼器固有の形となり、空燃比、風速、入口空気温度等に余り影響されない結果となった。

まず一例として、図31に燃焼器A-3の出口無次元温

度分布を示す。これは、風速が一定の場合の空燃比と入口空気温度の影響をみたものである。これによると、入口空気温度が高く、空燃比が最小の場合に、上部、すなわちタービン翼端側がやや低く、また  $y_e = 0.4$  で他の場合よりやや高い温度となる。それ以外の点については、ほぼ一定形状の分布形に沿っている。

図32には、空燃比、および入口空気温度がほぼ一定である場合について、風速の影響を示す。これによると、この程度の風速変化では、ほぼ一定の温度分布形状であることがわかる。

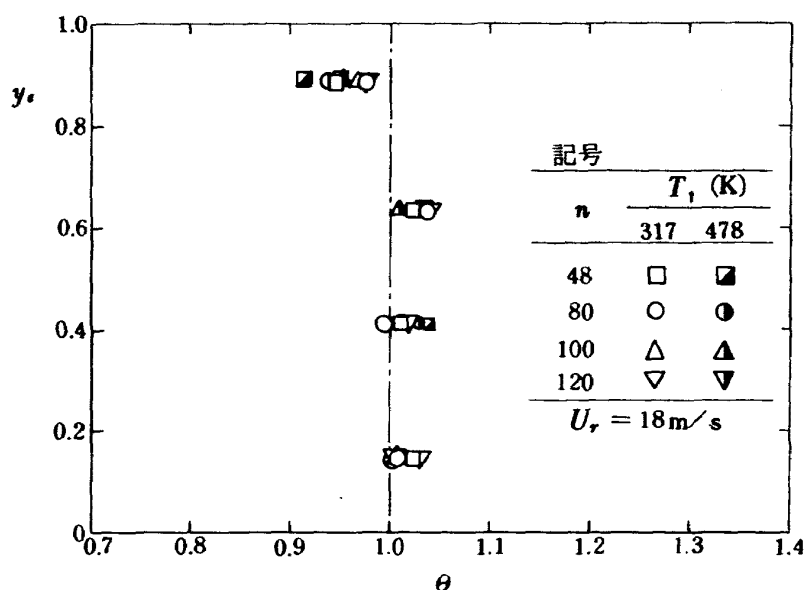


図 31 燃焼器A-3の出口無次元温度分布

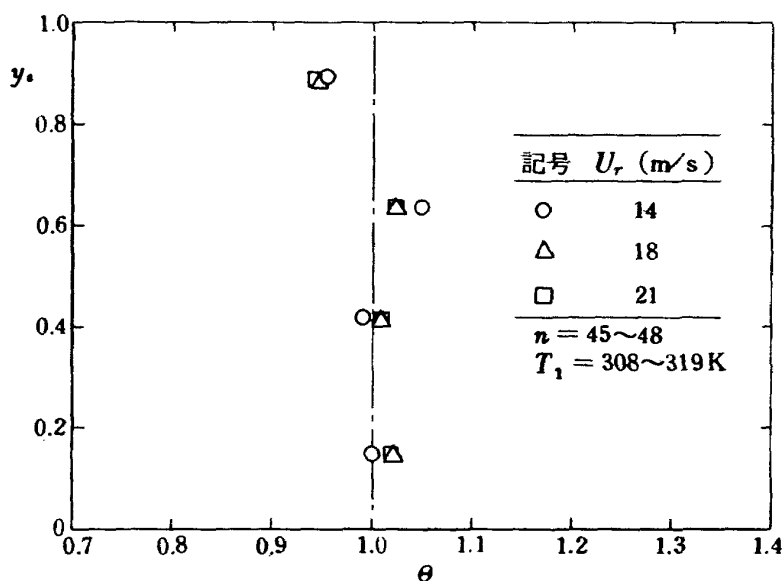


図 32 燃焼器A-3の出口温度分布

次に各供試燃焼器の出口温度分布形状について示す。図 33 に *A* 形空気筒を用いた燃焼器 *A*-1, *A*-2, および *A*-3 の出口温度分布形状を比較して示す。これによると, これら 3 種とも, ほとんど同じ出口温度分布形状であることがわかる。

図 34 には, *B* 形空気筒を用いた燃焼器 *B*-1, *B*-2 および *B*-3 の出口温度分布形状を示す。*A* 形空気筒を用いたものに比べ, 実験点のひろがりやや大きい, 翼根側の温度がやや高いなどの相違がある。

次に, 穴つき隔壁板を用いた燃焼器 *A*-30, および *B*

-10 の出口温度分布を, それぞれ図 35 と 36 に示す。これらの温度分布は, 上記の諸燃焼器の場合と異なり,  $y_s = 0.4$  付近に最高温度点をもつ弓形の形となっている。

一般に, 燃焼器出口温度分布の偏差を表現するのに平均温度にたいする最高温度の差をとって温度偏差としている。これは, タービン翼の耐熱性による許容限度があるからである。この意味から, 図 35 や 36 のように温度のピークが現われてくるのは, 図 31 ~ 34 にあるような低温側へ実験点偏差がひろがっているものとくらべ注意すべき傾向にある。

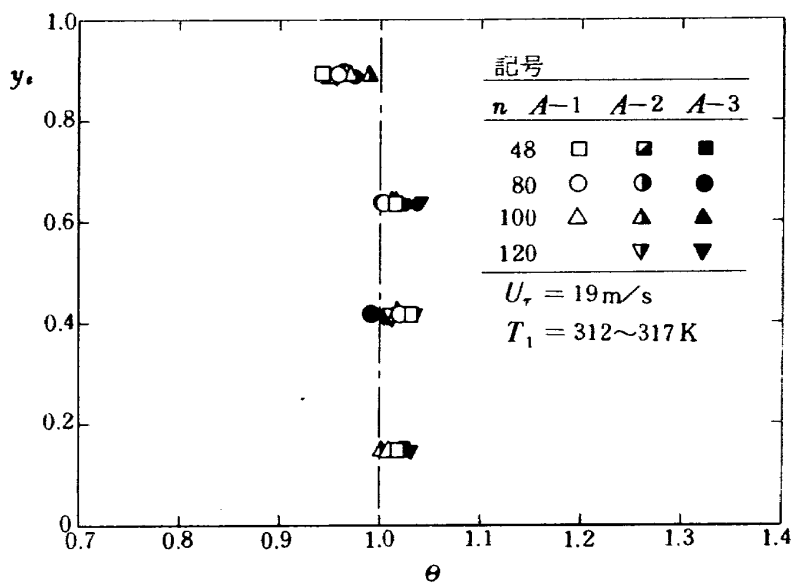


図 33 *A* 形空気筒を用いた燃焼器の出口温度分布形状

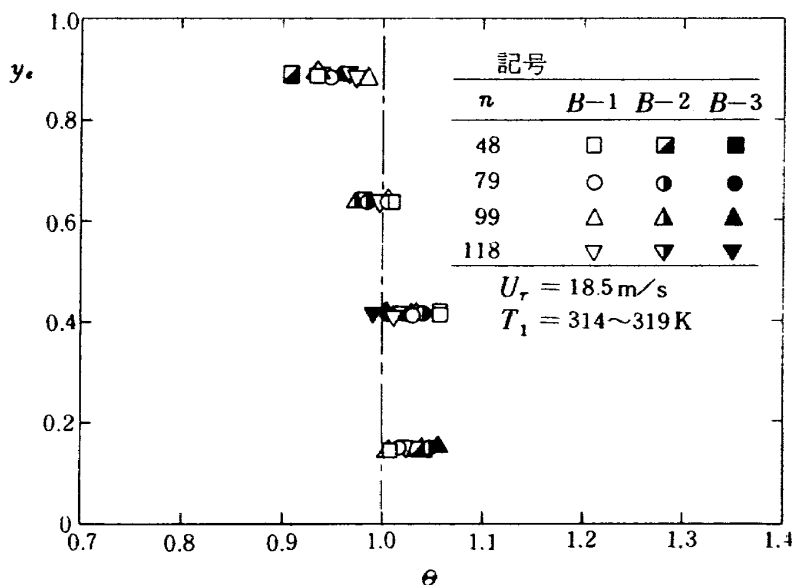


図 34 *B* 形空気筒を用いた燃焼器の出口温度分布形状

#### 4.4 燃焼器内部流れ模様

燃焼器内部の流れ模様の測定は、燃焼器内部の流れの様子を知り、保炎性能の向上、高負荷化の推進、また後に述べるガス分析の結果などを検討するために重要な資料を与える。

今回の流れ模様を得るためには、鈴木ら<sup>9)</sup>の用いたものと同様のストリーマを用い、燃焼器内をトラバースすることによって各内部位置での風向を求めた。測定時の風速は数 m/s とし、非燃焼の状態でストリーマの向きを目視観察した。

測定結果の表示の記号として、矢印はその矢筈の位置

の風向を示す。 $\rightarrow$ 、 $\mapsto$  は矢印の向きの流れで、かつそれぞれ紙面上面、あるいは紙面裏面へ向う流れを示す。 $\odot$ 、 $\oplus$  は、それぞれ紙面の裏面から上面へ、あるいはその逆方向へ向う流れを示す。

測定は、燃焼器特性に最も重大な関連のあるライナ前半部で、図 37 に示す  $y-z$  平面に平行な断面の、I、II、および III についておこなった。すなわち、I は蒸発管幹部中心軸上であり、かつライナ空気孔同士の間中位置である。II は、蒸発管噴出口軸、空気孔中心、およびライナ空気孔列中心軸を含む断面である。III は、蒸発管、空気筒、および空気孔などの中間位置に相当する。

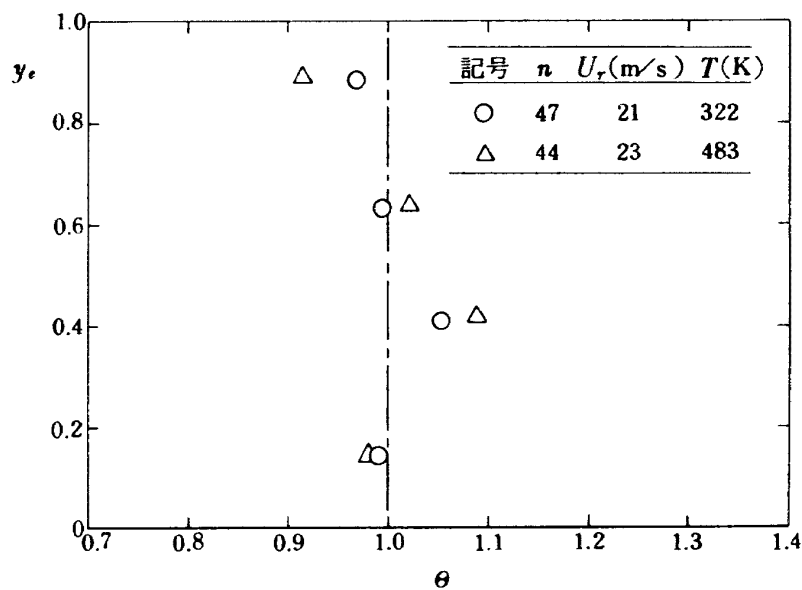


図 35 燃焼器 A-30 の出口無次元温度分布

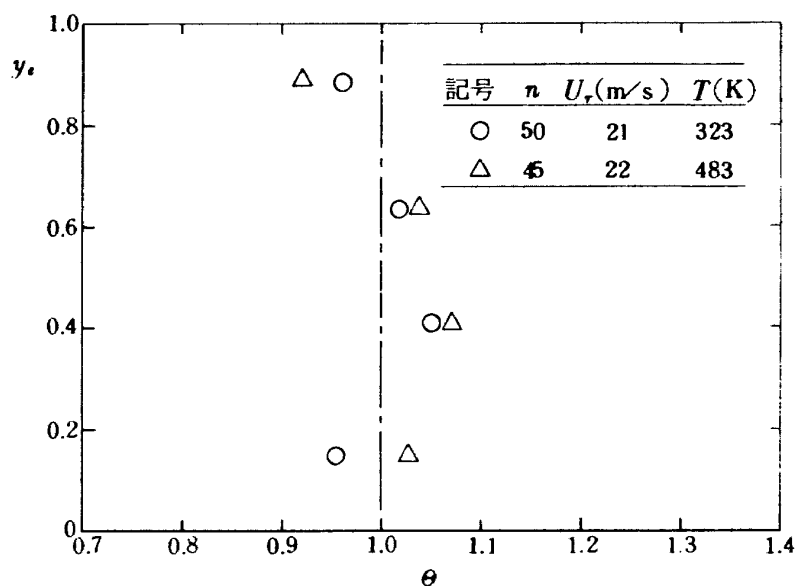


図 36 燃焼器 B-10 の出口無次元温度分布

燃焼器 A-3 の流れ模様を、図 38 ~ 40 に示す。断面 I の結果を示す図 38 において、特徴的なことは燃焼器出口側からみて蒸発管幹部の周囲に右旋回の渦流が形成されていることである。これは、蒸発管の噴出位置が、測定断面にたいして非対称な位置にあり、噴流が、ライナ

と隔壁板により旋回方向に曲げられる効果が生じるためである。この旋回流は、蒸発管の後流では、ほとんど消滅している。蒸発管の後流側では渦等がほとんどなく比較的一様な流れとなっている。

図 39 に示す断面 II では、上述の旋回流の一部とみられ

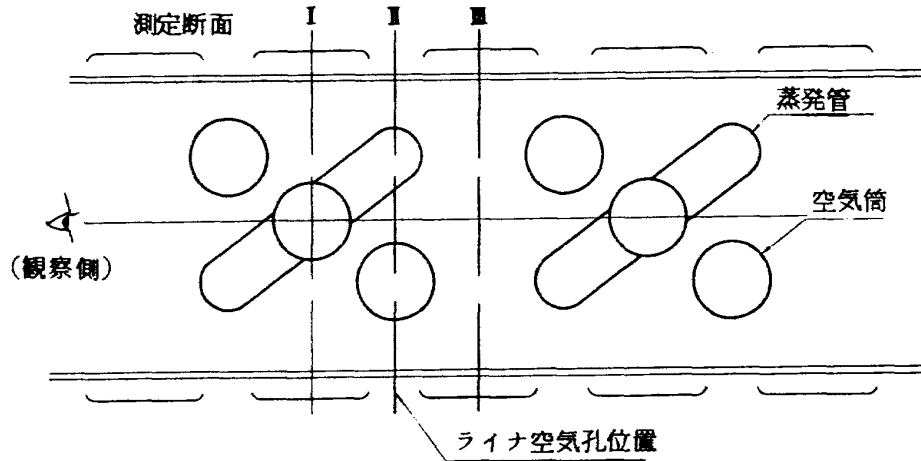


図 37 流れ模様測定断面 (I~III)

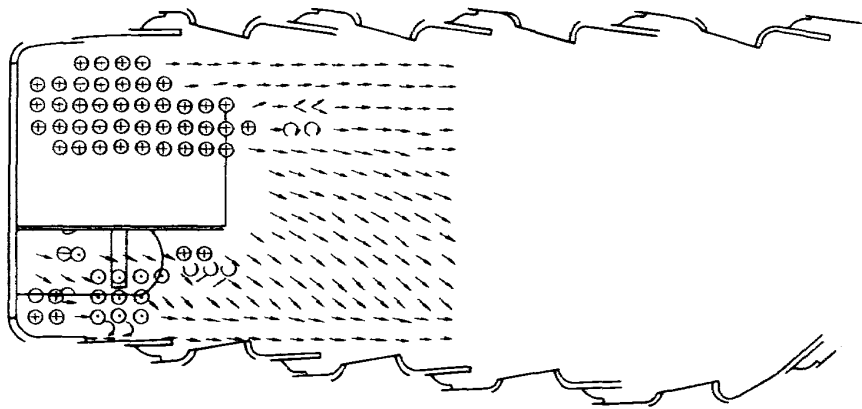


図 38 燃焼器 A-3 の断面 I での流れ模様

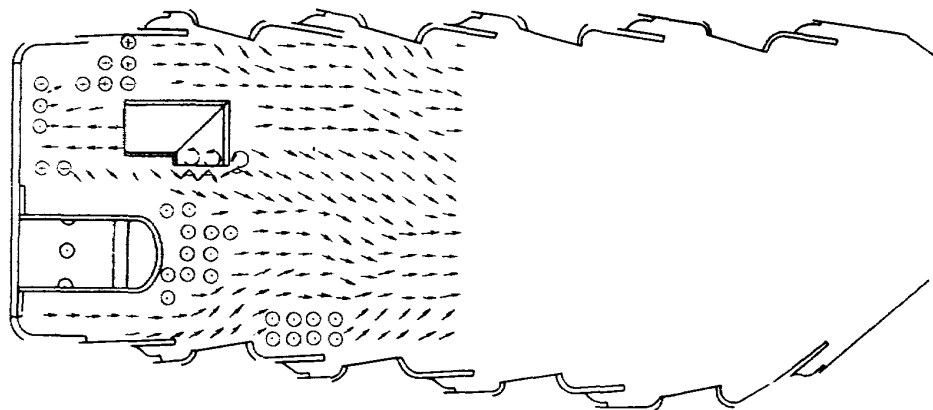


図 39 燃焼器 A-3 の断面 II での流れ模様

る流れが空気筒頭部（後流部）を流れている。また、隔壁板上部隅にも旋回流の一部がみられる。空気孔からの流れについては、上部ライナ第1列空気孔からの空気は、余り導入されていないことがわかる。これは、この部の外側、すなわち、外筒とライナ間の流路断面積がせまいために流速が早く、燃焼室内との十分な静圧差がとれないこと、蒸発管の腕部が抵抗となることなどが原因として考えられる。下部ライナの第1列空気孔からは比較的多い空気が導入されていることが、上部向きの矢印の数と影響の及ぼされる範囲の大きさから判断される。蒸発管周囲の旋回流の一部とみられる紙面の背面からの流れが、この空気孔噴流の後流側にも存在することは興味深い。

断面Ⅲでの流れ模様を、図40に示す。これによると、上、下ライナの中心軸方向へ向う流れが大勢を占める。これは、蒸発管周りの旋回流が、となり同士で干渉し、ライナ中心部で衝突し主流方向の流れとなるためである。すなわち、図40の上半分の下向流は、紙面上部の蒸発管

によって誘起された流れであり、下半分の上向流は、紙面下部に位置する蒸発管によって形成されたものである。

次に、燃焼器B-1についてみる。断面Ⅰにたいする流れ模様は、図41に示す。これは、燃焼器A-3と比較してかなり複雑な流れの様相を呈している。すなわち、蒸発管の腕の近傍では、紙面の上面から下面に向う流れが圧倒的で、その逆向の流れは、隔壁板のごく近傍と蒸発管後流部に存在する。蒸発管幹上部に、主流と逆行した流れが存在する。

図42に示す断面Ⅱでは、中心線以下では、空気筒頭部のスリットからの主軸方向流れによって、流れが幾分単純化されている。蒸発管腕部では、断面Ⅰの所で述べた紙面の上面から下面へ向う流れが存在する。空気孔第1列からの空気は、ことに上側ライナにおいては、ごくわずかしき導入されない。

図43に示す断面Ⅲでは、燃焼器A-3の場合と比較して格段に複雑な流れであることがわかる。第二列空気孔の直前までの領域に、渦や逆流の小さな乱れが数多く形

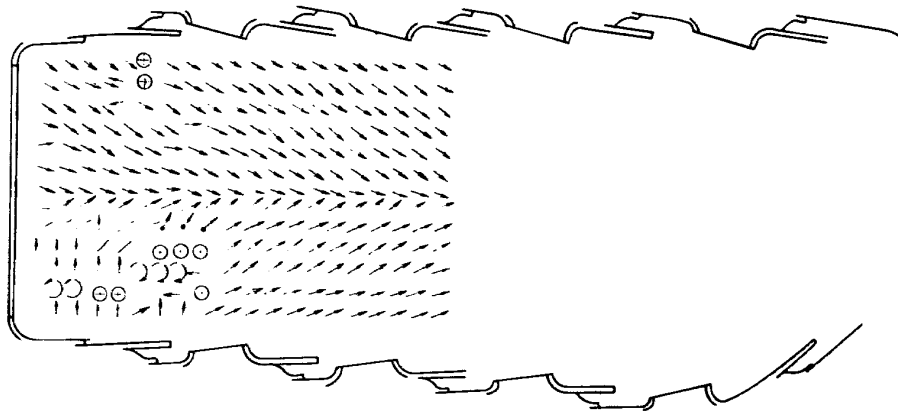


図 40 燃焼器A-3の断面Ⅲでの流れ模様

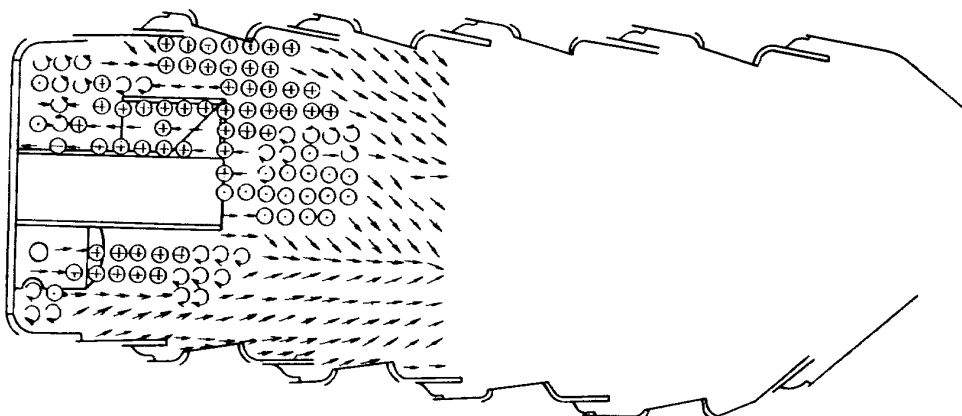


図 41 燃焼器B-1の断面Ⅰでの流れ模様

成されている。

穴つき隔壁板を用いた燃焼器 A-30 では、図 44 から 46 に示す流れ模様を示す。図 44 に示される断面 I を見ると、燃焼器 A-3 で見られた蒸発管幹周囲の旋回流はごくわずかしき存在しない。蒸発管幹部直後に紙面に垂

直な流れの領域があるほかは、ほぼ主流方向への流れが多い。断面 II では、図 45 に示されるように、A-3 の場合より逆流する部分が多い。図 39 でみられた空気筒後流部や下側ライナ第 1 列空気孔直後のように紙面に垂直な流れの成分は少なくなっている。図 46 に示される断面 III

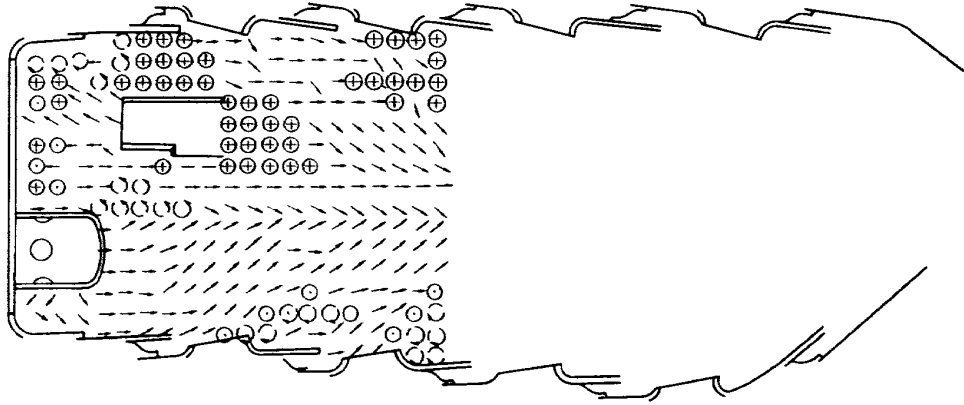


図 42 燃焼器 B-1 の断面 II での流れ模様

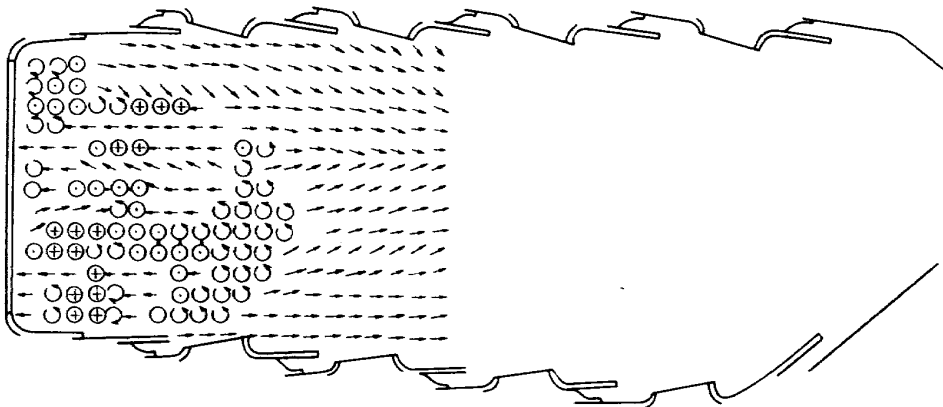


図 43 燃焼器 B-1 の断面 III での流れ模様

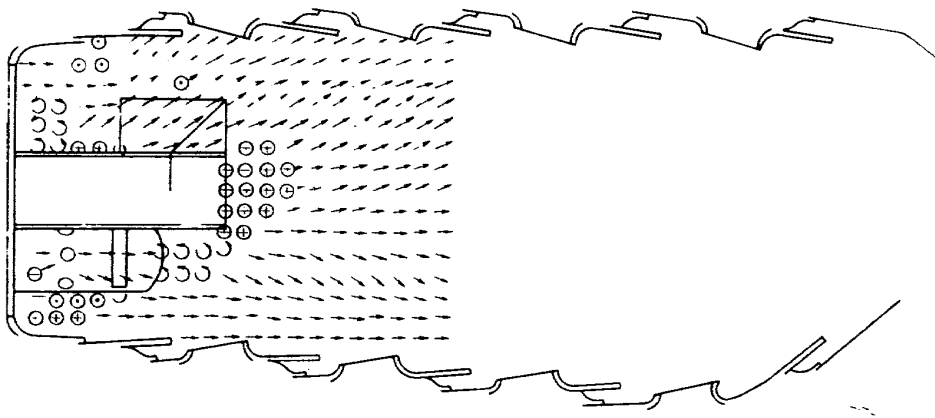


図 44 燃焼器 A-30 の断面 I での流れ模様

では、隔壁板と第1列空気孔との間に、3ないし4個の渦が形成されていることがわかる。これは、流れ模様の上からは、図40に示されるA-3の同一断面よりも、図43に示されるB-1の方に類似している。ただしこの場合には、B-1に見られるような主流と逆行する流れ部分は存在しない。

穴つき隔壁板を用いた燃焼器B-10では、それぞれの断面につき、図47から49に示す流れ模様となる。それらは全般に、燃焼器B-1と比較して紙面に垂直方向の成分が少なくなっている。図47に示される断面Iの流れで注目されるのは、燃焼器B-1で紙面の下側から上

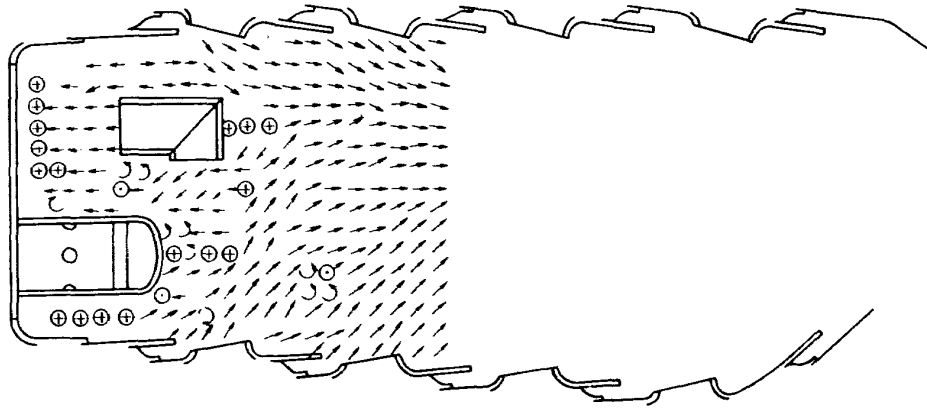


図 45 燃焼器A-30の断面Ⅲでの流れ模様

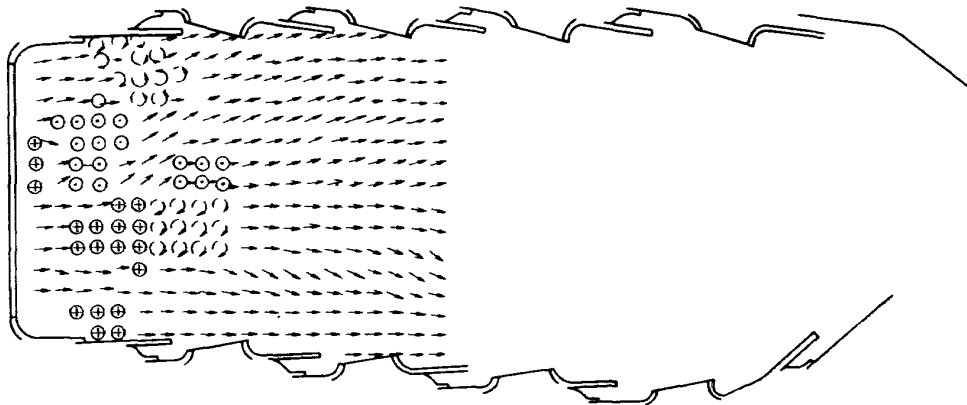


図 46 燃焼器A-30の断面Ⅲでの流れ模様

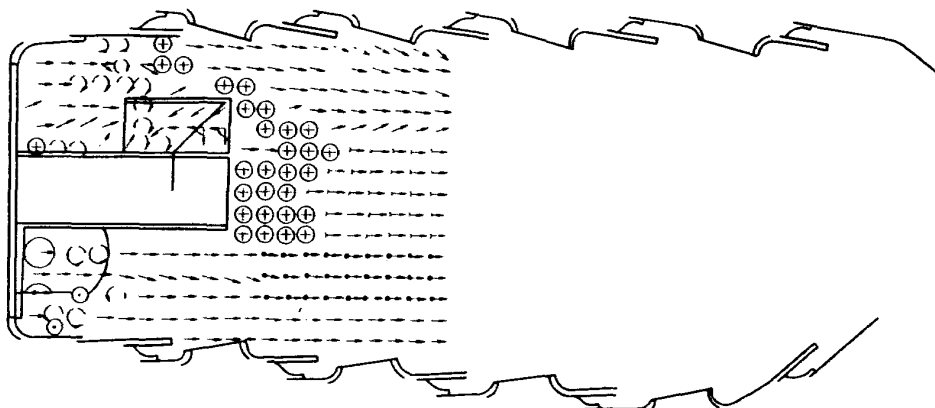


図 47 燃焼器B-10の断面Ⅰでの流れ模様

方へ向っていた蒸発管直後の流れが、この  $B-10$  では逆に上側から下方へ向いていることである。その他の場所では主流に角度はもっていながらも後流へ向って流れている。図 48 に示す断面Ⅱでは、 $B-1$  の図 42 とくらべて、やはり紙面に垂直な成分が少なくなっている。ただ、空気筒上部に小さな渦の形成がみられる。上部ライナ第 1 列空気孔からは、空気が流入している形跡がない。図 49 に示す断面Ⅲでは、2, 3 個の小さな渦が隔壁板近くにあるだけで、大部分が主流方向流れとなっている。したがってこの辺は、保炎には余り役立たない。

以上、まとめてみると、保炎に有効な働きをしていると判断される流れ模様は、

- $A-3$  : 蒸発管幹部周囲の旋回流
- $B-1$  : 蒸発管腕部まわりの流れ、蒸発管中間部での逆流と渦
- $A-30$  : 蒸発管腕近傍の逆流、蒸発管中間部の渦
- $B-10$  : 蒸発管後流部の流れ、蒸発管噴流と空気筒か

#### らの流れの干渉渦

となる。

この結果、同一の空気筒を使っている、隔壁板の穴の有無によって、保炎の状況は全く異なってくるのがわかる。

#### 4.5 燃焼器内ガス組成分布

今回の燃焼器試験を通して、実用の諸条件下で、最も良好な燃焼器特性を示すと判断される  $A-30$  について燃焼室内のガス組成分布を調べた。

測定時の条件は、燃焼器最大断面平均風速  $U_r$  が 14, および 19 m/s, 空燃比  $n$  が, 50, 66 および 100 の場合である。

この燃焼器の空燃比—燃焼効率特性は、図 23 に示してある。

測定は、 $x-z$  軸に平行で、蒸発管軸を含む平面について、燃焼器出口からみて、中心右側に位置する蒸発管の後流部を、蒸発管の 1 ピッチ分の中だけ計測した。

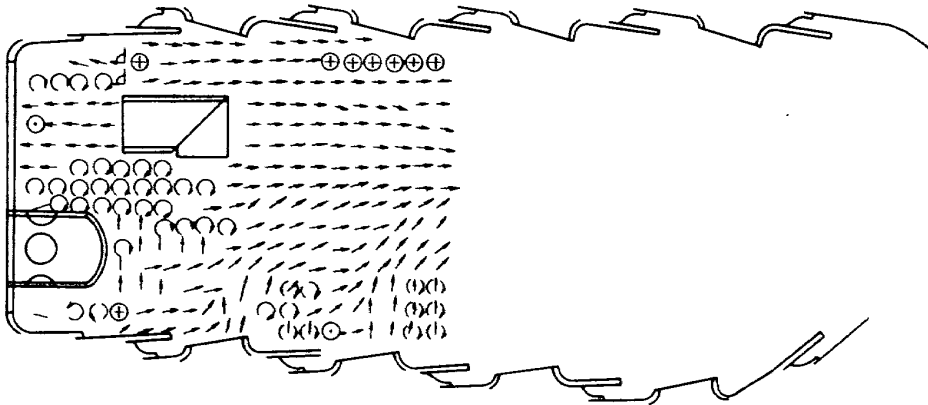


図 48 燃焼器  $B-10$  の断面Ⅱでの流れ模様

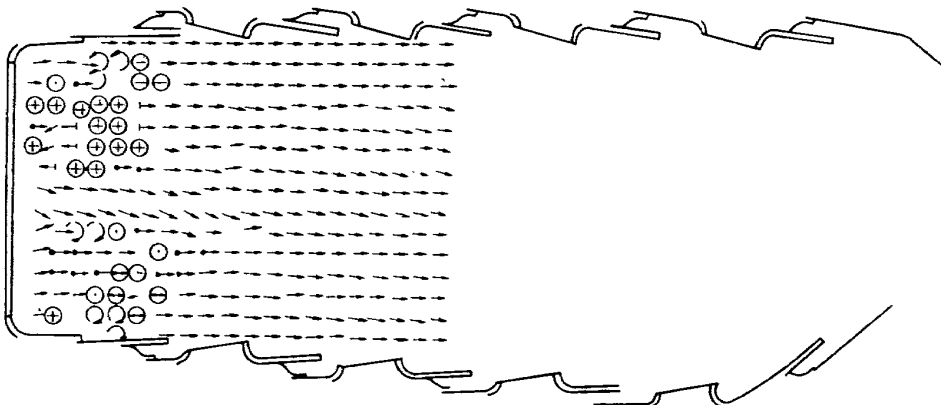


図 49 燃焼器  $B-10$  の断面Ⅲでの流れ模様

測定点は、 $x$  軸方向へは、10 mm 間隔で、 $z$  軸については、隔壁板から、54, 77, 97, 117, 137, および 252 mm (燃焼器出口相当) の位置である。

はじめに、 $U_r$  が 14, および 19 m/s で、 $n$  が 50 である場合について、 $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$  ( $\equiv \text{NO}_x - \text{NO}$ ) の各成分の燃焼室内濃度分布を図 50 ~ 59 に示す。

なお、これらの等濃度線図は、巻末付録として示した濃度分布線図から、補間法により作成したものである。

図 50 は、 $U_r$  が 14 m/s の場合の  $\text{CO}_2$  分布である。これによると蒸発管幹部直後と、蒸発管同士の間での同位置付近が最も  $\text{CO}_2$  濃度が高い。 $U_r$  が 19 m/s の場合の図 51 によると、図上部に位置する蒸発管中間位置では、

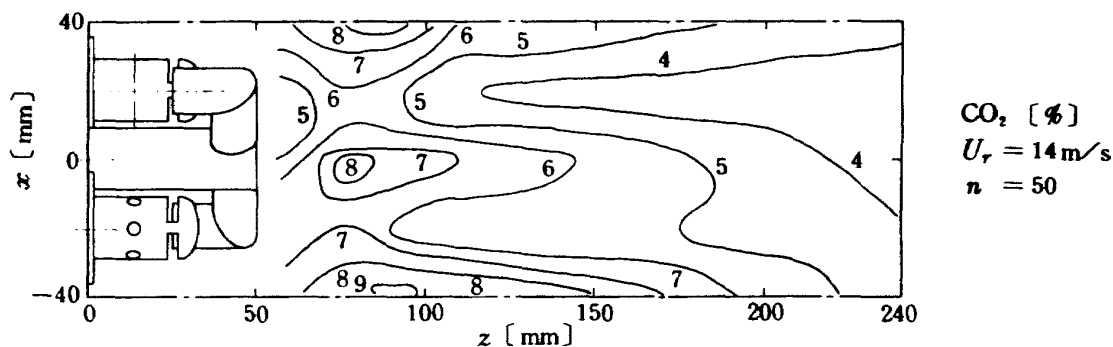


図 50 風速が 14 m/s のときの  $\text{CO}_2$  分布

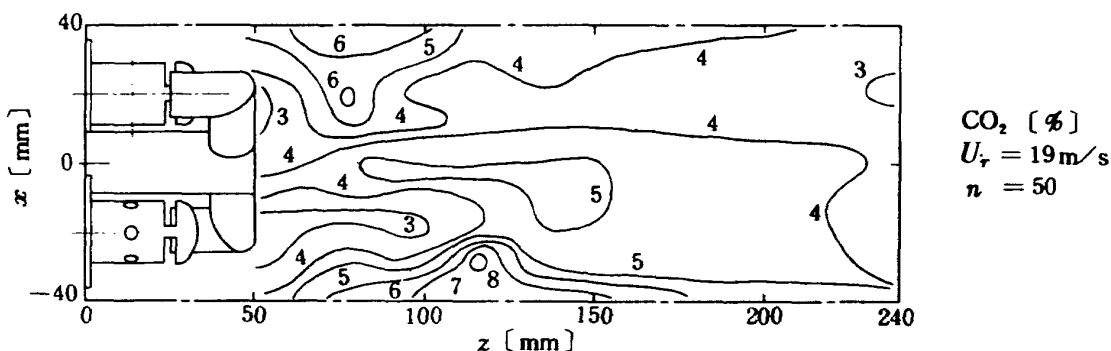


図 51 風速が 19 m/s のときの  $\text{CO}_2$  分布

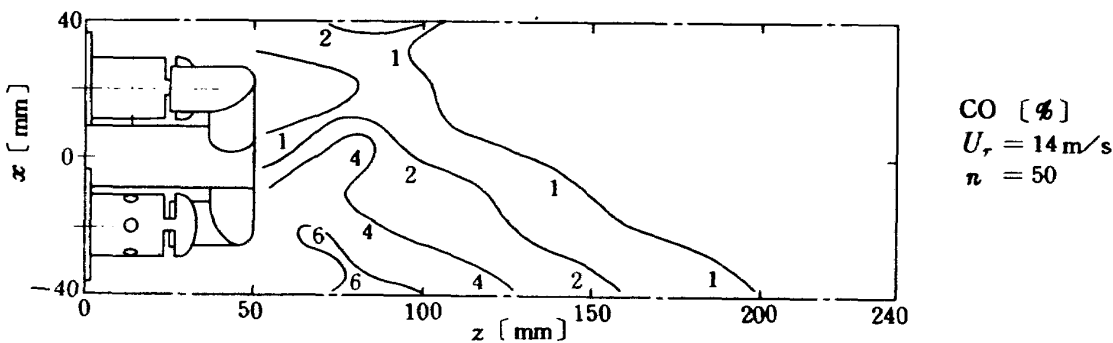


図 52 風速が 14 m/s のときの  $\text{CO}$  分布

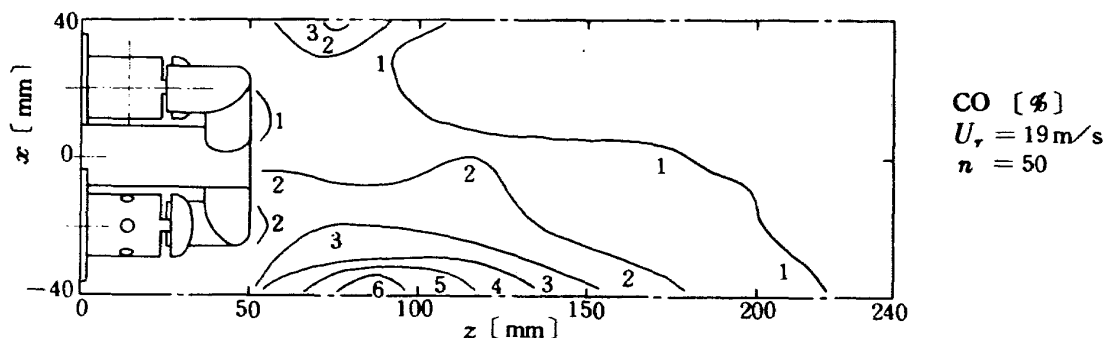


図 53 風速が 19 m/s のときの  $\text{CO}$  分布

濃度のピークが余り変化しないものの、蒸発管幹部直後と図下部の高濃度点は、図 50 の場合より数+mm 以上、下流側へ移動している。

CO 濃度分布についてみると、 $U_r$  が 14 m/s の図 52 の場合は、蒸発管中心線上、および図の下部に高濃度点が存在する。燃焼器後部では、1 % 以下の濃度となって

いる。 $U_r$  が 19 m/s の場合には、図 53 に示すように、蒸発管中心線上の高濃度点は消失している。その他の様相は 14 m/s のものに類似している。

$O_2$  の濃度分布についてみると、 $U_r$  が 14 m/s、および 19 m/s について、それぞれ、図 54、55 のようである。両者を比較してみると、おもに図の下半に相異が見

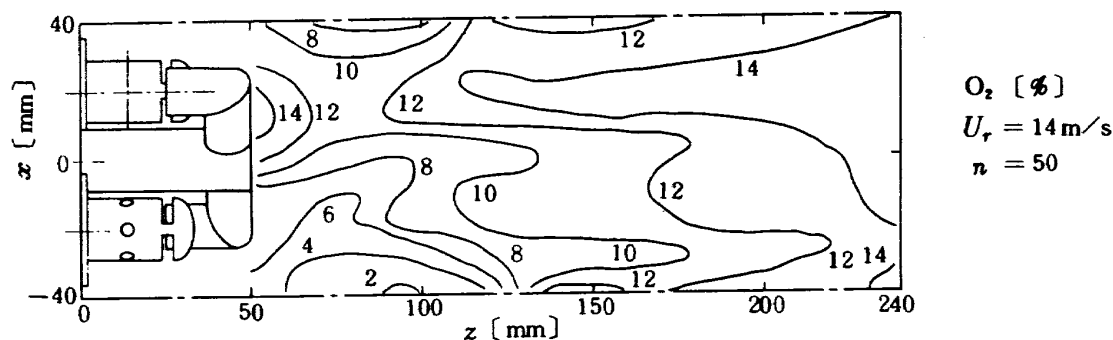


図 54 風速が 14 m/s のときの  $O_2$  分布

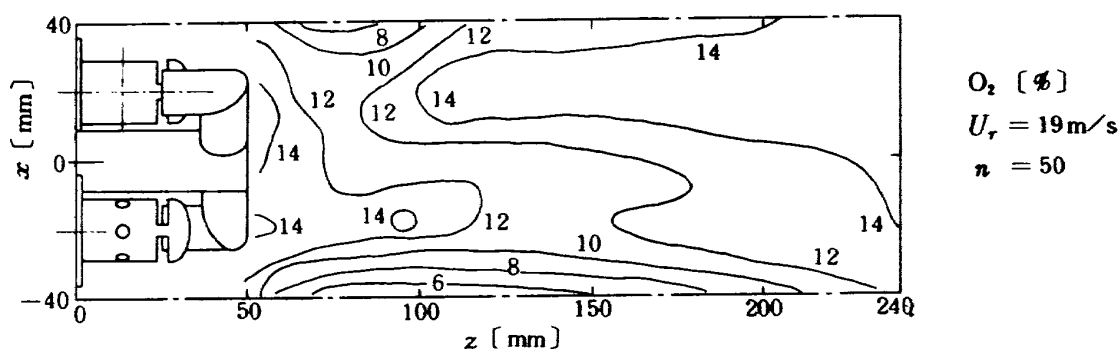


図 55 風速が 19 m/s のときの  $O_2$  分布

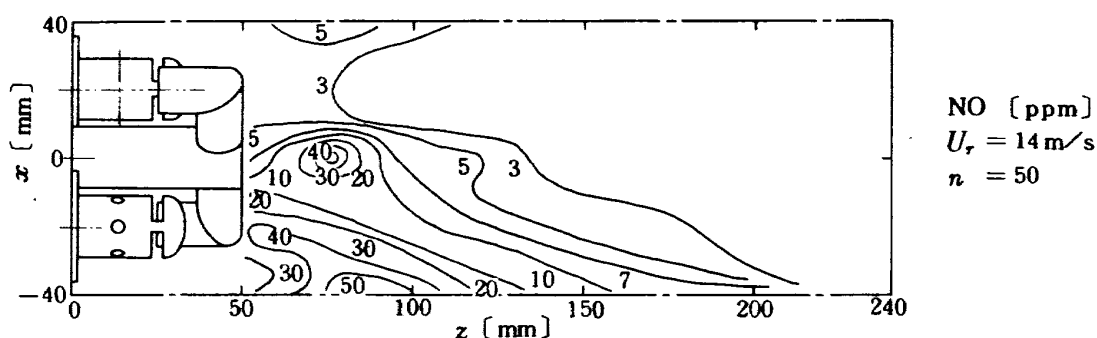


図 56 風速が 14 m/s のときの NO 分布

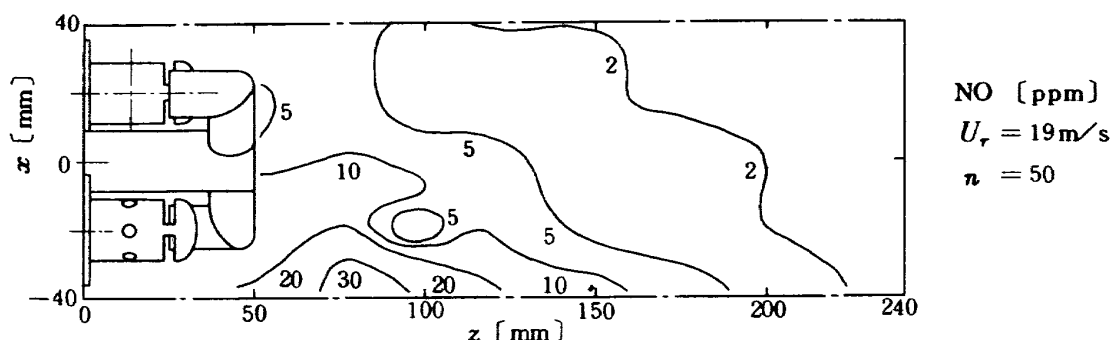


図 57 風速 19 m/s のときの NO 分布

られる。すなわち、 $U_r$  が  $14 \text{ m/s}$  の場合には、 $x < 0$ 、 $z = 50 \sim 120 \text{ mm}$  の部分では、比較的酸素濃度が小さい。ことに、 $x = -40 \text{ mm}$ 、 $z = 90 \text{ mm}$  付近には、2%以下という極小点が存在する。 $U_r$  が  $19 \text{ m/s}$  の場合には、濃度分布は割になだらかである。蒸発管中間部後流部に、酸素濃度の低い部分が存在すること、蒸発管腕部後流 ( $x \cong \pm 20 \text{ mm}$ ) で、上部は、下部より短い区間を経て酸素濃度の回復があることなどは、両者について同一である。

$\text{NO}$  の濃度分布は、それぞれ風速について、図 56、および図 57 のようになっている。図 56 の場合には、蒸発管直後、および図の下部  $z = 85 \text{ mm}$  付近に高濃度の領域が生じている。図 57 の場合には、 $z = 80$ 、 $x = -40$  付近にやや高濃度の所がある以外は、比較的均一で低い濃度分布を示している。

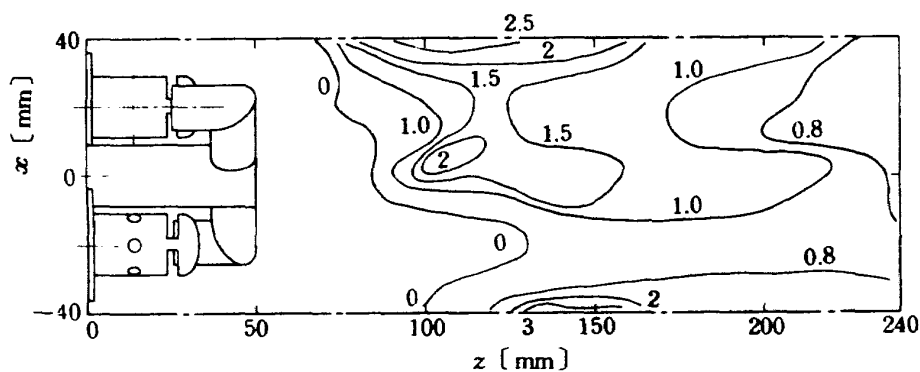
$\text{NO}_2$  の分布は、それぞれの風速で、図 58 と 59 に示されている。風速が  $14 \text{ m/s}$  の図 58 の場合には  $2 \text{ ppm}$  以上の高濃度点が、蒸発管の後部 ( $x = 0$ )、および管の中間部 ( $x = \pm 40 \text{ mm}$ ) に存在する。 $z = 90 \text{ mm}$  前後より上流の部分では、 $\text{NO}$  濃度が  $\text{NO}_x$  濃度より大きく検出されたので、図では、その境界の 0 濃度線のみを示した。燃焼器出口では、ほぼ  $0.8 \text{ ppm}$  程度の値となっている。風速が  $19 \text{ m/s}$  の図 59 の場合には、蒸発管後流側の

高濃度島部が消失している。あるいは、 $x = 0$  で、 $z = 200 \sim 240 \text{ mm}$  にかけてみられる  $0.5 \text{ ppm}$  の領域が、その根拠ともみられる。蒸発管中間部の高濃度点は、上部 ( $x = 40 \text{ mm}$ ) のものが濃度低下しているものの依然として存在している。出口での濃度は、風速  $14 \text{ m/s}$  のものより幾分低下している。

## 5. 検 討

A 形空気筒を採用した燃焼器 A-1、A-2、および A-3 では、この順に燃焼効率の向上がみられる。これは、空気筒スリットと隔壁板との距離の大きさの順に一致する。その距離が最も小さい A-1 の場合には、蒸発管より噴出した混合気が隔壁板へ衝突し、その近傍ですぐにこのスリットからの空気により冷却、または稀釈がおこなわれてしまう。一方、スリットの開口位置が、最も隔壁板から離れている A-3 の場合には、蒸発管からの噴流が隔壁板に衝突して形成する流れと、スリットから隔壁板に平行な方向へ噴出する流れとの間に、適当な空間があり、これが燃焼反応を進捗させ得る時間的、空間的余裕を与えるものと判断される。

この空気筒、蒸発管、および隔壁板間の流れ模様は、4.4 の結果、および燃焼時ののぞき窓からの炎観察によって、ある程度知ることができる。最も知りたい点のひ

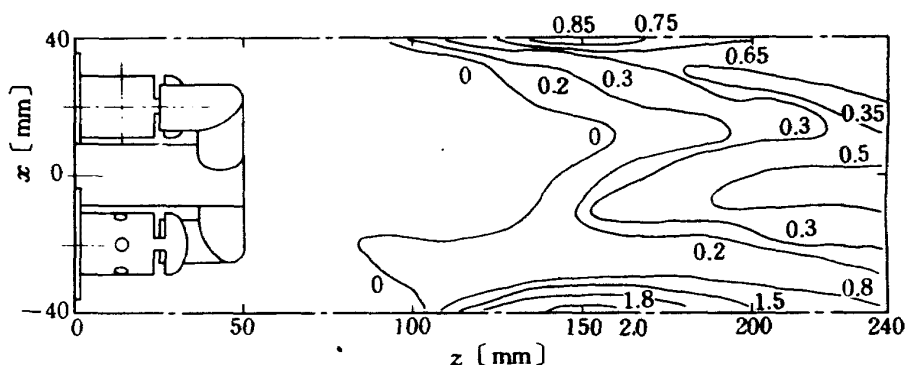


$\text{NO}_2 (= \text{NO}_x - \text{NO})$   
[ppm]

$U_r = 14 \text{ m/s}$

$n = 50$

図 58 風速が  $14 \text{ m/s}$  のときの  $\text{NO}_2$  分布



$\text{NO}_2 (= \text{NO}_x - \text{NO})$   
[ppm]

$U_r = 19 \text{ m/s}$

$n = 50$

図 59 風速が  $19 \text{ m/s}$  のときの  $\text{NO}_2$  分布

とつであるこの付近のガス組成については、空気筒や蒸発管の存在が邪魔となり測定できなかった。

B形空気筒を採用した燃焼器B-1, B-2, およびB-3では、入口空気温度により燃焼効率特性の優劣順位が異なった。

入口空気温度  $T_1$  が 317 K 程度では、B-1 が最も良好な 89 % 前後の燃焼効率を示したのに、 $T_1$  が 480 K では、B-2 が 87 % 程度で最良の燃焼効率となった。

蒸発管形の燃焼器では、入口空気温度を高くした場合に、燃焼効率の著しい低下がみられることがある。そのときには、その燃焼器の一次燃焼領域は、燃料過濃となる傾向があると推測される。

果して、この領域への空気量増加をはかった空気筒  $B_1$  を穴つき隔壁板につけた燃焼器B-10では、図25に示すように空燃比 50 で風速が 14 m/s および 19 m/s で、それぞれ 97 %, および 92 % に達する良好な燃焼効率を得た。ただし、入口空気温度が 480 K の場合には、やはりなお数 % の燃焼効率低下がみられる。もう少し多い空気を一次燃焼領域へ導入する必要があると考えられる。

一次燃焼領域へ導入する空気量を増加する方法として、空気筒のスリット巾などを広げることがひとつの手段である。しかし図6に示した空気筒では、筒部断面面積がすでにその開口部面積とほとんど同一である。そこで、さらに空気筒からの空気量増大のためには、その直径などを大きくする必要がある、これは、蒸発管および空気筒の一次燃焼領域内で占める体積、14 %, をさらに大きくすることであり、燃焼に関与できる一次燃焼領域空間を一段と狭隘化させる結果となる。

そのほかの手段としてA-30やB-10のように隔壁

板へキリ穴をあけることによって、一次燃焼領域への空気導入量増加をはかると、流れ模様の測定結果からもわかるように、旋回流や渦の領域が減少する。これが保炎効果を減殺し、大きな空燃比条件、ことに風速が大きい場合での燃焼効率を低下させることになる。

したがって、空気導入法としては、一次燃焼領域の占拠体積が少なく、十分な保炎効果を果す流れ模様を形成する空気導入法を、隔壁板と蒸発管の形状、配置を考慮の上、設計することが重要である。

一方、燃焼器特性の点で所期の目的である高負荷で、高圧力比用の燃焼器へとこれを発展させることを考えた場合に、A-30, およびB-10の燃焼効率特性は必ずしも不満足なものではない。

燃焼反応は、入口温度が高いほど、高圧条件ほど、また、風速の遅いほど有利で、一般にそのような条件が設計点となっている高圧力比ガスタービンエンジン燃焼器では、容易に通常の作動範囲で十分高い燃焼効率を発揮できると考えられる。

燃焼器の燃焼効率  $\eta_b$  が、燃焼器入口での温度、圧力、風速に依存する傾向を示すパラメータとして、Childsら<sup>12)</sup>は、 $T_1 P_0 / U_r$  を用いている。

A-30について、このパラメータへの依存性をみてみる。圧力については、変化させた実験をおこなっていないので、入口空気温度  $T_1$  と風速  $U_r$  について整理すると、図29の実験点は図60のようにほぼ同一の傾向として示され、そのパラメータの妥当性が立証できる。

通常の燃焼器作動条件の場合に、 $T_1 P_0 / U_r$  は十分大きな値であり、その場合の燃焼効率は、ほとんど100 %となる。

燃焼器A-30については、燃焼器内の流れ模様とガ

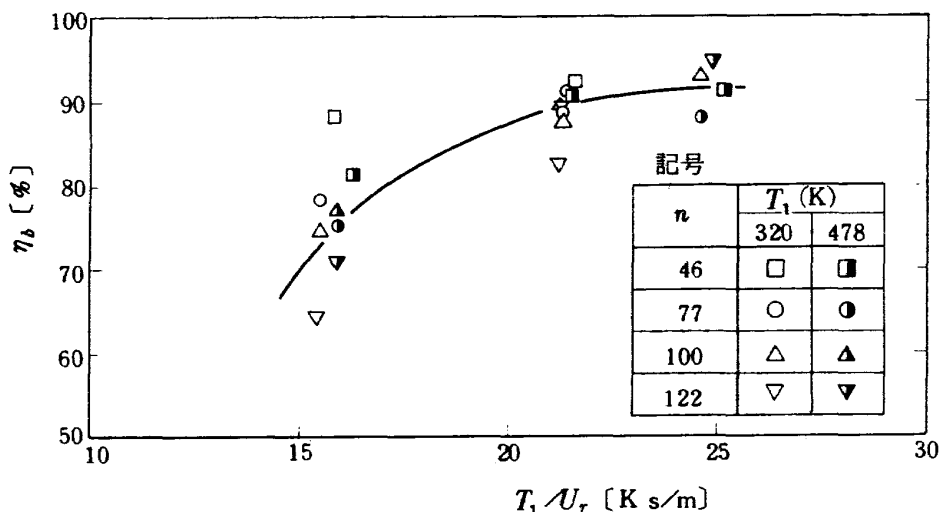


図 60 燃焼効率特性の入口空気温度と風速のパラメータ整理 (A-30 燃焼器)

ス組成分布を実測しているので、その燃焼状況が詳しく検討できる。

その一次燃焼領域付近の流れ模様を、参考のために図44～46や燃焼時の観察などを参照して3次元的に描くと図61のように表わせる。この図にたいする視線の方

向は図2とほぼ同じである。

今回のガス分析においては、ガス採取管と分析系をつなぐ導管、およびフィルターなどの加熱をおこなっていないので、未燃焼炭化水素の計測値は、信頼性に疑問がある。しかし、参考のために、その値も考慮して局所当

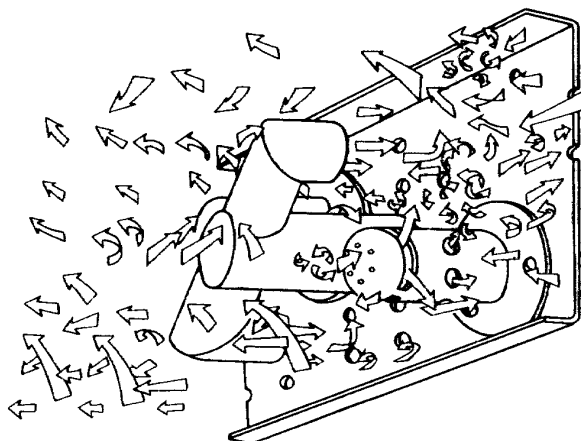


図 61 燃焼器A-30の流れ模様

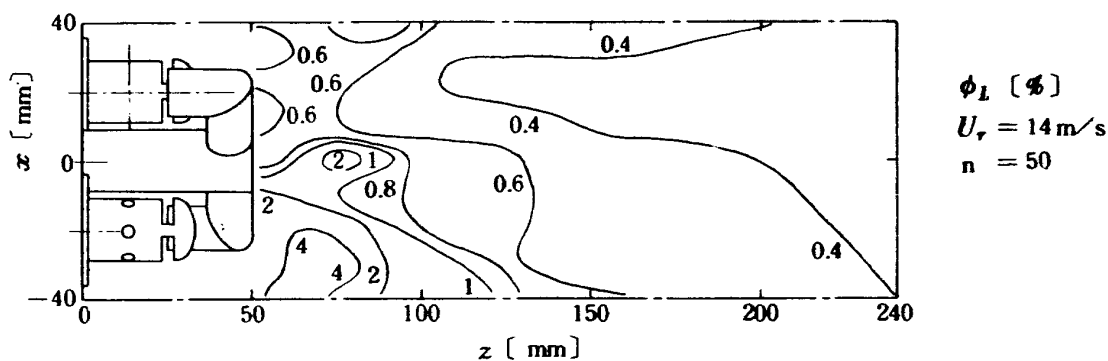


図 62 風速が14m/sのときの局所当量比分布

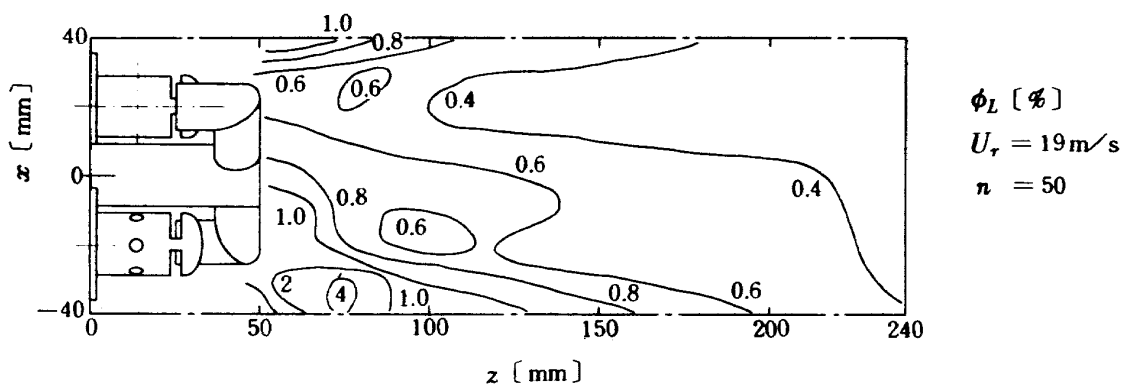


図 63 風速が19m/sのときの局所当量比分布

量比の分布を求めてみると、図 62 と 63 のようになる。

両図で、共に  $x = -35$ 、 $z = 70 \text{ mm}$  付近の燃料濃度が著しく高いのが注目される。これは、ガス採取平面は水平であるが、 $x$  が正側の蒸発管腕部がこの平面より上側に、 $x$  が負側の管腕部が下側に位置するため、蒸発管幹部中心軸上に供給された燃料が、それらの管腕部に重力の影響により偏って配分されたためと考えられる。これが出口温度分布において翼根側温度が比較的高くなった有力な原因であろう。

図 62 の蒸発管直後にみられる高濃度点は、蒸発管後流に形成される渦が原因とみられる。風速の高い場合には、図 63 に示されるように消失している。

燃焼状態は、大部分の部位で通常青炎燃焼であるが、上述の局所当量比の大きい所では黄炎が存在している。

4.5 で図示した組成分布のすべてが、この  $x$  方向の燃料供給の偏りの影響を示している。図 62 と 63 にみられるように、 $\phi_L = 1$  の領域が余り広く存在しないことは、完全燃焼に適した混合気形成が十分満足におこなえないことを示し、結果的に燃焼効率低下へとつながる。

次に、燃焼の進捗状況を示す酸素消費効率の分布を、図 64 と 65 に示す。

図 64 によると、風速  $14 \text{ m/s}$  の場合には、 $z = 50 \text{ mm}$  の位置で、すでに酸素消費効率が  $70 \sim 80 \%$  に達している。そして  $z = 150 \text{ mm}$  では、いかなる  $x$  の位置でも、 $\epsilon$  が  $80 \%$  を越えている。

ところが風速が  $19 \text{ m/s}$  の場合には、燃料濃度の高い  $x$  が負の領域で  $z = 50 \text{ mm}$  でも、 $\epsilon$  が  $30 \%$  程度にしか達していず、また  $80 \%$  に至らない領域が燃焼器出口まで達している。

このことが、風速の大きな場合での燃焼効率の低さとなって表われる原因であろう。

燃焼反応の点からみると、図 50 と 51 の燃焼器出口での  $\text{CO}_2$  濃度は、いずれも  $3 \sim 4 \%$  を示している。そのときの当量比は、図 62 と 63 によると  $0.3$  程度である。化学平衡計算<sup>13)</sup>によると、圧力  $1$  気圧、当量比  $0.25$  で、上記の燃焼条件出口温度では  $\text{CO}_2$  が  $3.43 \%$  で、上記の実験値は妥当な値である。

$\text{CO}$  濃度の場合には、実験値が風速  $14 \text{ m/s}$  の場合  $0.23 \sim 0.35 \%$ 、風速  $19 \text{ m/s}$  の場合、 $0.39 \sim 0.62 \%$  である。この条件での  $\text{CO}$  平衡濃度は、ほとんど零であるから、かなりの不完全燃焼状態とみなされる。

$\text{CO}_2$  や  $\text{CO}$  濃度は、風速が違っていても同程度であるのに反し、 $\text{NO}$  の場合には、図 56 と 57 の比較でわかるように

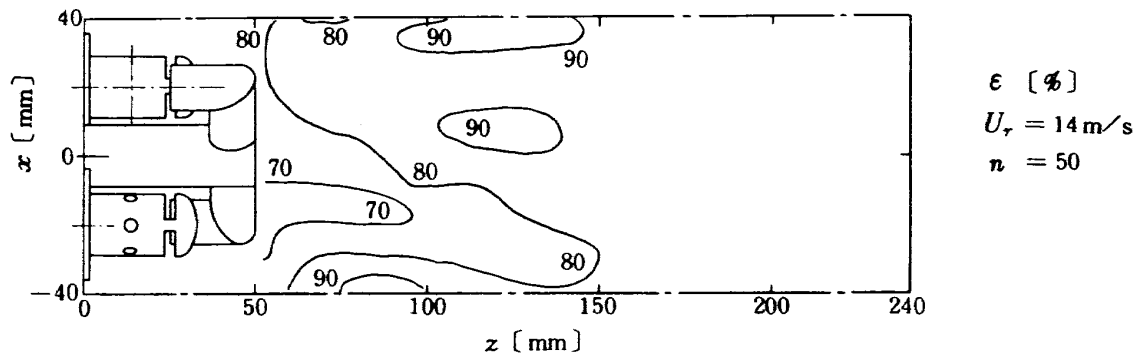


図 64 風速が  $14 \text{ m/s}$  のときの局所酸素消費効率分布

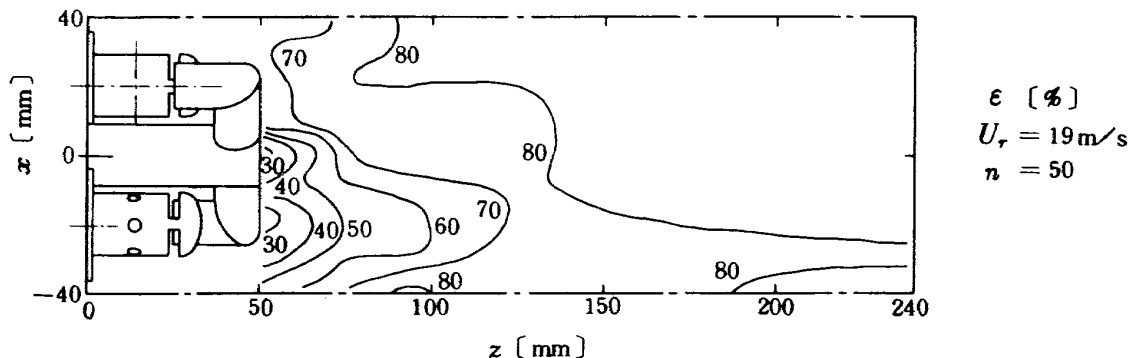


図 65 風速が  $19 \text{ m/s}$  のときの局所酸素消費効率分布

大きな違いがある。図 56 の NO の高濃度の位置は、図 62 の局所当量比の大きな位置と対応しており、NO の生成する場所と当量比の大きさとの関連を示唆している。比較的燃料の高濃度の場所の少ない 19 m/s の場合には、NO の高濃度の場所もずっと少ない。

NO<sub>2</sub> に関しては、他のガス濃度分布が風速の違いによって程度の差こそあれ、類似の傾向を示していたのに、図 58 と 59 に示すようにかなり異なった分布模様を示している。しかも、風速が 14 m/s の場合には、1 ppm 以上の濃度の領域がかなり広い部分を占める。風速が 19 m/s の場合には、蒸発管中間部後方に、やや高濃度の領域が存在するにすぎない。

この条件で燃焼効率が低かったことから、燃焼反応が十分におこなわれなかったことが、その原因のひとつにあげられよう。

また、この NO<sub>2</sub> 濃度にたいしては、特に酸素消費効率の低いところで、分析計コンバータの性能の影響が大きく現われるので、この場合の正確な判断は困難である。

これらの諸成分の発生、挙動の解明には、局所温度が大きな手がかりになると考えられる。今回の実験では、その測定をおこなっていないので、組成分布の資料提示だけにとどめる。

結局、局所当量比の大きな領域に高濃度の CO、および NO の存在がみられるので、これらの低減化には、より一層、燃料の分散をはかり、燃焼器内の混合気濃度を均一化することが重要であろう。

なお、排出指数で表示した燃焼器出口での CO, THC, NO, および NO<sub>x</sub> は、表 2 に示すとうりである。

入口空気温度、燃焼室内圧力が低いために、CO や THC は多く、NO や NO<sub>x</sub> は少ない結果となっている。

表 2. 燃焼器出口での諸排出指数および燃焼効率

$U_r$ [m/s]	$n$	CO	THC	NO	NO <sub>x</sub>	$\eta_{bg}$ [%]	$\eta_b$ [%]
		[g/kg fuel]					
14	50	149	136	0.04	0.12	84.8	92
	66	124	170	0.04	0.09	82.9	92
	100	140	145	0.06	0.12	83.9	88
19	50	247	138	0.05	0.12	86.5	88
	66	252	171	0.06	0.12	78.2	84
	100	263	254	0.09	0.12	68.8	72

$$(T_1 = 320 \text{ K})$$

また、同表の中に、ガス分析値から求めた燃焼効率、 $\eta_{bg}$  と、通常の温度計測による出口エンタルピー測定から求めた燃焼効率  $\eta_b$ 、すなわち図 23 の曲線より補間法で求めた値とを比較して示す。

それによると、ガス分析による値が全体として低い値を示しているが、これは、未燃焼炭化水素の値に信頼性が少ないこと、水素成分を無視していること、燃焼器出口のごく一部分しかガス採取をおこなっていないこと、などに原因があると考えられる。

## 6. ま と め

蒸発管付箱形燃焼器模型について、その一次燃焼領域への空気導入法を変え、実験的考察をおこなった。

この種の蒸発形燃焼器について、燃焼器特性、流れ模様、および燃焼器内ガス組成について計測をおこない、それらの相関について検討したものは、これまでに公表されていない。

今回の実験的考察により、二次元的模型で大気圧条件ながら、実機用の燃焼器を開発してゆく一段階として、有用な資料が得られることがわかった。

今回、本燃焼器模型について明らかにできたことがらは、主として次のようなものである。

- (1) 一次燃焼領域へ導入する空気量は、十分な量でかつ保炎を良好におこなえるよう、相当の大きさの渦を形成することが望ましい。
- (2) (1)を実現するため、一次燃焼領域への空気導入割合は 20 %、あるいはそれ以上が必要である。
- (3) A 形の空気筒をもちいるときには、スリットの開口部が、できるだけ隔壁板から離れたものが良好な結果を与える。
- (4) B 形の空気筒の場合には、入口空気温度、流れ模様などに適応した最適のスリット巾が存在する。
- (5) 保炎良否を判断する資料として、一次燃焼領域の流れ模様の測定は非常に有用である。
- (6) 隔壁板にキリ穴のない場合、図 7 のような形状配置の蒸発管をもちいると、その周囲に旋回流が形成される。
- (7) 流れ模様の測定結果で、一次燃焼領域で比較的小規模の渦、または、旋回流しか形成されていない燃焼器では、燃焼試験の際、比較的保炎状態が不良である。
- (8) 本模型に用いた蒸発管と燃料供給ノズルでは、蒸発管の両腕に分配される燃料量に重力の影響がでて、燃焼室内の燃料分布にかなりの偏りが生ずる。
- (9) (8)の影響として、出口温度分布がタービン翼根側でやや高い結果となる。
- (10) (8)の影響として、局所的に燃料過濃の領域が形成さ

れ、有害排気成分濃度が、そこで高い値を示す。

(11) 燃焼器 A-30 では、(10) に述べた領域が蒸発管の中間位置に生ずる。

(12) 保炎の状態、燃料の分布、有害排気成分の生成、燃焼の進捗度等の燃焼器内部の状況を知るためには、燃焼器内部ガス分析は、有益で貴重な資料を提供する。

(13) 燃焼効率の入口空気温度と風速への依存性は、Childs らによるパラメータ  $T_1 P_1 / U_r$  によってよく表現できる。

以上、必ずしも実用に適した燃焼器ではなく、また実用に匹敵した試験条件ではないながら、今後の蒸発形燃焼器開発のための資料を得ることができた。

とくに、ここに述べたように、箱形燃焼器の大気圧条件下による燃焼特性、流れ模様、内部ガス組成の相互比較は、より適確に燃焼器の開発、改良、特性解明、ことに排気ガス制御などに有用な方法であることが立証された。

さらに、実機燃焼器の作動条件に近い燃焼条件でのこれらの実験は、実験装置の大規模な改造や高価な測定装置を必要とする。また、より実機に近い形状のセクタ形、あるいは円環形燃焼器模型にあっては、形状的、機能的に種々の測定を試みるのが困難になってくる。

これらの問題と、得られた資料の相互燃焼器特性との関連、設計への貢献などについては、今後さらに研究してゆくべき課題であろう。

最後に、ガス分析実験に協力された 川崎重工業 ㈱ の佐々木宣卿氏に感謝の意を表わす。

## 参 考 文 献

- 1) 大塚貞吉, 鈴木邦男, 田丸 卓, 乙幡安雄; 燃料蒸発管に関する研究 (I) — 直管内における二相流 —, 航技研資料 TM-115 (1967/9) pp. 1-13
- 2) 鈴木邦男, 田丸 卓, 乙幡安雄; 燃料蒸発管に関する研究 (II) — 加熱蒸発管の燃料未蒸発分捕集 —, 航技研資料 TM-161 (1969/8) pp. 1-16
- 3) 田丸 卓, 乙幡安雄, 鈴木邦男; 燃料蒸発管に関する研究 (III) — 管内の燃料, 空気二相流への熱伝達 —, 航技研資料 TM-189 (1970/12) pp. 1-23
- 4) 田丸 卓, 鈴木邦男; 燃料蒸発管に関する研究 (IV) — 蒸発管付箱形燃焼器の特性 —, 航技研資料 TM-282 (1975/8) pp. 1-21
- 5) 相波哲朗; 航空用ガスタービン燃焼器のライナ壁面の冷却, 航技研報告 TR-296 (1972/8) p. 20
- 6) 鈴木邦男, 石井浅五郎; FJR エンジン用高圧形セクタ燃焼器模型の実験 (II), 航技研資料 TM-

269 (1975/1) pp. 1-29

- 7) 鈴木邦男, 田丸 卓, 堀内正司, 斉藤 隆; ガスタービン燃焼器, 航技研報告 TR-208 (1970/9) pp. 1-80
- 8) 伝熱工学資料, 改訂版, 日本機械学会, (1962) p. 222
- 9) 大塚貞吉, 鈴木邦男, 石井浅五郎, 広瀬健樹, 山中国彦; 軽量ジェットエンジン試作 1 号機 (JR-100) の燃焼器 (II), 航技研資料 TM-129 (1968/4) p. 12
- 10) 鈴木邦男, 斉藤 隆, 石井浅五郎, 山田秀志; 高圧形セクタ燃焼器模型の実験 (I), 航技研資料 TM-260 (1974/8) pp. 1-47
- 11) 鈴木邦男, 斉藤 隆, 石井浅五郎, 山田秀志; ガスタービン燃焼器の内部ガス測定結果 (第 II 報), 航空原動機講演論文集 (1976/3)
- 12) Childs, J., W. Reynolds, and C. Graves; Relation of tubojet and ramjet combustion efficiency to second-order reaction kinetics and fundamental flame speed, NACA Report 1334 (1957)
- 13) 相波哲朗; 航空用ガスタービン燃焼器における排気制御の研究 (II) — 燃焼ガスの化学平衡計算と NO 濃度の計算 —, 航技研資料 TM-273 (1975/1) p. 23

## 付 録

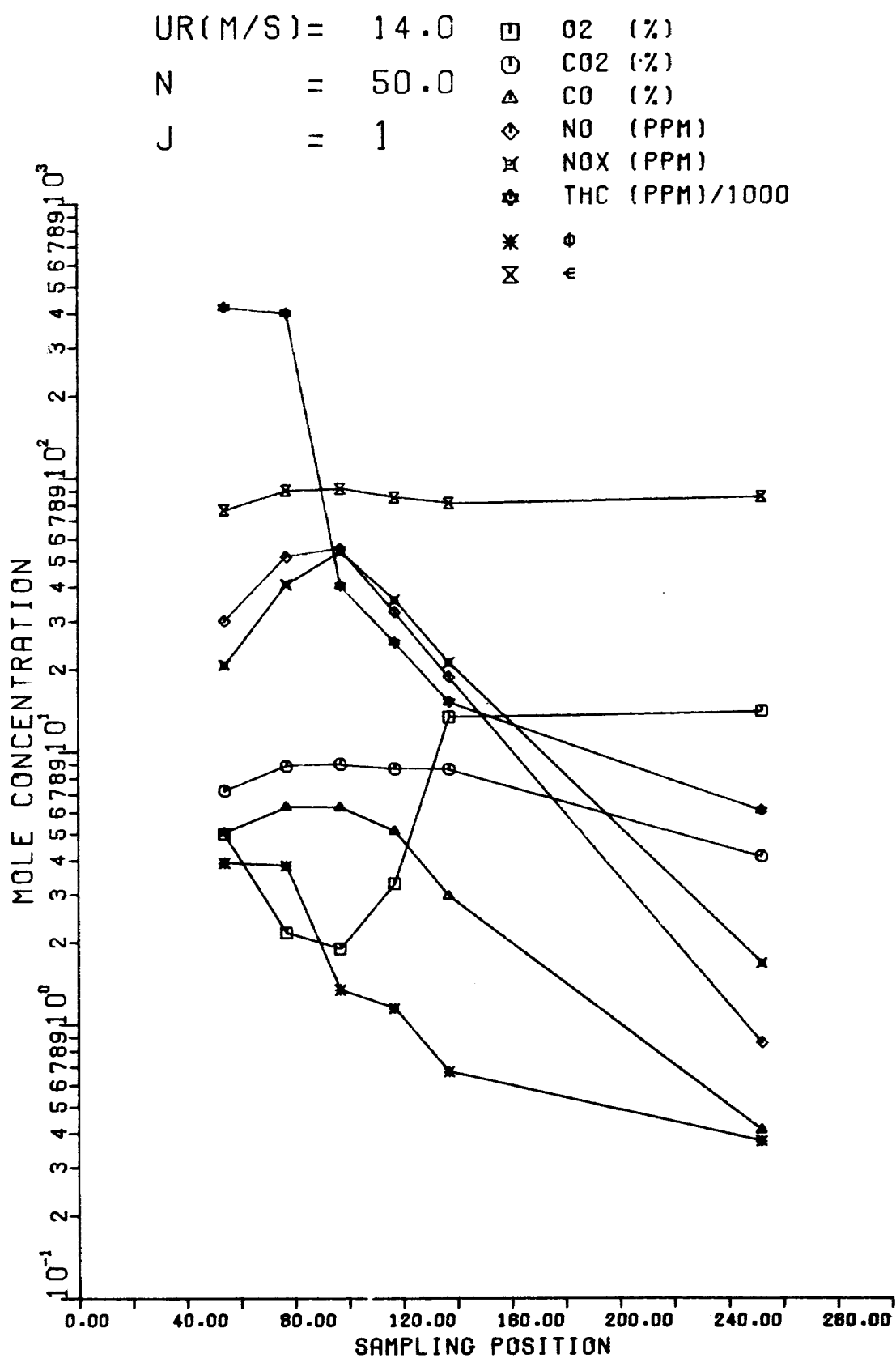
燃焼器 A-30 の内部ガス分析結果を以下に示す。

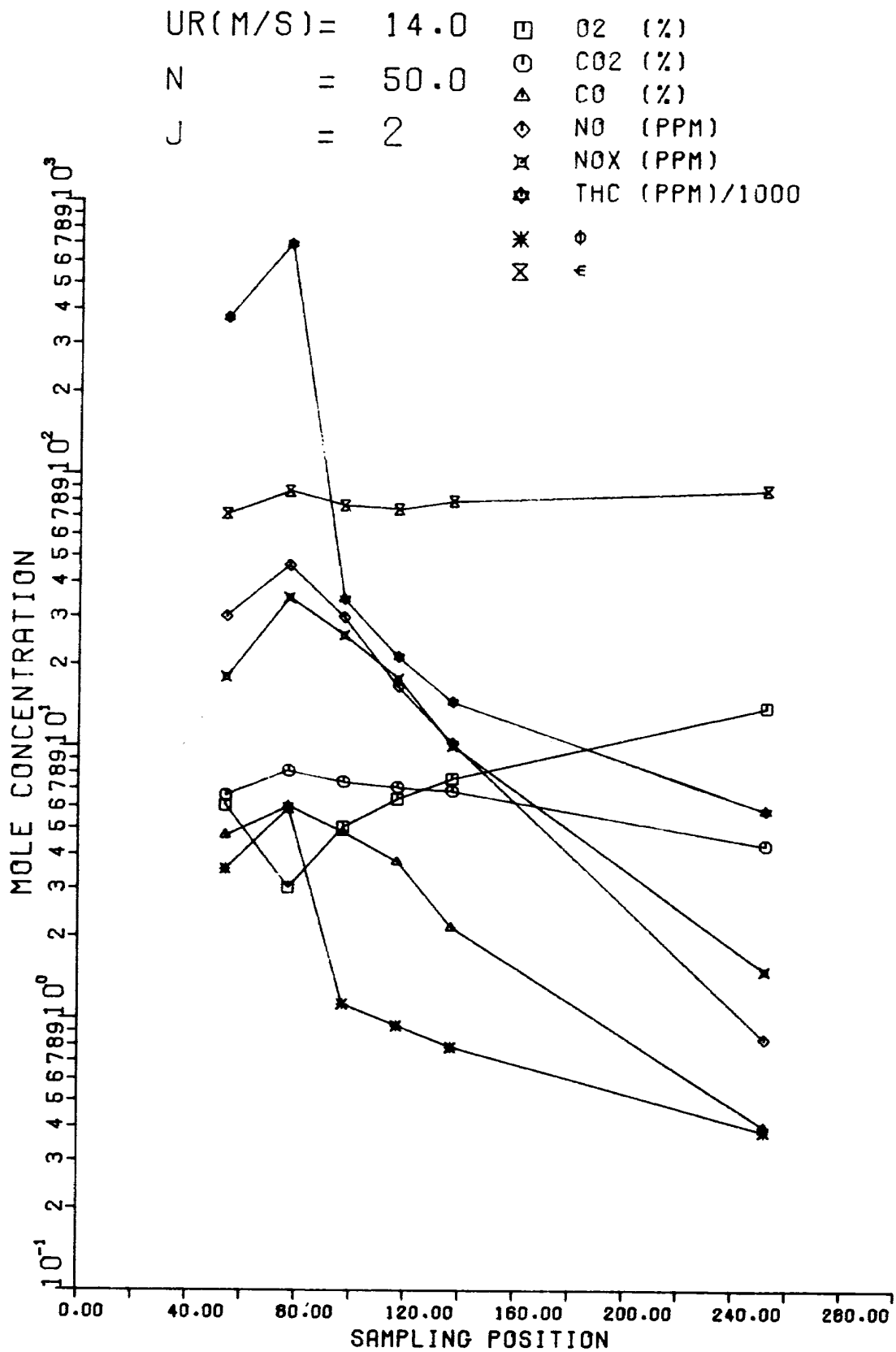
本文では、風速が 14 m/s と 19 m/s のそれぞれの空燃比 50 の場合について等濃度線図を示した。実験はそのほかに、それぞれの風速について空燃比 66 および 100 についておこなった。

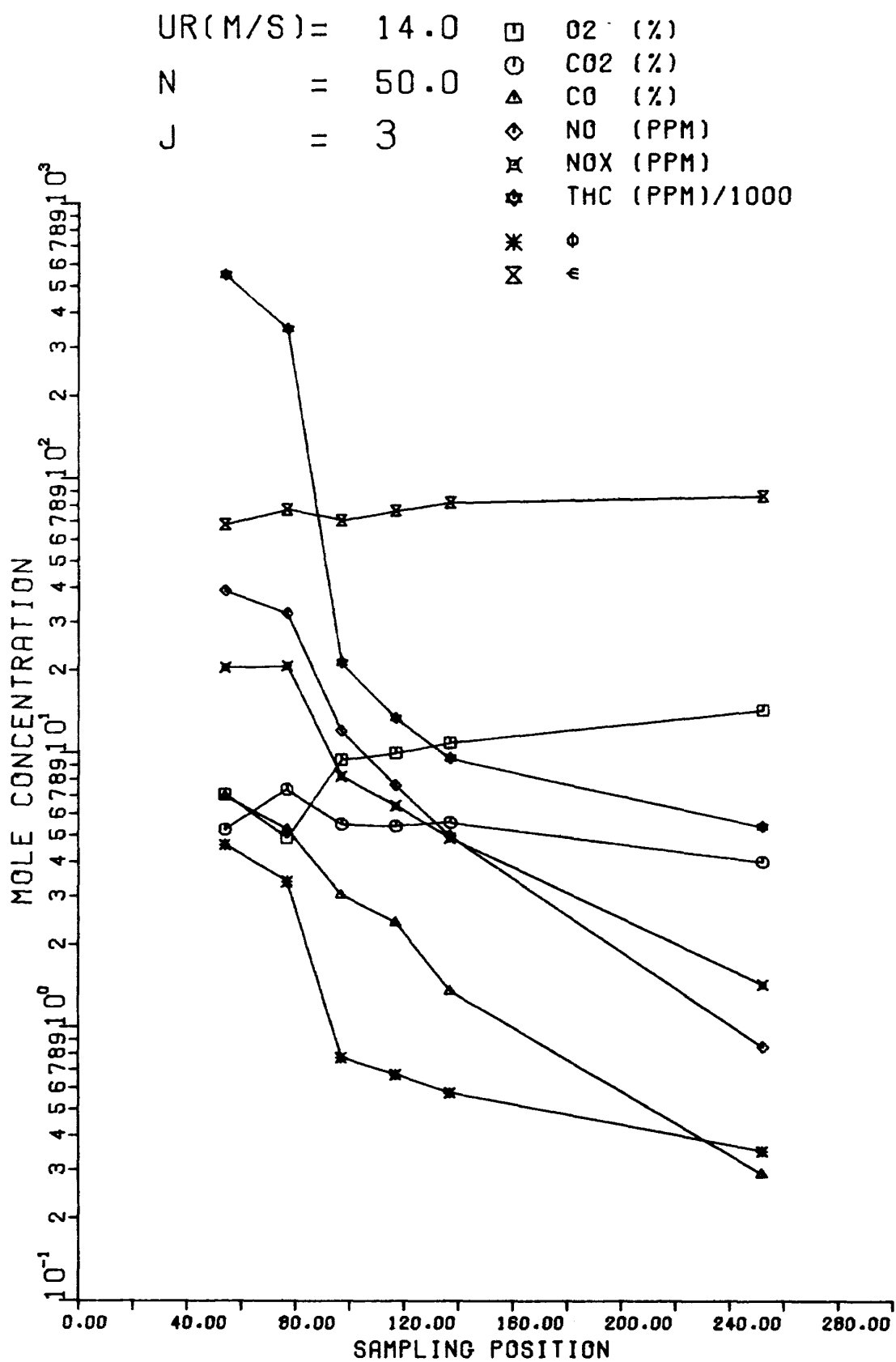
以下にそれらの結果を、各測定位置におけるモル濃度、または当量比  $\phi$ , 酸素消費効率  $\epsilon$  [%] として示す。

各図は、横軸が燃焼器  $z$  方向で、単位は mm である。図の上部には最大断面平均風速を  $UR$ , 空燃比を  $N$  で示す。 $J$  は、1, 2, ……で  $x = -40, -30, \dots$  などの  $x$  方向 10 mm おきの位置を示す。

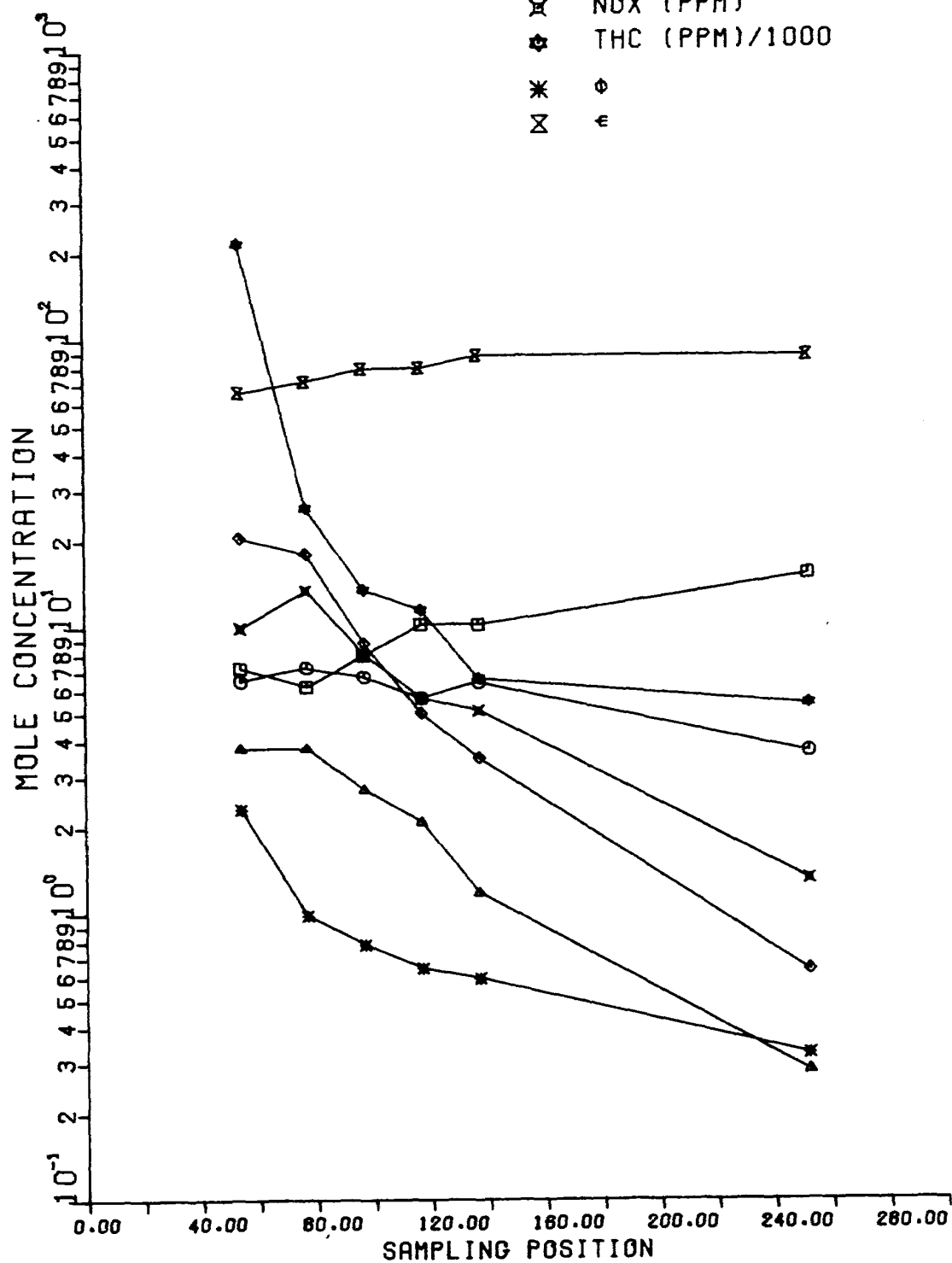
これらの結果は、今後の他の燃焼器のガス分析結果などの解析に参考になるものと思う。

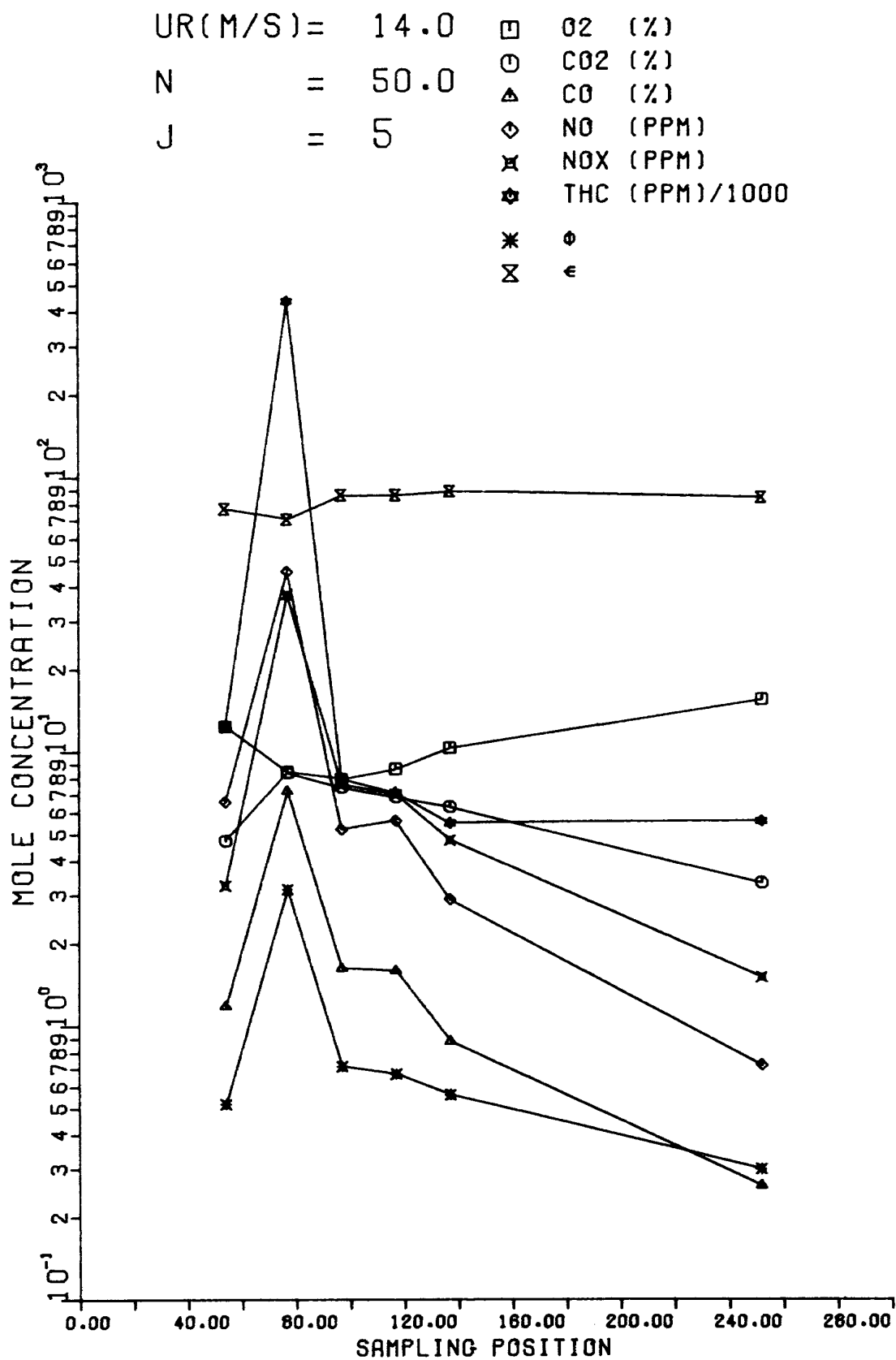




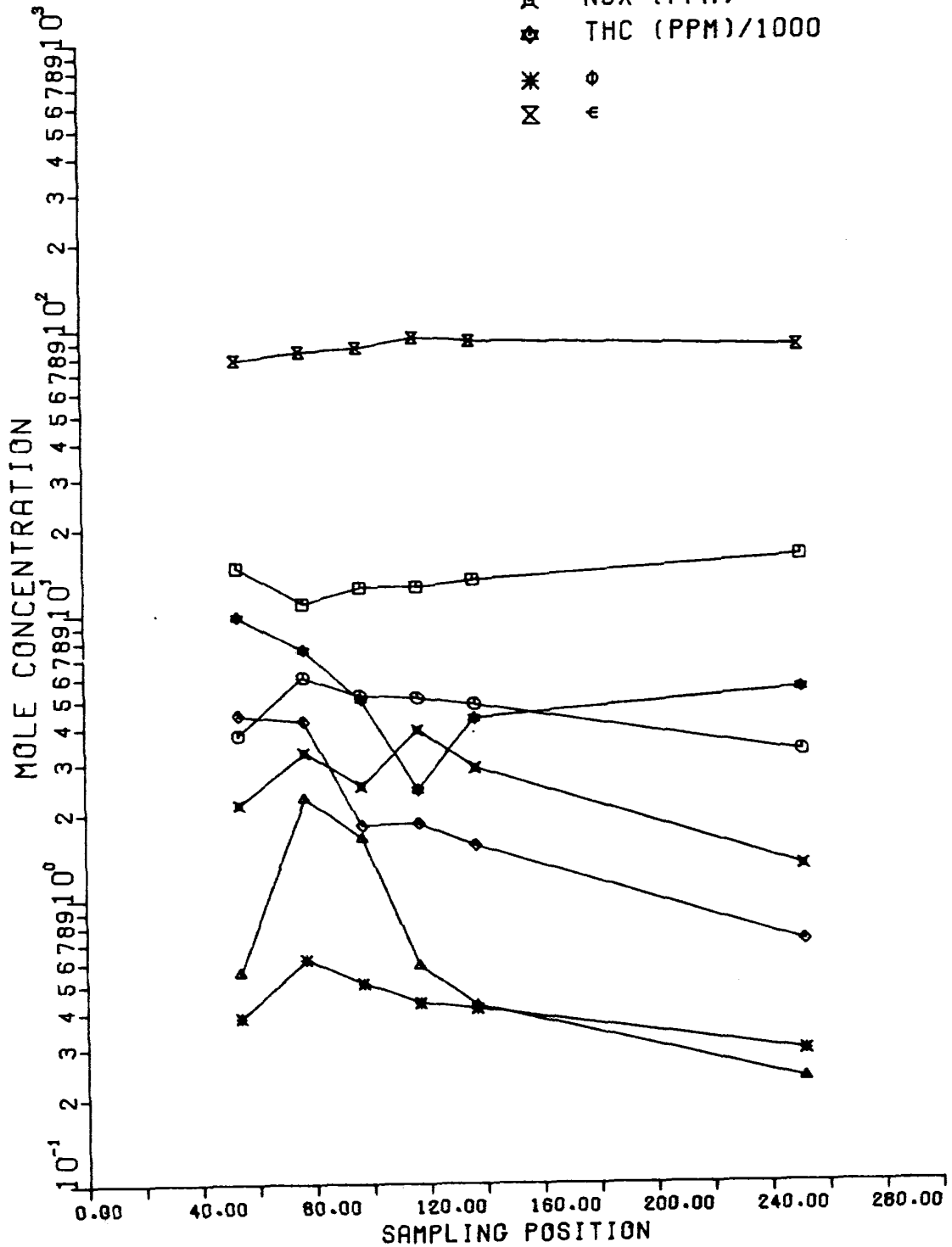


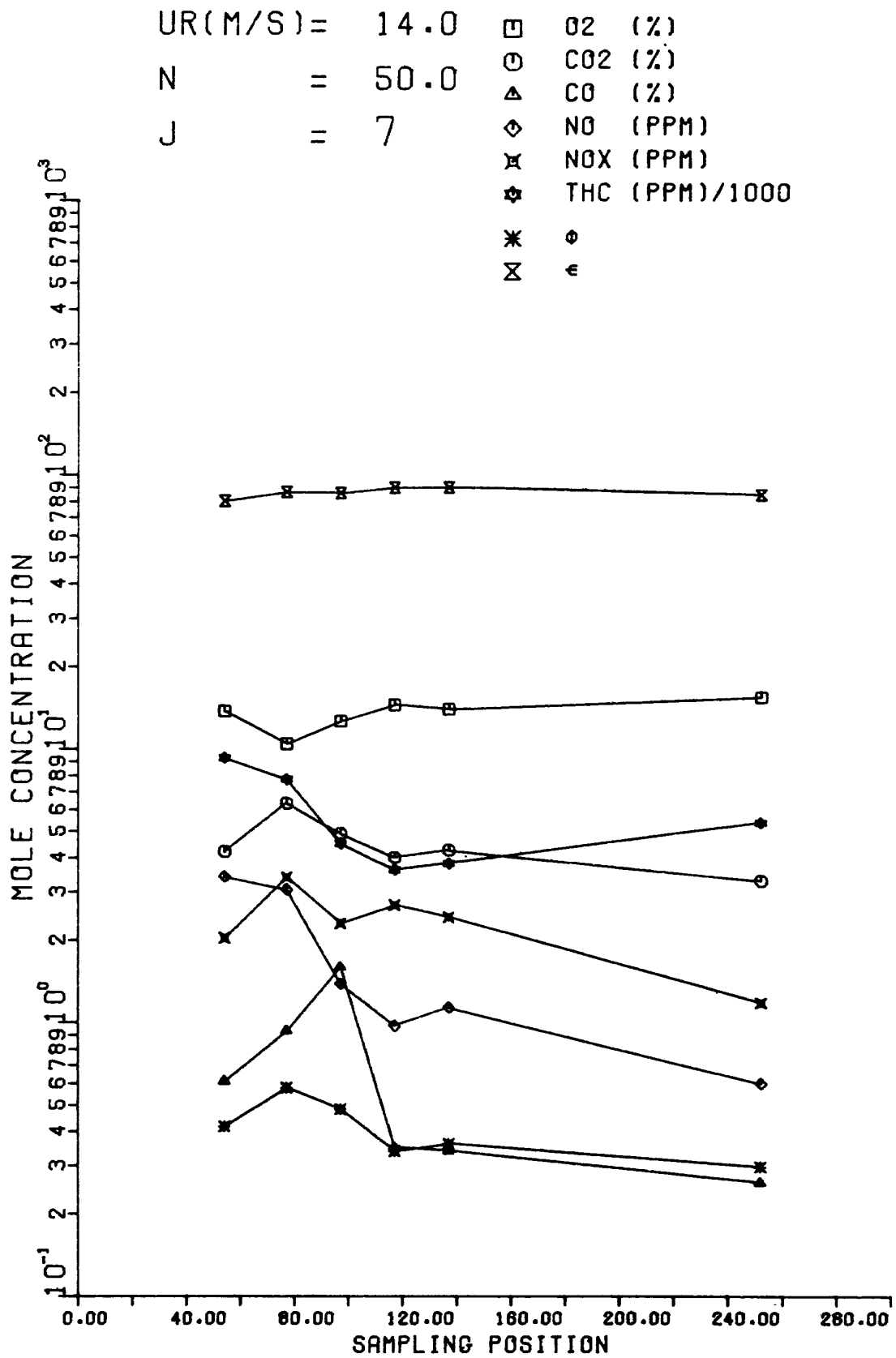
UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 50.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 4    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ⊛ THC (PPM)/1000  
           \* φ  
           ⊗ ε



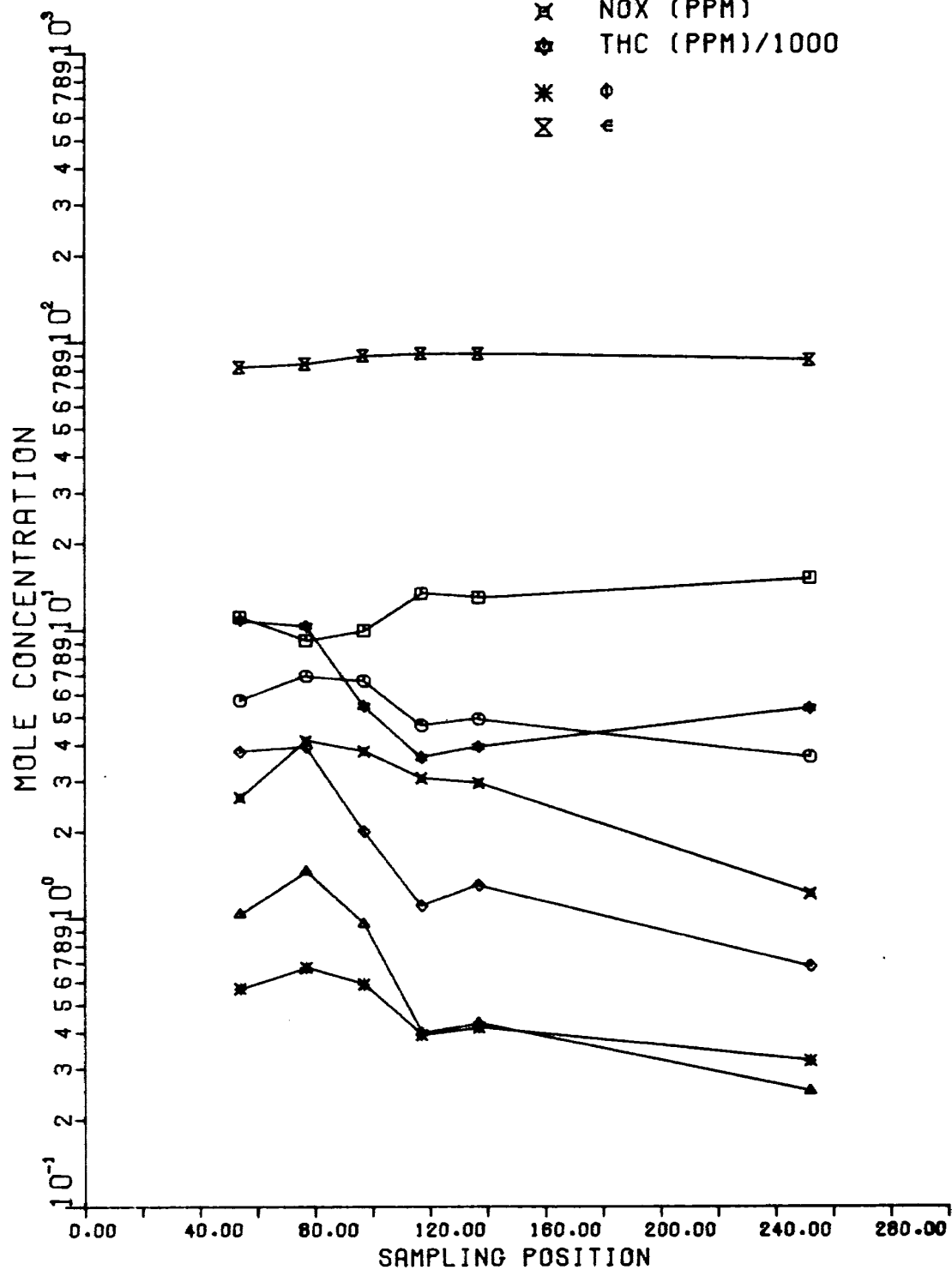


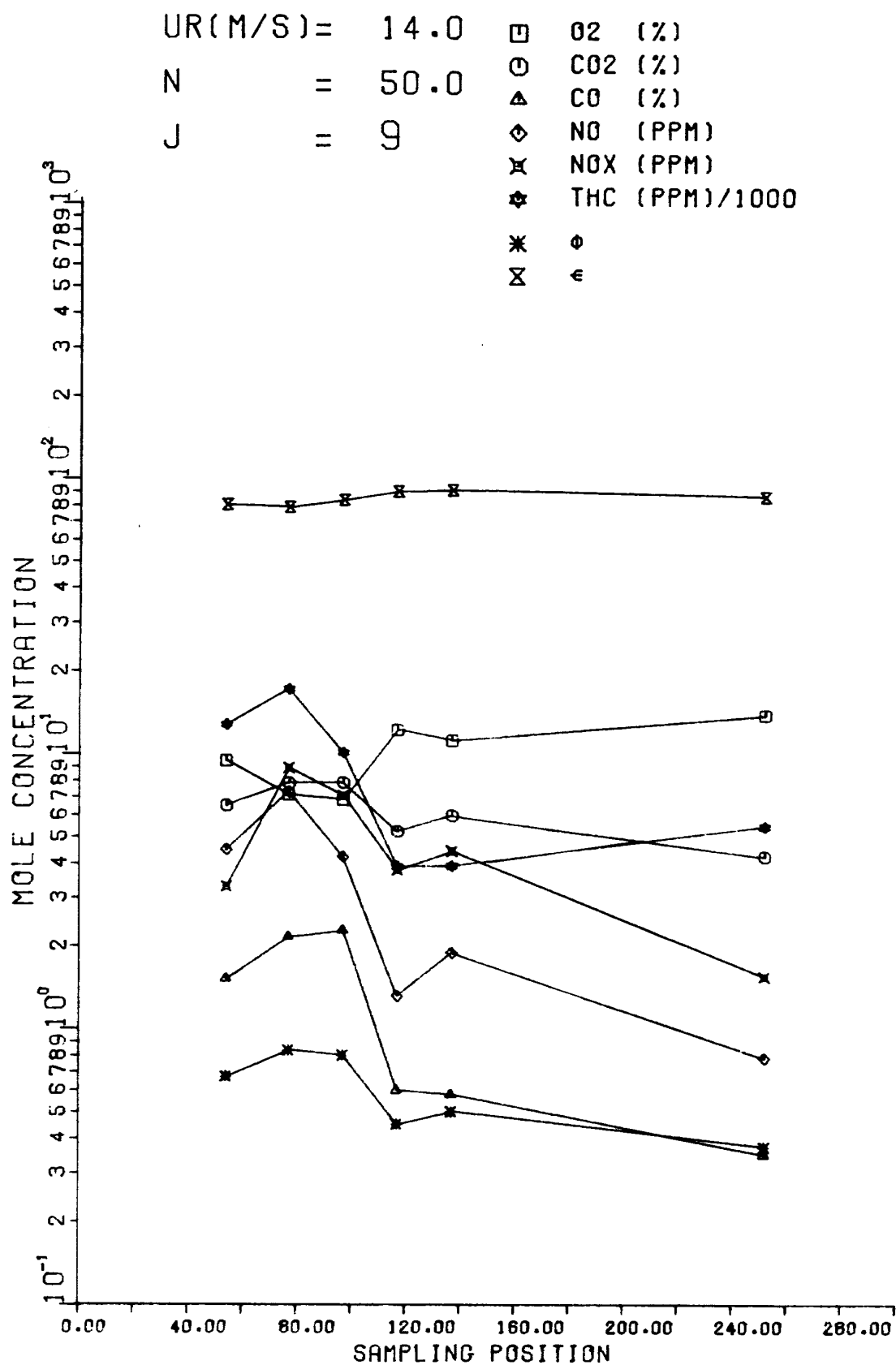
UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 50.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 6    ▲ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ☆ THC (PPM)/1000  
           \* φ  
           ⊗ ε



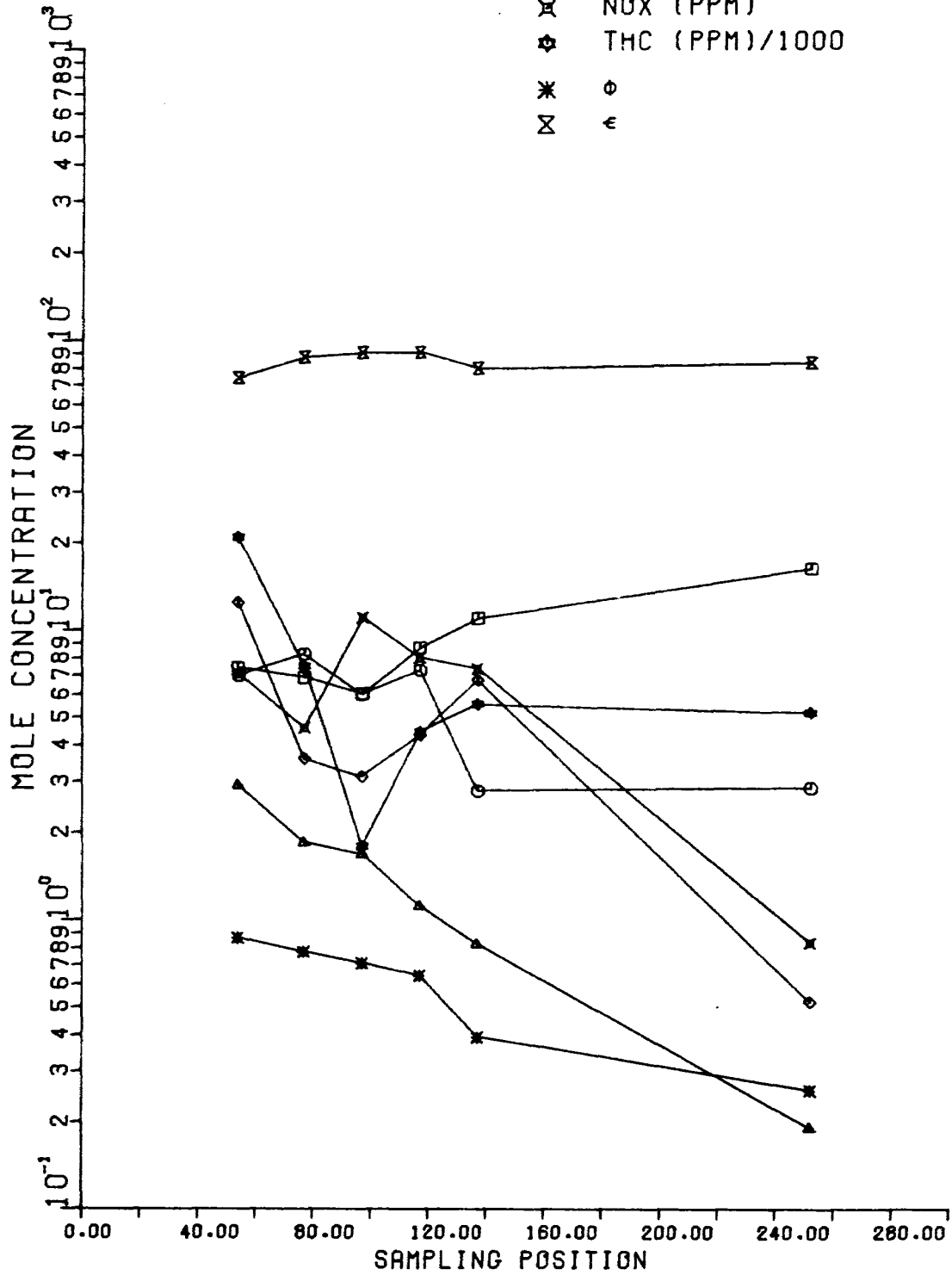


UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 50.0    ⊙ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 8    ▲ CO (%)  
    ◇ NO (PPM)  
    ✕ NOX (PPM)  
    ⊛ THC (PPM)/1000  
    ※ φ  
    ⌘ ε

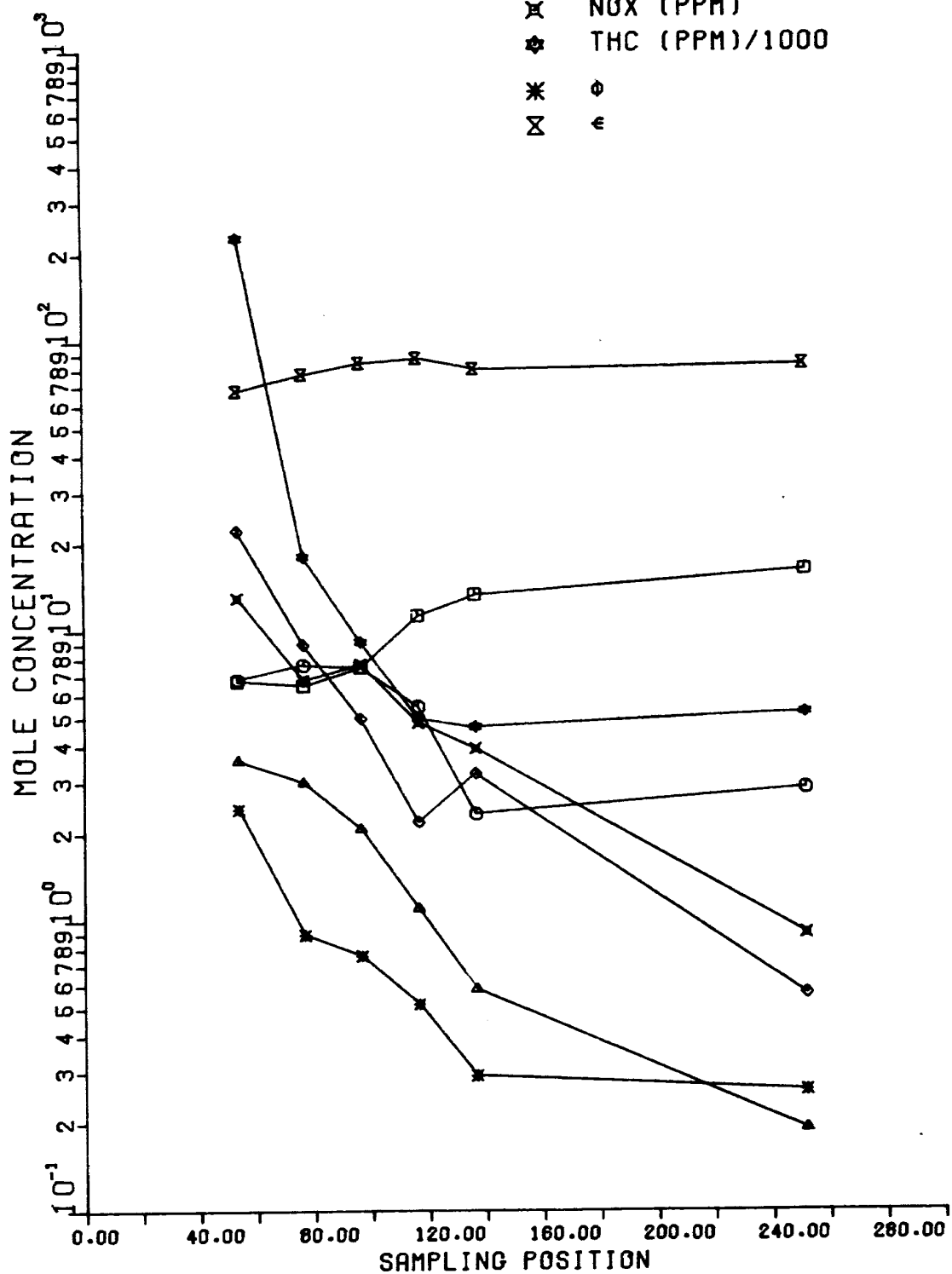


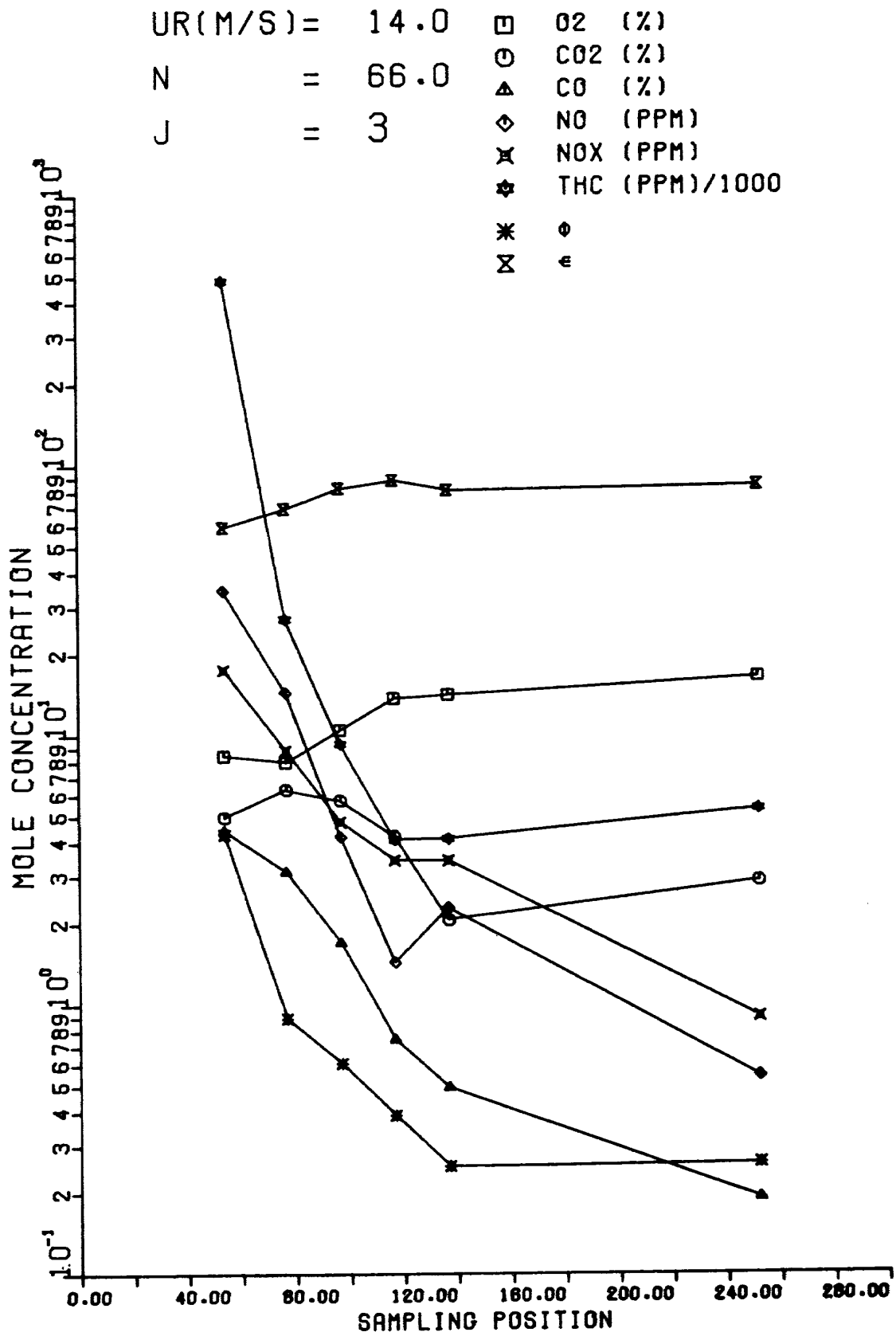


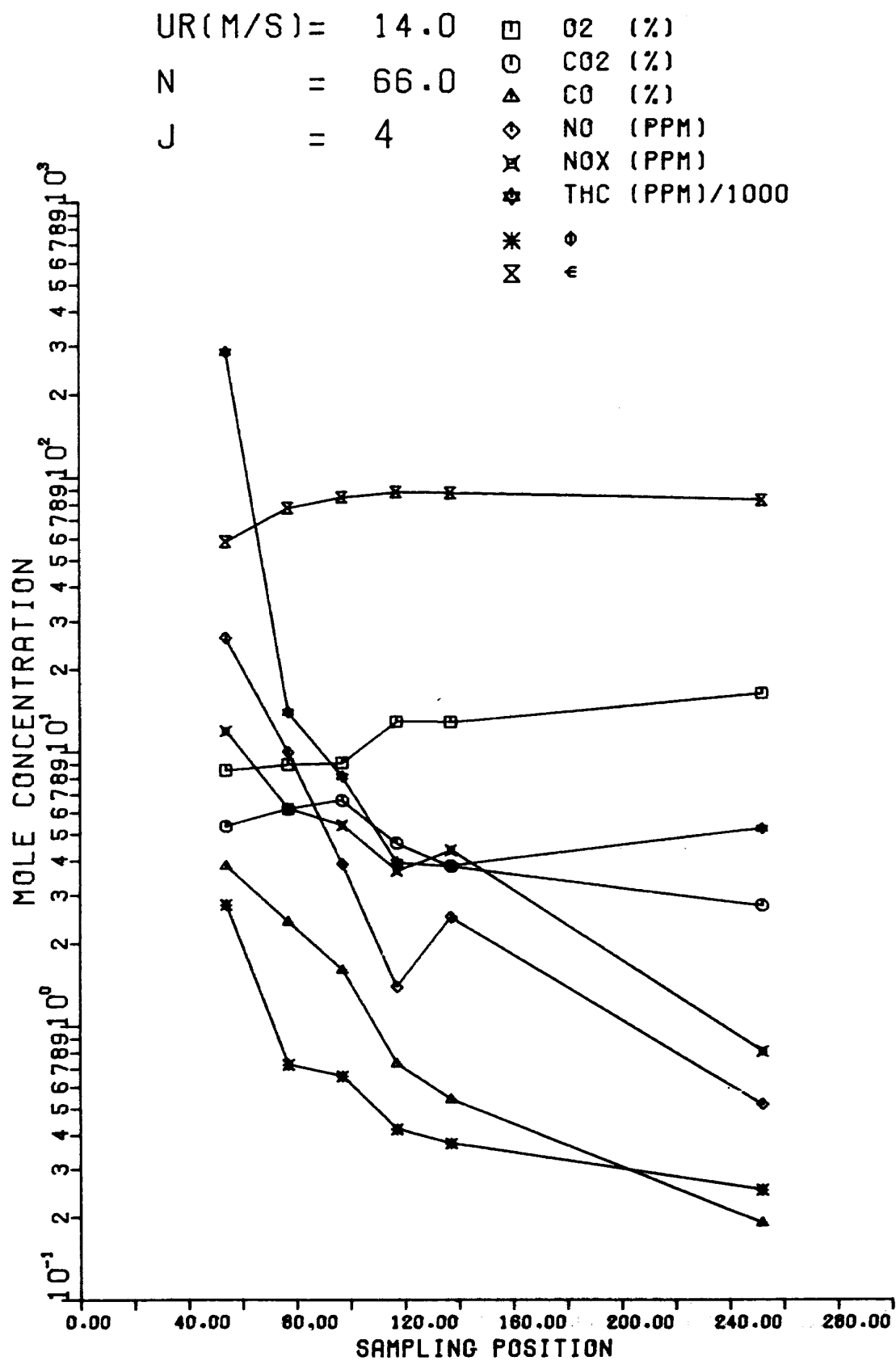
UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 66.0    ⊙ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 1    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ⊛ THC (PPM)/1000  
           \* ϕ  
           ⊗ ε



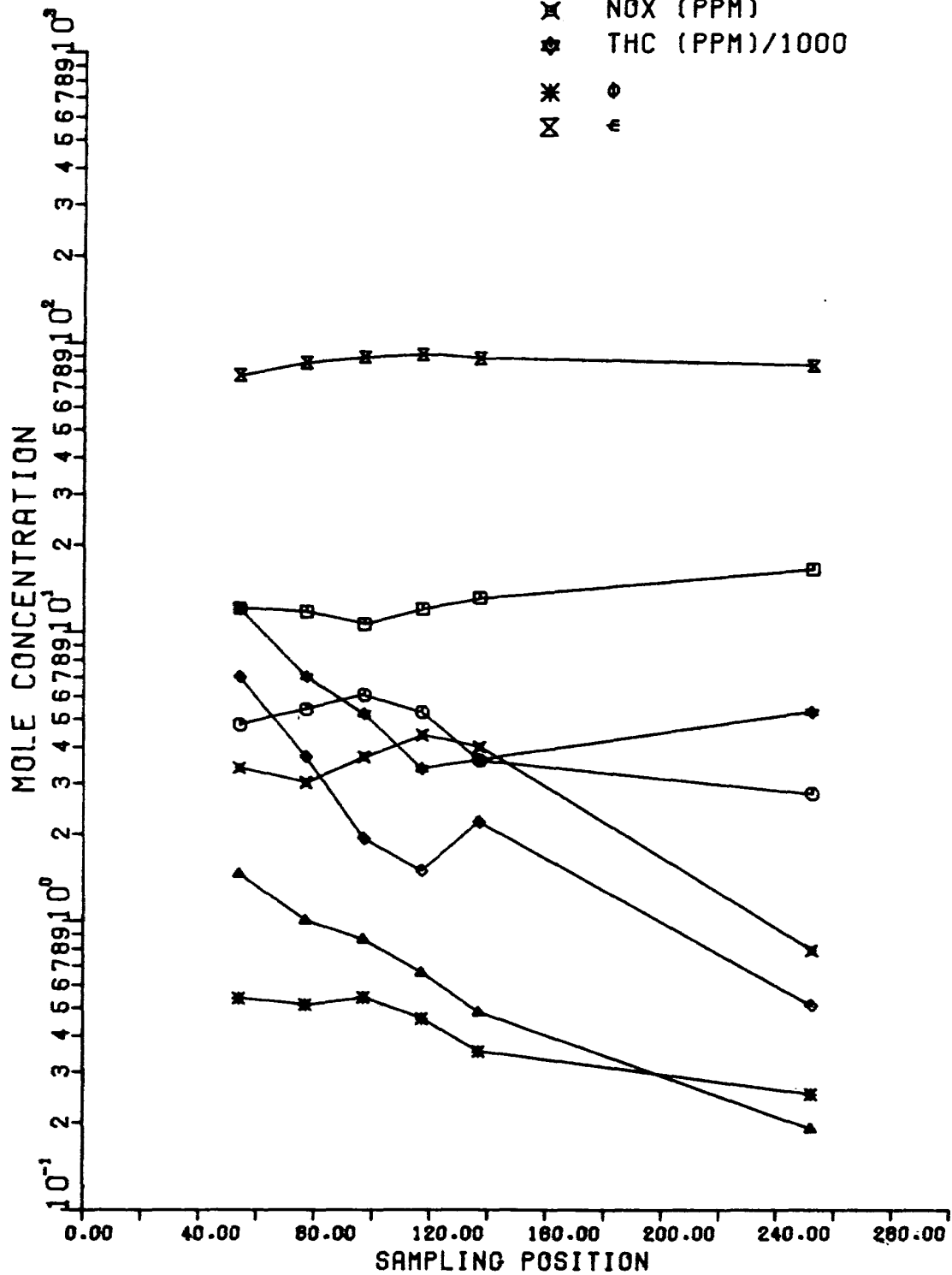
UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 66.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 2    ▲ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NO<sub>x</sub> (PPM)  
           ★ THC (PPM)/1000  
           ✱ ϕ  
           ⊗ ε

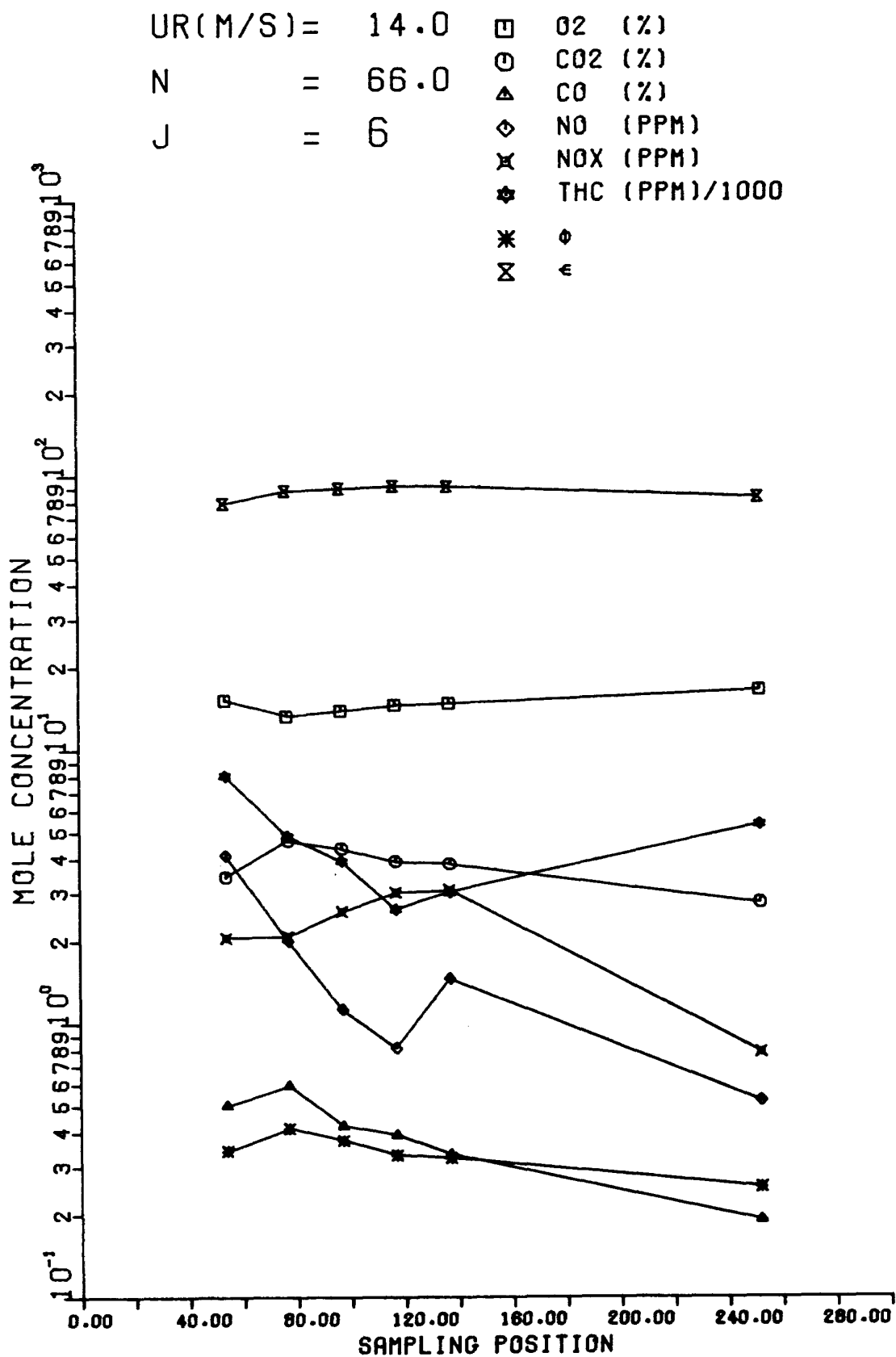


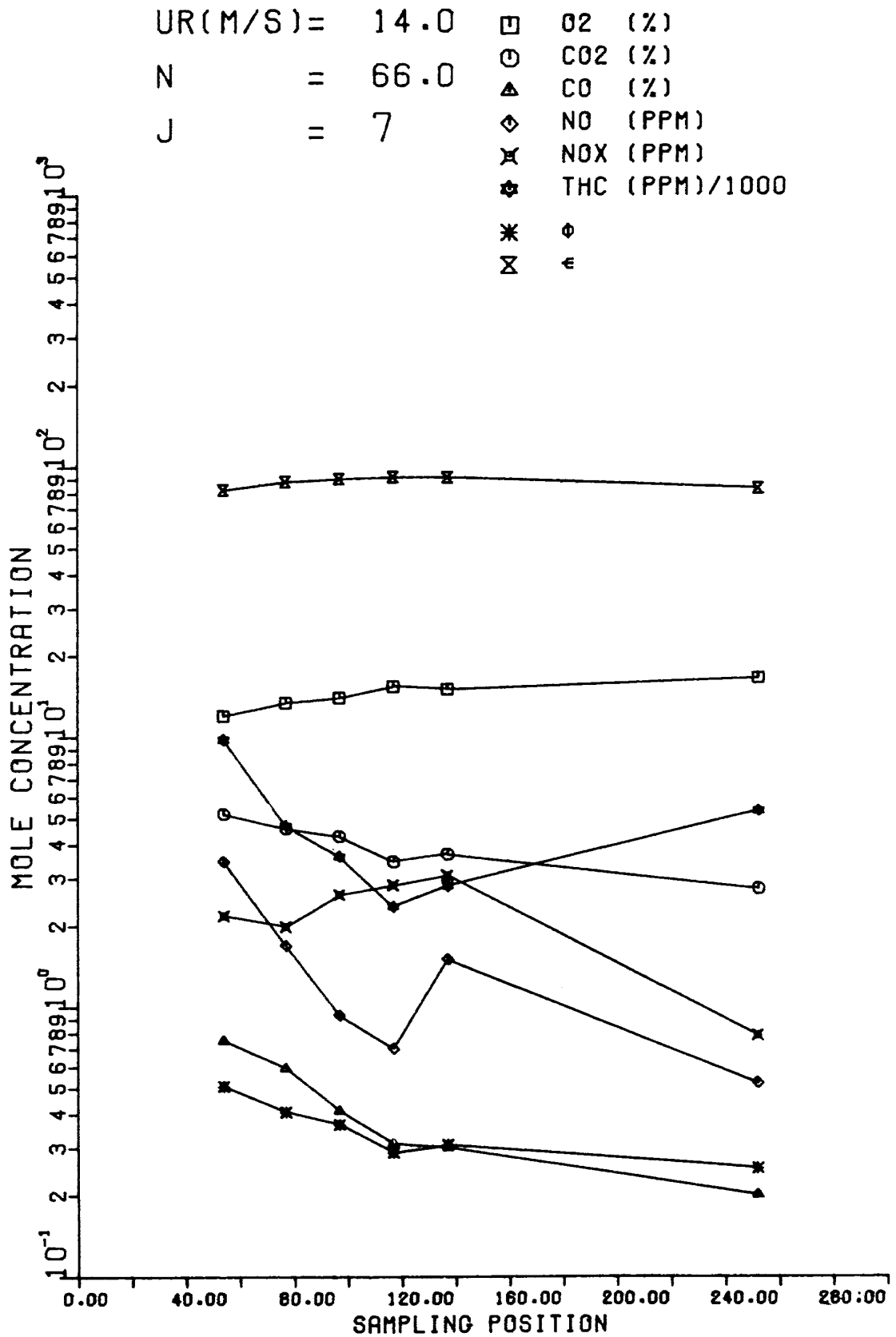


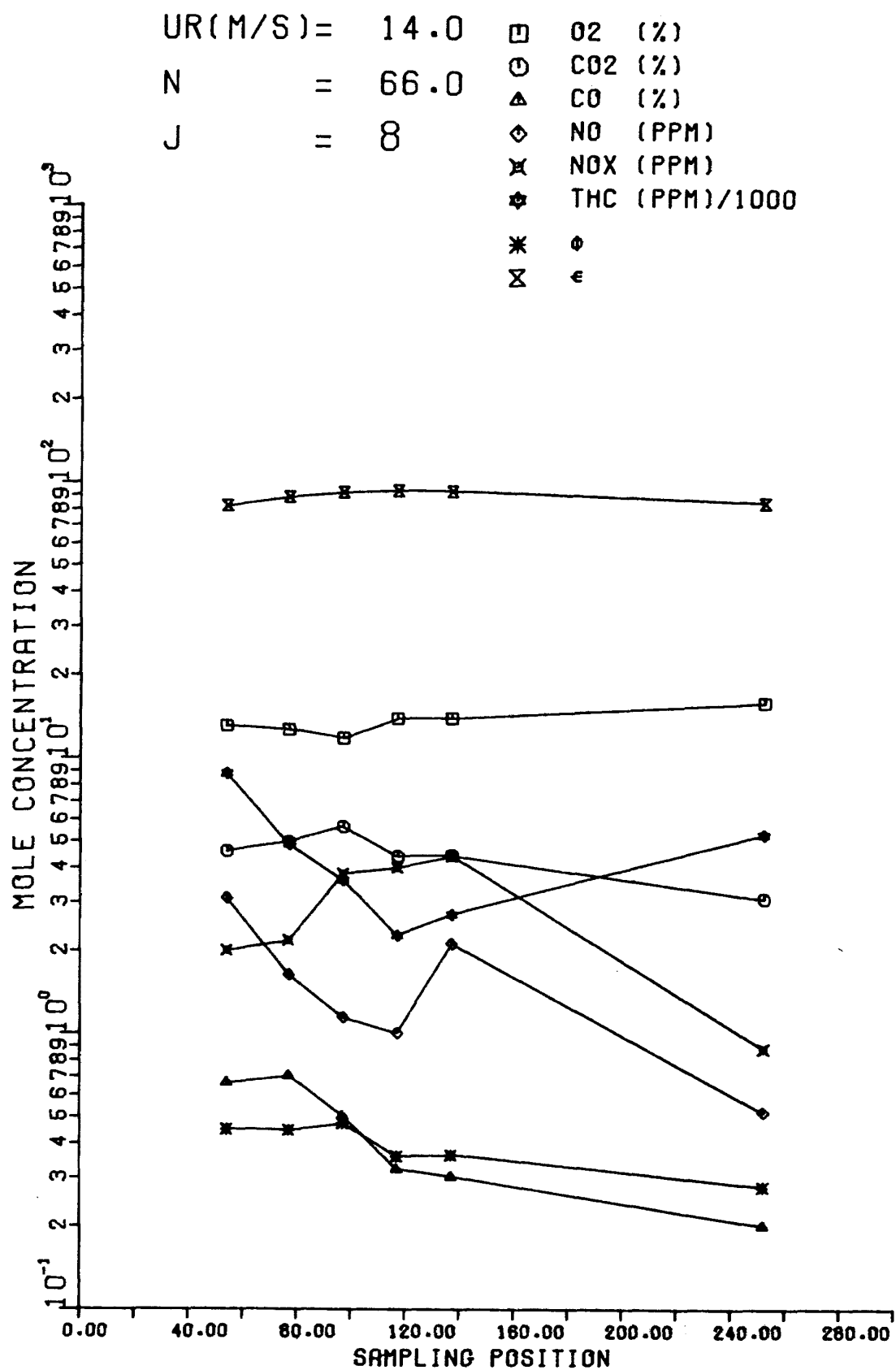


UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 66.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 5    ▲ CO (%)  
 ◇ NO (PPM)  
 ✕ NOX (PPM)  
 ☆ THC (PPM)/1000  
 ※ φ  
 ✕ €

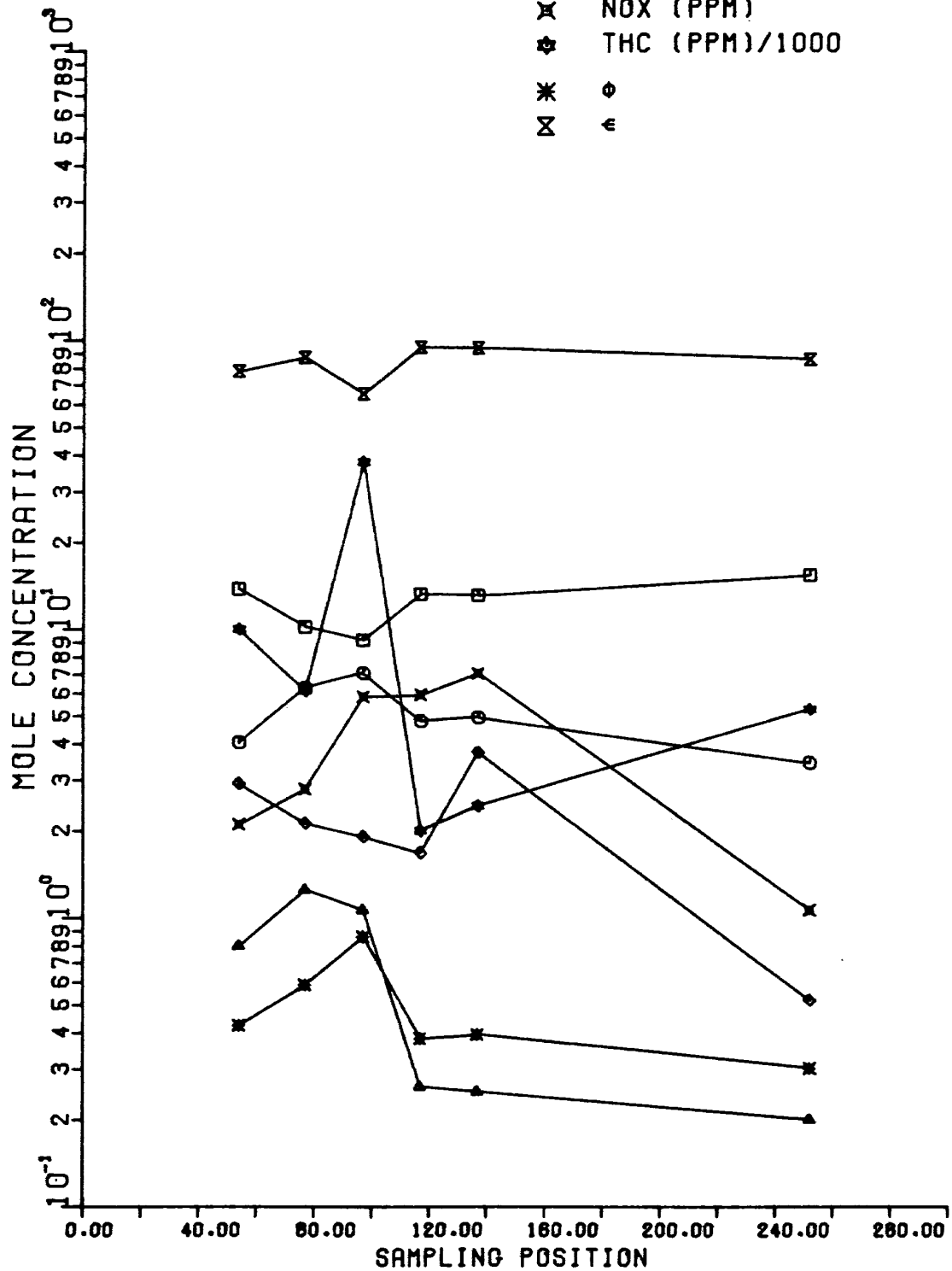


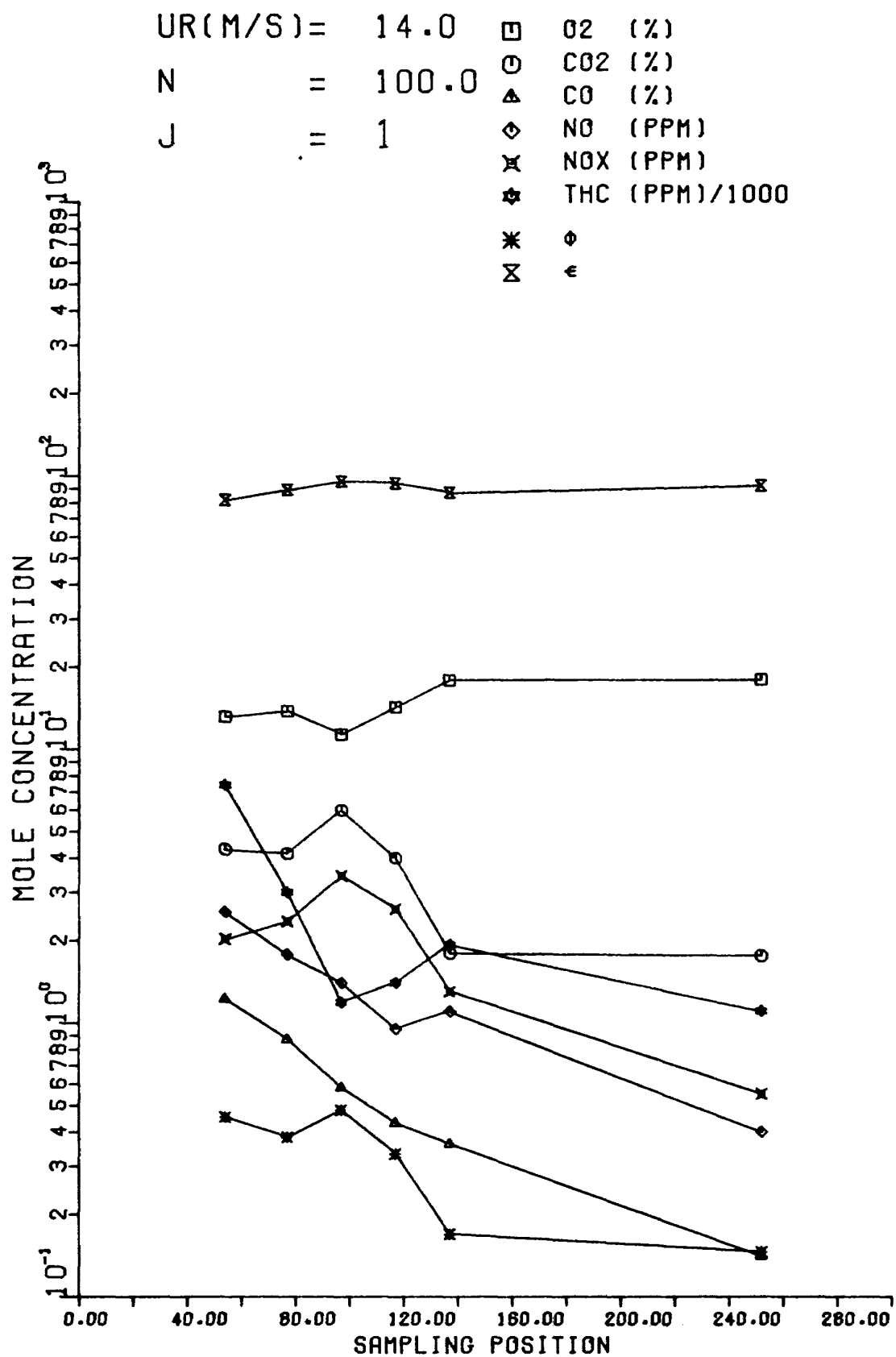


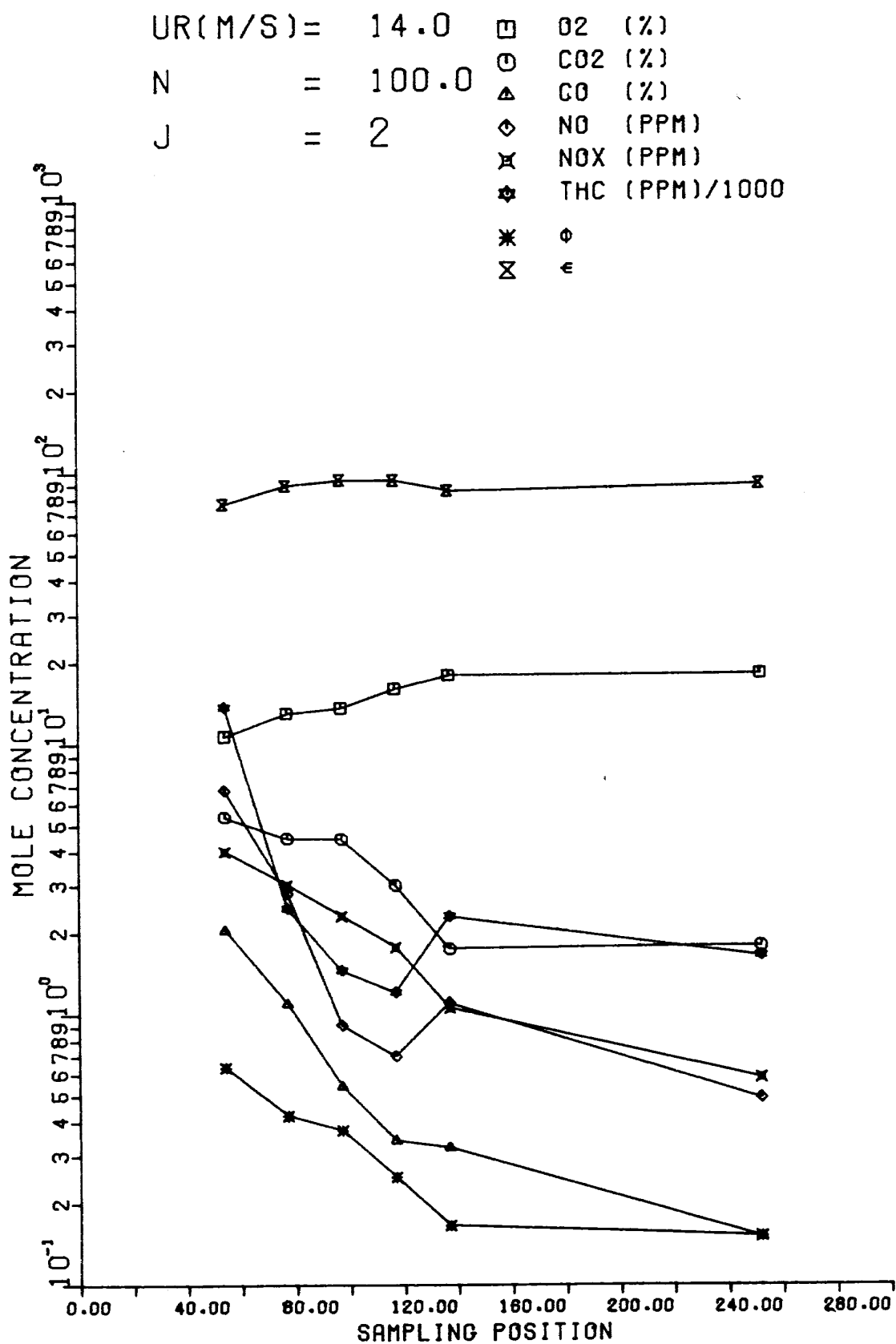


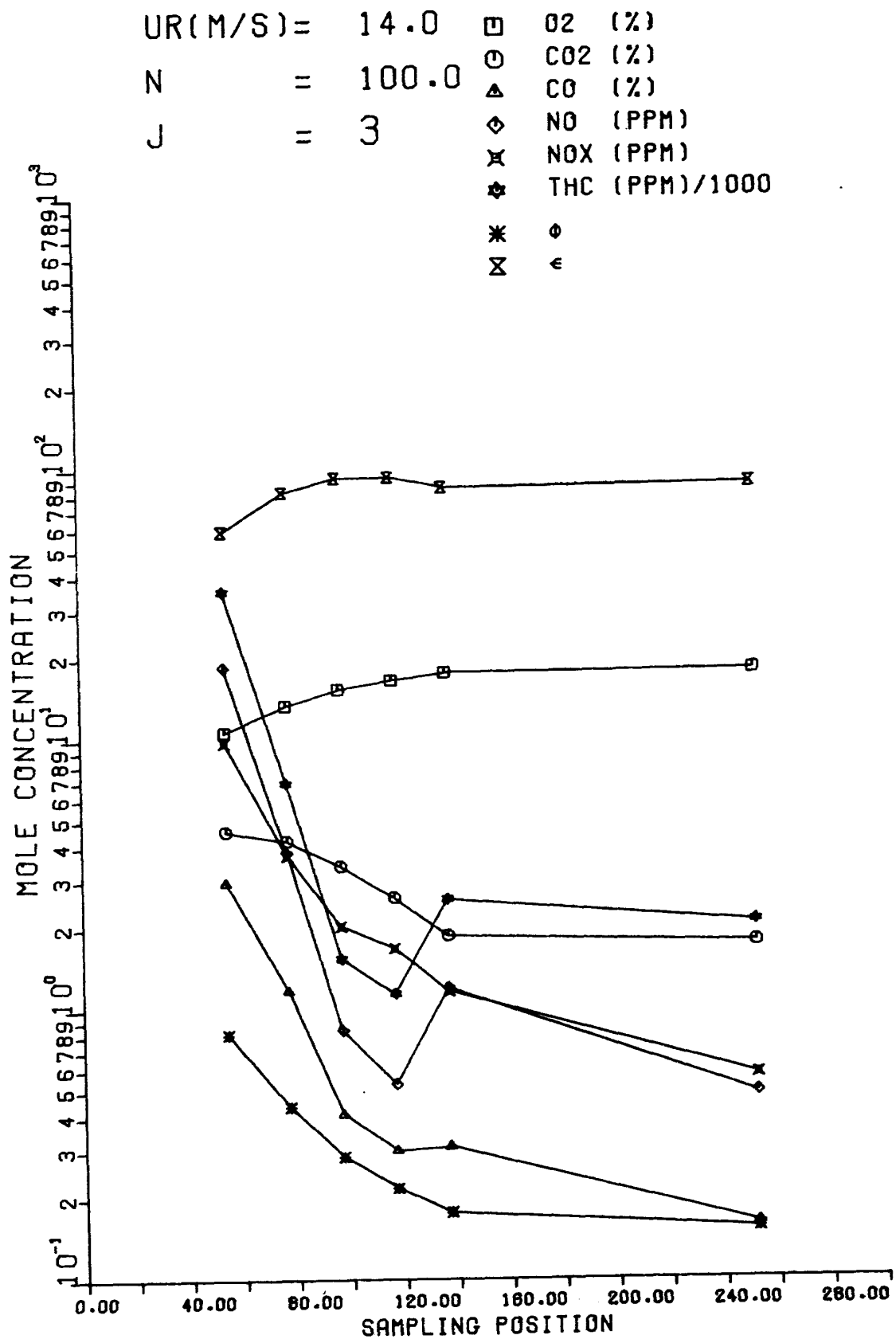


UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 66.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 9    ▲ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           × NOX (PPM)  
           ★ THC (PPM)/1000  
           ※ φ  
           ⊗ ε

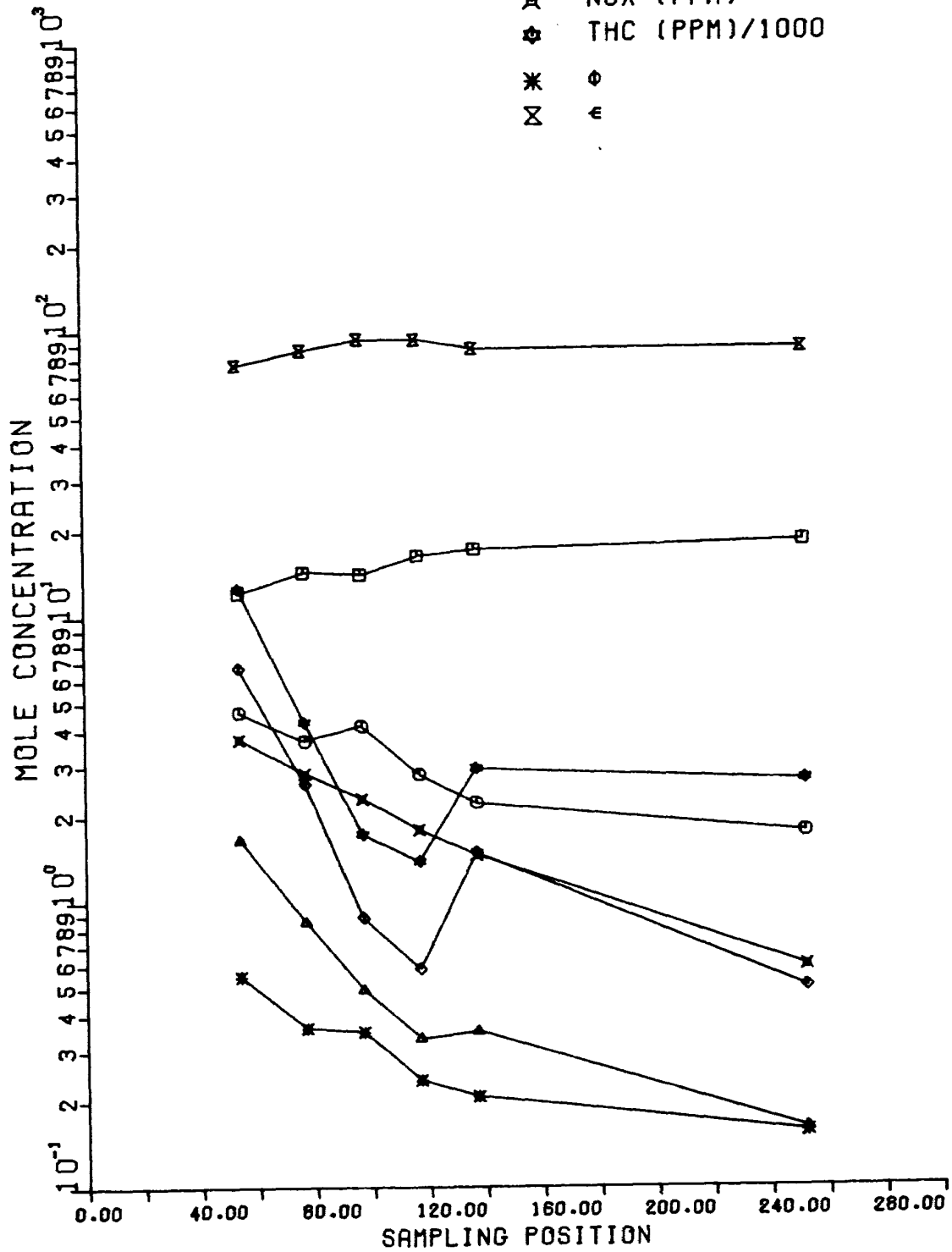


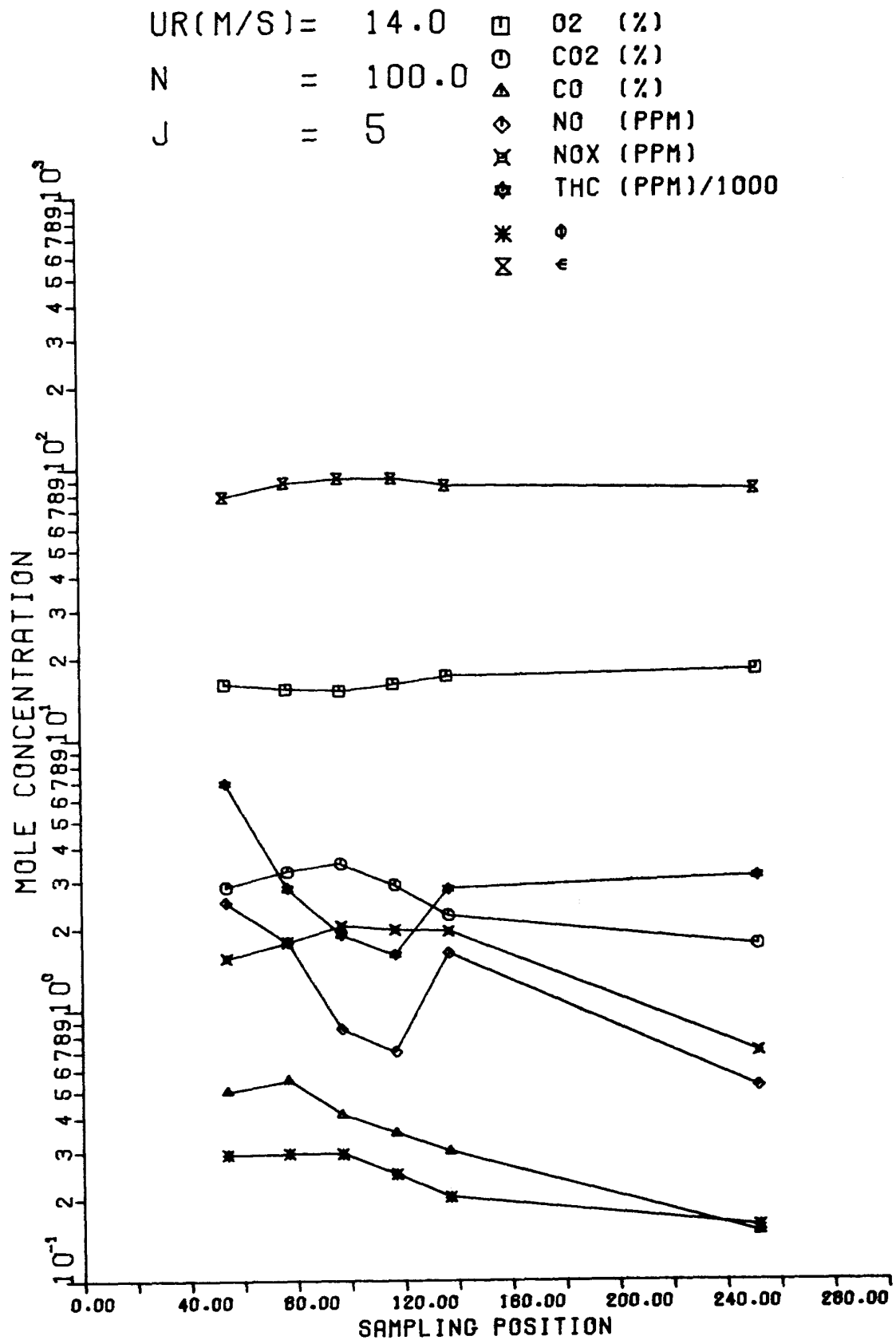




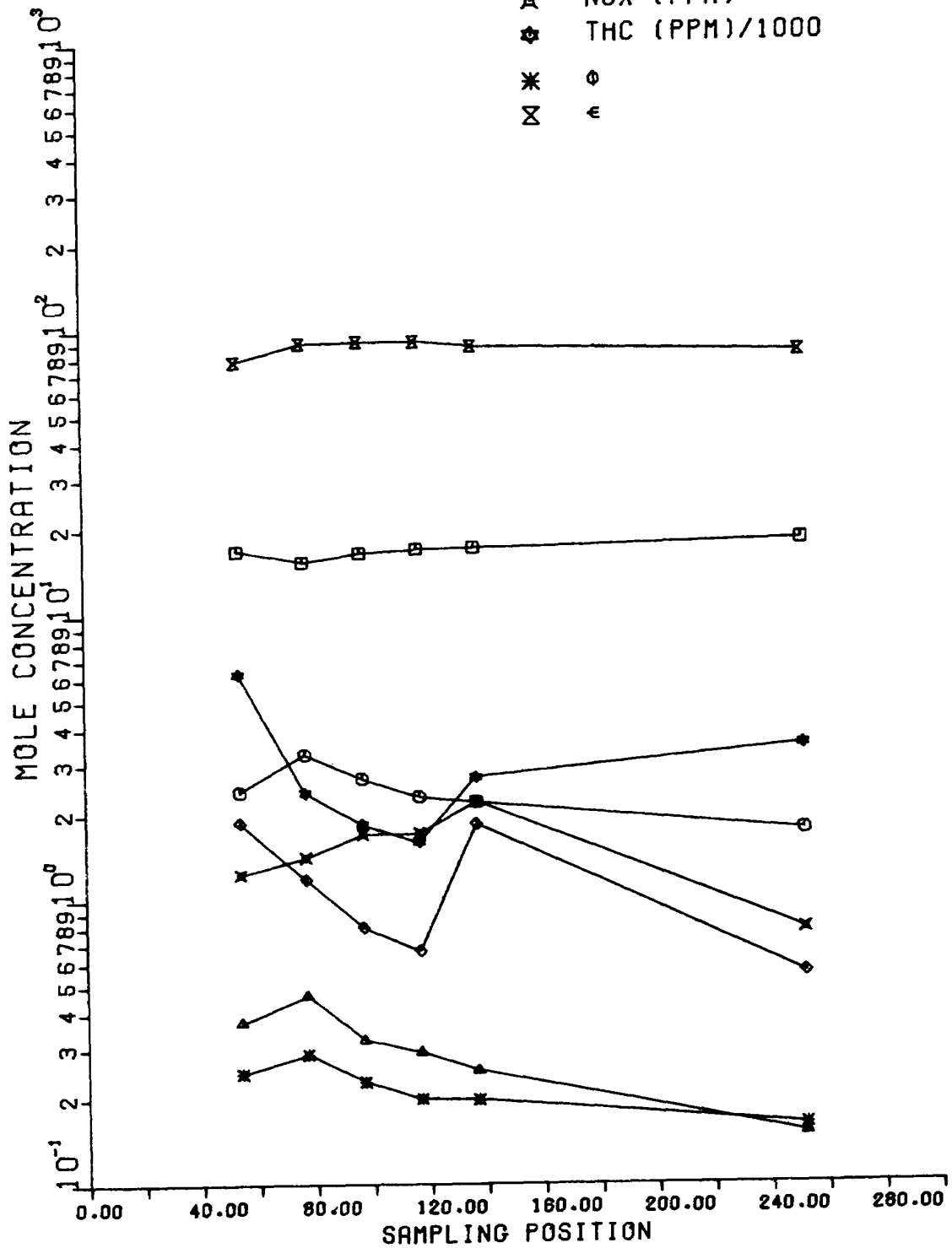


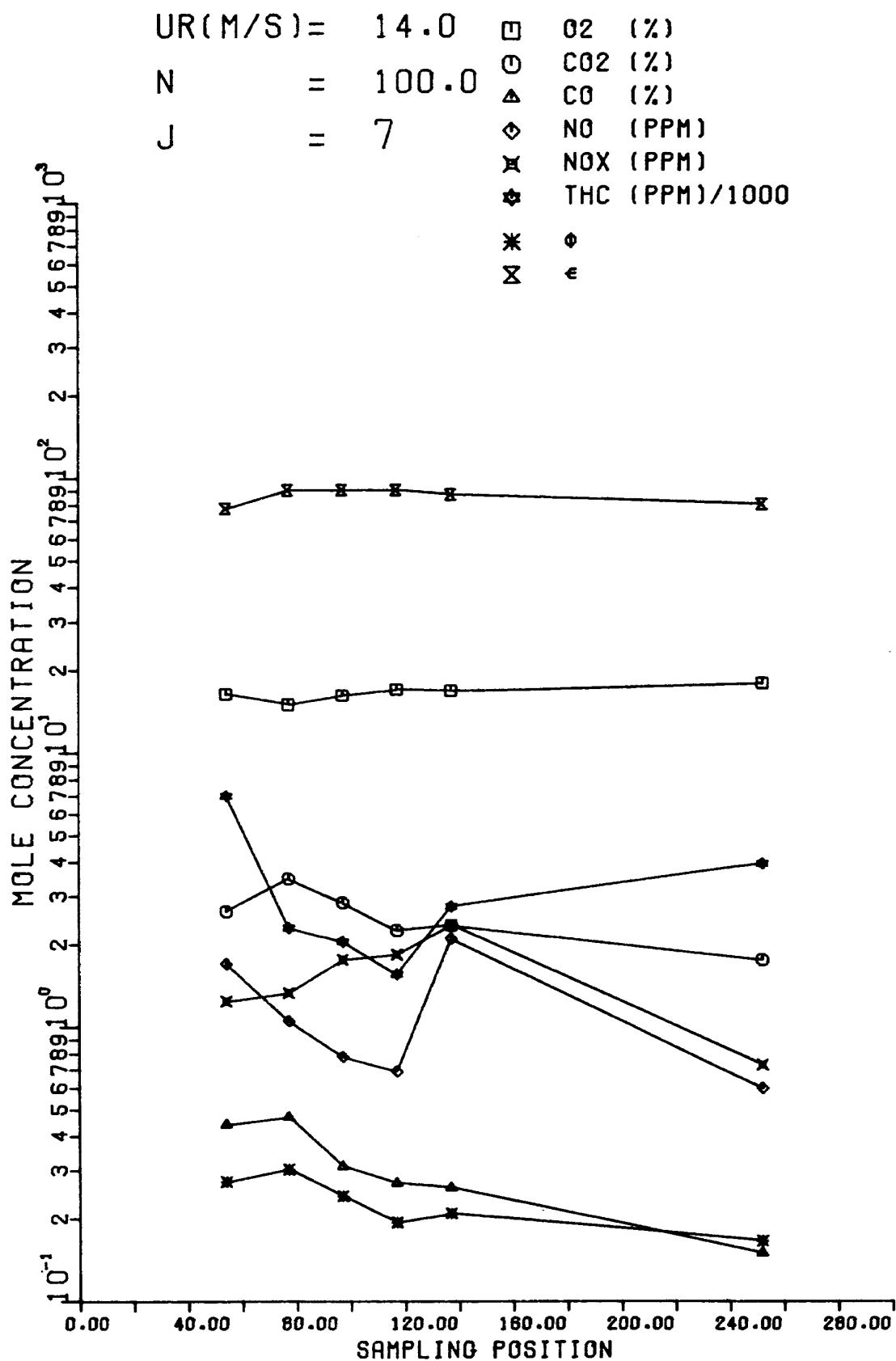
UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 100.0    ⊙ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 4    ▲ CO (%)  
    ◇ NO (PPM)  
    ✕ NOX (PPM)  
    ☆ THC (PPM)/1000  
    \* φ  
    ✕ ε



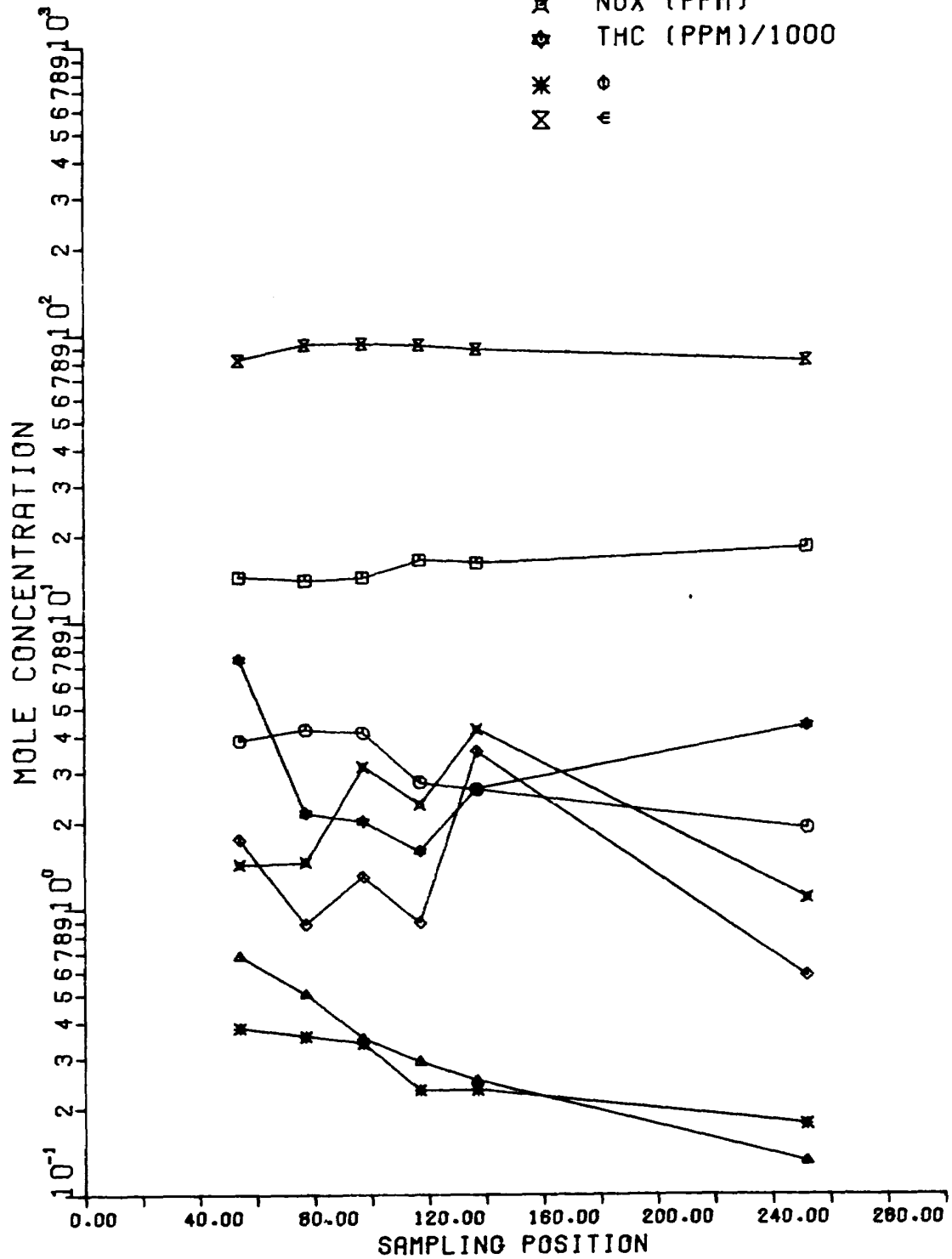


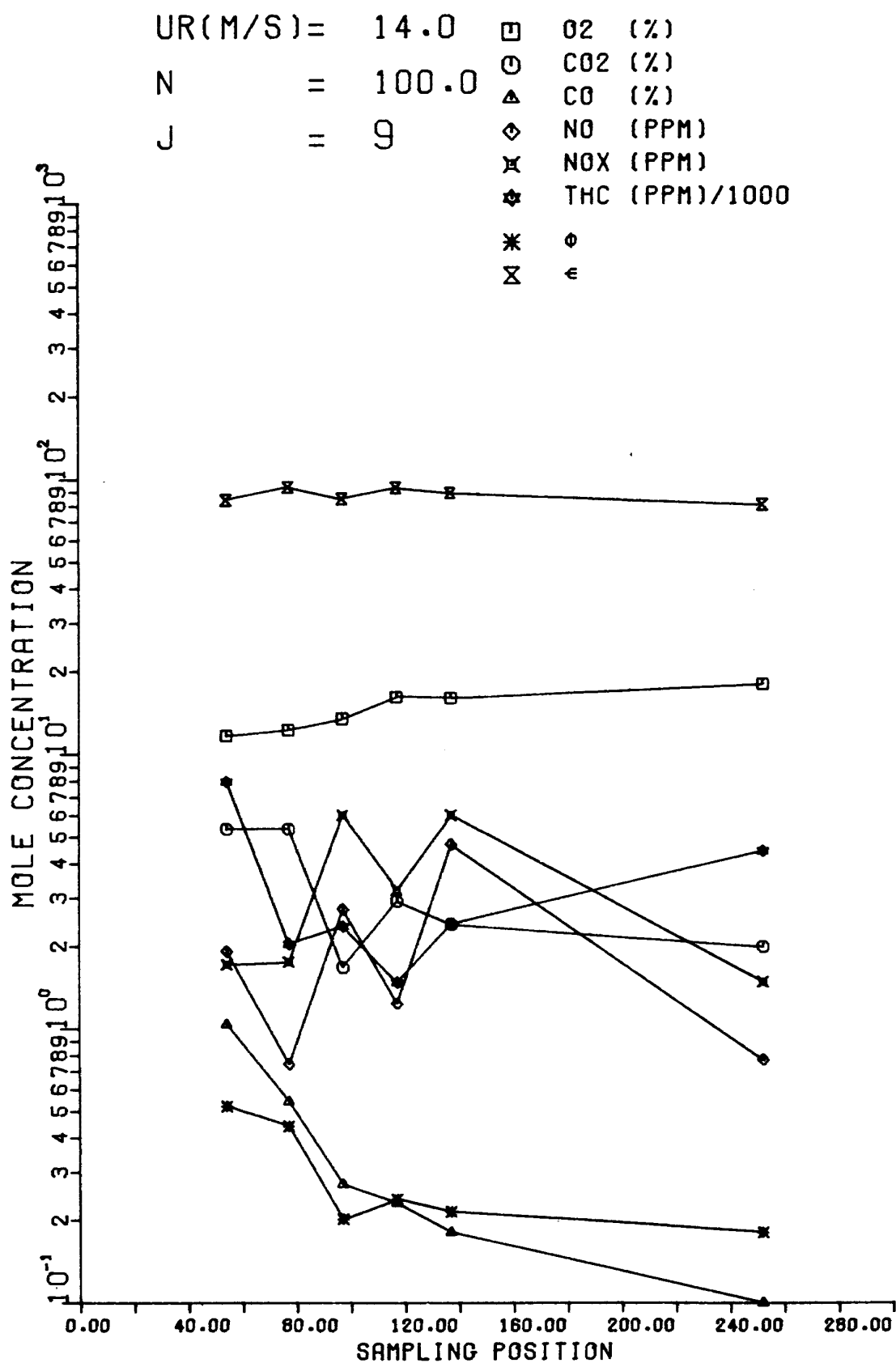
UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 100.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 6    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ⊛ THC (PPM)/1000  
           \* φ  
           ⊗ ε



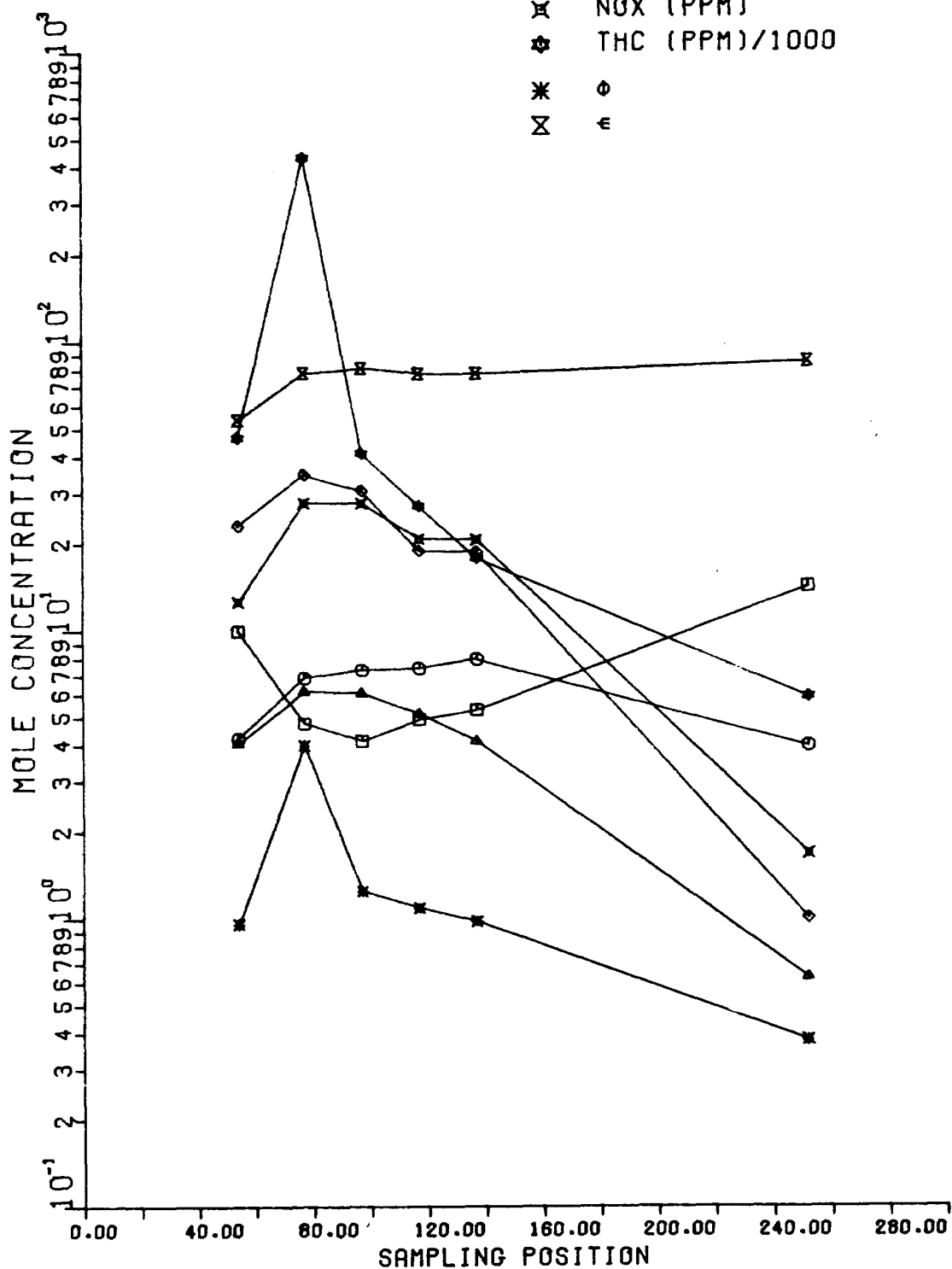


UR(M/S)= 14.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 100.0    ⊙ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 8    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ★ THC (PPM)/1000  
           ✱ ϕ  
           ⊗ ε





UR(M/S)= 19.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 50.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 1    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ⊛ THC (PPM)/1000  
           \* ϕ  
           ⊗ ε

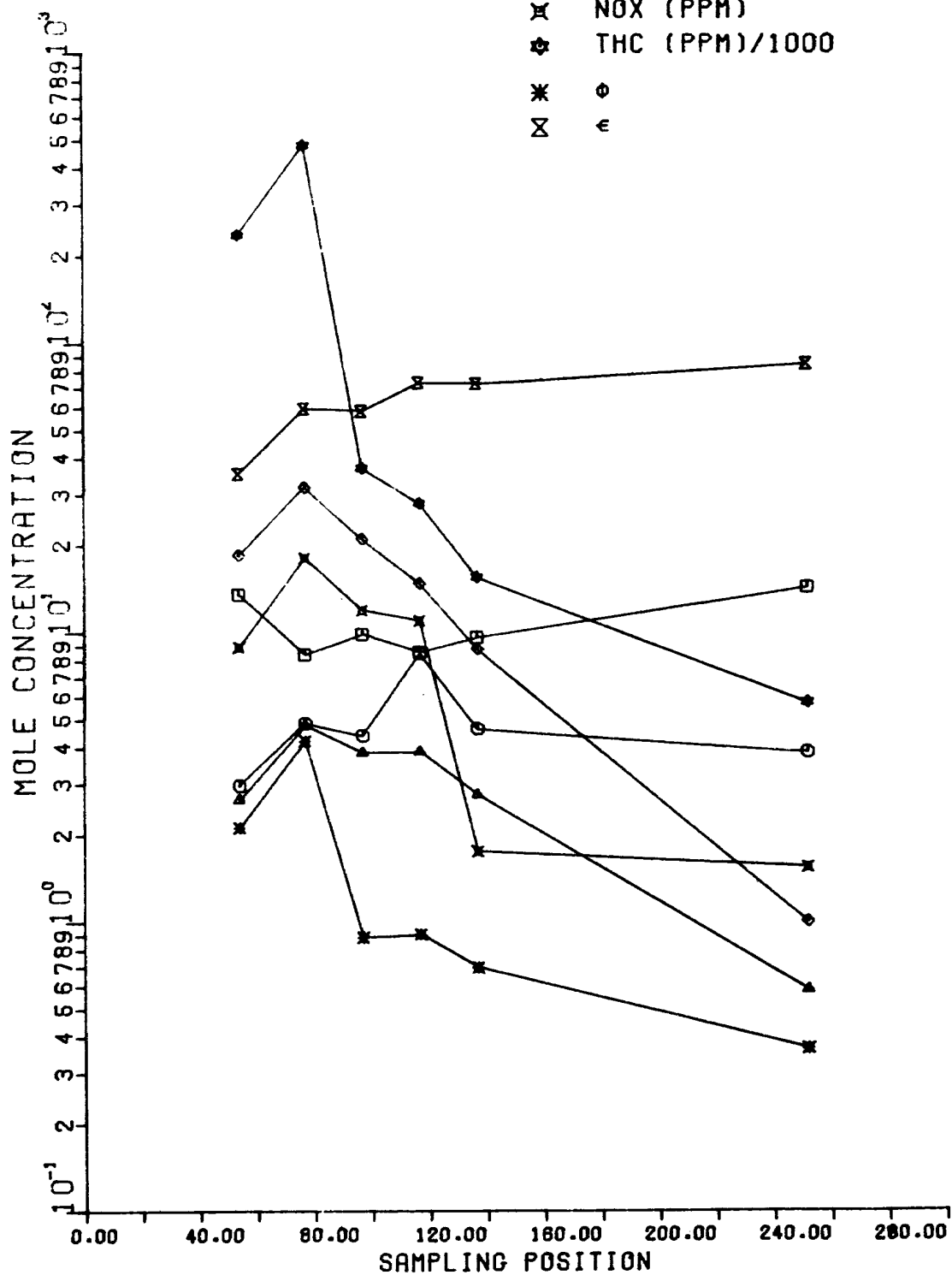


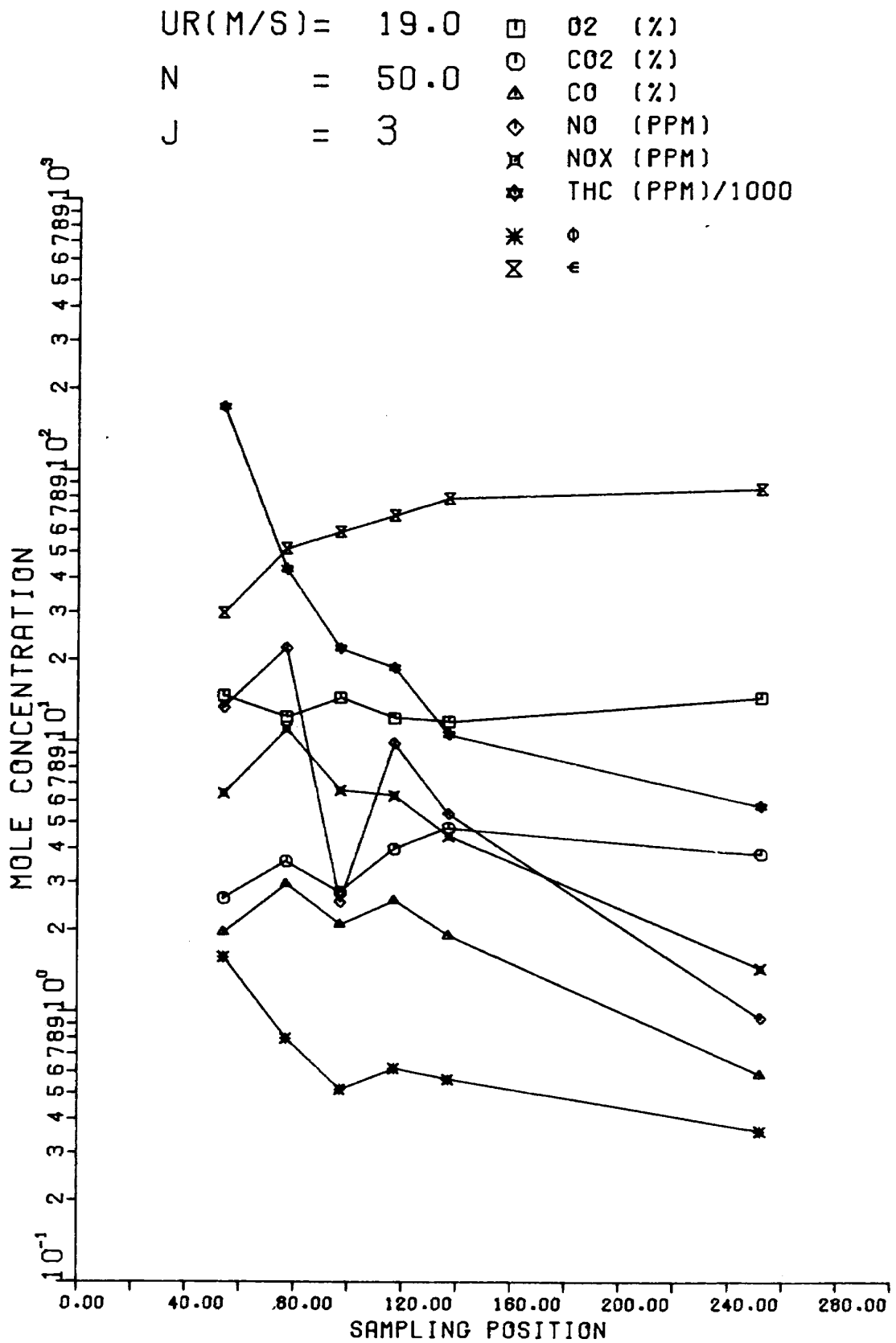
UR(M/S)= 19.0

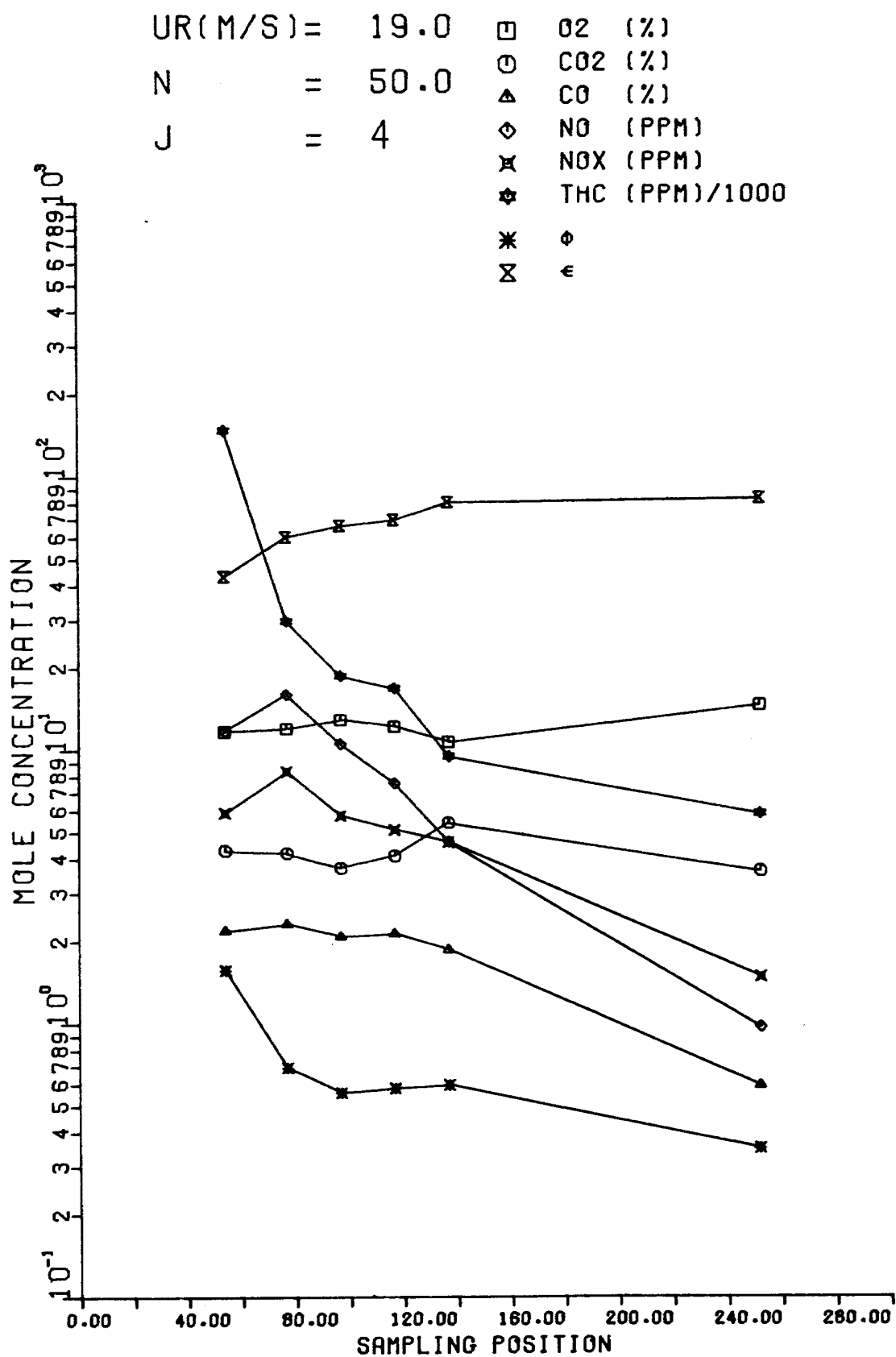
N = 50.0

J = 2

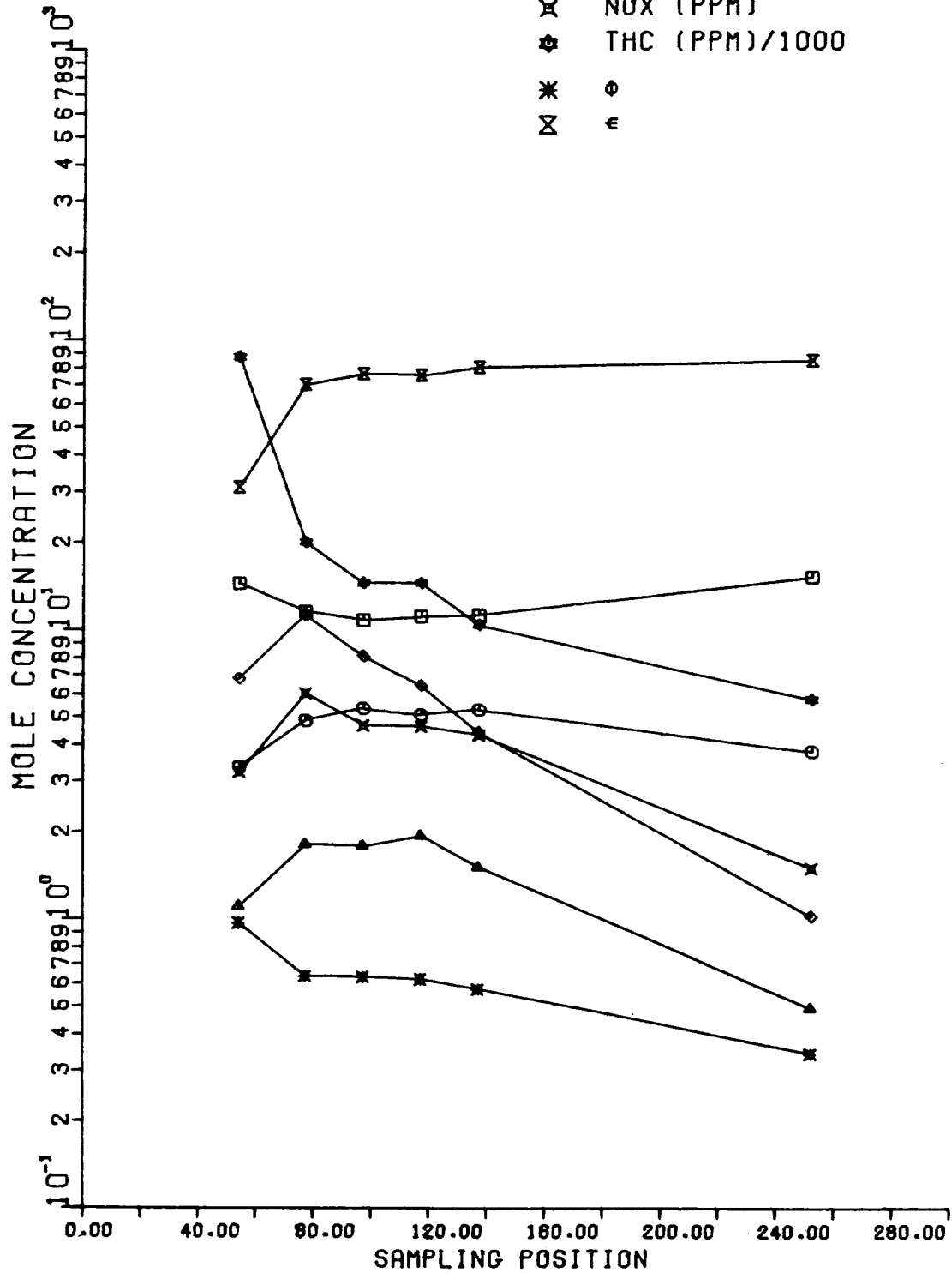
□	O <sub>2</sub> (%)
○	CO <sub>2</sub> (%)
△	CO (%)
◇	NO (PPM)
✕	NOX (PPM)
☆	THC (PPM)/1000
※	φ
⊗	ε



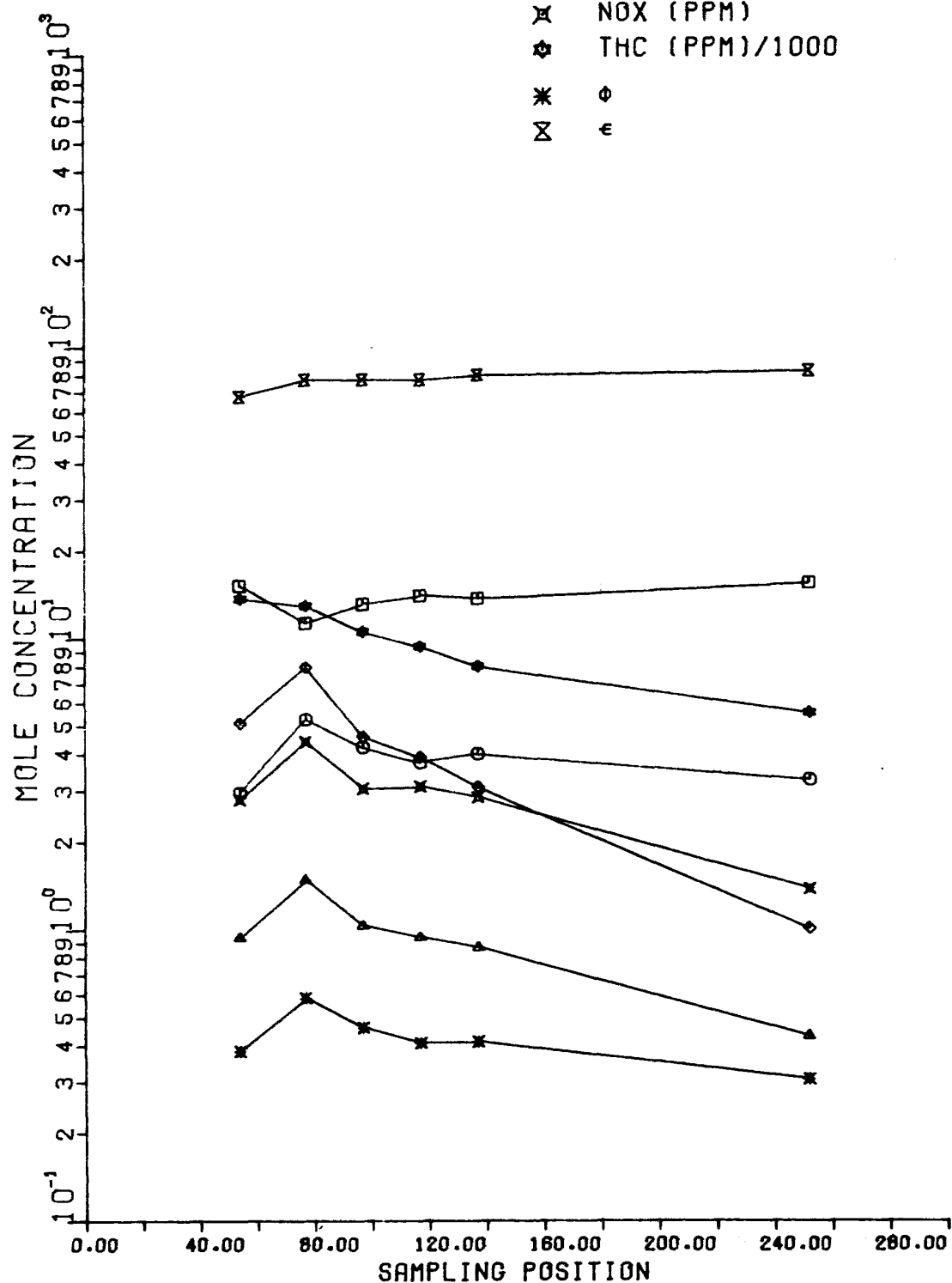




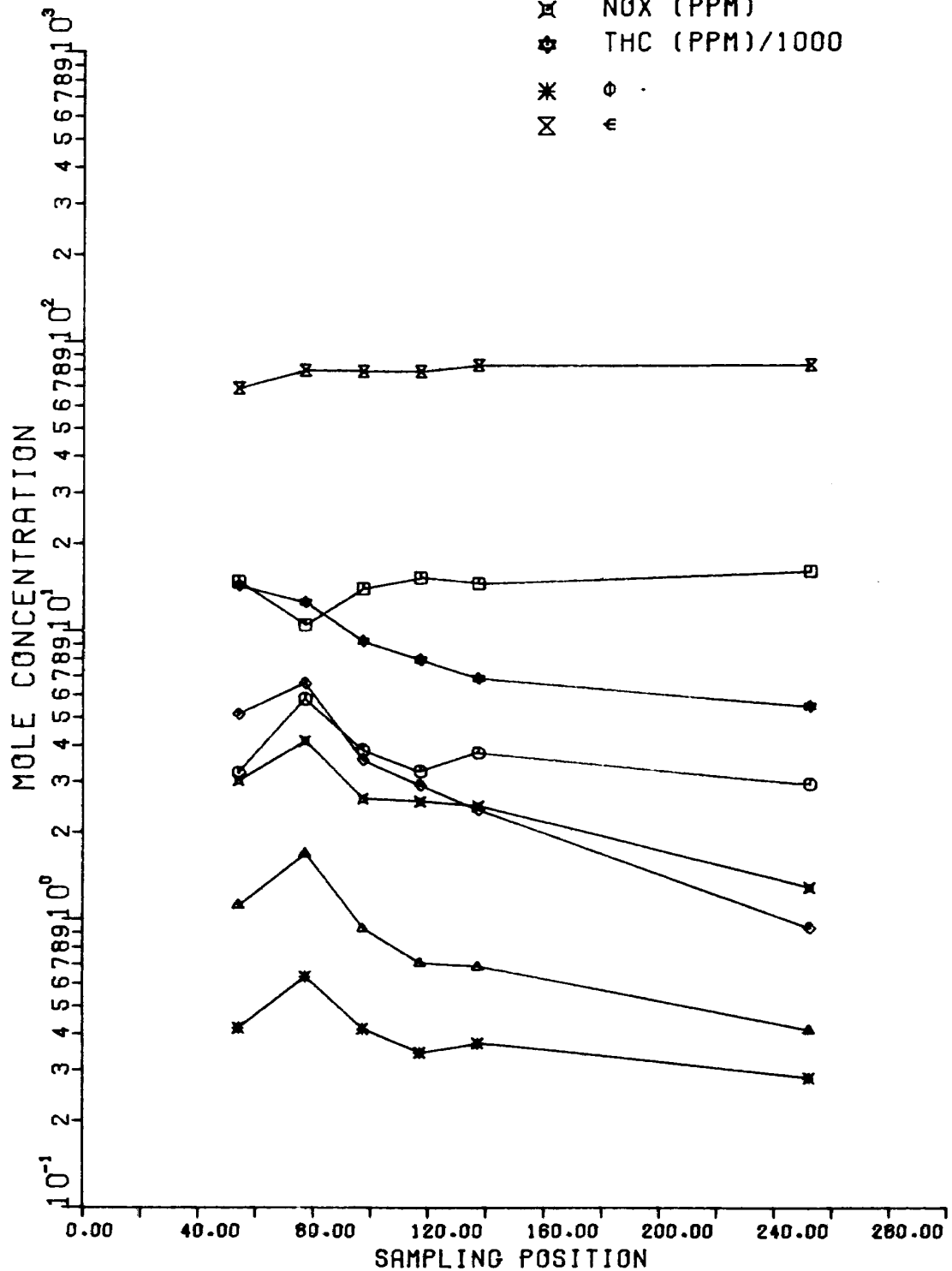
UR(M/S)= 19.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 50.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 5    ▲ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ⊛ THC (PPM)/1000  
           \* ϕ  
           ⊗ ε

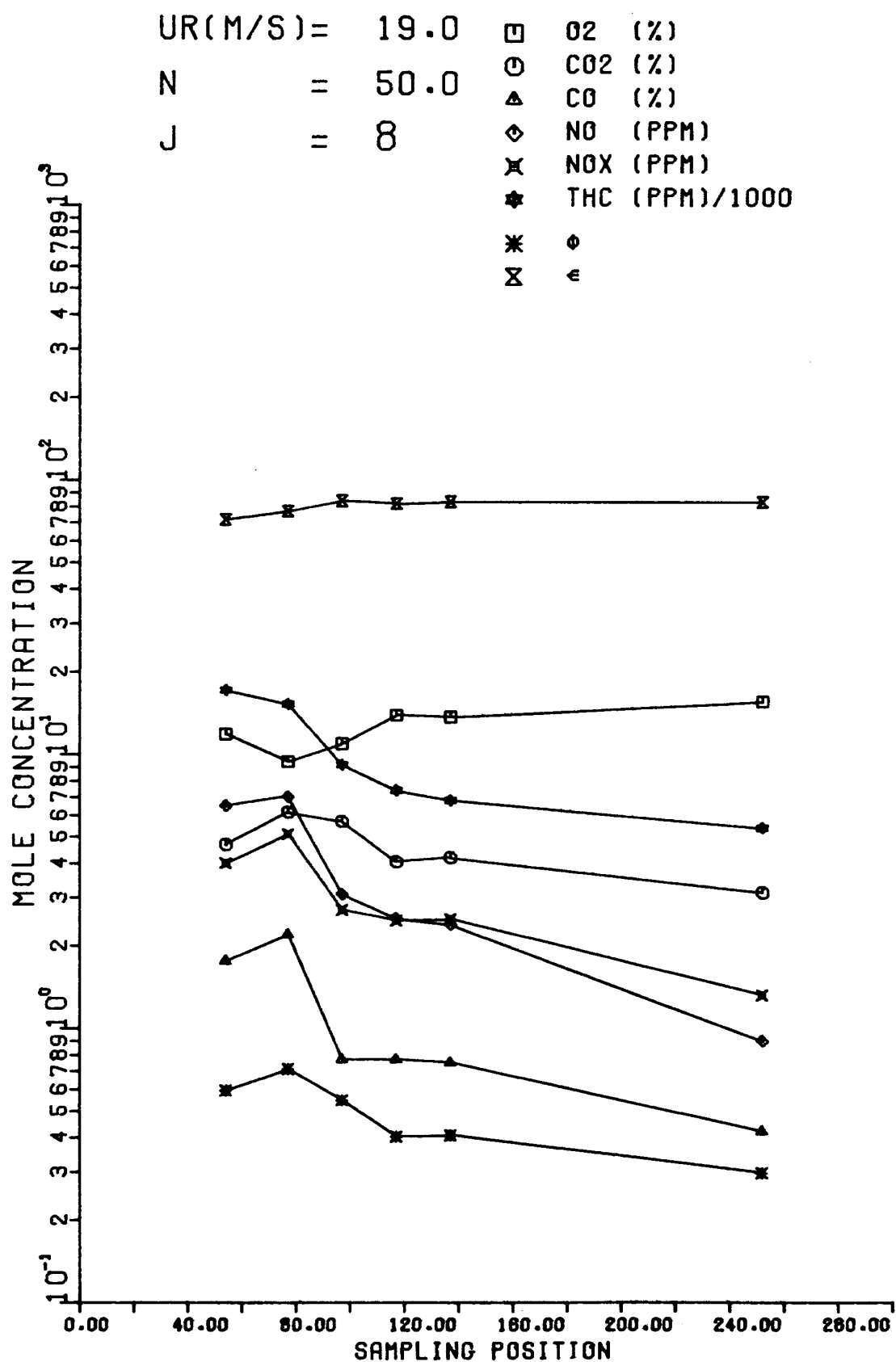


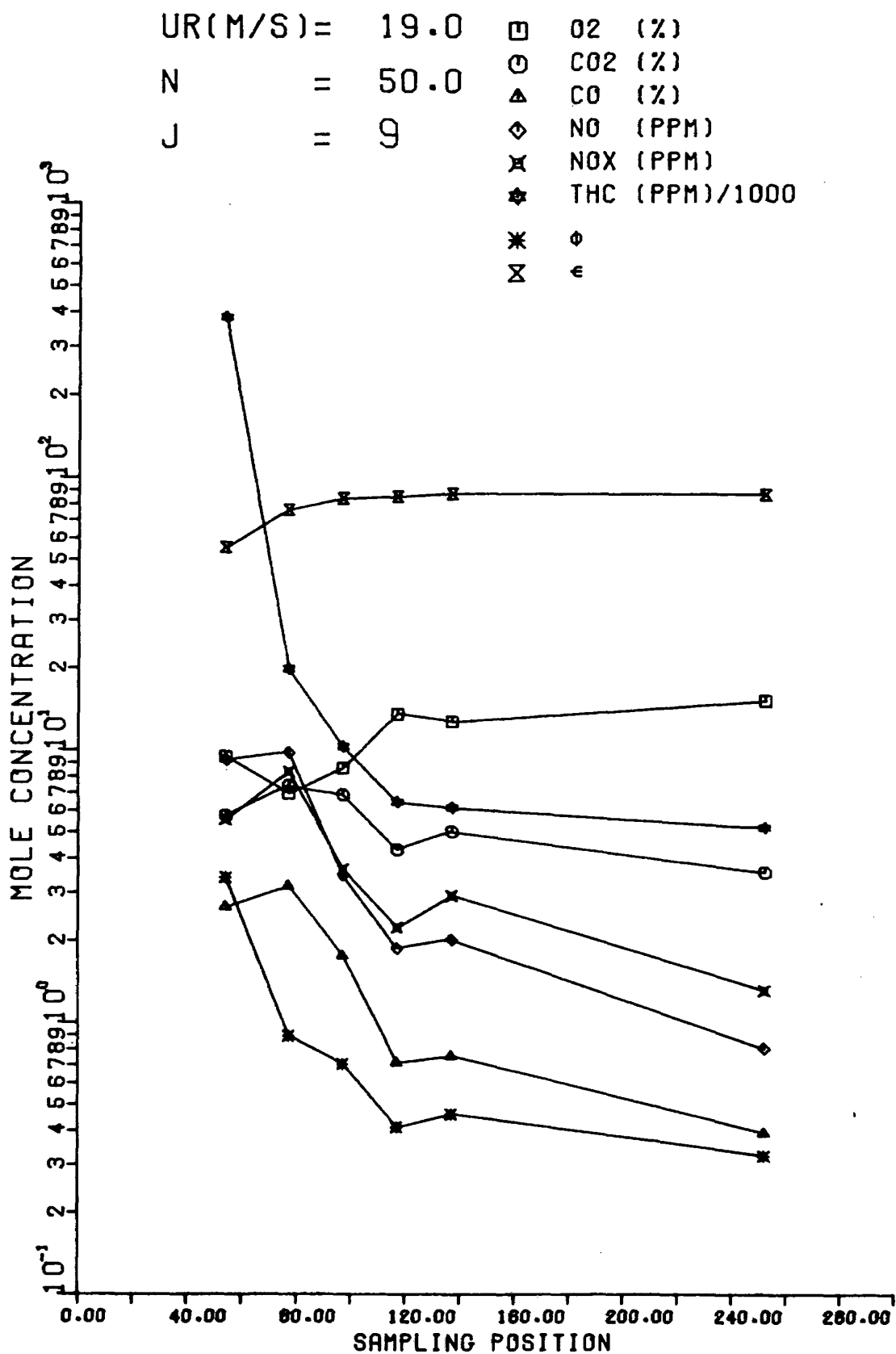
UR(M/S)= 19.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 50.0    ⊙ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 6    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ☆ THC (PPM)/1000  
           \* ϕ  
           ⊗ ε

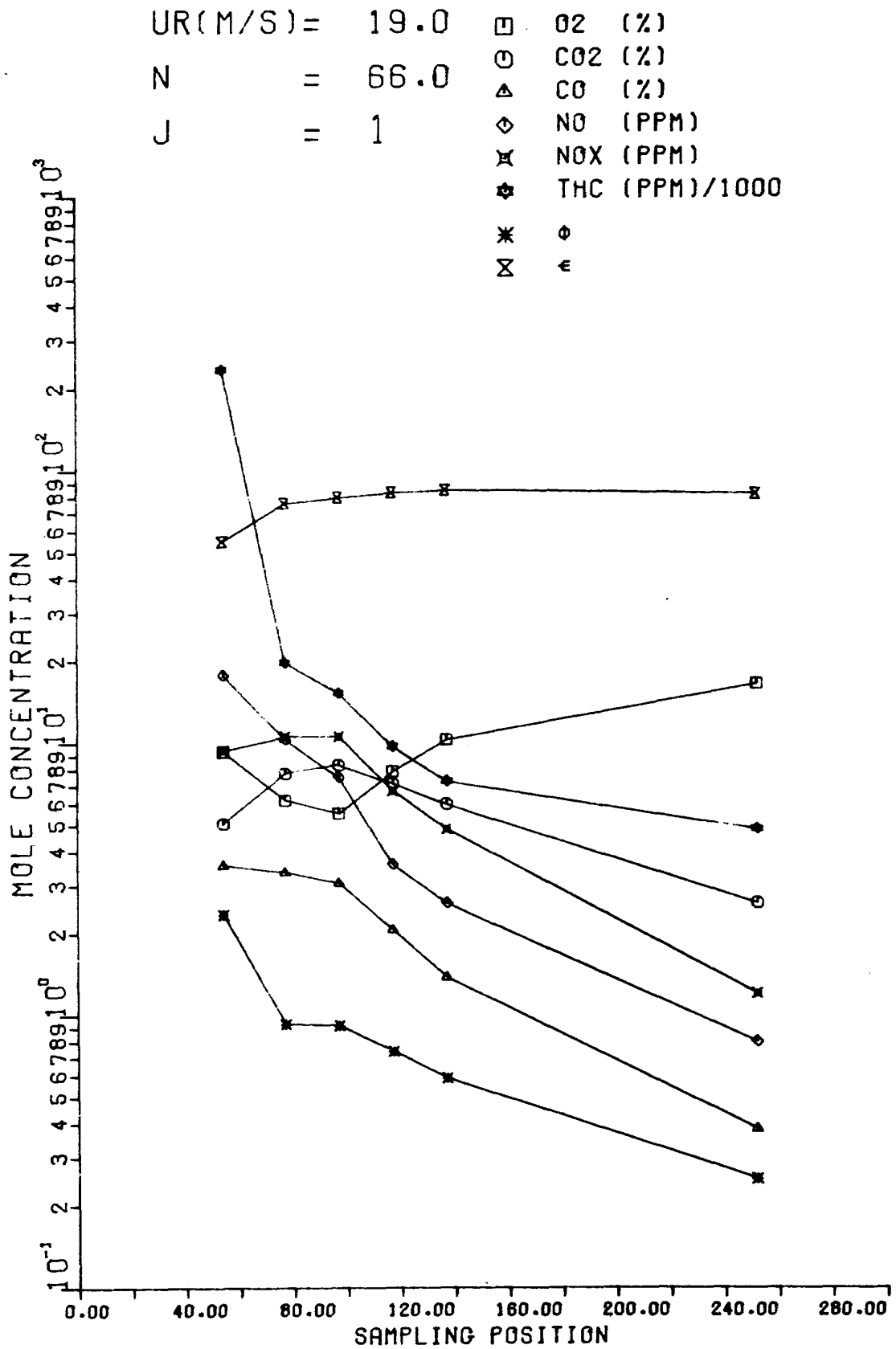


UR(M/S)= 19.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 50.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 7    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ☆ THC (PPM)/1000  
           \* φ  
           ⊗ ε

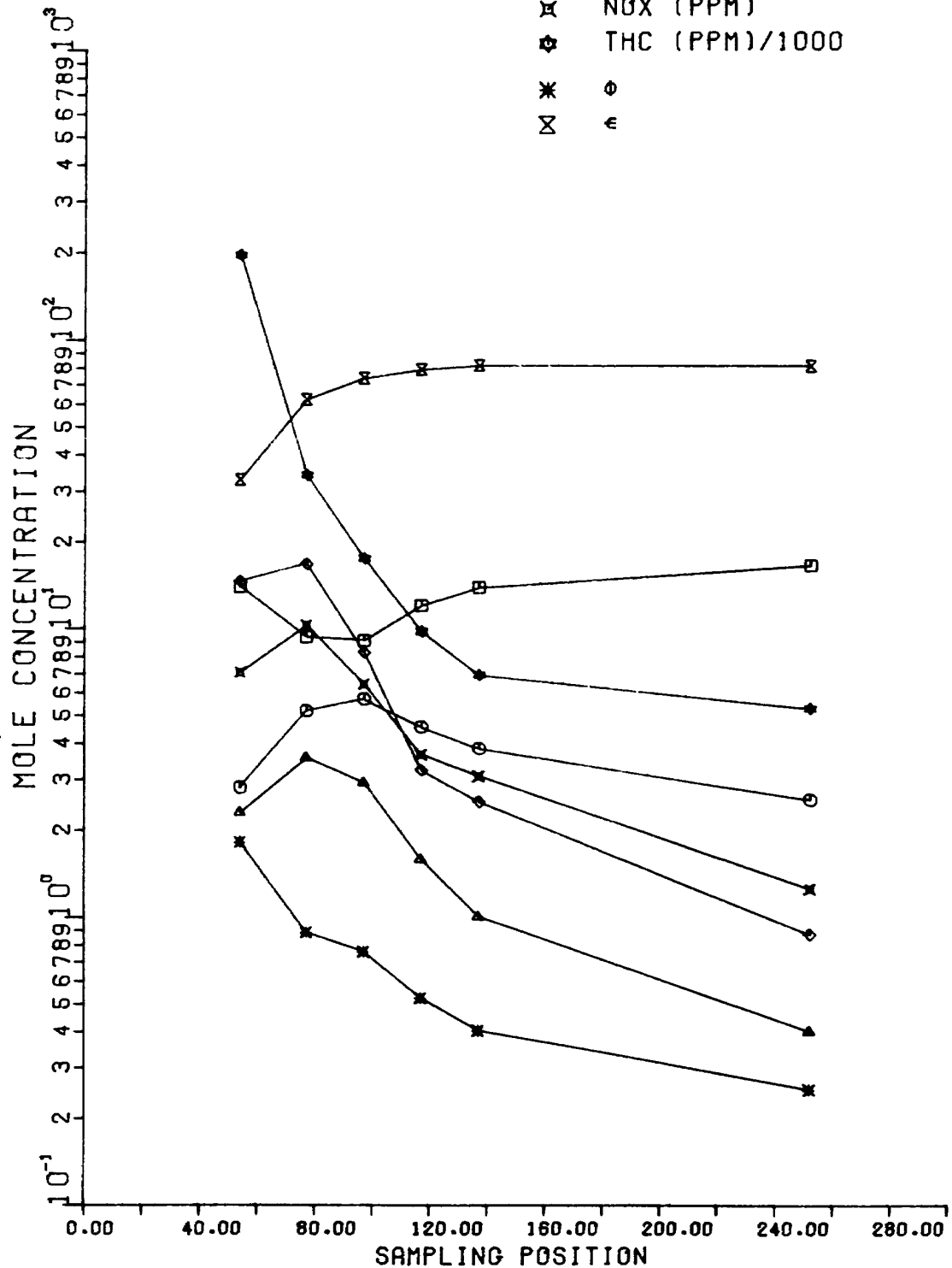


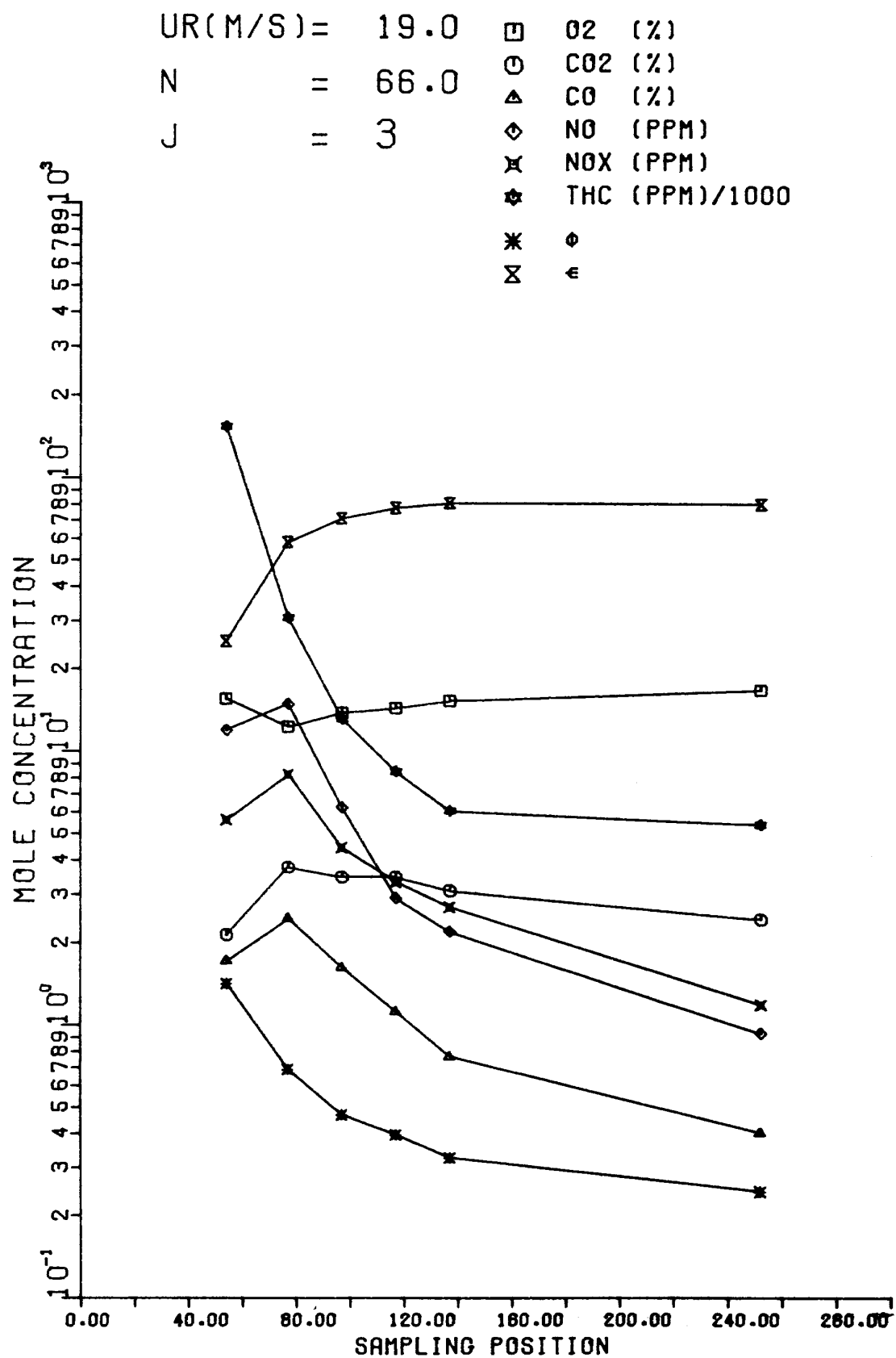


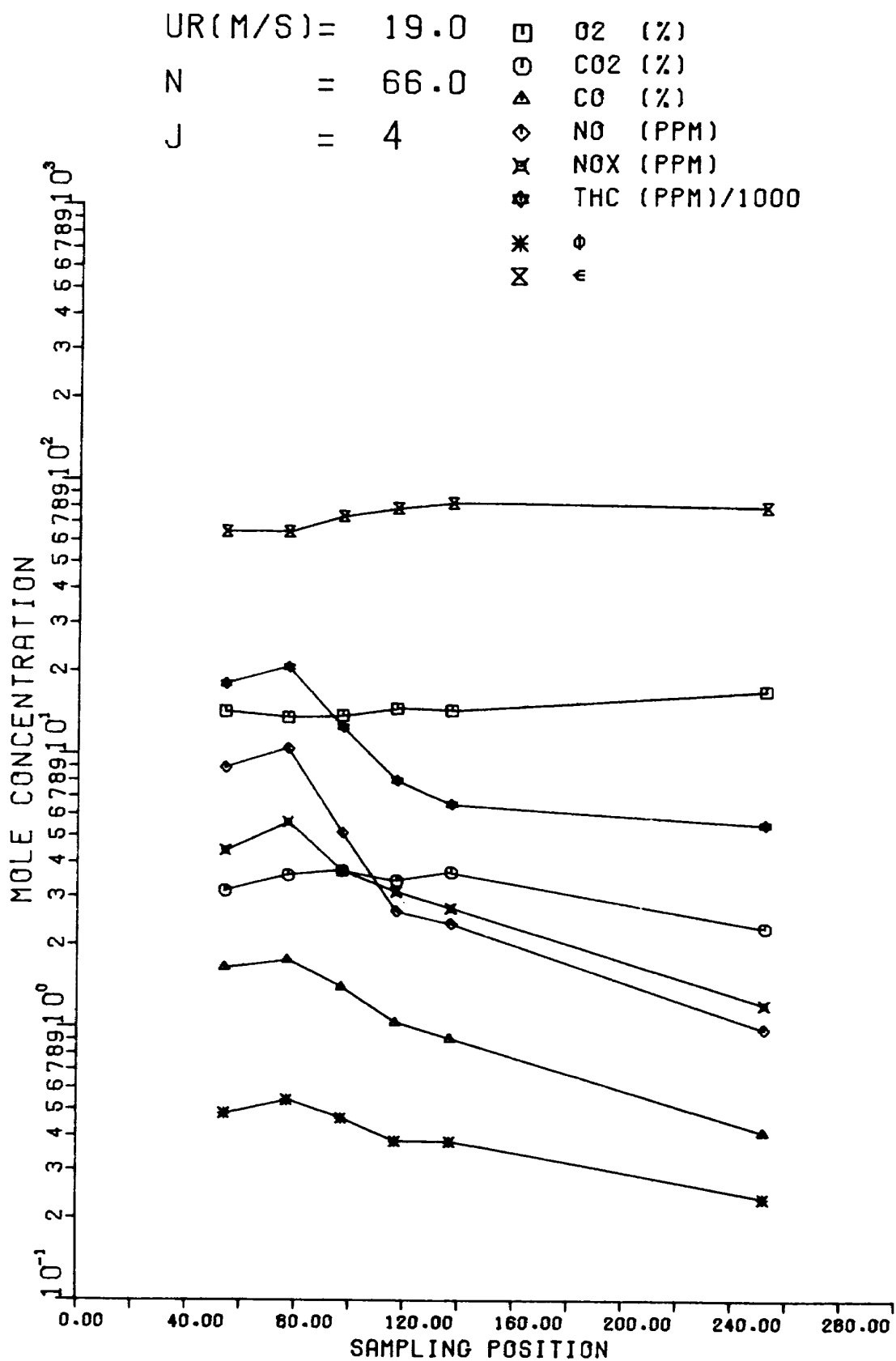


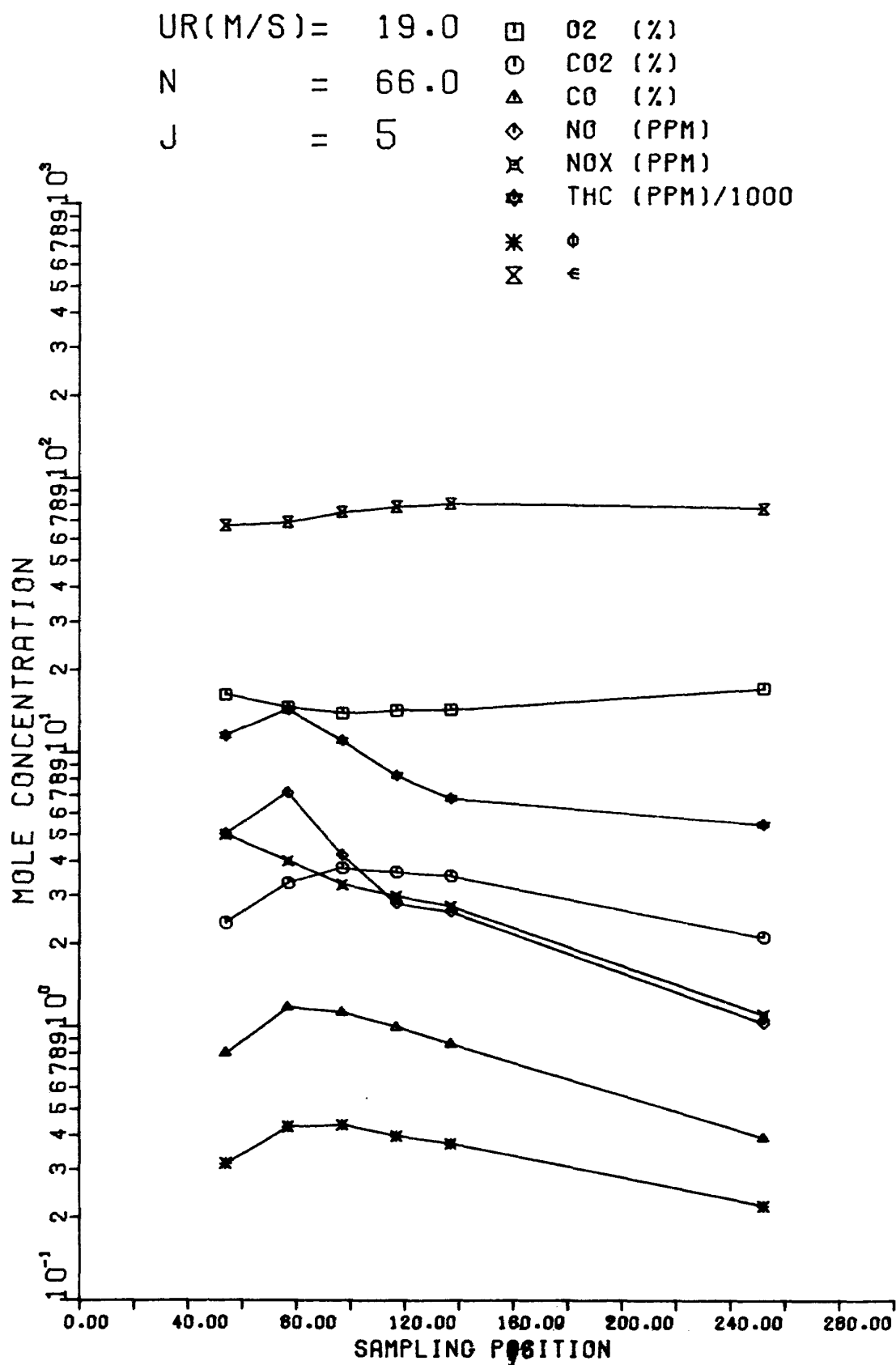


UR(M/S)= 19.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 66.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 2    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ⊛ THC (PPM)/1000  
           \* ϕ  
           ⊗ ε

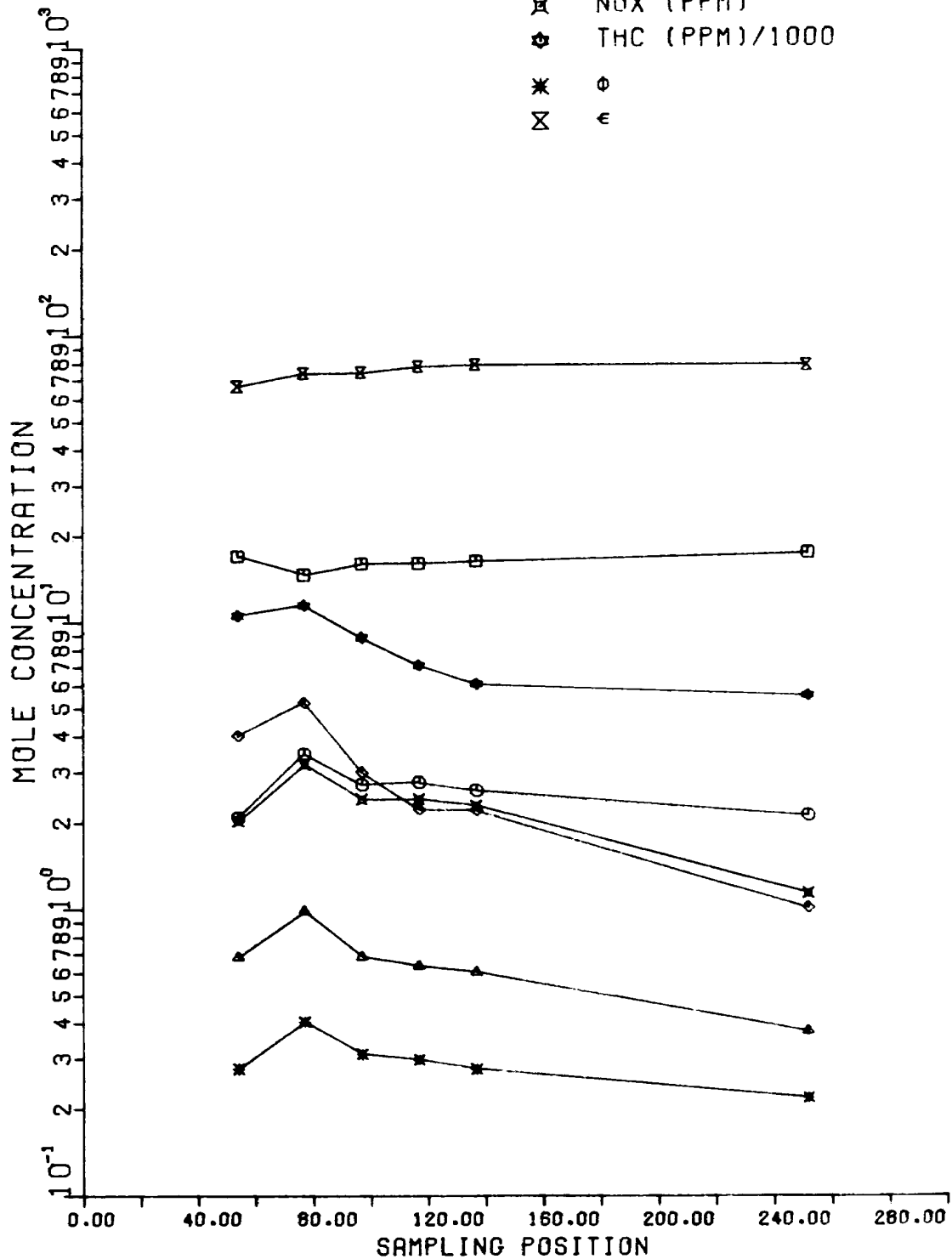


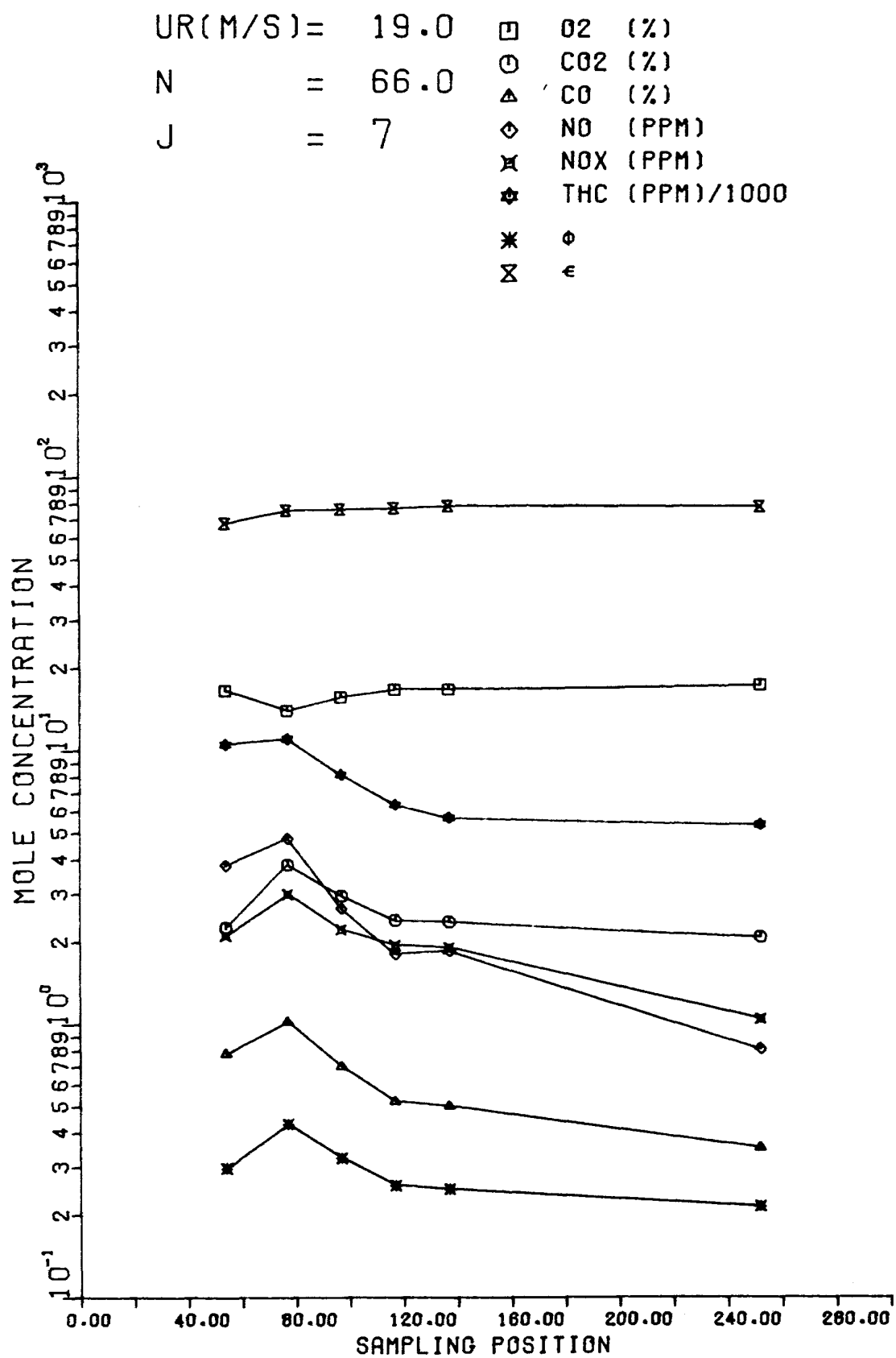




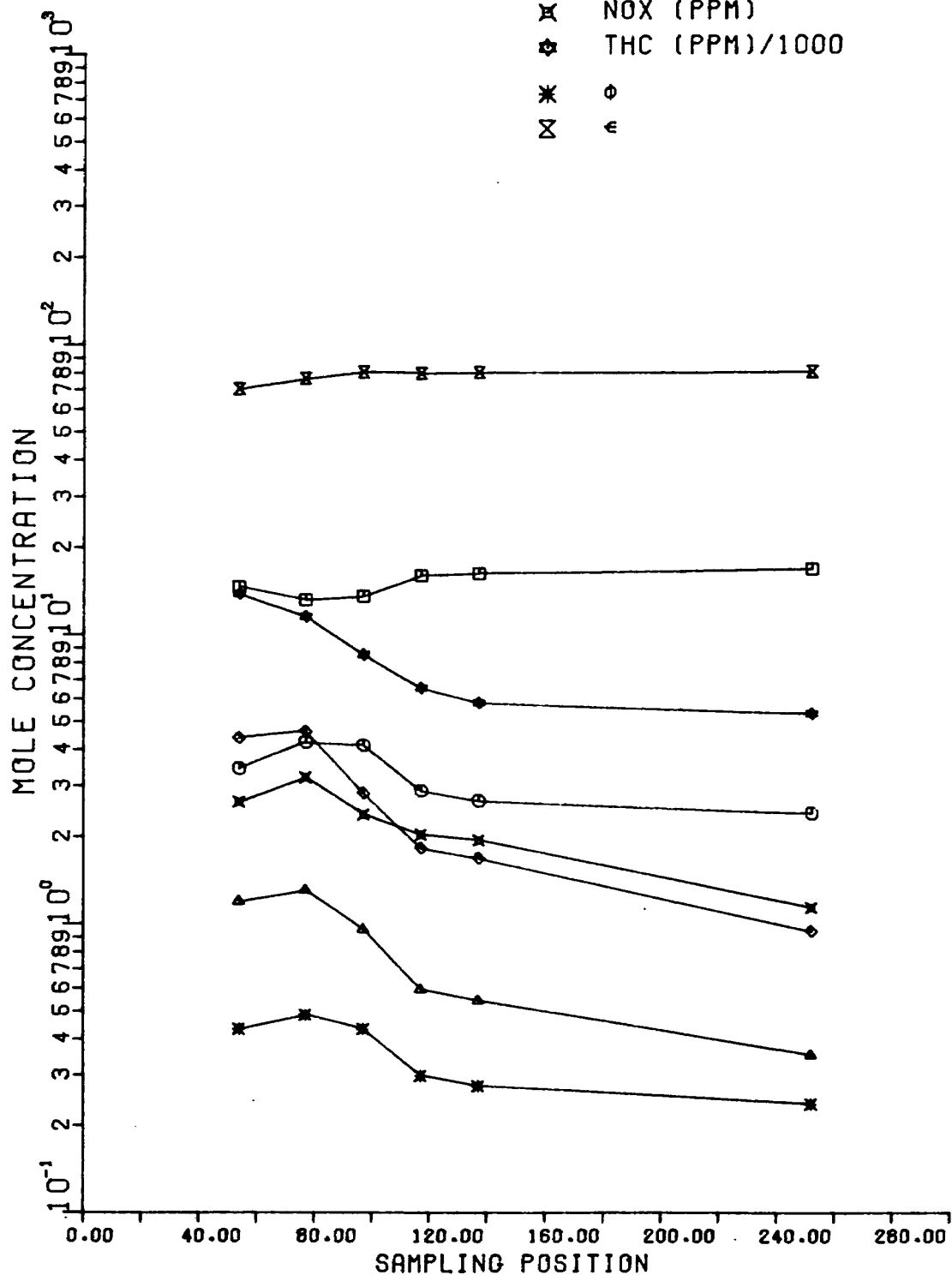


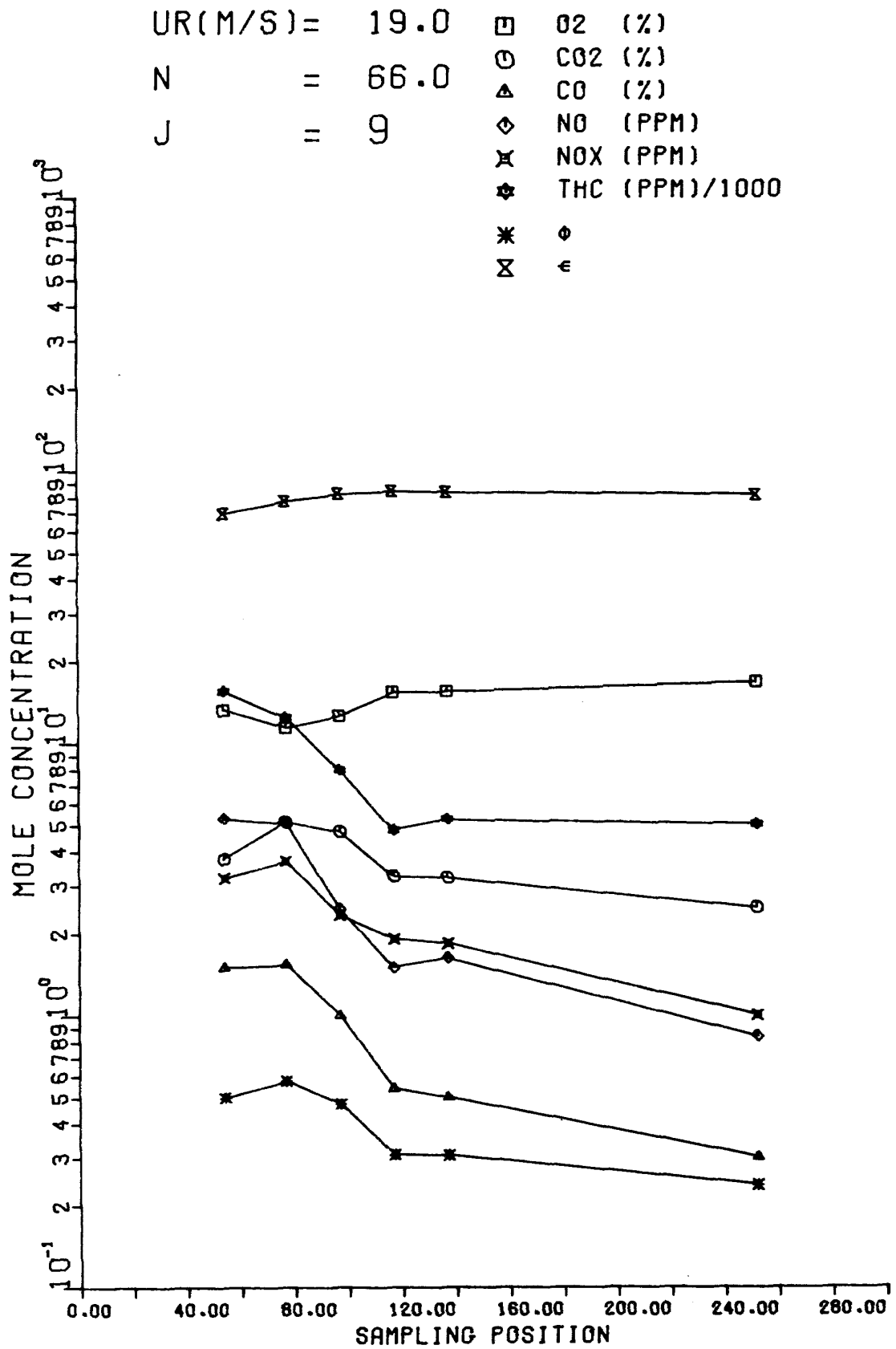
UR(M/S)= 19.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 66.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 6    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ⊕ THC (PPM)/1000  
           \* φ  
           ⊗ ε



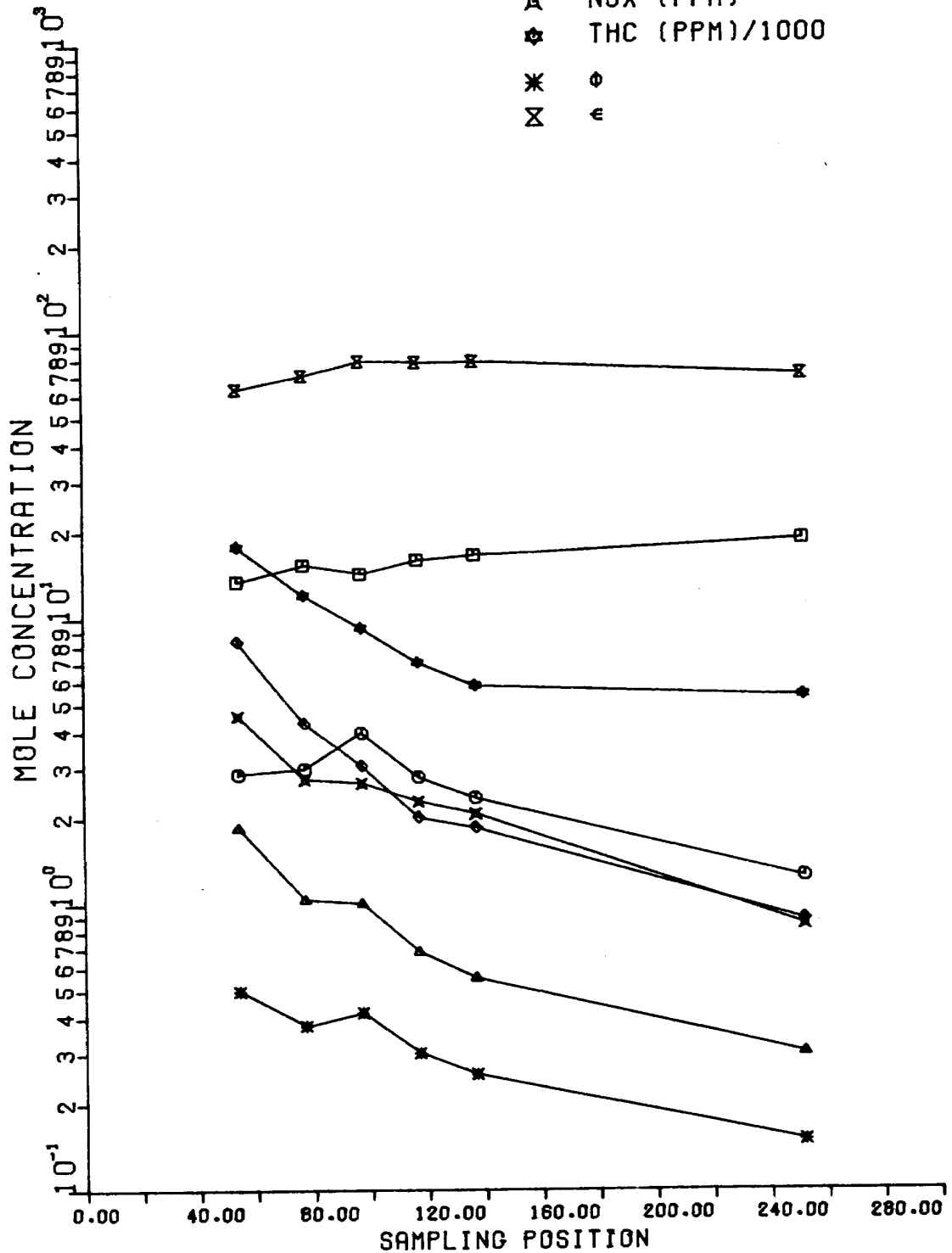


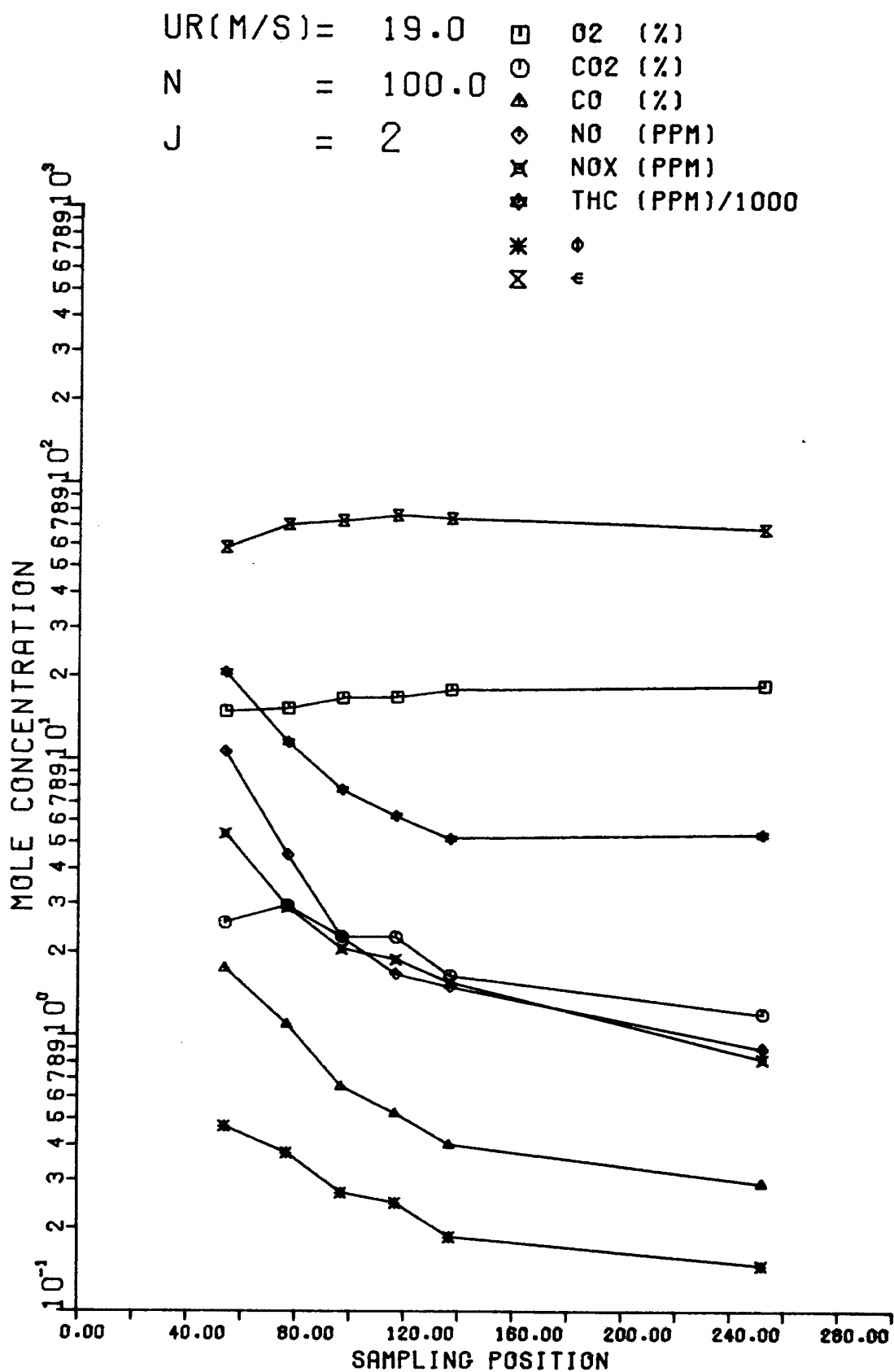
UR(M/S)= 19.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 66.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 8    △ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ⊛ THC (PPM)/1000  
           \* ϕ  
           ⊗ €



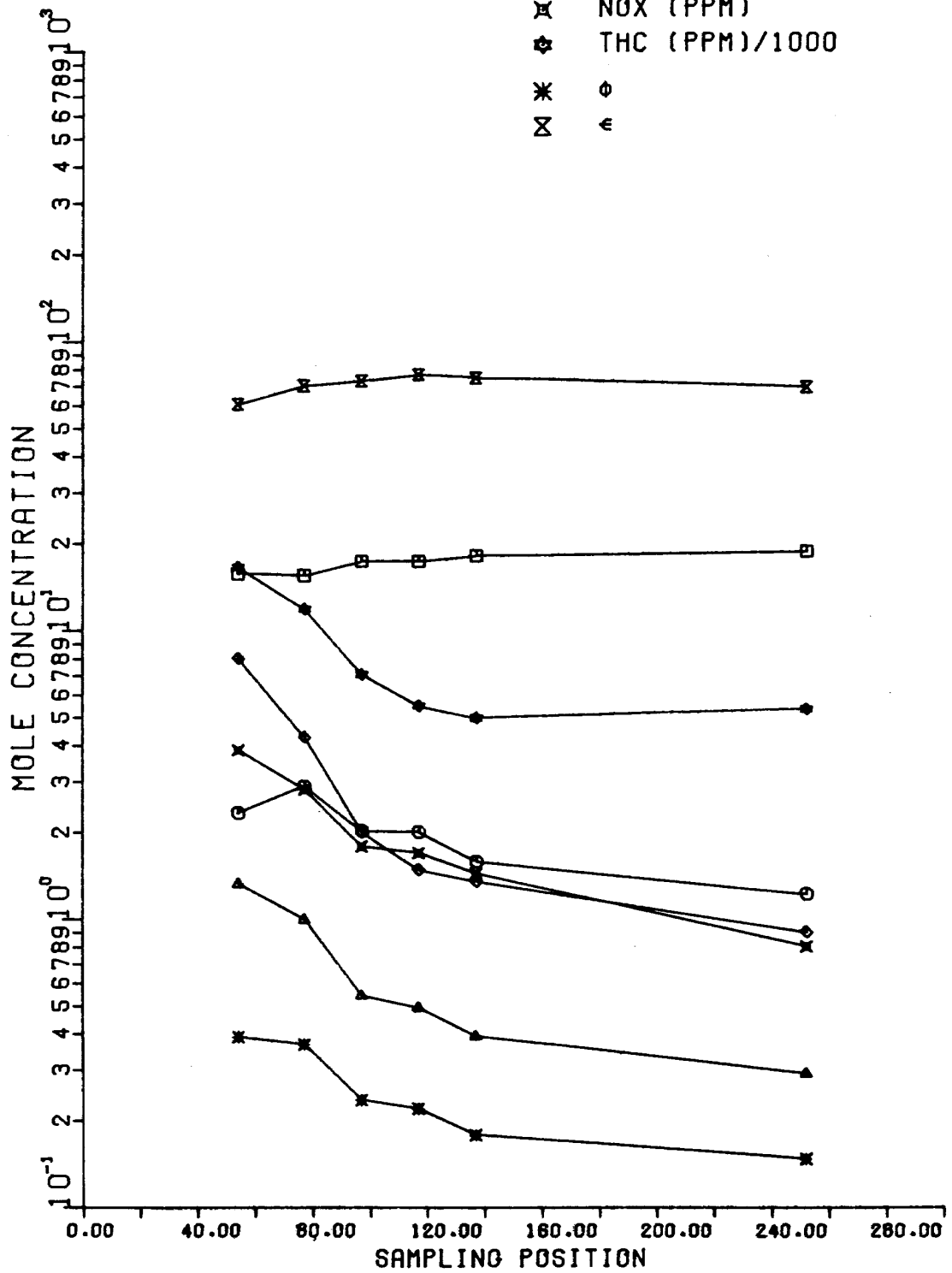


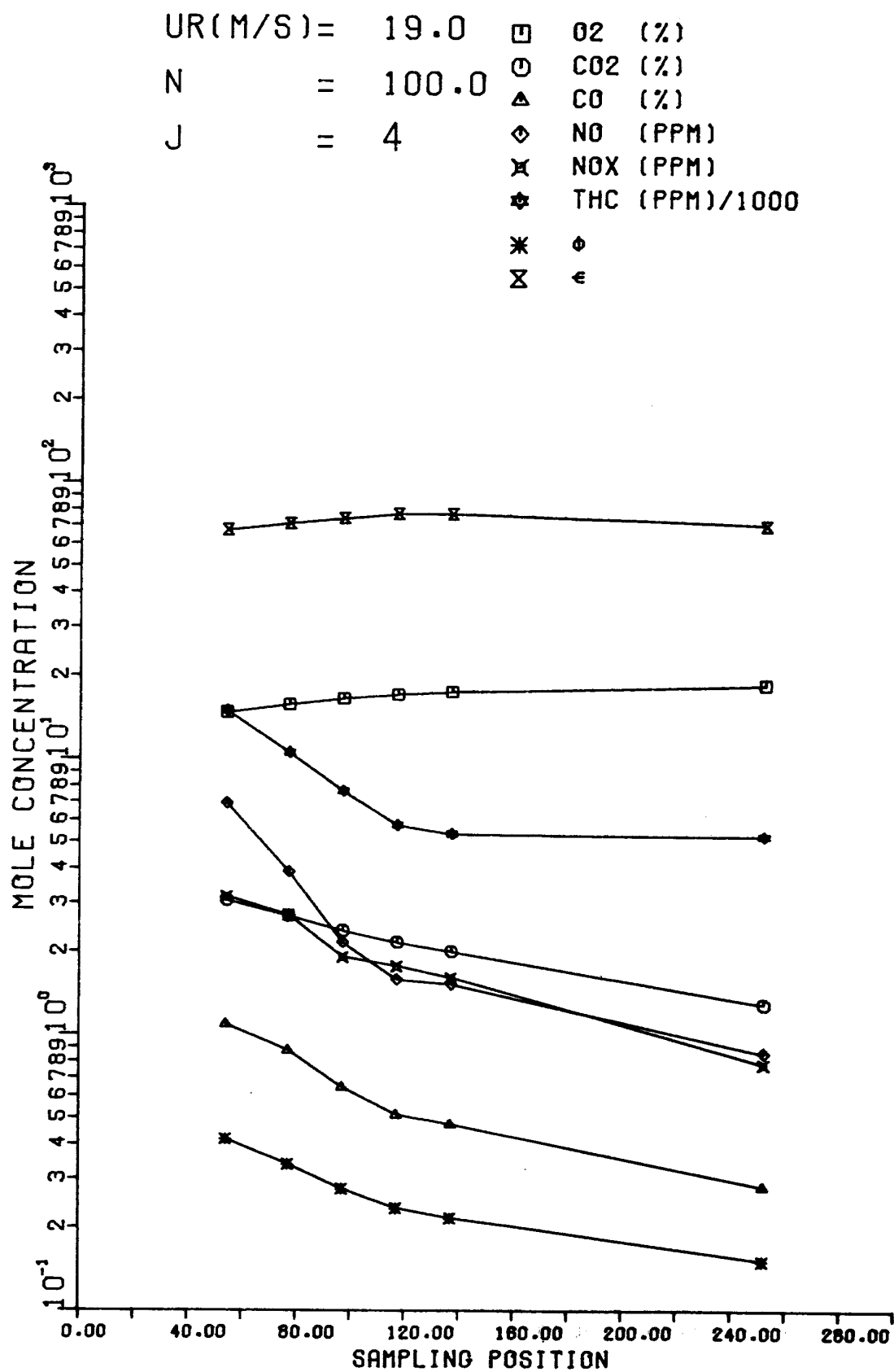
UR(M/S)= 19.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 100.0    ⊙ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 1    ▲ CO (%)  
           ◇ NO (PPM)  
           ✕ NOX (PPM)  
           ⊛ THC (PPM)/1000  
           \* ϕ  
           ⊗ ε

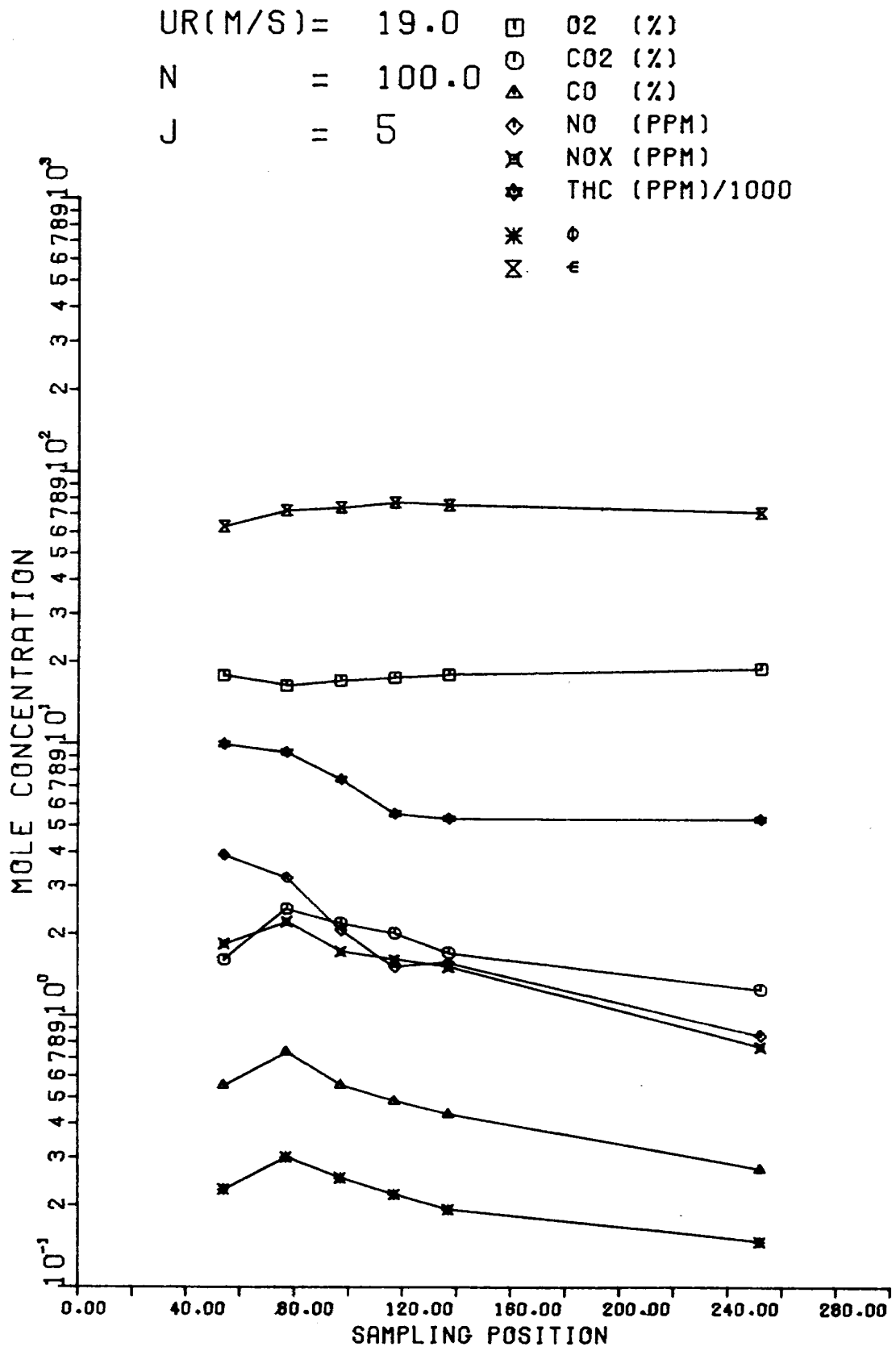


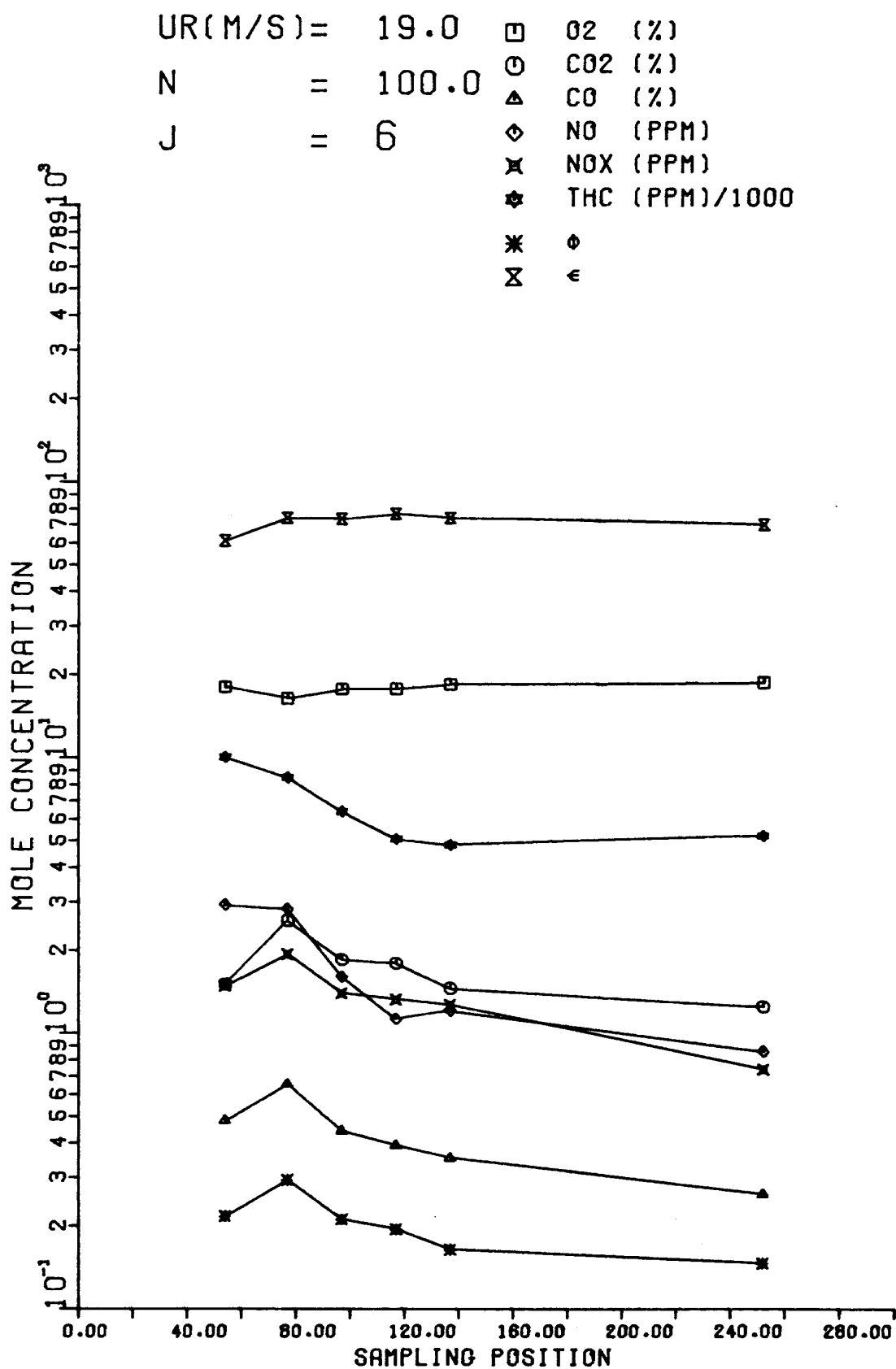


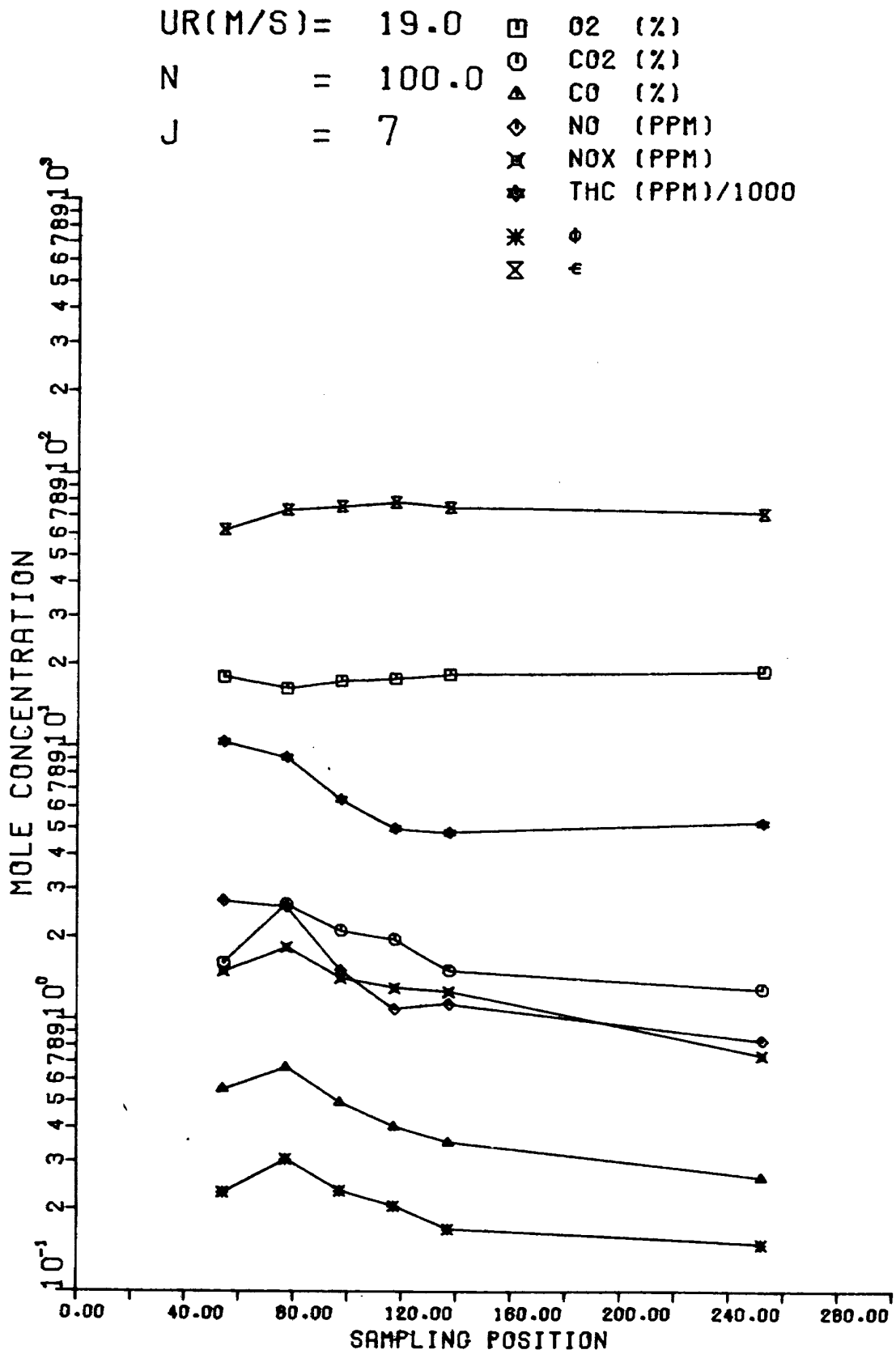
UR(M/S)= 19.0    □ O<sub>2</sub> (%)  
 N = 100.0    ○ CO<sub>2</sub> (%)  
 J = 3    △ CO (%)  
 ◇ NO (PPM)  
 ✕ NOX (PPM)  
 ☆ THC (PPM)/1000  
 \* φ  
 ✕ €

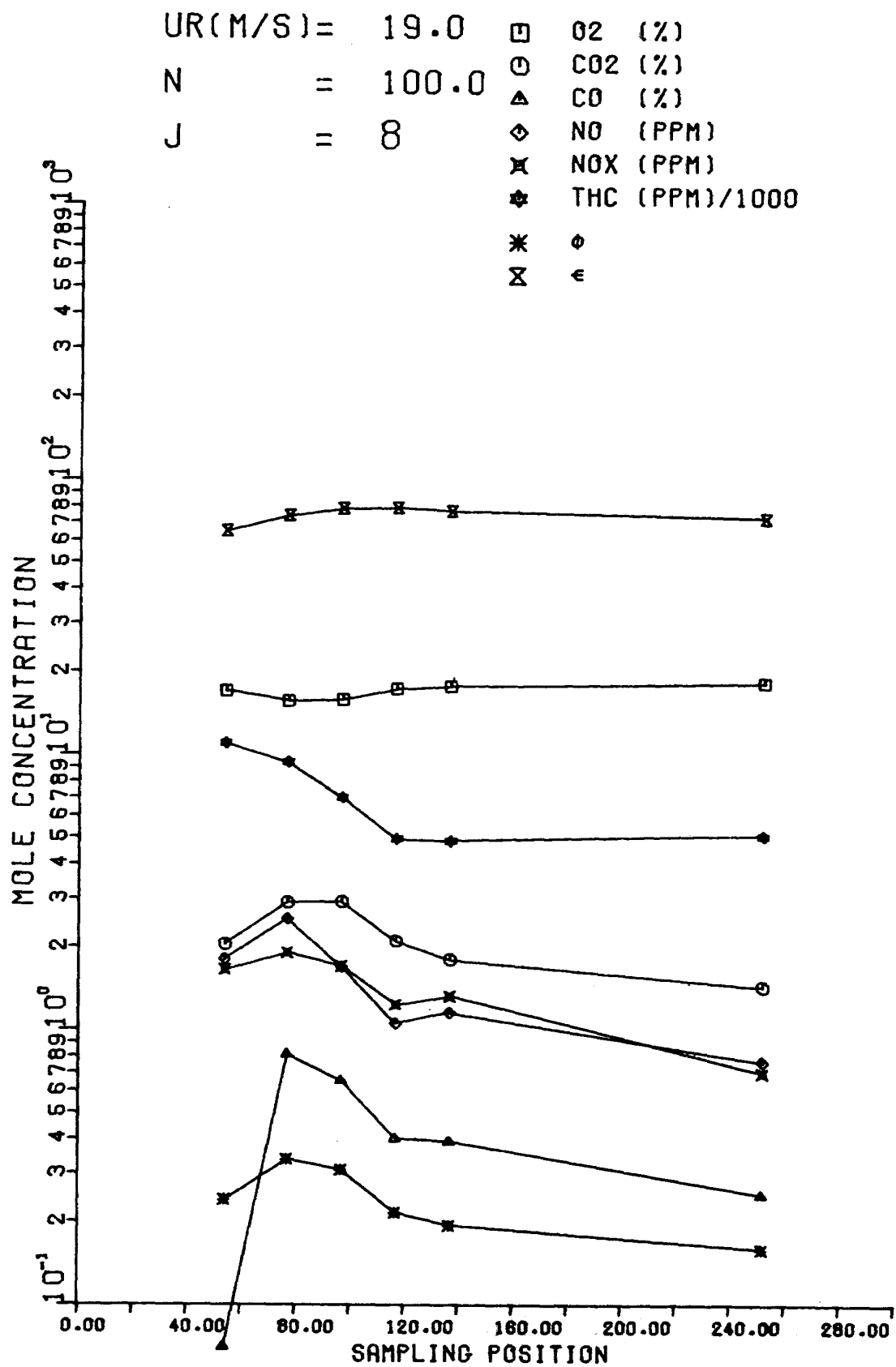


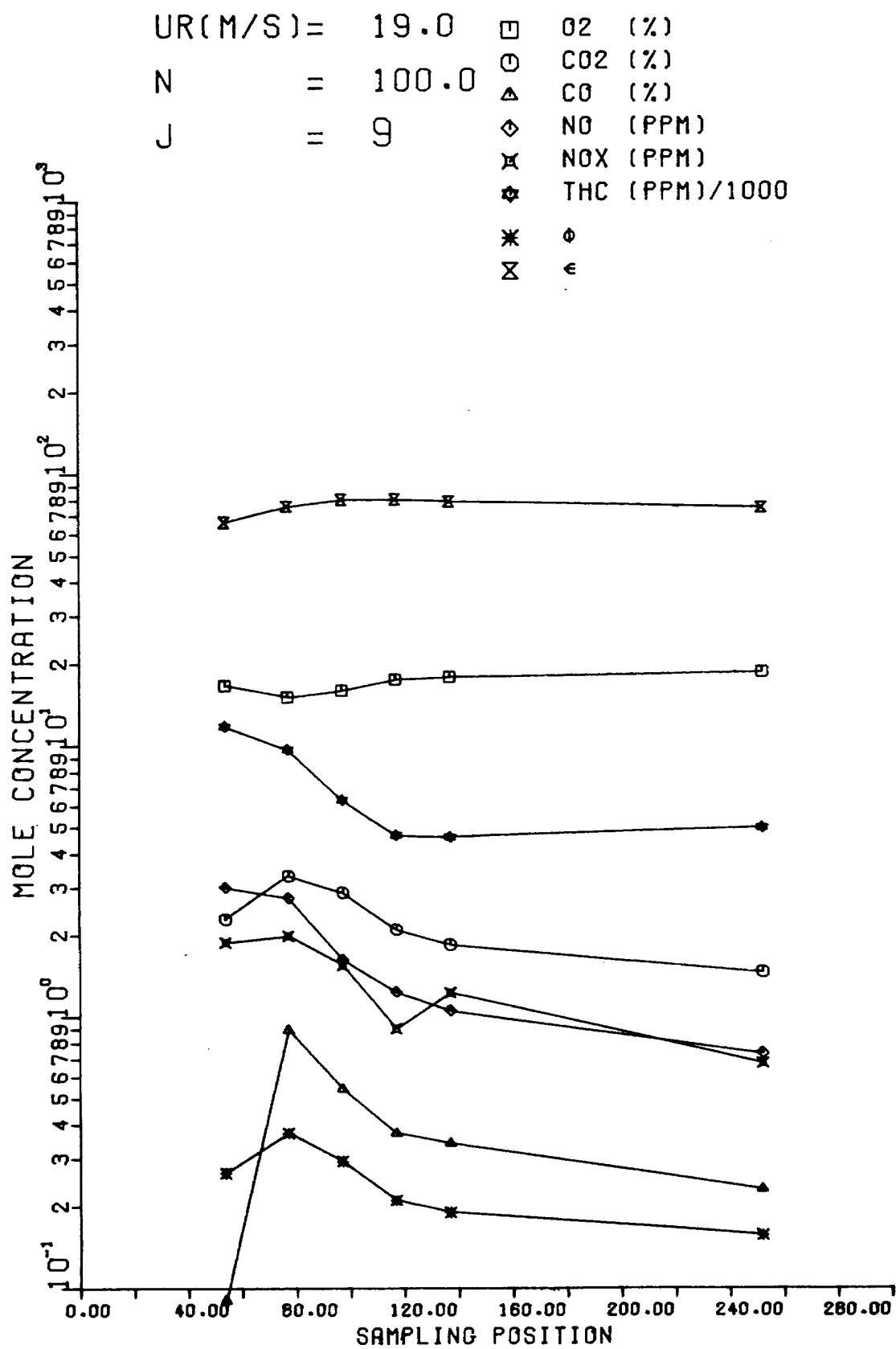












---

## 航空宇宙技術研究所資料 301 号

昭和 51 年 5 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町 1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表) 182

印刷所 株式会社 東京プレス  
東京都板橋区桜川 2-27-12

---

