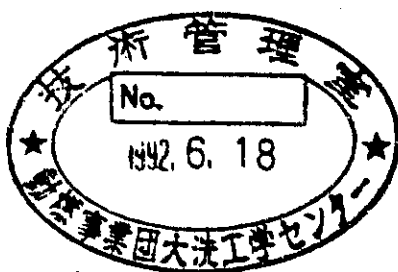


# 重力場を活用した新概念FBRの 成立性に関する研究〔II〕

—二相流自然循環等を利用した自律型  
除熱システムに関する基礎研究—

(動力炉・核燃料開発事業団委託研究成果報告書)



1991年3月

大阪大学 工学部  
原子力工学科

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせ下さい。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗光学センター

技術開発部・技術管理室

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to : Technology Management Section, O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-inachi, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-Ken 311-13, Japan.

動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation) 1992

重力場を活用した新概念FBRの成立性に関する研究〔Ⅱ〕  
—二相流自然循環等を利用した自律型除熱システムに関する基礎研究—

齊藤正樹\* 山岡信夫\* 宮崎慶次\*

要 旨

高速増殖炉のエネルギー輸送・変換系を簡素化すると同時に、安全性の向上を図ることを目的として、二相流自然循環と液体金属MHD発電を組み合わせた新しい概念の自律型エネルギー変換システムの成立性に関する基礎研究を実施した。

まず、最初、本システムのサイクル解析を実施した。基本的な作動流体として、水と低融点合金、水銀とスズの組合せを選び、二相流上昇部入口ボイド率、気液スリップ比、そして各コンポーネントの効率をパラメータとし、さらにシステムの最高温度を変化させて感度解析を行った。

本解析の結果、本システムは従来の蒸気タービンサイクルに十分競合できるだけのサイクル効率が得られる可能性が高いことがわかった。しかし、サイクル効率は、気液分離器、再生熱交換器、及び熱力学的作動流体用循環ポンプの各効率にはあまり影響を受けないが、気液スリップ比と单相流下降部に設置する発電器効率に大きく影響を受け、気液スリップ比が低い値になるような二相流の必要があることがわかった。

サイクル解析の結果、サイクル効率は循環する二相流の気液スリップ比に大きく影響を受けるため、次に、特に二相流上昇部における気液スリップ比に注目した、液体金属二相流自然循環特性を調べる基礎実験を実施した。作動流体としてウッズメタル（融点70℃、密度約9.5 g/cm<sup>3</sup>）と窒素ガスを用い、二相流上昇部高さ約2 mの試験装置で二相流自然循環の基本的な循環特性を調べた。

本実験結果により、以下に示す結果を得た。

- (1) ボイド率が、約0.13程度までは気泡流で、気相流量の増加とともに液体循環流量は急激に増加し、気液スリップ比が比較的小さいが、それ以降はスラッグ流に移移するため、気液スリップ比が増加し、液相循環流量の増加量は減る。
- (2) 二相流自然循環におけるボイド率は、クオリティ、フルイド数、気液密度比により以下に示す相関式で求められる。

$$\alpha = 8.7 (x / 1 - x)^{0.33} (Fr)^{0.78} (\rho_l / \rho_g)^{-0.22}$$

Feasibility Study on Advanced FBR Utilizing Gravitational Field [II]

- Fundamental Research on Autonomous Heat Removal System by Using  
Two-Phase Natural Circulation -

Masaki Saito\*, Nobuo Yamaoka\*, Keiji Miyazaki\*

ABSTRACT

Fundamental characteristics of an autonomous energy conversion system using the two-phase natural circulation combined with liquid-metal magnetohydrodynamic (LMMHD) technology were investigated theoretically and experimentally to examine the possibilities for simplifying the energy conversion system and increasing safety characteristics of an LMFBR.

Firstly, the cycle analyses were performed to examine the fundamental characteristics of the energy transfer and conversion of the present system for the various combinations of the working fluids such as Water and Mercury as the thermodynamic fluids, and Woods metal and Tin as the MHD working fluids. The results are quite encouraging as summarized below.

The cycle efficiency and electrical output power are sufficiently competitive with those of the conventional steam turbine cycle. The cycle efficiency, however, depends strongly on the vapor-liquid slip ratio at the two-phase upcomer and the generator efficiency at the single phase downcomer. It was also found that the cycle efficiency is very dull to efficiencies of the separator, regenerator and the circular pump for the thermodynamic working fluid.

As the results of the above cycle analyses, it was found that the cycle efficiency depends strongly on the vapor-liquid slip ratio at the two-phase upcomer. Therefore, the experiments of the two-phase natural circulation were performed by using Woods metal (melting point: 70°C, density: 9.5g/cm<sup>3</sup>) and nitrogen gas as the working fluids to investigate the fundamental characteristics of the two-phase natural circulation, especially vapor-liquid slip ratio at the upcomer.

The experimental results are summarized below.

---

\* Department of Nuclear Engineering, Faculty of Engineering, Osaka University.

- (1) The gas-liquid slip ratio decreases gradually with increasing mass flow rate of nitrogen gas up to void fraction of about 13%, because the mass flow rate of the liquid metal increases rapidly with increasing that of nitrogen gas. After that, the slip ratio turns to increase gradually with increasing mass flow of nitrogen gas because of the change of the two-phase flow pattern. The increase of liquid metal mass flow rate also became very dull to nitrogen gas mass flow rate at higher void fraction because of the same reason.
- (2) The void fraction at the two-phase upcomer can be correlated well with the Froude number based on the superficial liquid velocity and quality :

$$\alpha = 8.7 (x / 1 - x)^{0.33} (Fr)^{0.78} (\rho_l / \rho_g)^{-0.22}$$

By the above correlation, the slip ratio at the two-phase upcomer can be estimated empirically.

目 次

1. はじめに .....	1
2. システム解析 .....	5
2.1 サイクル解析 .....	5
2.2 解析モデル .....	7
2.3 解析結果及び検討 .....	21
3. 二相流自然循環特性実験 .....	43
3.1 実験装置及び実験方法 .....	43
3.2 実験結果及び検討 .....	54
4. 高速炉用システム構成の検討 .....	80
5. まとめ .....	89

## 表リスト

表 2 - 1	熱力学的作動流体物性値	1 8
表 2 - 2	導電性流体物性値	1 9
表 3 - 1	ウッズメタル物性値	5 2
表 3 - 2	実験範囲	5 3
表 4 - 1	高速炉への適用例 (I)	8 4
表 4 - 2	高速炉への適用例 (II)	8 5

## 図リスト

図 1	自律型 FBR 除熱・発電システム概念図	4
図 2 - 1	サイクル流れ図	1 6
図 2 - 2	サイクル T-S 線図	1 6
図 2 - 3	流体の融点・沸点	1 7
図 2 - 4	二相流入口ボイド率に対するサイクル効率の関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	2 7
図 2 - 5	二相流入口ボイド率に対する発電器出力の関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	2 8
図 2 - 6	二相流入口ボイド率に対する熱入力の関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	2 9
図 2 - 7	二相流入口ボイド率に対する上昇部高さの関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	3 0
図 2 - 8	二相流入口ボイド率に対するポリトロップ指数の関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	3 1
図 2 - 9	システム最高温度に対するサイクル効率とサイクル効率/カルノー効率の関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	3 2
図 2 - 10	システム最高温度に対する発電器出力と熱入力の関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	3 3
図 2 - 11	システム最高温度に対する上昇部高さの関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	3 4
図 2 - 12	気液スリップ比に対するサイクル効率/カルノー効率の関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	3 5
図 2 - 13	各コンポーネント効率に対するサイクル効率/カルノー効率の関係 (H <sub>2</sub> O-低融点合金系)	3 6
図 2 - 14	二相流入口ボイド率に対するサイクル効率の関係 (Hg-Sn系)	3 7

図 2 - 15	二相流入口ボイド率に対する発電機出力の関係 (Hg - Sn系) .....	3 8
図 2 - 16	二相流入口ボイド率に対する熱入力の関係 (Hg - Sn系) .....	3 9
図 2 - 17	二相流入口ボイド率に対する上昇部高さの関係 (Hg - Sn系) .....	4 0
図 2 - 18	二相流入口ボイド率に対するポリトロブ指数の関係 (Hg - Sn系) .....	4 1
図 2 - 19	システム最高温度に対するサイクル効率とサイクル効率/カルノー効率の関係 (Hg - Sn系) .....	4 2
図 3 - 1	OLIMMPOS - II 装置図 .....	4 8
図 3 - 2	混合部 A .....	4 9
図 3 - 3	混合部 B .....	5 0
図 3 - 4	測定系のフローチャート .....	5 1
図 3 - 5	気相質量流量に対する液相質量流量 .....	6 2
図 3 - 6	気相質量流量に対する質量流量比 .....	6 3
図 3 - 7	ボイド率に対する液相質量流量 .....	6 4
図 3 - 8	気相質量流量に対するボイド率 .....	6 5
図 3 - 9	クオリティーに対するボイド率 .....	6 6
図 3 - 10	体積流量比に対するボイド率 .....	6 7
図 3 - 11	気相質量流量に対するスリップ比 .....	6 8
図 3 - 12	クオリティーに対するスリップ比 .....	6 9
図 3 - 13	体積流量比に対するスリップ比 .....	7 0
図 3 - 14	BRANOVER et al. によるボイド率評価 .....	7 1
図 3 - 15	SERIZAWA and MICHYOSHI によるボイド率評価 .....	7 2
図 3 - 16	質量流量比に対するボイド率 .....	7 3
図 3 - 17	ボイド率評価 (1) .....	7 4
図 3 - 18	ボイド率評価 (2) .....	7 5
図 3 - 19	ボイド率評価式 - I - .....	7 6
図 3 - 20	ボイド率評価式 - I - によるスリップ比 .....	7 7
図 3 - 21	ボイド率評価 (3) .....	7 8
図 3 - 22	ボイド率評価式 - II - .....	7 9
図 4 - 1	二段サイクルにおける下段サイクル最高温度と効率の関係 .....	8 3
図 4 - 2	高速炉への適用例 (I) .....	8 6
図 4 - 3	高速炉への適用例 (II) .....	8 7
図 4 - 4	二相流上昇部の分割 .....	8 8



## 記号リスト

## &lt; サイクル解析 &gt;

T	温度
P	圧力
$U_l$	液相の流速
$U_v$	気相の流速
$Q_{in}$	熱入力
$Q_l$	液相の熱入力
$Q_v$	気相の熱入力
$W_e$	発電器出力
$W_p$	ポンプ入力
$\Delta P_{MHD}$	MHD 発電器での圧力降下
x	クオリティ
$\alpha$	ボイド率
Sf	気液スリップ比
$\eta$	サイクル効率
$\eta_e$	発電器効率
$\eta_{reg}$	再生熱交換器効率
$\eta_p$	ポンプ効率
$\eta_d$	気液分離器効率
R	気体定数
$C_{p,l}$	液相の定圧比熱
$C_{p,v}^l$	気相の液相での定圧比熱
$C_{p,v}^v$	気相の気相での定圧比熱
$\rho_l$	液相の密度
$\rho_v$	気相の密度
$\rho_v^l$	気相の液相での密度
L	潜熱
H	高さ
g	重力加速度

番号はサイクル流れ図に対応している。

<二相流自然循環特性実験>

d	直径
g	重力加速度
h	高さ
L	長さ
M	分子量
P	絶対圧力
R	気体定数
S	面積
Sf	スリップ比
t	時間
T	絶対温度
Mg	気相質量流量
Ml	液相質量流量
Fr	フルイド数
Re	レイノルド数
$\alpha$	ボイド率
$\beta$	体積流量比
$\rho_g$	気相密度
$\rho_l$	液相密度
x	クオリティー

## 1. はじめに

原子炉の安全性に関する問題は、現在実用化されている軽水炉のみならず、開発中の新型動力炉においても深く考慮しなければならない。

安全性の確保という観点から見れば、原子炉は安全上基本となる三つの機能（核的炉停止機能、除熱機能、放射性物質格納機能）によって支えられている。そして、原子炉に備え付けられた複雑で数々の工学的安全設備がこの三つの機能を果たし、一定レベルの安全性が確保されている。

しかし、これらの巨大で複雑な工学的安全設備のシステムは、一定レベルの安全性を確保するため規制上非常に厳しい条件が課せられている。しかし、このような巨大で複雑なシステムは人間の管理能力の限界に迫りつつあり、点検・保守の問題や、不幸にも人類が体験した二つの重大な事故（TMI事故、チェルノブイリ事故）の原因の一つである“人為ミス”の可能性を常にはらんでいる。

したがって、巨大で複雑なシステムによって、先に挙げた安全上基本となる三つの機能を果たすのではなく、より簡素化・単純化されたシステムによって果たす方が、原子炉の持つ固有の特徴が発揮され、安全性の飛躍的な向上につながる可能性が高い。さらに、これと同時に経済性の向上も期待できる。特に、システムを簡素化し、単純化することによって、それらが自然に成り立ち、外乱に対しても運転員の操作に頼らずとも原子炉自身で回復可能な（自律的な）システムが望ましい。

このような新しい概念の動力炉システムに対し、前述の三つの機能のうち、除熱機能においては図1-1に示すような新しい概念のシステムが考えられている。(1)(2)(3)

このシステムは、二相流の自然循環力の利用や液体金属MHD発電方式を採用した除熱システムで、エネルギー輸送・変換系を縦型配置にすることにより、重力場を積極的に活用した自律型除熱・発電システムである。

主熱交換器で加熱・蒸発した蒸気は、混合部で液体金属と混合され、または、混合部に直接注入された低沸点の熱力学的作動流体は、混合部において加熱・蒸発し、二相流上昇部において、周りの液体金属から熱をもらいつつ膨張して、重力に逆らって液体金属を上方に加速し、熱エネルギーの一部を位置エネルギーと運動エネルギーに変換する。続いて、気液分離器で蒸気は分離され、再熱器を通り凝縮器で液相となり、ポンプ、再熱器を経て主熱交換器（あるいは混合部）に戻る。一方液体金属は、気液分離後、单相流下降部のMHD発電器を通り、主熱交換器へと循環する。

実際に用いられる作動流体としては、液体金属として低融点合金やSn、あるいはNa、Liが考えられ、また混入する蒸気としては、H<sub>2</sub>O、Hg、Kなどが熱力学的作動流体として考えられる。

このシステムの特徴としては、以下のような事が挙げられる。

#### (1) 安全性に関する特徴

二相流自然循環を利用することにより、主循環ポンプが不要となり、システムは自律的に作動する。ポンプが不要となることから、ポンプの故障による事故が、解消される。また、電源喪失時にはMHD発電器の磁場の電源も切れるため、MHD抗力はなくなり、冷却材の流量が増加し、除熱能力が高まる。

さらに、作動流体として、例えばSnや低融点合金を用いる事により、Na-水反応の問題が排除できる。

## (2) 経済性に関する特徴

主循環ポンプが不要となることや、液体金属MHD発電の利用により、タービン及びタービン建屋が不要になり、システムが簡素でコンパクトになる。

## (3) エネルギー変換に関する特徴

液体金属中に混合された蒸気は、膨張する際、まわりの液体金属から熱をもらうことができるため、等温に近い膨張が可能となり、効率のよいエリクソンサイクル(等温・等圧サイクル)に近いサイクルを適用できる。また、液体金属MHD発電器には、単相の液体金属が流れるため、安定した発電特性が期待できる。

以上のように、このシステムは安全性・経済性を飛躍的に向上させる可能性を持っている。しかし、その成立性評価には、二相流による循環力、除熱能力、エネルギー変換特性の評価が重要な課題として存在している。したがって本研究では、まず最初に、本システムのエネルギー変換特性について解析を行なった。その結果は第2章にまとめられている。次に、その解析結果をふまえて、液体金属二相流自然循環特性に関する基礎実験を行ない、第3章にその結果をまとめている。また、第4章にシステムとしての考察をまとめている。

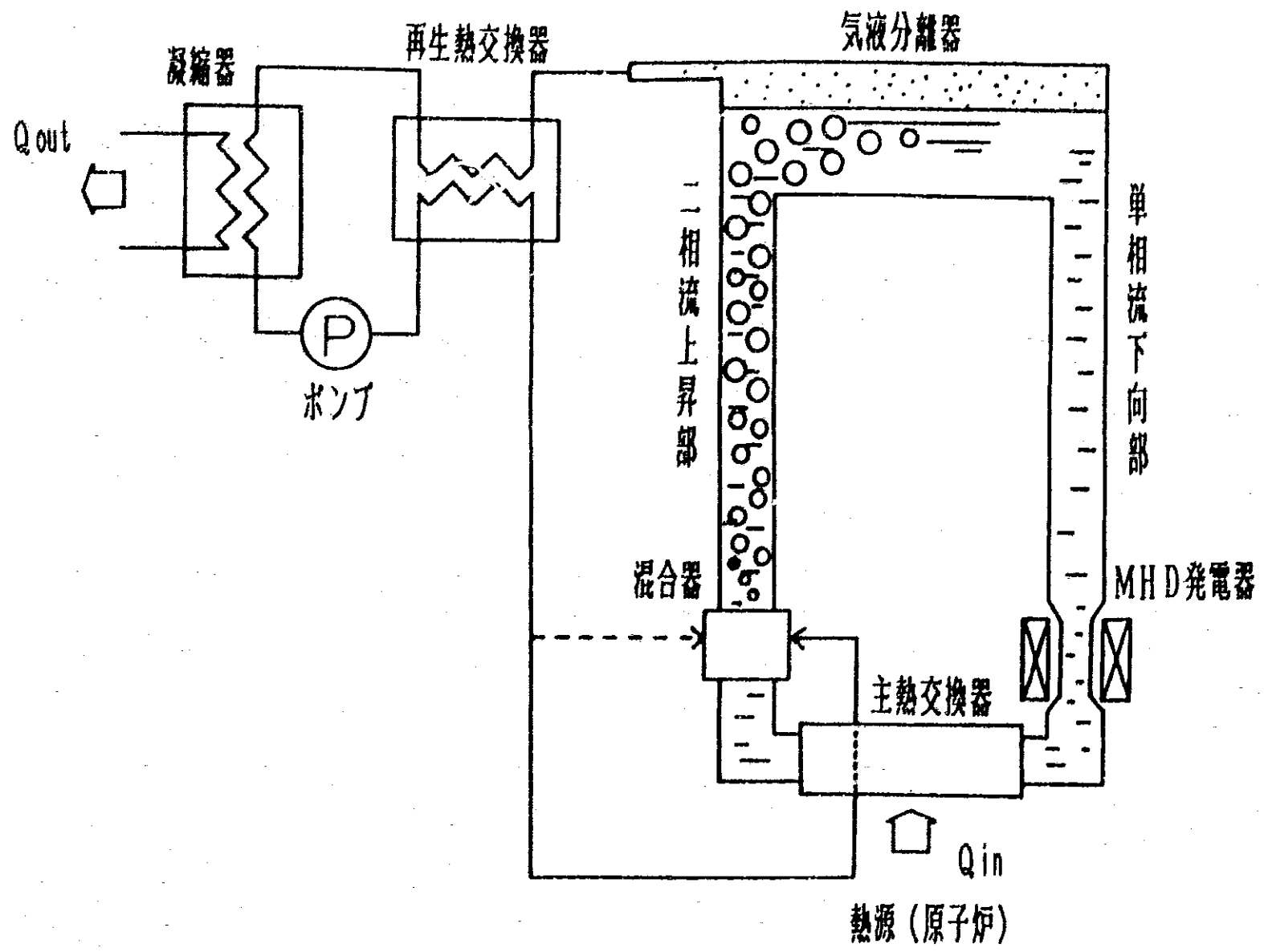


図1 自律型FBR除熱・発電システム概念図

## 2. システム解析

### 2.1 サイクル概要

図2-1及び2-2に本サイクルの流れ図及びサイクルT-S線図を示す。

本サイクルにおいては、液体金属MHD作動流体である導電性流体の液相と、熱力学的作動流体である気相を、二相流として二相流上昇部に導入することで気相は並相している液相から熱を受け取りつつ膨張する。したがって、気相の膨張過程を等温膨張に近づけることが可能となる。さらに、膨張した後に再生熱交換を行わせることにより、気相の熱力学的サイクルをエリクソン・サイクルに近づけることができる。理想的なエリクソン・サイクルの熱力学的サイクル効率はカルノーサイクルのそれと等しいことから、非常に高いサイクル効率が期待できる。

図2-3は考えられる作動流体の融点及び沸点を示したものである。以下に示す観点から、熱源温度に対して適するものが選ばれる。

このサイクルの熱力学的作動流体として要求される事項は、

- (1) 作動温度領域で安定であること。
- (2) 作動温度領域での飽和圧力がMHD発電に適していること。
- (3) 潜熱が大きいこと。

などであり、フロン、水、水銀、カリウムなどが考えられる。

液体金属MHD作動流体として要求される事項は、

- (1) 作動温度領域で安定であること。
- (2) 作動温度領域での飽和圧力ができるだけ低いこと
- (3) 比熱が大きいこと
- (4) 電気伝導度が大きいこと

などであり、鉛-ビスマス系低融点合金、水銀、スズ、リチウム、ナトリウムなどが考えられる。

表2-1は考えられる熱力学的作動流体の物性値を示したものであり、表2-2は導電性流体の物性値を示したものである。



## 2. 2 解析モデル

### (1) 主熱交換器

—熱は液相・気相それぞれに与えられ、気相は蒸発する。

—圧力損失は無視する。

以上の仮定により、二相流単位質量流量当り次式が与えられる。

$$Q_{in} = Q_l + Q_v \quad (2-1)$$

$$Q_l = C_{p,l2} (T_1 - T_{12}) (1 - x) \quad (2-2)$$

$$Q_v = \{C'_{p,v2} (T_0 - T_0) + L_0\} x \quad (2-3)$$

$$P_1 = P_{12} = P_0 = P_2 = P_{max} \quad (2-4)$$

$$T_1 = T_0 = T_{max} \quad (2-5)$$

### (2) 混合部

—気液混合は一定圧力 ( $P_{max}$ )、一定温度 ( $T_{max}$ ) で行われる。

—圧力損失、熱損失は無視する。

$$P_2 = P_1 = P_{max} \quad (2-6)$$

$$T_2 = T_1 = T_{max} \quad (2-7)$$

混合部出口において、連続の式より、

$$\frac{x}{1-x} = \frac{\rho_{v2}}{\rho_{l2}} \frac{\alpha_2}{1-\alpha_2} S f_2 \quad (2-8)$$

が成り立つ。ただし、気相は完全ガス近似が成立するものとする。

$$P_2 = \rho_{v2} R T_2 \quad (2-9)$$

(3) 二相流上昇部

二相流の圧力降下によって気相が膨張する場合、両相間で熱移行が行われ、気相が膨張によって温度降下しようとするが、周囲の液相から熱を受け、気相単独で断熱変化する場合に比べ、温度変化が少ない。ここでは、両相間で常に熱平衡が生じ、二相流全体で等エントロピー変化（断熱変化）するとすると、二相流全体でエントロピー変化が無いので、

$$x dS_v + (1-x) dS_l = 0 \quad (2-10)$$

ここで、

$$dS_v \neq 0, dS_l \neq 0 \quad (2-11)$$

気相及び液相それぞれの単位質量流量当りの受熱量（放熱量）を  $dq_v, dq_l$  とすると、

$$dS_v = dq_v / T \quad (2-12)$$

$$dS_l = dq_l / T \quad (2-13)$$

液相を非圧縮性液体とみなせば、

$$dS_l = C_{p,l} dT / T \quad (2-14)$$

一方、気相に対して熱力学第一法則と完全ガス近似を適用すると

$$\begin{aligned} dq_v &= di - v_v dP \\ &= C_{p,v} dT - \frac{R}{P} T dP \end{aligned} \quad (2-15)$$

(2-13)式より、

$$dS_v = C_{p,v} \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (2-16)$$

(2-14)、(2-15)式を(2-10)式に代入すると、

$$\frac{dT}{T} \left(1 + \frac{1-x}{x}\right) \frac{C_{pl}}{C_{pv}} - \frac{R}{C_{pv}} \frac{dP}{P} = 0 \quad (2-17)$$

(2-17)式を解くと、温度と圧力の関係は以下のように求まる。

$$TP^{(1-n)/n} = \text{一定} \quad (2-18)$$

ただし、

$$n = \frac{\frac{C_{pv}}{R} \left(1 + \frac{1-x}{x}\right) \frac{C_{pl}}{C_{pv}}}{\frac{C_{pv}}{R} \left(1 + \frac{1-x}{x}\right) \frac{C_{pl}}{C_{pv}} - 1} \quad (2-19)$$

したがって、二相流上昇部の出入口の圧力と温度の関係は、

$$T_3 = T_2 \left( \frac{P_2}{P_3} \right)^{(1-n)/n} \quad (2-20)$$

$$P_3 = P_{min} \quad (\text{システム最低圧力}) \quad (2-21)$$

完全ガス近似より、

$$\rho_{v3} = \frac{P_2}{RT_2} \quad (2-22)$$

連続の式から、

$$\alpha_3 = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho_{v3}}{\rho_{l3}} S f_3} \quad (2-23)$$

二相流上昇部では、管断面は一定として、

$$U_{l3} = U_{l2} \frac{1 - \alpha_2}{1 - \alpha_3} \quad (2-24)$$

また、運動量保存則から、摩擦損失を無視して、

$$\begin{aligned} (P_3 - P_2) + \int_{Z_2}^{Z_3} \{ \rho_v \alpha + \rho_l (1 - \alpha) \} g dZ \\ + (\rho_{v3} \alpha_3 U_{v3}^2 - \rho_{v2} \alpha_2 U_{v2}^2) \\ + \{ \rho_{l3} (1 - \alpha_3) U_{l3}^2 - \rho_{l2} (1 - \alpha_2) U_{l2}^2 \} = 0 \quad (2-25) \end{aligned}$$

(2-25)式左辺第二項の積分項は、 $\rho_v \ll \rho_l$  より、

$$\rho_l (1 - \langle \alpha \rangle) g H \quad (2-26)$$

ただし、

$$H = Z_3 - Z_2, \quad \langle \alpha \rangle = \frac{1}{H} \int_{Z_2}^{Z_3} \alpha dZ \quad (2-27)$$

とし、さらに平均ボイド率  $\langle \alpha \rangle$  は二相流出入口のボイド率  $\alpha_2, \alpha_3$  の平均として近似すると、

$$\langle \alpha \rangle = (\alpha_2 + \alpha_3) / 2 \quad (2-28)$$

したがって(2-25)式は、

$$\begin{aligned} (P_3 - P_2) + \rho_{l2} (1 - \langle \alpha \rangle) g H \\ + \rho_{l2} (1 - \alpha_2) \left( \frac{x}{1-x} S f_2 + 1 \right) \\ \times \left[ \left( \frac{1 - \alpha_2}{1 - \alpha_3} \right) \left( \frac{1 + \frac{x}{1-x} S f_3}{1 + \frac{x}{1-x} S f_2} \right) - 1 \right] U_{l2}^2 = 0 \quad (2-29) \end{aligned}$$

次に、エネルギー式から、

$$\begin{aligned}
 & (1-x) \left\{ C_{p1} (T_3 - T_2) + \frac{1}{2} (U_{13}^2 - U_{12}^2) \right\} \\
 & + x \left\{ C_{pv} (T_3 - T_2) + \frac{1}{2} (U_{13}^2 - U_{12}^2) \right\} \\
 & + gH = 0
 \end{aligned} \tag{2-30}$$

$U_{13}$ ,  $U_{v3}$ ,  $U_{v2}$ を消去して整理すると、

$$\begin{aligned}
 & \left\{ (1-x) C_{p1} + x C_{pv} \right\} (T_3 - T_2) + gH \\
 & + \frac{1}{2} (1-x) \left( \frac{x}{1-x} S f_2^2 + 1 \right) \\
 & \times \left[ \left( \frac{1-\alpha_2}{1-\alpha_3} \right)^2 \left( \frac{1 + \frac{x}{1-x} S f_3^2}{1 + \frac{x}{1-x} S f_2^2} \right) - 1 \right] U_{12}^2 \\
 & = 0
 \end{aligned} \tag{2-31}$$

(2-29)、(2-31)式より、 $H$ と $U_{12}^2$ を求めると、

$$U_{12}^2 = \frac{(P_2 - P_3) + \rho_t C}{A - \rho_t C} \tag{2-32}$$

$$H = \frac{1}{g} \left( -C - B \frac{(P_2 - P_3) + \rho_t C}{A - \rho_t C} \right) \tag{2-33}$$

ここで、

$$\rho_t = \rho_{12} (1 - \langle \alpha \rangle) \tag{2-34}$$

$$A = \rho_{12} (1 - \alpha_2) \left( \frac{x}{1-x} S f_2 + 1 \right) \times \left[ \left( \frac{1 - \alpha_2}{1 - \alpha_3} \right) \left( \frac{1 + \frac{x}{1-x} S f_3}{1 + \frac{x}{1-x} S f_2} \right) - 1 \right] \quad (2-35)$$

$$B = \frac{1}{2} (1-x) \left( \frac{x}{1-x} S f_2^2 + 1 \right) \times \left[ \left( \frac{1 - \alpha_2}{1 - \alpha_3} \right)^2 \left( \frac{1 + \frac{x}{1-x} S f_3^2}{1 + \frac{x}{1-x} S f_2^2} \right) - 1 \right] \quad (2-36)$$

$$C = \{ (1-x) C_{p1} + x C_{pv} \} (T_3 - T_2) \quad (2-37)$$

#### (4) 気液分離器

- 温度、圧力は一定のまま分離される。
- 気相の圧力損失は無視する。
- 分離された液相の運動エネルギーは、摩擦損失（分離損失）により減少しているものとする。

$$T_4 = T_{10} = T_3 \quad (2-38)$$

$$P_4 = P_{10} = P_3 \quad (2-39)$$

$$\frac{1}{2} \rho_{13} U_{13}^2 = \eta_s \frac{1}{2} \rho_{110} U_{110}^2 \quad (\eta_s: \text{分離効率}) \quad (2-40)$$

## (5) 単相流下降部

- 摩擦損失は無視する。
- 温度降下はない (断熱) とする。
- 流路断面は一定とする。

$$T_{11} = T_{10} \quad (2-41)$$

$$P_{11} = P_{10} + \rho_{110} g H \quad (2-42)$$

$$U_{110} = U_{111} \quad (2-43)$$

## (6) MHD 発電器

- 摩擦損失は無視する。
- ジュール損失 ( $W_J$ ) は外部に放出されるとする。

$$T_{12} = T_{11} \quad (2-44)$$

$$P_{12} = P_1 \quad (= P_{max}) \quad (2-45)$$

$$U_{112} = U_{11} \quad (2-46)$$

MHD 発電器での圧力降下は

$$\Delta P_{MHD} = (P_{11} - P_{12}) + \frac{1}{2} \rho_{111} (U_{111}^2 - U_{112}^2) \quad (2-47)$$

発電器出力 ( $W_o$ ) は発電器効率  $\eta_o$  を導入し、

$$W_o = \eta_o \Delta P_{MHD} \quad (2-48)$$

ジュール損失 ( $W_J$ ) は

$$W_J = (1 - \eta_o) \Delta P_{MHD} \quad (2-49)$$

## (7) 再生熱交換器

—摩擦損失は無視する。

再生熱交換器の効率を  $\eta_{reg}$  とすると、

$$C_{pv78}^1 (T_8 - T_7) = \eta_{reg} C_{pv45}^1 (T_4 - T_5) \quad (2-50)$$

$$P_5 = P_4 \quad (2-51)$$

$$P_8 = P_7 \quad (2-52)$$

## (8) 除熱源

—摩擦損失は無視する。

$$Q_{out} = x L_5 \quad (2-53)$$

$$T_6 = T_5 \quad (= T_{min}: \text{システム最低温度}) \quad (2-54)$$

$$P_6 = P_5 \quad (= P_{min}: \text{システム最低圧力}) \quad (2-55)$$

## (9) ポンプ

ポンプ効率を  $\eta_p$  とすると、ポンプ入力 ( $W_p$ ) は

$$W_p = \frac{1}{\eta_p} (P_7 - P_6) \frac{x}{\rho^1_v} \quad (2-56)$$

ポンプ損失分は外部へ放出される。

$$T_7 = T_6 \quad (2-57)$$

$$P_7 = P_{max} \quad (\text{システム最高圧力}) \quad (2-58)$$



(10) サイクル効率 ( $\eta$ )

$$\eta = \frac{W_o - W_p}{Q_{in}} \quad (2-59)$$

以上の仮定のもとに、

- 熱源温度 (最高システム圧力)
- 除熱源温度 (最低システム圧力)
- 気液スリップ比
- 二相流入口ボイド率 (気液流量比)
- 各コンポーネント効率

を解析パラメータとしてサイクル計算を行った。

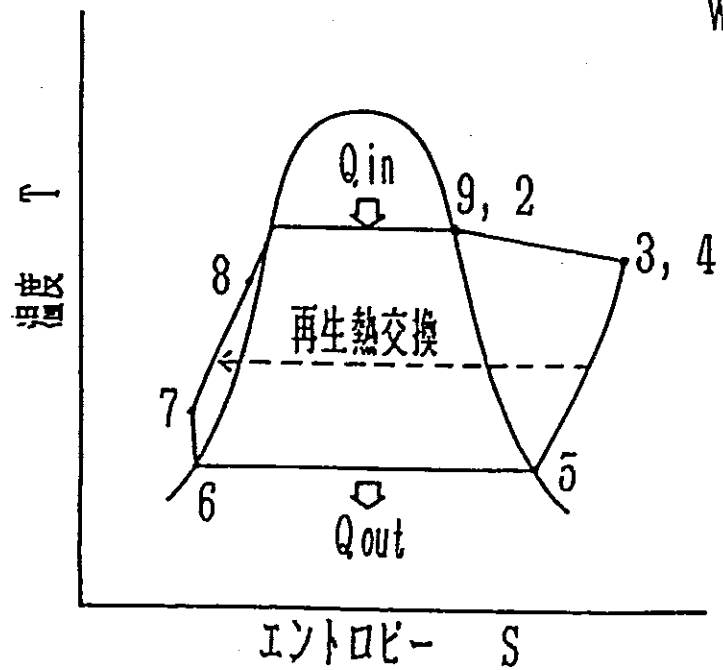
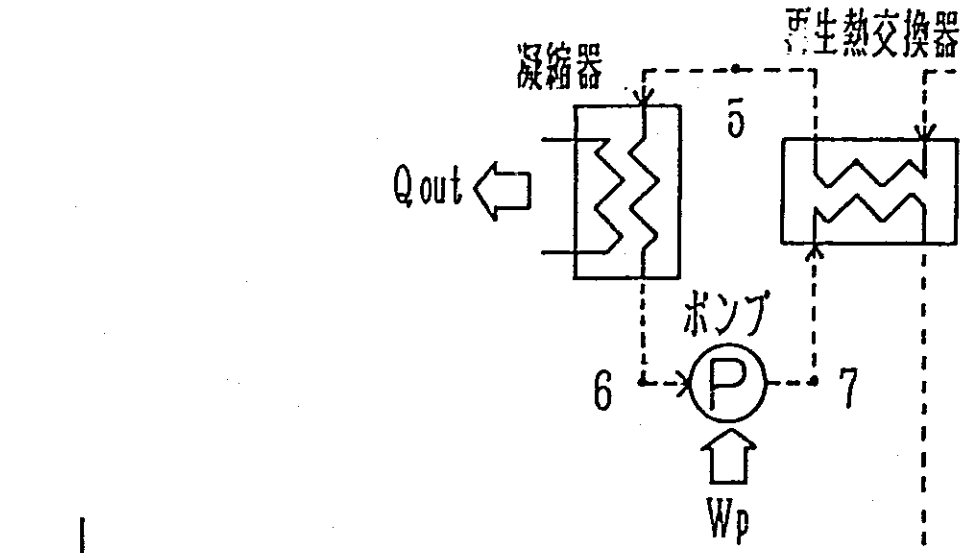


図2-2 サイクルT-S線図

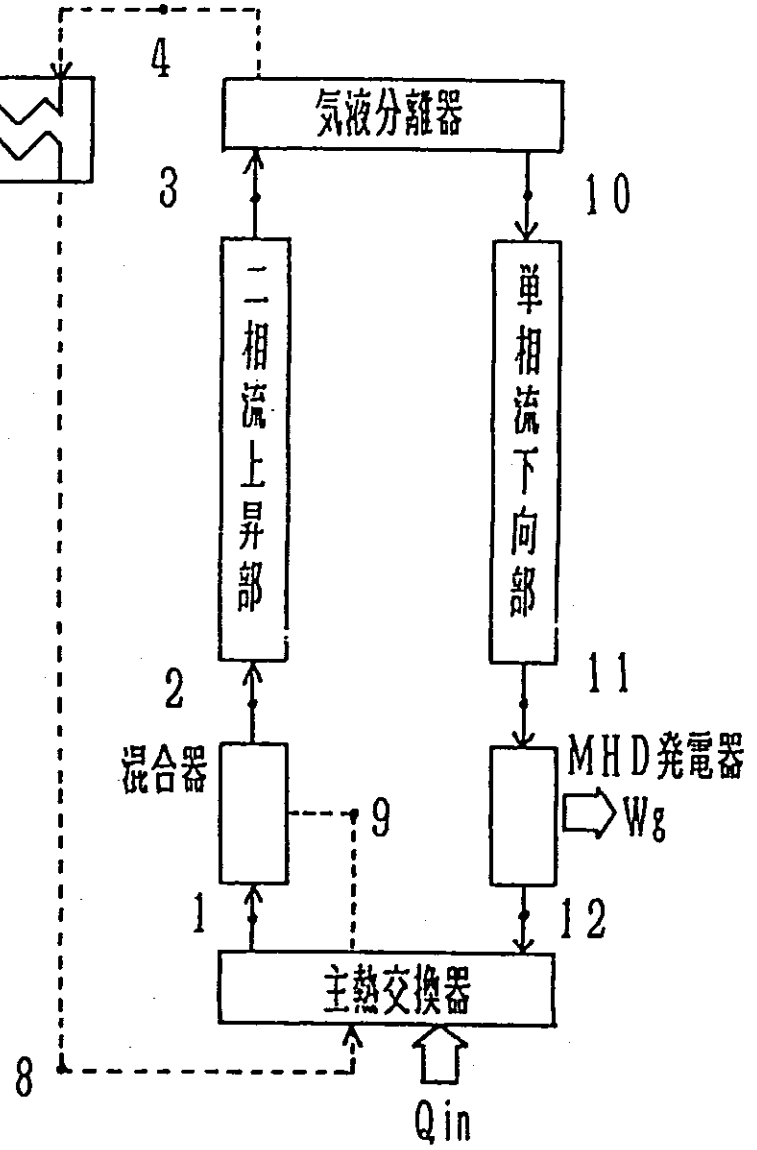


図2-1 サイクル流れ図

沸点

温度 (K)

融点

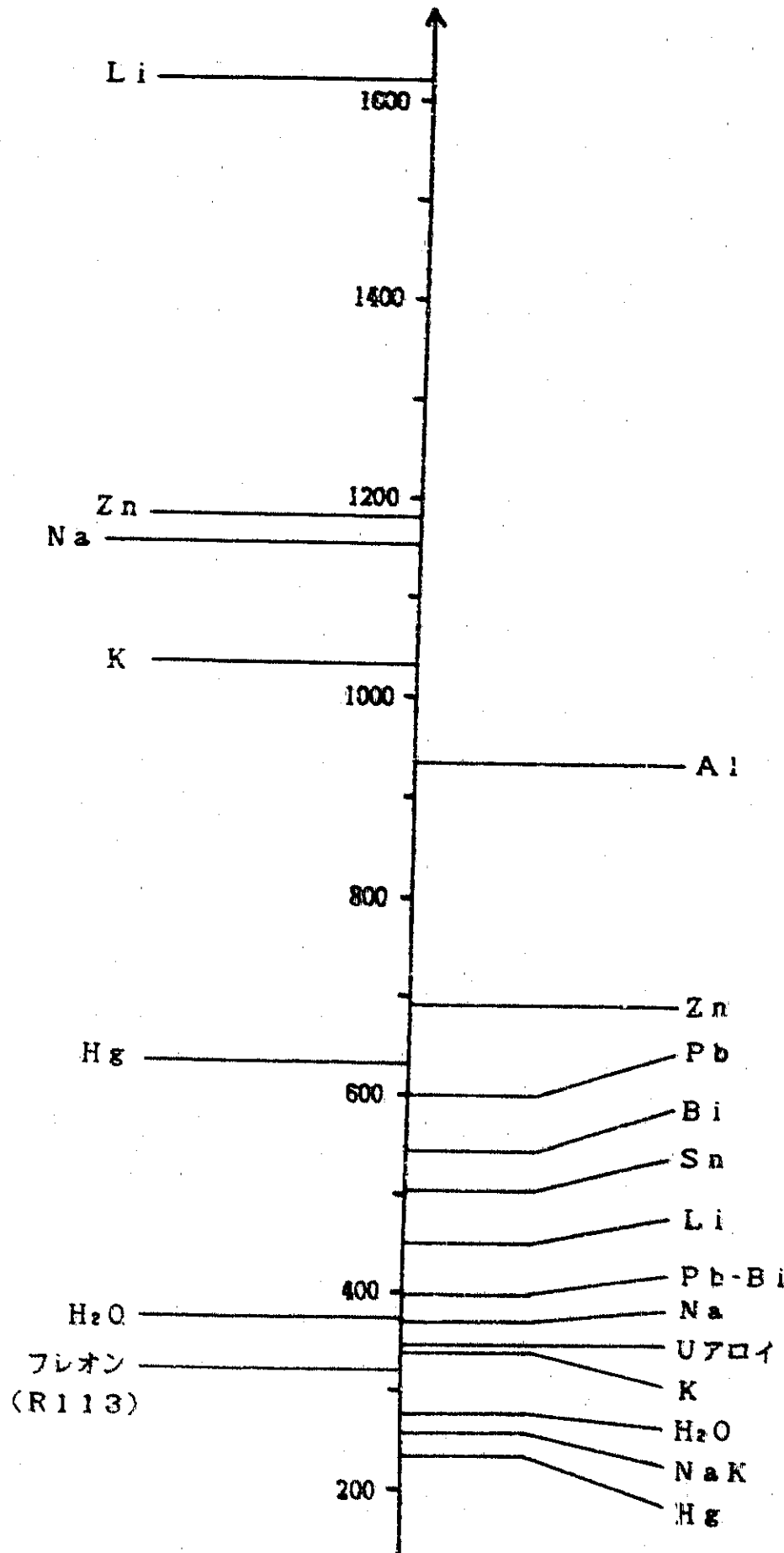


図 2 - 3 流体の融点・沸点

物質名	T	$P_s$	$\rho'$	$\rho''$	$h'$	$h''$	$C_p'$	$C_p''$
	E	MPa	kg/m <sup>3</sup>		kJ/kg		kJ/(kg·K)	
H <sub>2</sub> O	320	0.0105	989.43	0.0716	196.13	2586.6	4.180	1.894
	400	0.2455	937.22	1.3687	532.82	2715.6	4.257	2.157
	500	2.6370	831.57	13.195	975.27	2801.5	4.681	3.271
	580	9.4493	697.79	51.687	1383.6	2737.3	5.983	6.372
フロン (R113)	280	0.0208	1603.5	1.6963	205.01	361.12		0.4944
	350	0.2441	1433.0	17.139	259.79	393.37	1.01	0.5928
	400	0.7849	1287.6	53.976	302.49	415.01	1.11	0.6963
Hg	523.15	0.010	12992	0.4596	77.319	375.77	0.1352	0.1037
	603.15	0.0614	12801	2.4631	88.143	383.96	0.1355	0.1040
	703.15	0.3292	12559	11.396	101.78	393.92	0.1370	0.1049
	803.15	1.1576	12310	35.373	115.87	403.32	0.1399	0.1068
X	850	0.0127	708	0.0740	493.6	2511.0	0.762	1.097
	950	0.0436	684	0.2306	570.4	2538.6	0.780	1.123
	1050	0.1217	659	0.5933	649.7	2565.8	0.805	1.113
	1150	0.2745	635	1.244	731.5	2594.8	0.832	1.083

表 2-1 熱力学の作動流体物性値

物質名	温度 (K)	密度 (kg/m <sup>3</sup> )	定圧比熱 (kJ/kg·K)	電気抵抗率 (μΩ·cm)	融点 (K)	沸点 (K)
Li	500	509	4.33	27.6	453.7	1615
	800	481	4.22	35.4		
	1000	461	4.17	40.6		
Na	500	898	1.36	14.5	371	1154.6
	800	826	1.30	28.7		
	1000	777	1.28	40.9		
K	500	791	0.777	22.1	336.8	1029.7
	800	720	0.772	44.9		
	1000	670	0.815	66.5		
Na-K (22-78)	293	867	0.971	38.0	260.4	1058
	373	855	0.938	40.7		
	823	749	0.871	72.1		
Pb	607	10600	0.16	85.0	600.7	2010
	800	10360	0.16	104.3		
	1000	10125	-	113.6		
Bi	544	10060	0.14	128	544.6	1750
	800	9750	0.15	145		
	1000	9500	0.16	161		
Pb-Bi (45-55)	400	10574	0.146	-	397	1943
	500	10453	0.146	-		
	800	10087	0.146	-		

表2-2 導電性液体物性値

物質名	温度 (K)	密度 (kg/m <sup>3</sup> )	定圧比熱 (kJ/kg-K)	電気抵抗率 ( $\mu\Omega\cdot\text{cm}$ )	融点 (K)	沸点 (K)
Sn	506	6957	0.24	48.0	505.1	2543
	800	6761	0.27	55.3		
	1000	6623	0.29	60.3		
Hg	250	13652	0.141	92.8	234.28	630
	400	13285	0.137	106.1		
	550	12945	0.135	124.4		
Uアロイ (*)	373	9600	0.184	94.6	343	-
	423	9510	0.184	-		
	573	9270	0.176	-		

(\*) Bi(50.0%) - Pb(26.7%) - Sn(13.3%) - Cd(10.0%) 合金

表2-2 導電性流体物性値 (続き)

### 2.3 解析結果及び検討

#### (1) H<sub>2</sub>O-低融点合金系

H<sub>2</sub>O-低融点合金系の基準解析ケースとして、水の飽和圧力の関係から（システム最高圧力約94気圧、システム最低圧力約0.1気圧を設定）、システム最高温度580K、システム最低温度320Kとした。

#### 二相流入口ボイド率の影響

サイクル効率 ( $\eta$ )、発電器出力 ( $W_g$ )、熱入力 ( $Q_{in}$ )、上昇部高さ ( $H$ )、及びポリトロブ指数 ( $n$ ) に対する二相流入口ボイド率 ( $\alpha_2$ ) の影響を図2-4~2-8に示す。

低ボイド率側で曲線が終了しているのは、それ以下の値ではサイクルが成立しないためである。

図2-4に見られるよう、サイクル効率はボイド率の増加にしたがって減少していく。この理由としては次のような事が考えられる。

ボイド率の増加は気相流量の増加を意味する。すなわち、気液流量比 (クオリティ) が増加することになる。気相は二相流上昇部においてまわりの液相と熱平衡の状態にあり、気相は液相から熱をもらいつつ膨張するため等温膨張に近い膨張を行える。しかし、クオリティの増加は液相の流量を減少させることになり、気相が等温膨張に近い膨張をするのに必要な熱量を十分に補えない。このことは、二相流入口ボイド率が増加すると、図2-8に示されるよう、ポリトロ

ープ指数が増加し、二相流上昇部で等温膨張 ( $n=1$ ) からずれることを意味する。

以上の理由でボイド率の増加とともにサイクル効率は減少して行くことになる。また、サイクルの最高温度 ( $T_{max}$ ) が増加すると、カルノー効率も増加するため当然サイクル効率も増加していることがわかる。

図2-5は、二相流入口ボイド率に対する二相流単位質量流量当りの発電器出力の関係を示している。ボイド率の増加は二相流中の仕事をする作動流体、すなわち気相流量の増加を意味し、その結果発電器出力は増加する。また、サイクルの最高温度が増加すると、それに見合う飽和圧力が増加 (すなわち、システム最高圧力 ( $P_{max}$ ) が増加) するため、二相流上昇部での膨張仕事量が増加する。従って、発電器出力も増加する。

図2-6は、二相流入口ボイド率に対する二相流単位質量流量当りの熱入力 (すなわち、原子炉からの除熱量) の関係を示している。ボイド率が増加すると熱入力も増加するのは、気相流量が増加するため、主熱交換器において蒸発する量が増加するためである。

本システムは重力場を活用した除熱・発電システムであり、気相は自身の熱エネルギーを液相の位置エネルギーと運動エネルギー (主として位置エネルギー) に変換し、これらの力学的エネルギーによって、発電器出力が得られる。図2-7はボイド率に対する高さの関係すなわち位置エネルギーの関係を示している。これからもボイド率の増加が発電器出力の増加につながることがうかがえる。



### システム最高温度の影響

サイクル効率 ( $\eta$ ) 及びカルノー効率に対するサイクル効率の比 ( $\eta/\eta_c$ ) に及ぼすシステム最高温度 ( $T_{max}$ ) の影響を図2-9に示す。

システム最高温度の上昇はカルノー効率を増加させ、サイクル効率の増加を導くということは当然予想されることであり、本システムもそのようになっていることがわかる。したがってシステム最高温度をできるだけ高くすることが好ましいと考えられるが、この温度は飽和温度であるため、飽和蒸気圧 (すなわちシステム最高圧力) と密接な関係があり、システム最高温度の上昇は最高圧力の上昇をもたらす。従って、構造健全性も考慮して決めることが必要であろう。

また、図2-9はサイクルの最高温度と最低温度をもって得られるカルノー効率に対するサイクル効率の比 ( $\eta/\eta_c$ ) がシステム最高温度に対し、どの様に変化するかを示している。カルノー効率はサイクルの利用温度間での最高の効率を与えるため、この比 ( $\eta/\eta_c$ ) が1に近いほどそのサイクルがエネルギーを有効利用していることを示している。この図を見ると、この作動温度範囲ではカルノー効率の70%以上の高い利用効率が得られていることがわかる。

図2-10に、二相流単位質量流量当りの熱入力 (すなわち原子炉からの除熱量)、並びに発電器出力に及ぼす、システム最高温度 ( $T_{max}$ ) の影響の様子を示す。前述のようにシステム最高温度が増加すると、システム最高圧力が増加し、二相流上昇部での膨張仕事が増加するため、除熱量、並びに発電量が増加する。

また、図2-11に、システムの高さ（二相流上昇部の高さ）に及ぼすシステム最高温度の影響を示す。本解析ではシステム最低温度（すなわちシステム最低圧力）を固定しているため、システム最高圧力が増加するにしたがって、それとバランスをとるためにシステム高さも増加していることがわかる。

### 二相流気液スリップ比の影響

図2-12に気液スリップ比（ $Sf_2$ ）とサイクル効率（ $\eta$ ）の関係を示す。ただし、本解析では二相流上昇部における流れ方向の気液スリップ比は一定と仮定している。

サイクル効率は気液スリップ比に強く影響を受け、気液スリップ比の増加にともない非常に小さくなっていく。この理由は、熱力学的作動流体である気相は主熱交換器で熱エネルギーを受け取るが、その熱エネルギーを膨張仕事として、二相流上昇部において、液相の力学的エネルギーに変換していく訳であるが、気液間の相対速度が増すと、気相自身の膨張によるエネルギーが液相に効率よく伝達できなく（すなわち液相を効率よく加速できなく）液相中を通りすぎ、仕事をしないままにエネルギーを外部に放出するためである。したがって気液スリップ比を理想的な加速特性である1に近づける事が重要である。

### 各コンポーネント効率の影響

図2-13に他のコンポーネント効率を1とし、一つのコンポーネントの効率のサイクル効率に及ぼす影響を図示している。図に示されるように、発電器効率のサイクル効率に与える影響が非常に大きい。これに対し、再生熱交換器、ポンプ及び気液分離器の各効率はサイクル効率に与える影響は小さい。

### (2) Hg-Sn系

Hg-Sn系の基準解析ケースとして、水銀の飽和圧力の関係から（システム最高圧力約100気圧、システム最低圧力約0.1気圧と設置）、システム最高温度約800K、システム最低温度約523Kとした。

### 二相流入口ボイド率の影響

サイクル効率 ( $\eta$ )、発電器出力 ( $W_g$ )、熱入力 ( $Q_{in}$ )、上昇部高さ ( $H$ )、及びポリトロップ指数 ( $n$ ) に対する二相流入口ボイド率 ( $\alpha_2$ ) の影響を図2-14~2-18に示す。

H<sub>2</sub>O-低融点合金系で述べたように、サイクル効率はボイド率の増加にしたがって減少していく。

二相流単位質量流量当りの発電器出力及び熱入力は、ボイド率の増加とともに増加する。しかし、発電器出力及び熱入力はH<sub>2</sub>O-低

融点合金系のそれらより小さい。これは、蒸気潜熱が水に比べ水銀の方が約1/5と小さいためと考えられる。

上昇部高さもボイド率の増加とともに増加する。この高さ $H_2O$  - 低融点合金系の高さを比べると、Hg-Snの系方が低い。

#### システム最高温度の影響

サイクル効率( $\eta$ )と、サイクル効率とカルノー効率の比( $\eta/\eta_c$ )に対するシステム最高温度( $T_{max}$ )の影響を図2-19に示す。

システム最高温度の上昇とともに、サイクル効率は増加するが、サイクル効率とカルノー効率の比は単調減少する。

二相流上昇部における気液スリップ比の影響及び、各コンポーネントの効率の影響は、基本的には水と低融点合金の場合と同じなのでここでは省略する。

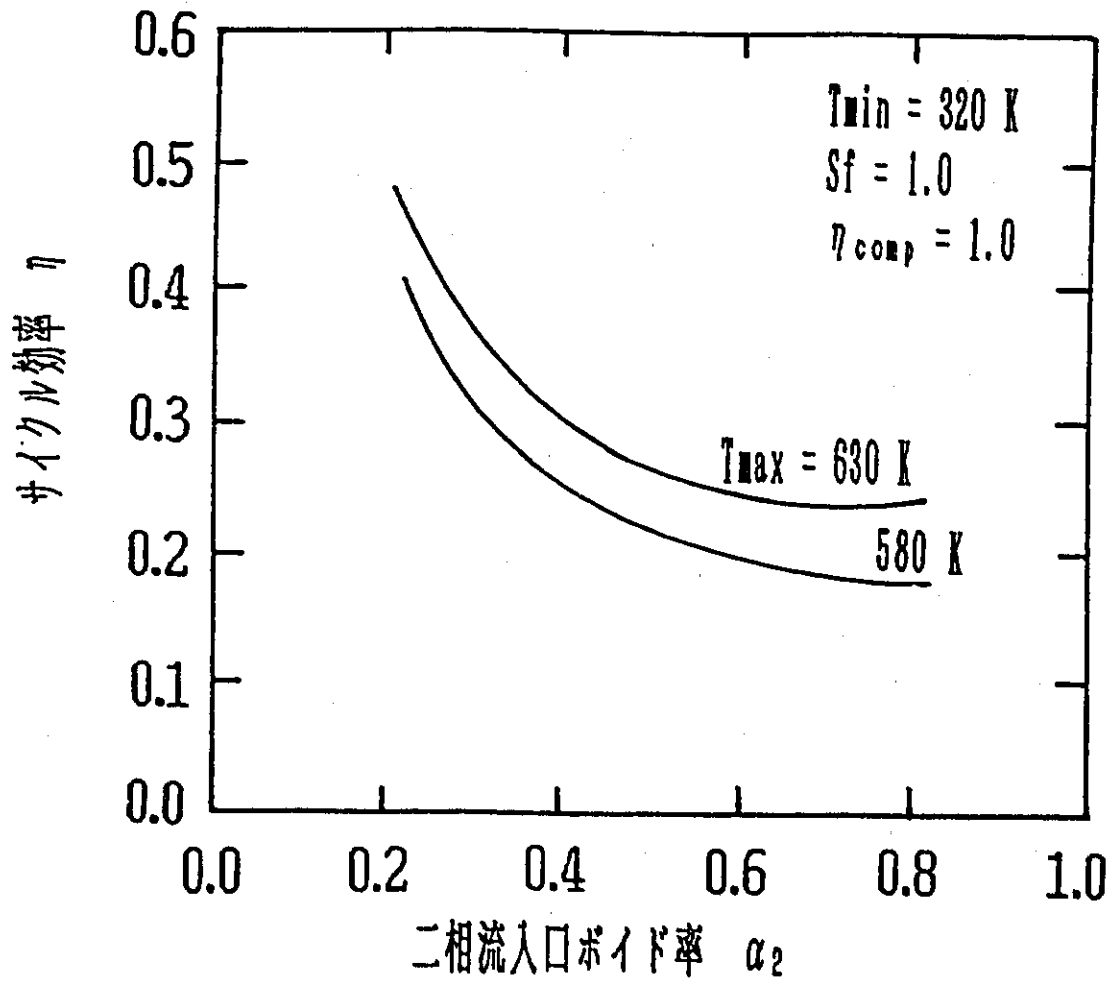


図2-4 二相流入口ボイド率に対するサイクル効率の関係  
(H<sub>2</sub>O-低融点合金系)

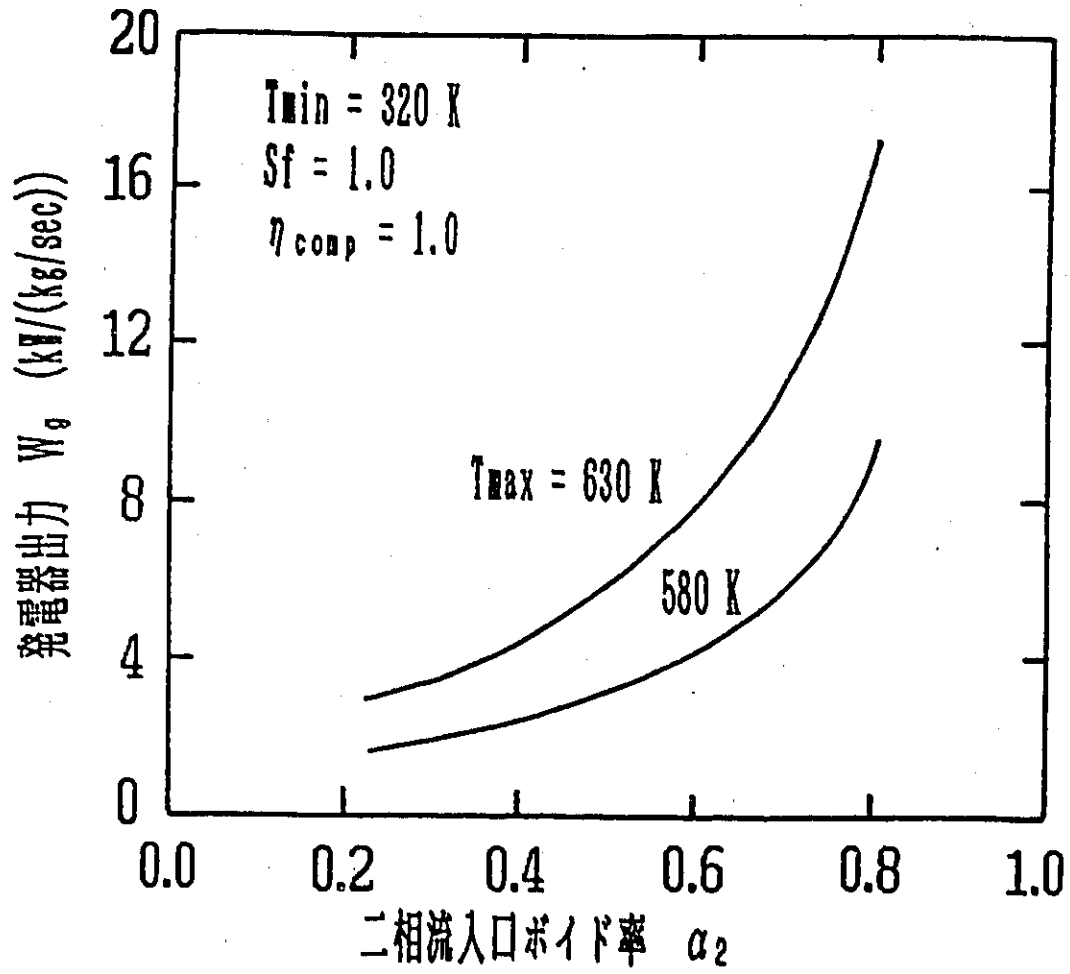


図2-5 二相流入口ボイド率に対する発電器出力の関係  
(H<sub>2</sub>O-低融点合金系)

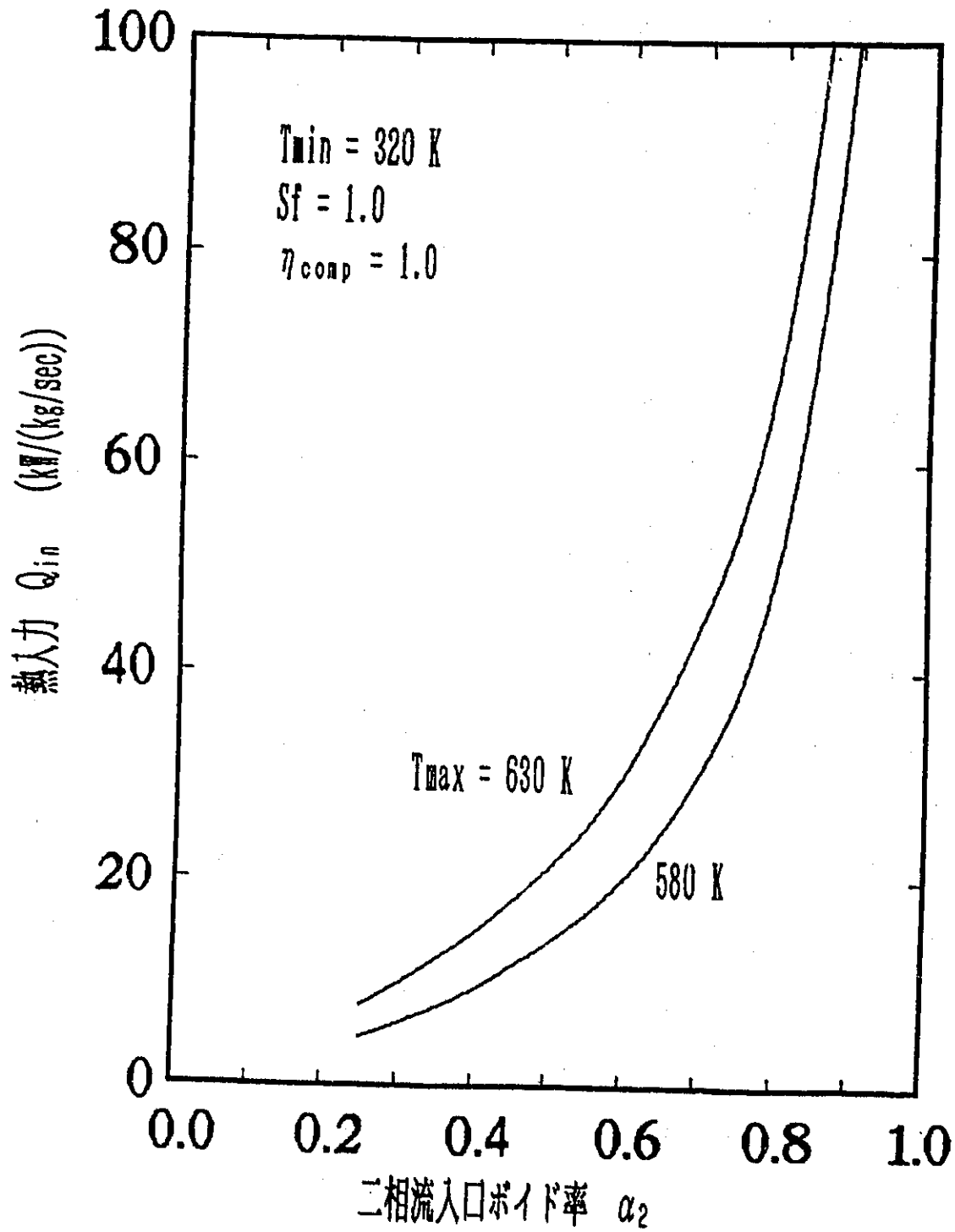


図2-6 二相流入口ボイド率に対する熱入力の関係  
( $\text{H}_2\text{O}$ -低融点合金系)

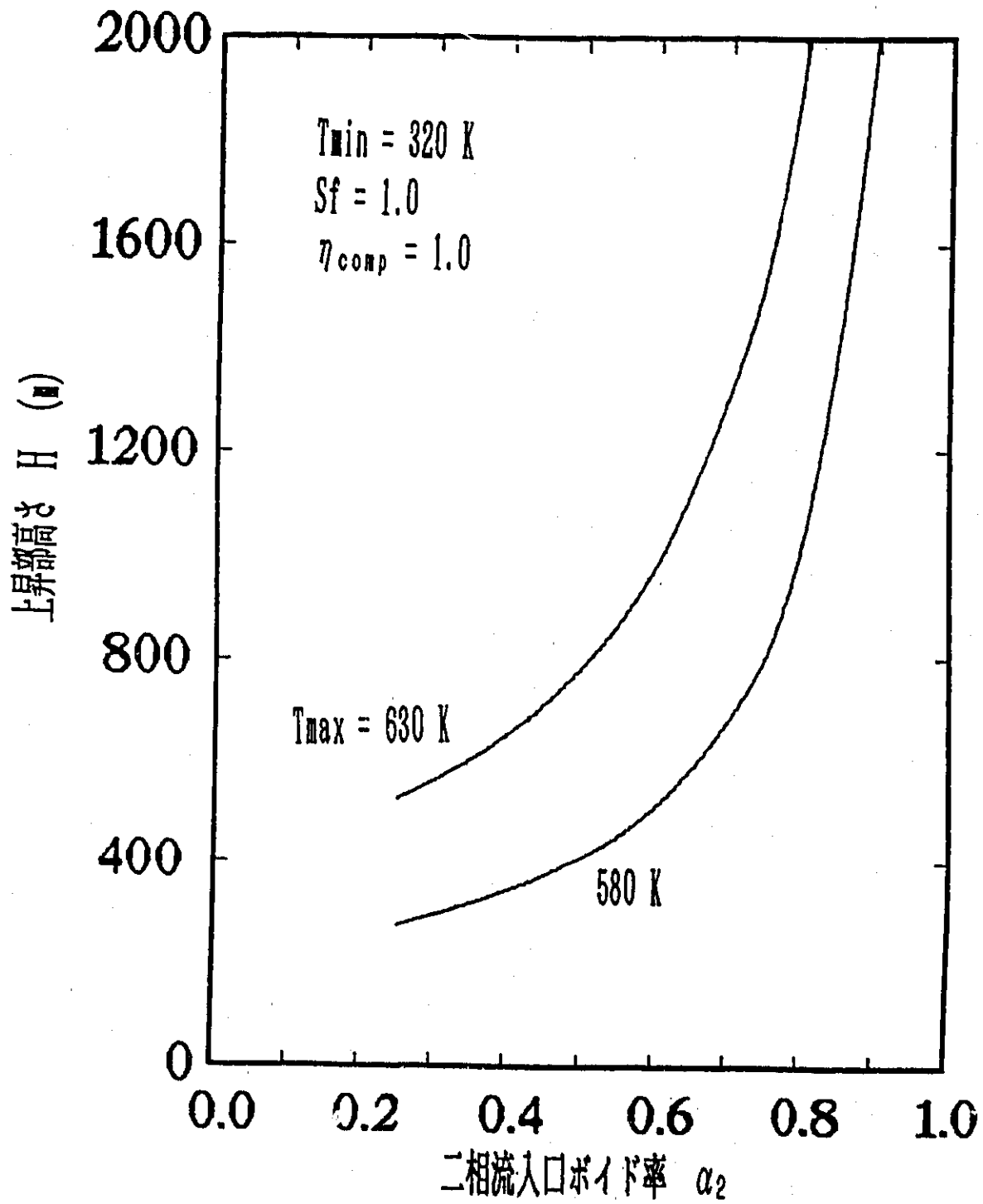


図2-7 二相流入口ボイド率に対する上昇部高さの関係  
( $H_2O$ -低融点合金系)



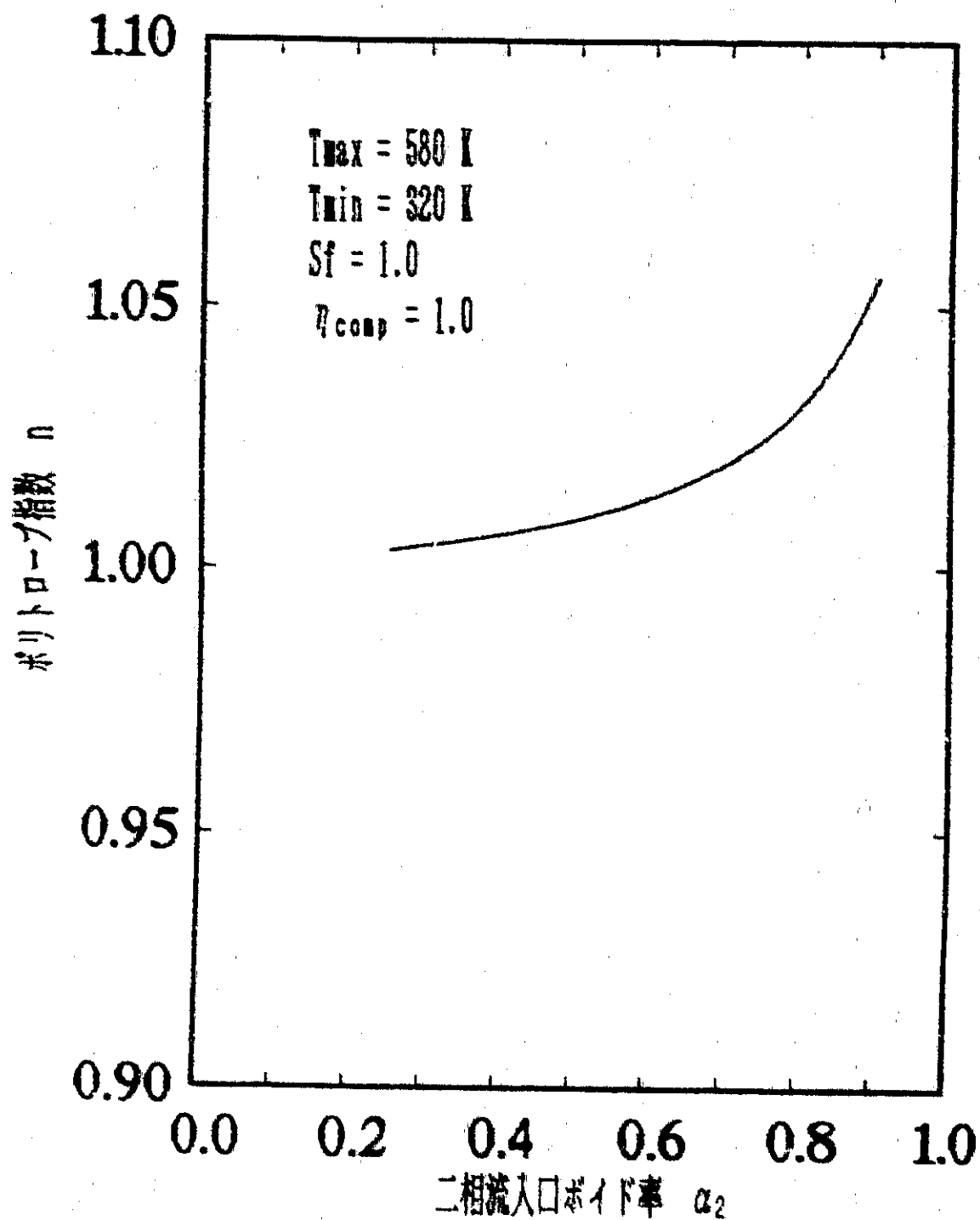


図2-8 二相流入口ボイド率に対するポリトロプ指数の関係  
( $\text{H}_2\text{O}$ -低融点合金系)

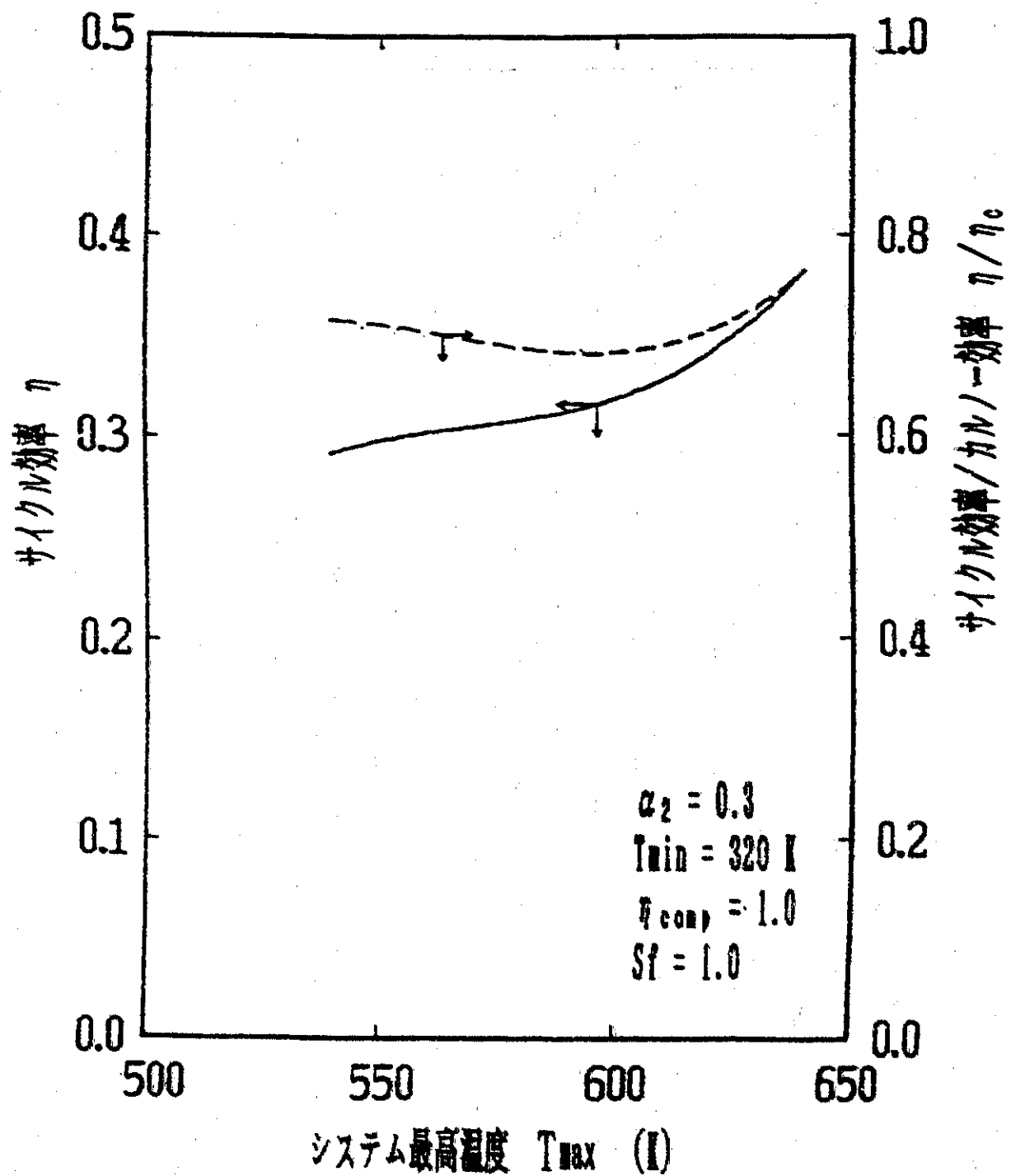


図2-9 システム最高温度に対するサイクル効率とサイクル効率/カルノー効率の関係 (H<sub>2</sub>O-低融点合金系)

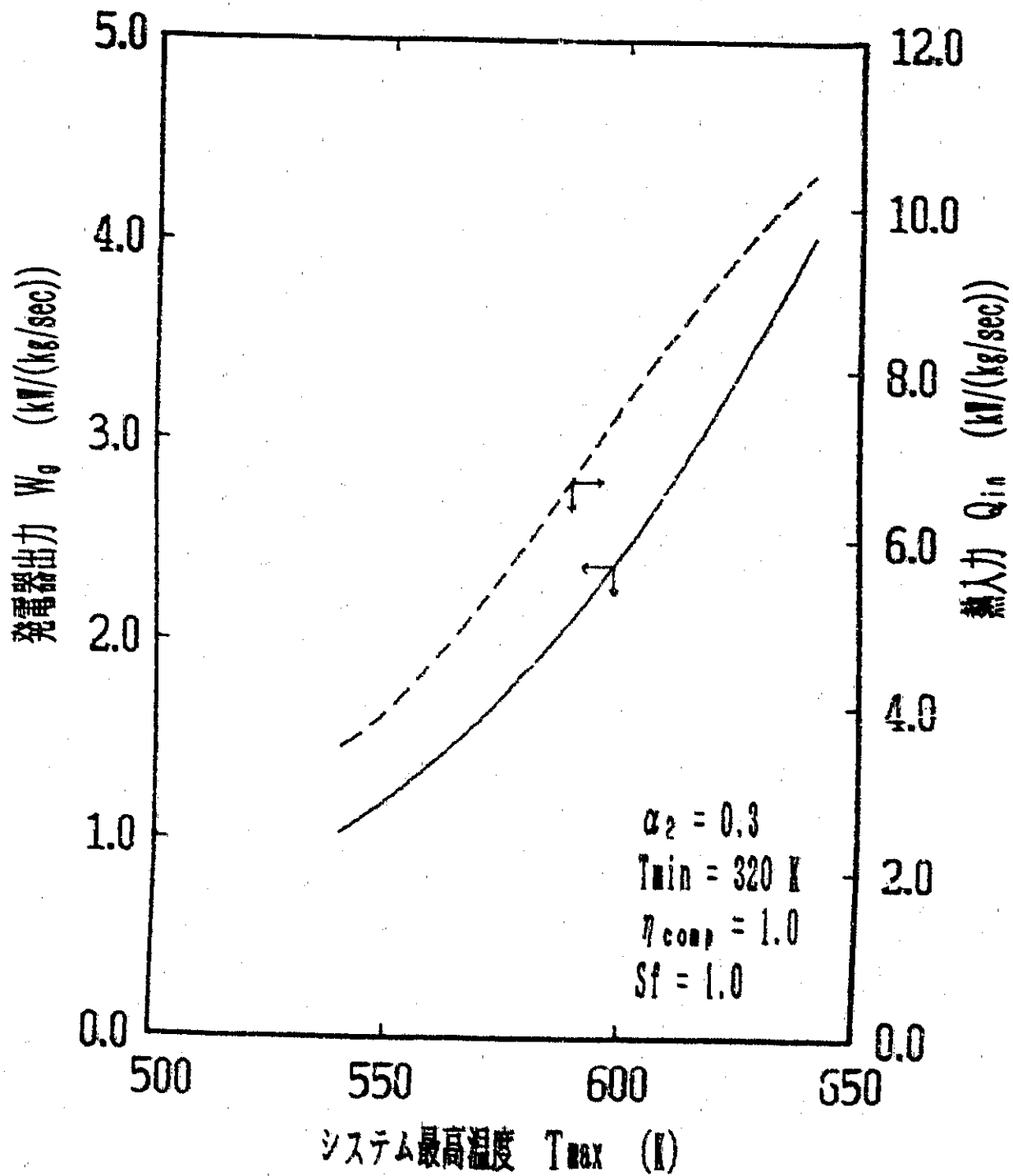


図2-10 システム最高温度に対する発電器出力と熱入力の関係  
( $H_2O$ -低融点合金系)

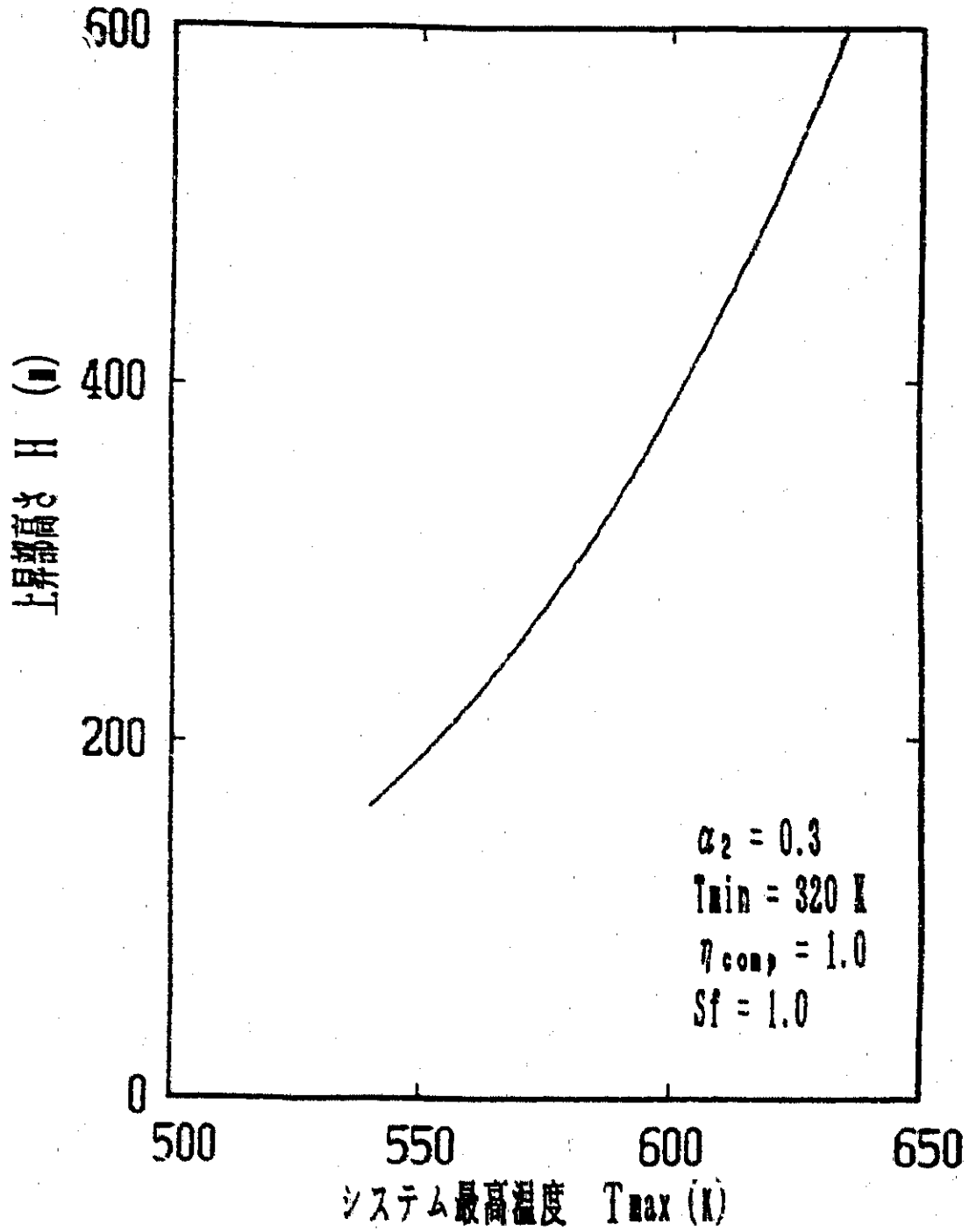


図2-11 システム最高温度に対する上昇部高さの関係  
( $H_2O$ -低融点合金系)

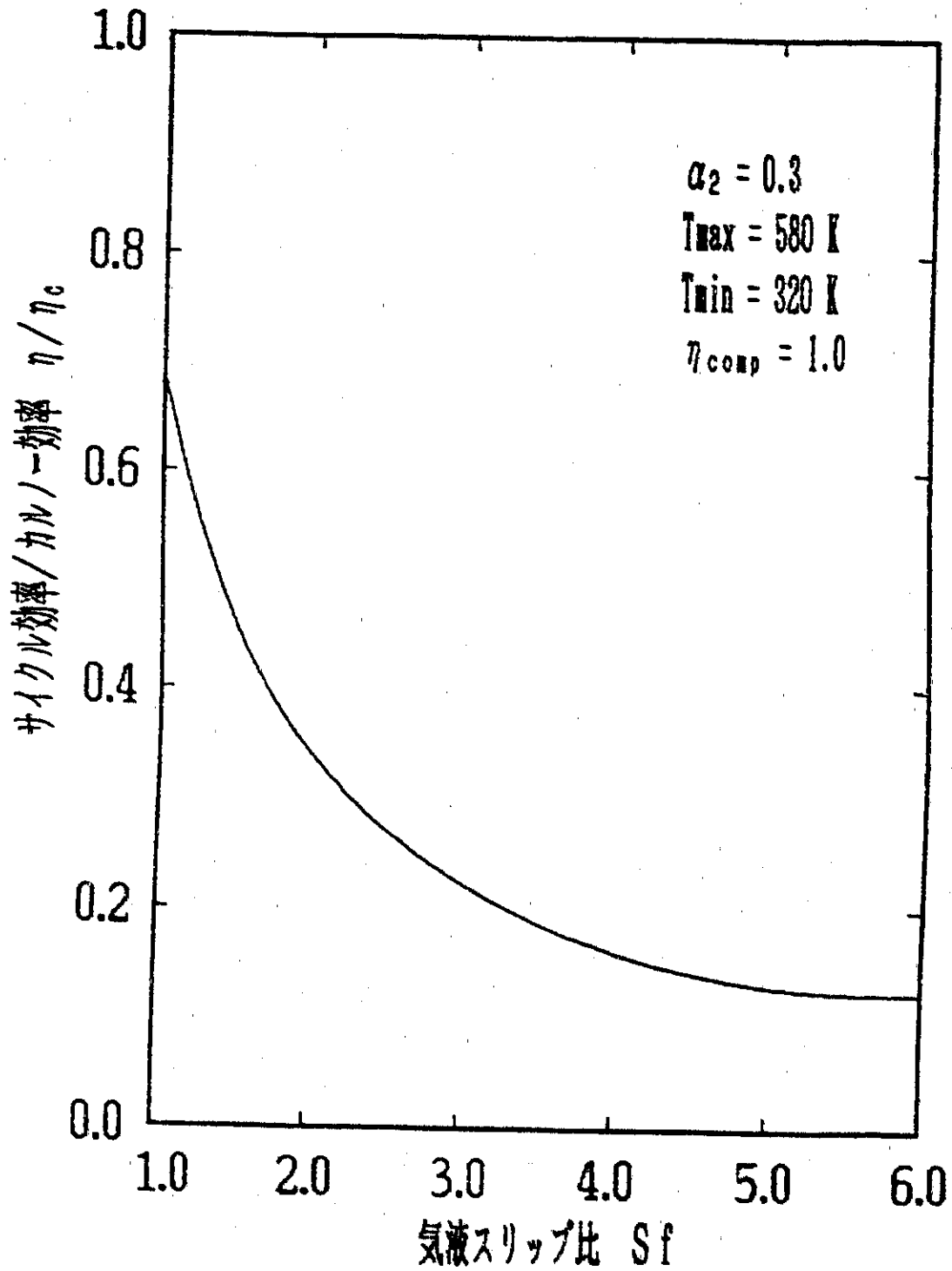


図2-12 気液スリップ比に対するサイクル効率/カルノー効率の関係  
( $\text{H}_2\text{O}$ -低融点合金系)

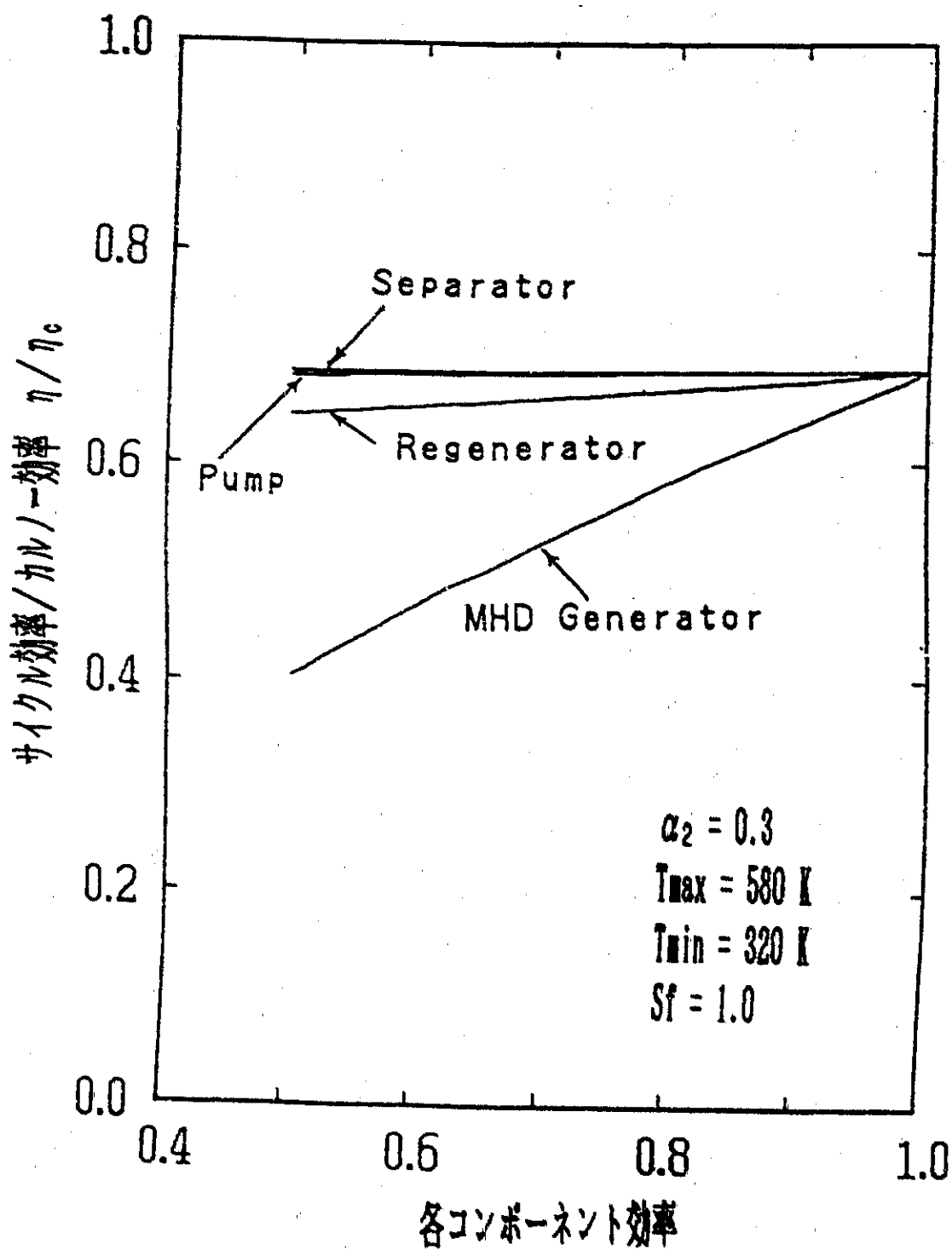


図2-13 各コンポーネント効率に対するサイクル効率/カルノー効率の関係  
 (H<sub>2</sub>O-低融点合金系)

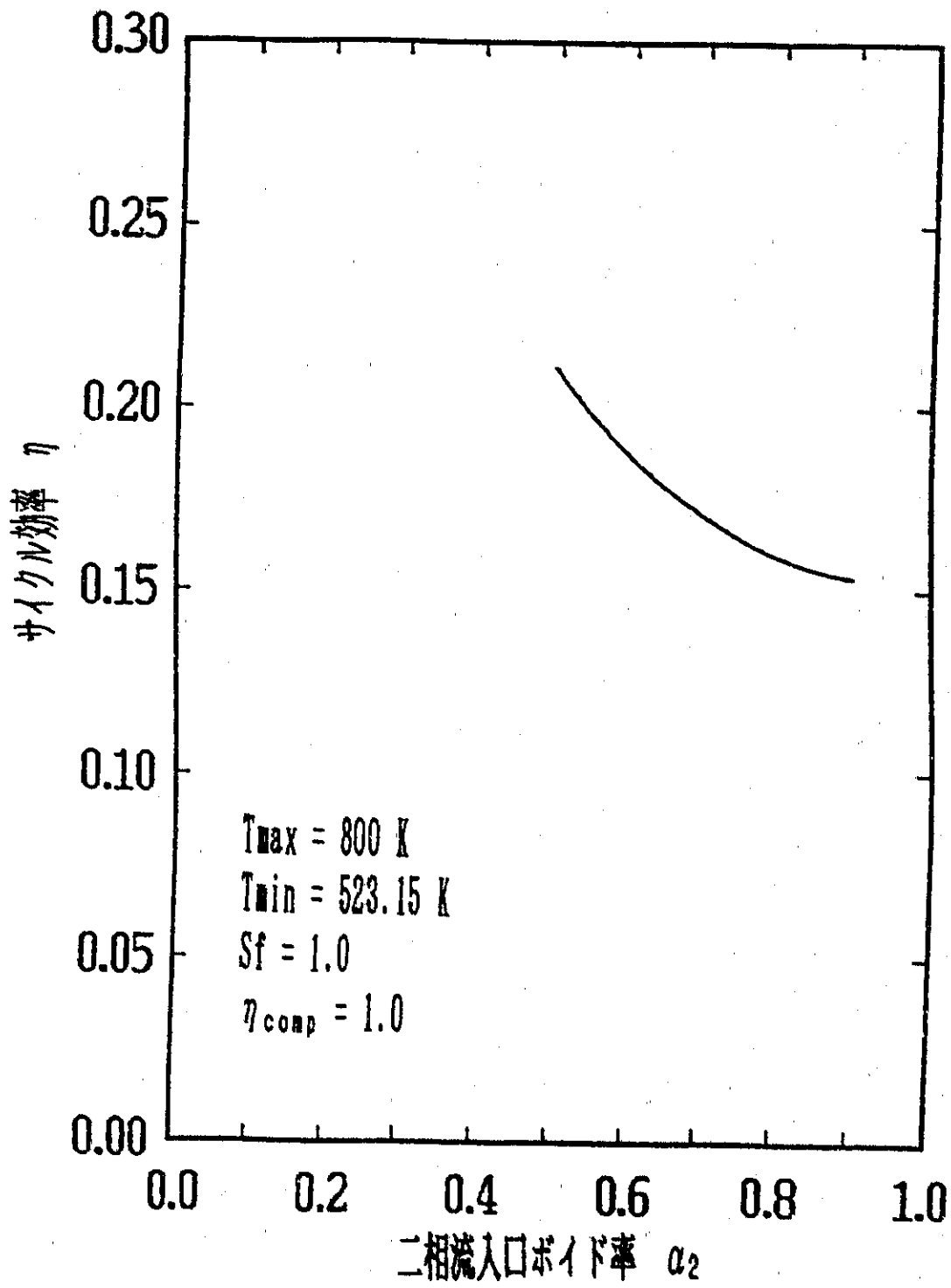


図2-14 二相流入口ボイド率に対するサイクル効率の関係 (Hg-Sn系)

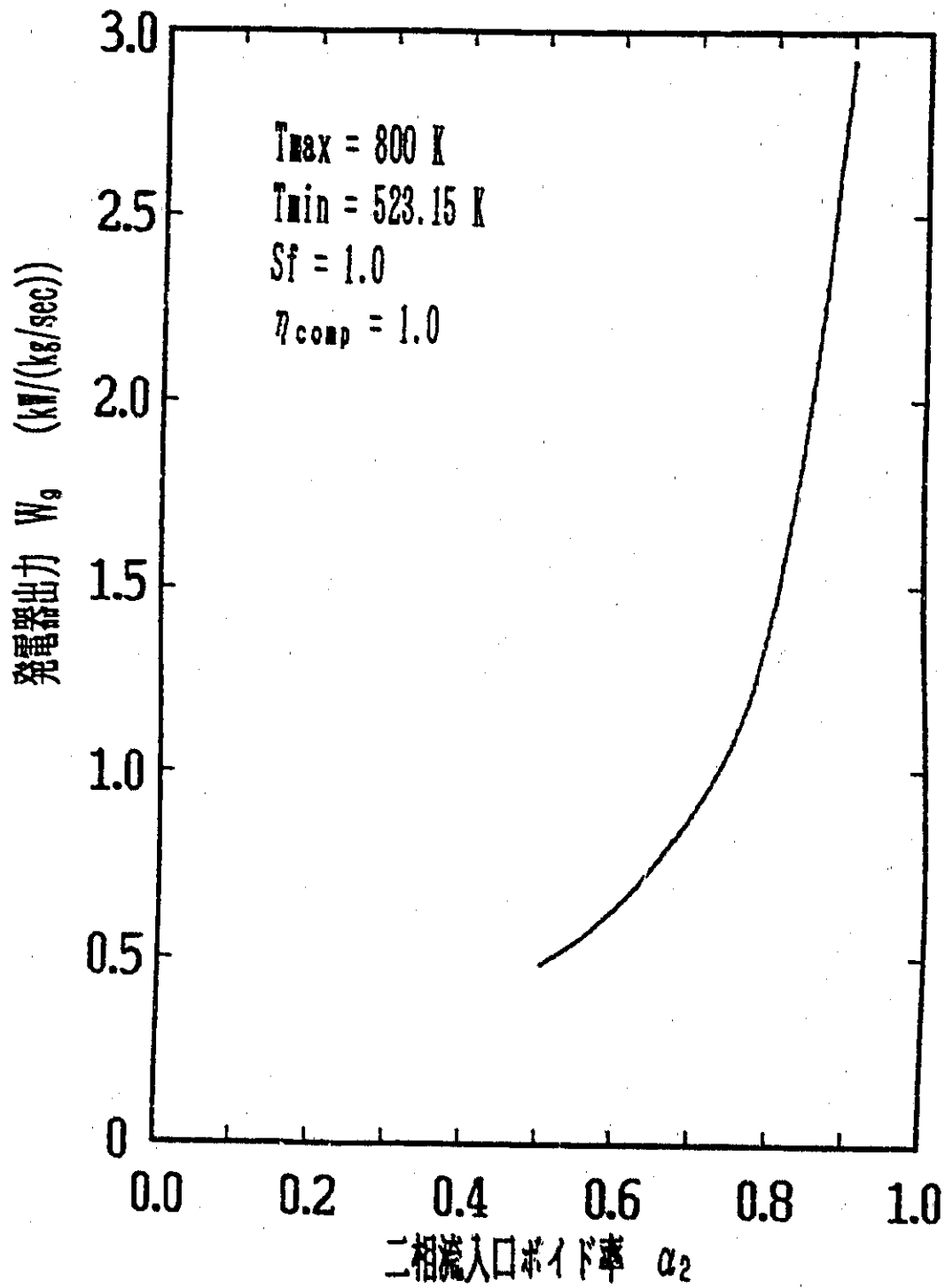


図2-15 二相流入口ボイド率に対する発電器出力の関係 (Hg-Sn系)



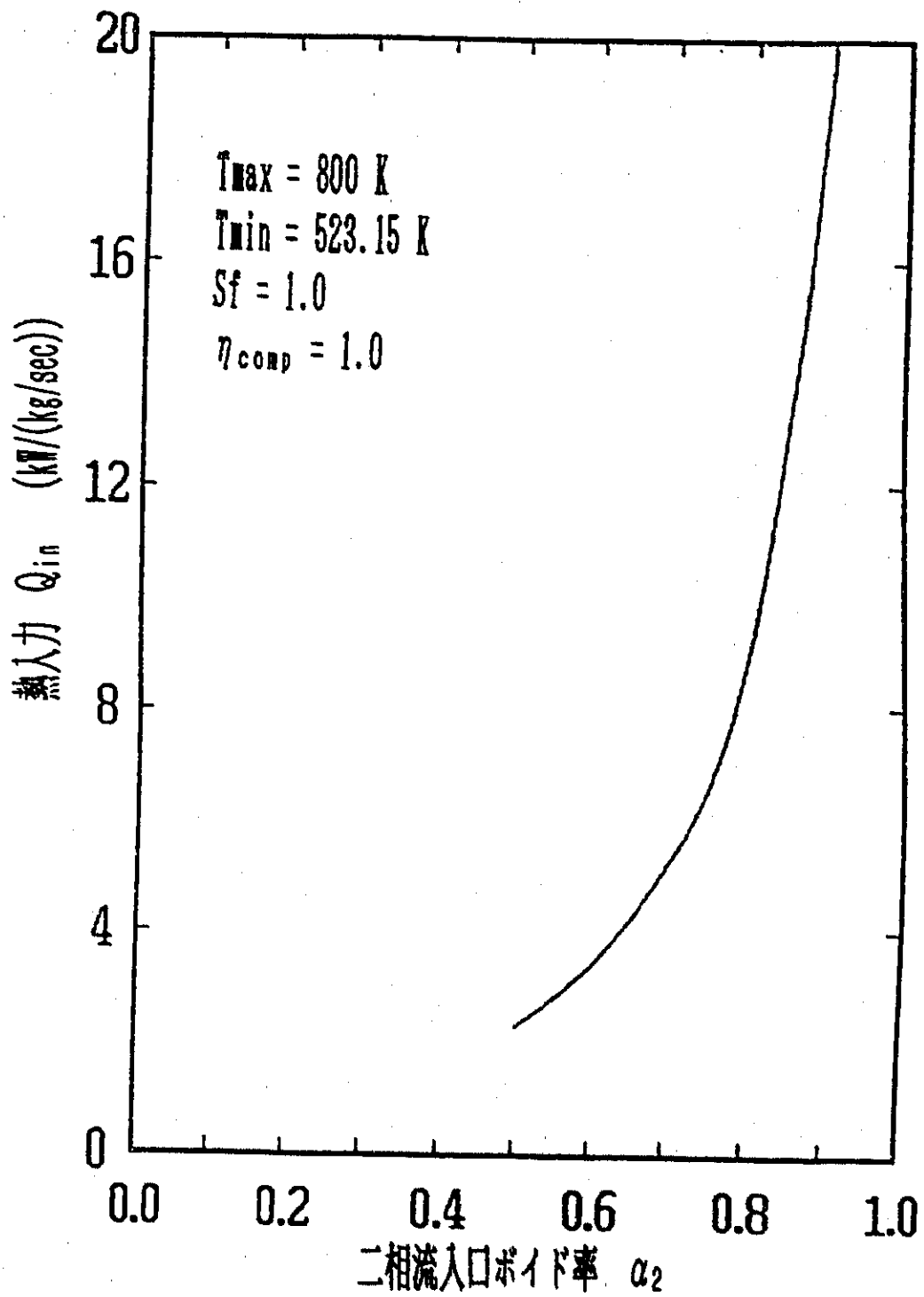


図2-16 二相流入口ボイド率に対する熱入力の関係  
(Hg-Sn系)

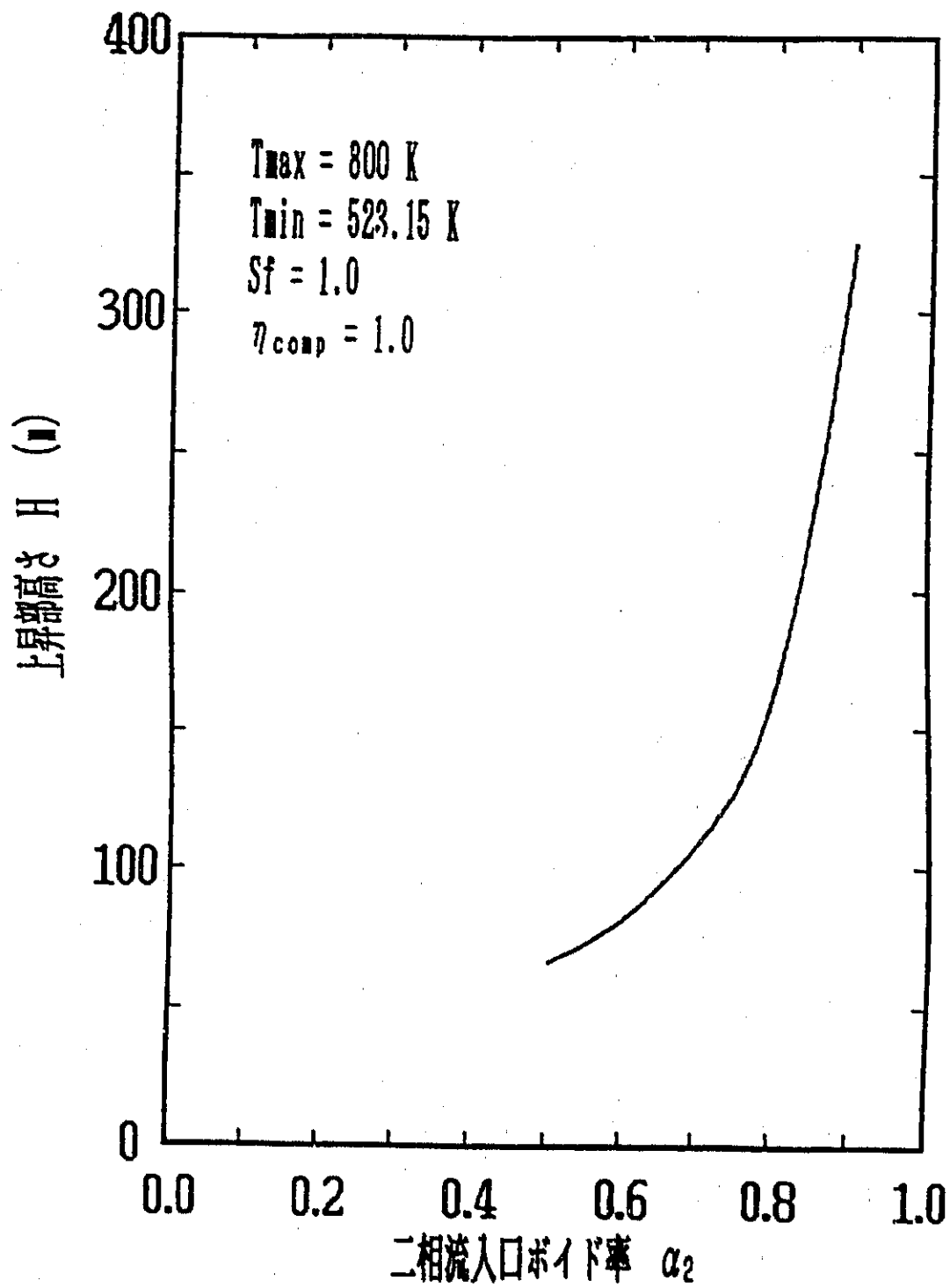


図2-17 二相流入口ボイド率に対する上昇部高さの関係  
(Hg-Sn系)

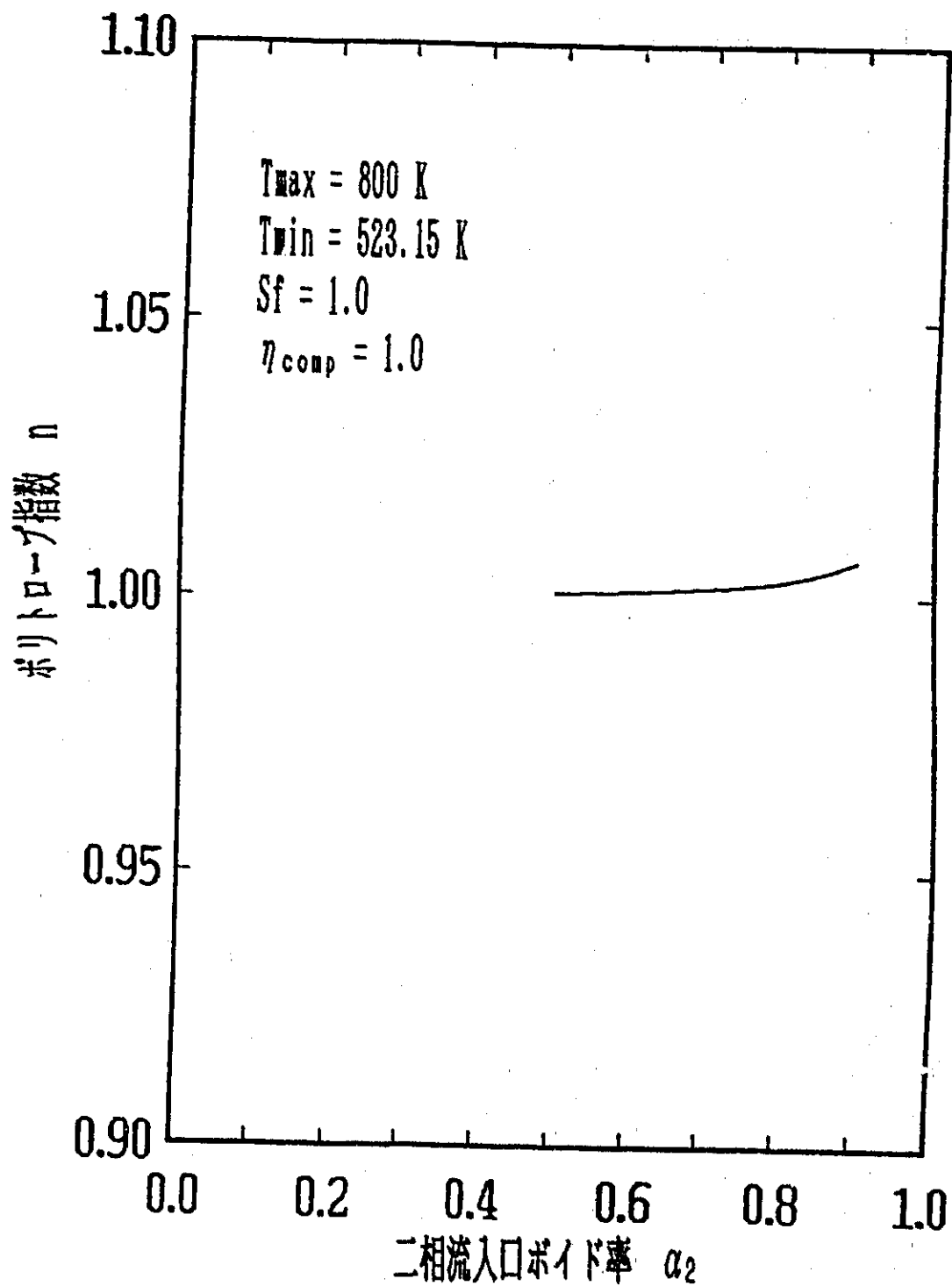


図2-18 二相流入口ボイド率に対するポリトロプ指数の関係 (Hg-Sn系)

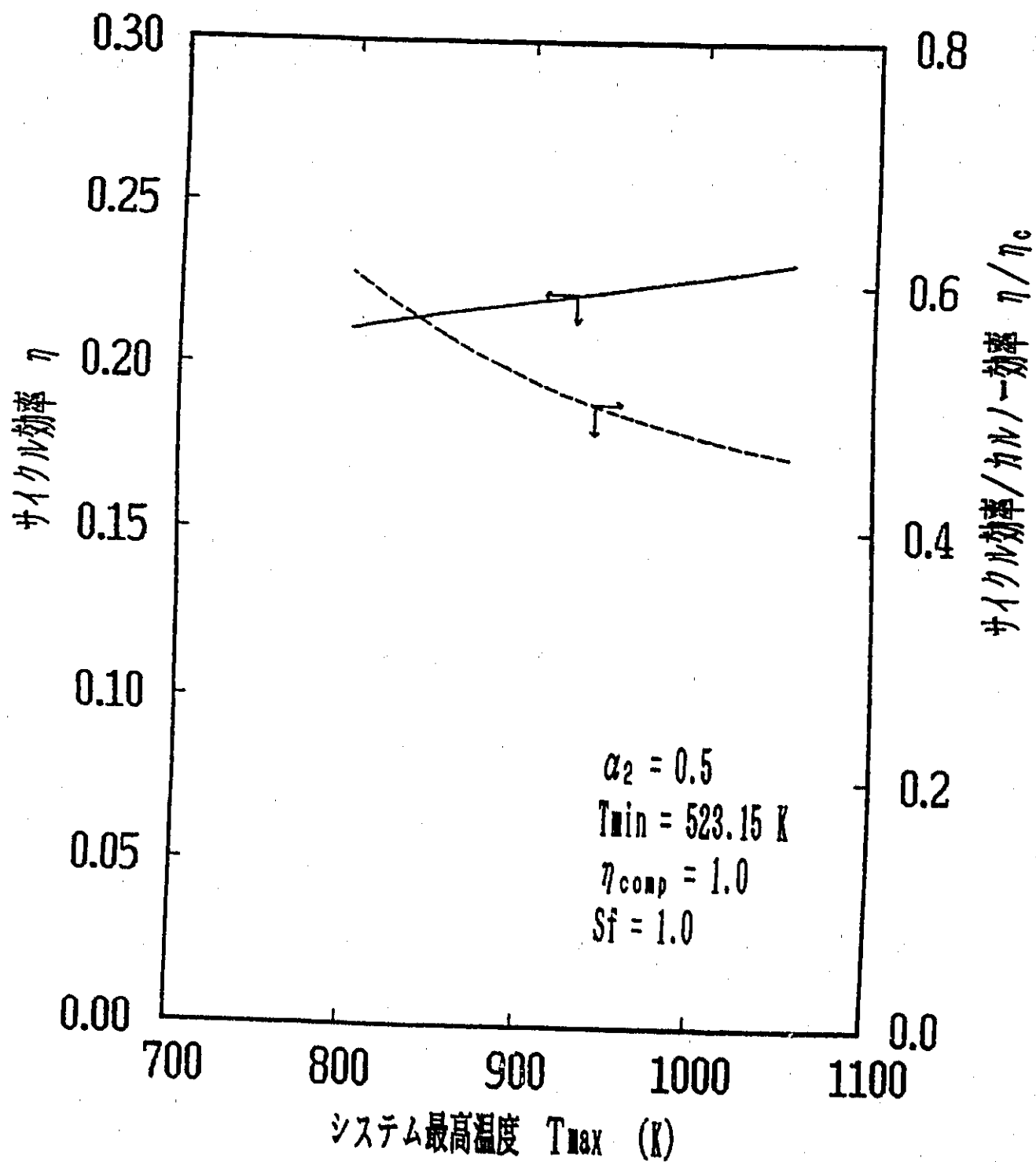


図2-19 システム最高温度に対するサイクル効率とサイクル効率/カルノー効率の関係 (Hg-Sn系)

### 3. 二相流自然循環特性実験

#### 3.1 実験装置及び実験方法

図3-1にウッズメタル-窒素ガス二相流自然循環試験装置(OLIMPOS-II)を示す。ループは、二相流部高さ約2.5m、幅1m、内径31.3mmのSUS-316製で、気液混合部、二相流上昇部、気液分離部、单相流下向部及び熱入力のための加熱部(ただし本実験では、保温としてのみ使用)で構成されている。装置は密閉式だが、気液分離部の垂直部上端のバルブにより、大気開放とできる。

本実験装置のドレインタンクに装荷されたウッズメタルは約200kgである。ウッズメタルの物性値を表3-1にまとめる。

本実験において2種類の気液混合部(混合部A、B)を用いた。図3-2に、混合部Aの様子を示す。外径35.4mmの内管と、内径104mmの外管とから成り、内管には直径1mmの穴が、約110個開けられている。この混合部により流路に対し垂直に気体が混入される。一方、図3-3に混合部Bを示す。二相流上昇部下部底面に直径1mmの穴が55個開けられている。この混合部では、流路に平行に気体が混入される。

窒素ガスは、混合部からループに注入され、二相流上昇部を上方に膨張しながら、液相を上方に加速し、気液分離器において液相と分離し、大気開放される。一方、液相は気液分離器で窒素ガスと分離した後、下向部を单相で下降し再び気液混合部にもどる。

ループには、熱電対がループ内液体温度14点、管壁温度45点

測定できるように取り付けられている。また、試験中のウッズメタルの温度は約150℃で、ループ全体に巻かれた保温ヒーターおよび保温材によって、適切な温度コントロールを行っている。

試験は、窒素ガスの流量を変化させながら気相流量計、8ヶ所の圧力計、单相液体電磁流量計、液体温度により測定し、ボイド率、気液スリップ比等を求め二相流自然循環特性を観測した。

### 測定システム

図3-4に測定系のフロー図を示す。单相液相流量は、单相流下向管の上下2か所(1004mm間隔)で永久磁石(管中央部で約1000ガウス)によるMHD起電力によって測定した。一方、窒素ガスは熱式質量流量センサーを内蔵した気体流量計によって測定した。また、主ループの各点の圧力は、小型半導体圧力計(定格20K、応答周波数約5kHz)によって測定した。これらの信号は、シグナル・コンディショナーを介して、ペン・レコーダ及びPCMレコーダで記録した。

### 実験手順及び実験条件

まず、ドレインタンクを昇温し、低融点合金(融点70℃)を溶かし約150℃まで昇温する。時にループ全体を約150℃まで昇温させる。分離器上端弁によりループ内を大気開放とし、ドレイ

ンタンクを加圧することにより分離器内のレベル計で確認しながら分離器内の所定の深さまでウッズメタルを挿入する。

窒素ガスをループ内に注入すると二相流が形成され液相の循環が始まる。所定の $N_2$ ガスをループ内に注入し続け、ループ内の流れが定常になったことをガス質量流量、液体質量流量の出力をペン・レコーダで確認し、温度、圧力、気相流量、液相流量を測定した。その後、ガスの注入を止め、慣性による液相流量がなくなる事を確認した。この操作を、ガス流量を最大 $100\text{ g/min}$  (約 $2\text{ g/s}$ )まで変化させながら繰り返し行った。また、実験中は、分離器上端弁を開け大気開放とした。

なお、圧力計の較正は実験の前後で行い、液相流量計の較正は、実験の前後及び途中数回行った。

今回実施した実験条件を表3-2に示す。

### データの整理

#### ①ガス質量流量

窒素ガスの質量流量 ( $M\text{ g}$ ) は、熱式質量流量計に表示される体積流量 ( $V\text{ g}$ ) より換算して求めた。その換算式は (3-1)式である。

$$M\text{ g} = \frac{M \cdot P(T) \cdot dV}{R \cdot T \cdot dt} \quad (\text{g/s}) \quad (3-1)$$

ここで、 $M$ 、 $P(T)$ 、 $R$ 、 $T$  はそれぞれ窒素分子の分子量、絶対圧力、気体定数、絶対温度を示す。

## ② 液相質量流量

MHD起電力により測定した出力を、実験時に測定した修正値により流速に換算し、密度、断面積との積より質量流量を求めた。

$$M_l = \rho_l \cdot S \cdot U_l \quad (\text{g/s}) \quad (3-2)$$

## ③ 圧力

実験前後の修正時の修正曲線により求めた。

## ④ ボイド率

流速が小さいので加速部での摩擦による圧力損失や加速損失を無視して、各圧力計での圧力の差圧からその間の平均ボイド率として評価した。

$$\Delta P = \rho_g \alpha g h + \rho_l (1 - \alpha) g h \approx \rho_l (1 - \alpha) g h$$

$$\alpha = 1 - \frac{\Delta P}{\rho_l \cdot g \cdot h} \quad (3-3)$$

## ⑤ クオリティー（乾き度）

ガス質量流量及び液相質量流量により算出した。

$$x = \frac{M_g}{M_g + M_l} \quad (3-4)$$

## ⑥ 密度

気相密度は、温度及び圧力により算出し、液相密度は温度により



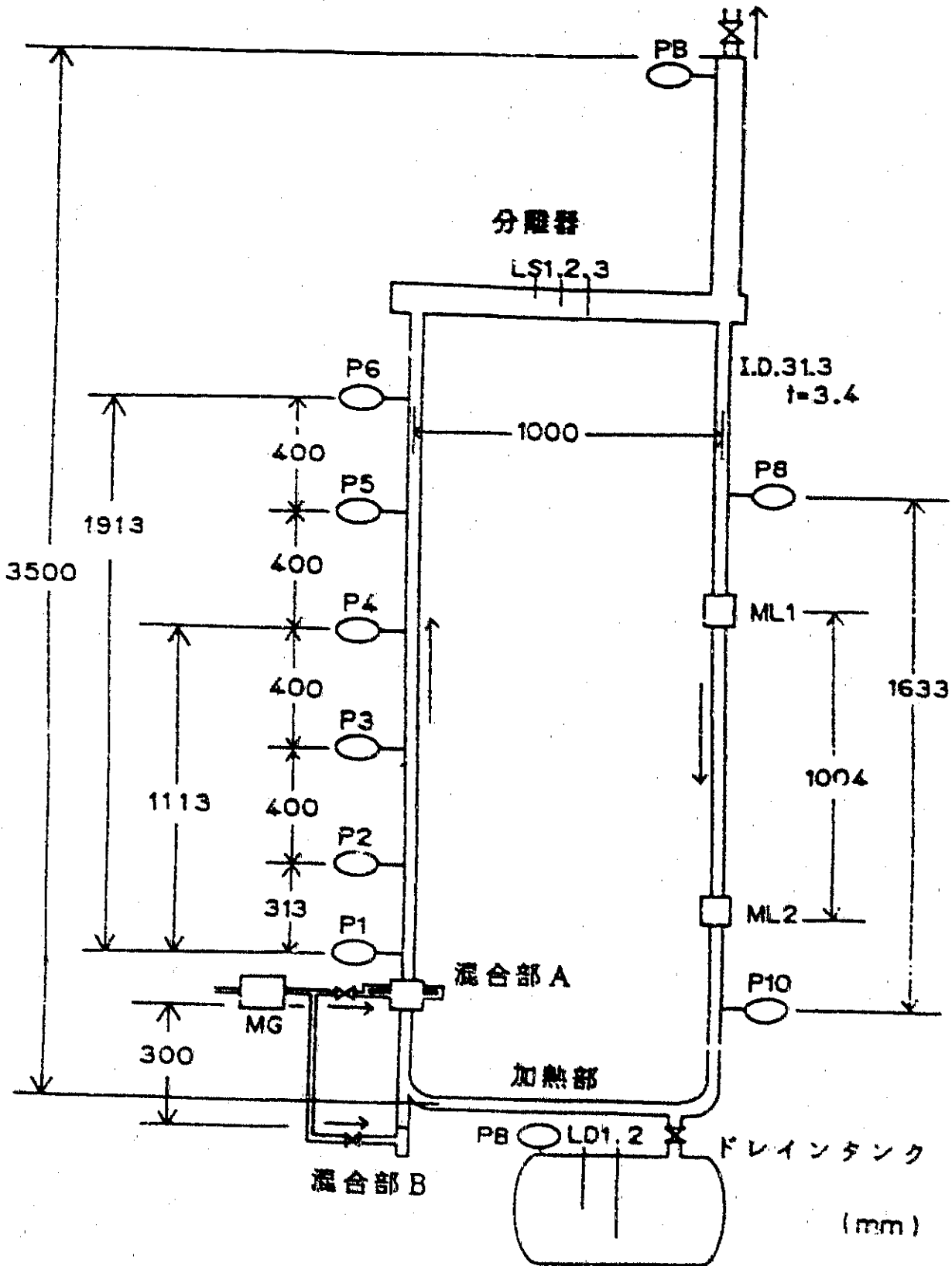
評価した。

$$\rho_g = \rho_l \frac{P \cdot T_g}{P_g \cdot T} \quad (3-5)$$

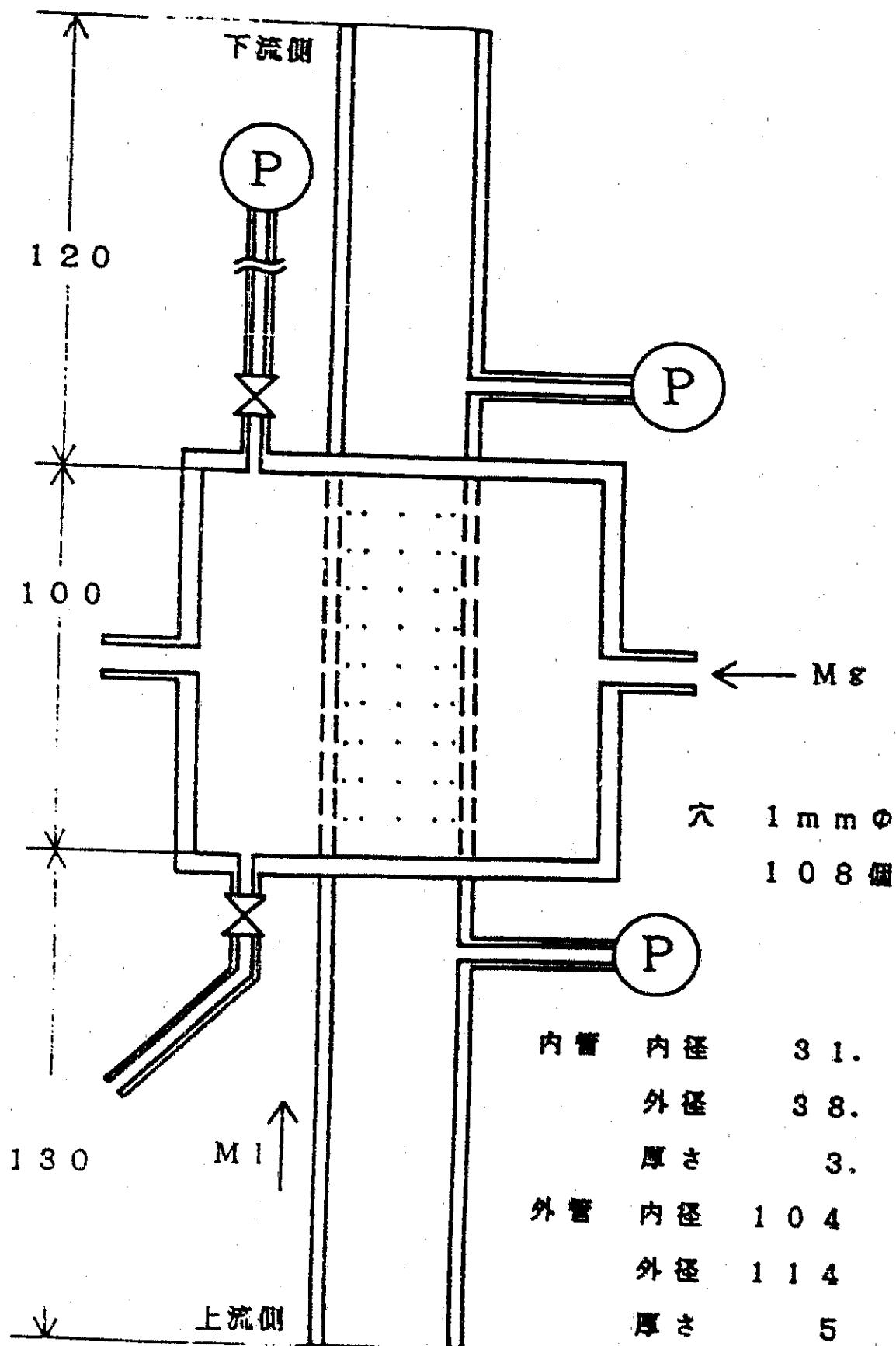
⑦スリップ比

スリップ比は、各相の質量流量、平均ボイド率及び各相の密度により評価した。

$$S = \frac{\rho_l}{\rho_g} \frac{x}{(1-x)} \frac{(1-\alpha)}{\alpha} \quad (3-6)$$



図S-1 OLIMPOS-II 装置図



(單位: mm)

圖3-2 混合部A

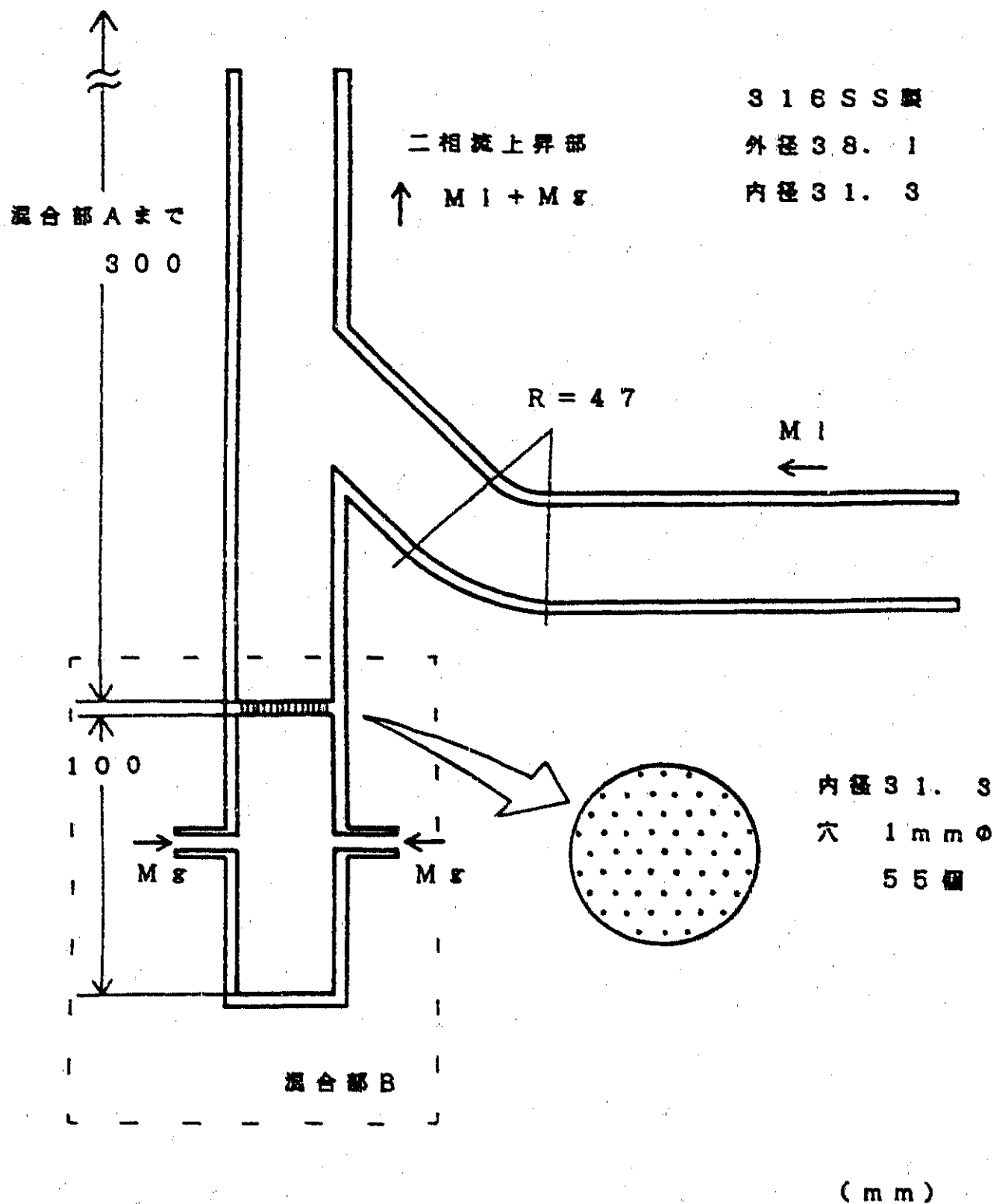


図3-3 混合部B

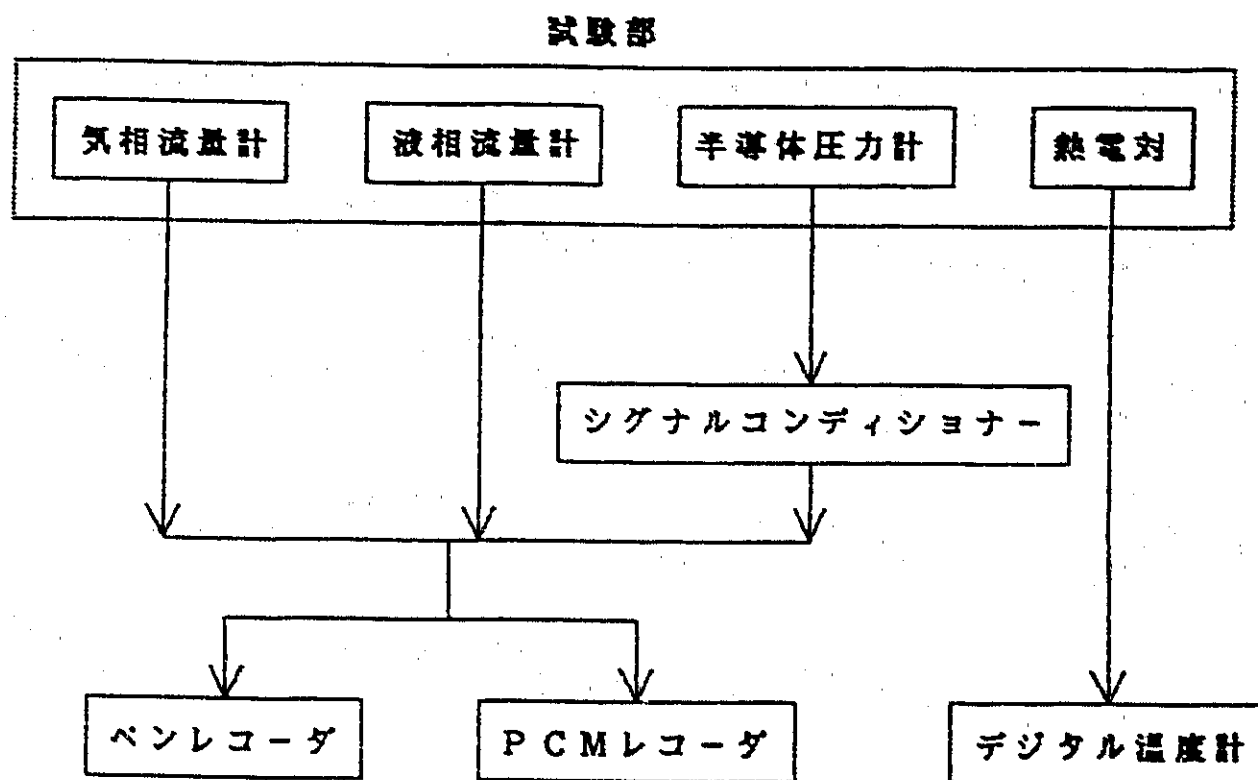


図3-4 測定計のフローチャート

表 3-1 ウッズメタル物性値

温度 (°C)	密度 (kg/m <sup>3</sup> )	定圧比熱 (kJ/kg·K)	電気抵抗率 (μΩ·cm)	粘度 x10 <sup>-3</sup> (Pa·s)
100	9600	0.184	94.6	2.86
150	9510	0.184	95.6 *(130°C)	2.51
200	9438	0.176		—

今回用いたウッズメタルは、Bi 50%、Pb 26.7%、Sn 13.3%、Cd 10%、融点70℃の合金である。

表 3-2 実験範囲 (混合部 A)

気相質量流量	0 ~ 0.68 g/s
液相質量流量	0 ~ 7200 g/s
ボイド率	0 ~ 0.16
クオリティ	0 ~ $9.4 \times 10^{-5}$
見かけ気相流速	0 ~ 60 cm/s (P4)
見かけ液相流速	0 ~ 99 cm/s
体積流量比	0 ~ 0.56
Fr	0 ~ 3.2 (単相液相流速より)
Re	0 ~ $1.2 \times 10^5$ (単相液相流速より)

実験範囲 (混合部 B)

気相質量流量	0 ~ 2.0 g/s
液相質量流量	0 ~ 8700 g/s
ボイド率	0 ~ 0.19
クオリティ	0 ~ $2.3 \times 10^{-4}$
見かけ気相流速	0 ~ 160 cm/s (P4)
見かけ液相流速	0 ~ 120 cm/s
体積流量比	0 ~ 0.43
Fr	0 ~ 4.6 (単相液相流速より)
Re	0 ~ $1.4 \times 10^5$ (単相液相流速より)

## 3.2 実験結果及び検討

ウッズメタル-窒素系の二相流自然循環特性を調べるため、2種類の混合部を用いて実験を行い、気相質量流量 $0 \sim 2 \text{ g/s}$ 、ボイド率 $0 \sim 0.2$ までの基礎データを収集した。また、それ等より流動特性を評価する実験式を求めた。

### (1) 二相流自然循環特性

#### (a) 液相流量

図3-5に気相流量に対する液相流量の変化を示す。気相流量が $0.5 \text{ g/s}$ までは液相流量は急激に増加するが、それ以降は増加率が小さくなり液相流量がほぼ一定値に飽和することがわかる。これは、この付近で流動様式が気泡流からスラグ流に移行するためと考えられる。また、気相流量が $0.5 \text{ g/s}$ までは二種類の混合部で同じ値を示すのに対し、それ以降液相流量は混合部A、Bでそれぞれ約 $7000 \text{ g/s}$ 、約 $8500 \text{ g/s}$ でほぼ一定になる。これより、混合部Bの方が大きい液相流量が得られることがわかった。

このことは図3-6からも確認できる。液相流量を気相流量で割った値（以後液相流量利用率とする）を縦軸にとると、気相流量の増加と共に混合部Bが大きい値をとるようになる。また、この図より気相流量利用率はピーク値を持たず気相流量の増加により単調減少する、つまり液相流量の増加率は正ではあるが常に減少することがわかった。

図3-7にボイド率に対する液相流量の関係を示す。これから、



ボイド率が0.13までは液相流量が急激に増加するが、それ以上では増加率は小さくなり、増加率は0に近づく。これは流動様式が気泡流からスラッグ流に変化したため、その後はボイド率の増加にともない液相流量が増加しなくなることを示す。すなわち、気液スリップ比が増加するためである。

これらのグラフより液相循環流量は気相流量の増加に対し単調増加するものの、循環流量増加率はある点で急激に減少しほぼ一定値に落ちつくことがわかる。

#### (b) ボイド率

図3-8、図3-9、図3-10に気相質量流量、クオリティ、体積流量比に対するボイド率の関係を示す。

図3-8より、ボイド率は気相流量の増加と共に増加し、ボイド率が約0.13までは増加率は大きいですがそれ以降増加率は多少小さくなる。また、その増加率もほぼ一定でそれぞれ直線的である。流動様式の変化に関する論文<sup>(4)</sup>中での気液の見かけ速度の関係から、このボイド率付近で流動様式が気泡流からスラッグ流に遷移したと考えられる。この点は、図3-5で液相流量の増加率が急激に下がった付近に相当する。つまり、気泡流ではボイド率の増加率は大きく液相流量も同時に増加するが、スラッグ流に遷移後はボイド率の増加率が小さくなり液相への循環力が減少するため液相流量の増加率は減少する。これは図3-10でも説明でき体積流量比の増加にともない、気相流速と液相流速の比であるスリップ比が大きくなり、気相が液相を駆動し循環させる効果が小さくなる。ここで、ボイド率が大きい領域ではスリップ比が高く体積流量比の増加にともない

ボイド率、スリップ比共に増加している。

これらより、液相流量の増加と共にボイド率は大きくなるものの、約0.13で流動様式の遷移が起こりボイド率の増加率が小さくなることがわかった。

(c) スリップ比

図3-11、図3-12、図3-13に気相質量流量、クオリティ、体積流量比に対するスリップ比の関係を示す。スリップ比は、気相流速と液相流速の比であり液相循環量を大きくするためには、低いスリップ比である必要がある。そのために混入方法によるスリップ比の影響を調べるために混合部A、混合部Bの2種類の混合部で実験を行なった。混合部Bが混合部Aに較べて大きな液相流量が得られボイド率が低くなったが、スリップ比においては多少広がった分布を持つものの誤差範囲内で混入方法によるスリップ比の差異はみられなかった。

図3-11において、気相流量が約0.7 g/sにスリップ比の増加傾向に変化があり、横ばいかやや減少傾向のスリップ比が急激に増加し始める。これは、図3-8、図3-9のボイド率の増加率が流動様式の遷移にともない変化したことに関係している。つまり、気泡流ではボイド率とクオリティの増加率が同程度であるため、スリップ比がほぼ一定でその値も小さいが、スラッグ流に遷移後クオリティの増加率がボイド率の増加率より大きくなるために、スリップ比が大きくなるのである。またこれにより気相が液相を引き上げる循環力の割合が減少し液相流量が増加しなくなる。

液相循環流量、ボイド率、スリップ比の三面でのデータ整理より二相流自然循環特性を調べた結果、以下のことがわかった。

- ① 気相質量流量約  $0.7 \text{ g/s}$ 、ボイド率約  $0.1 \text{ S}$  付近で気泡流からスラッグ流への遷移が起こる。
- ② 気泡流では、スリップ比が  $2 \sim 3$  と低くほぼ一定である。そのため循環力が大きいので、気相流量の増加に比例して液相流量、ボイド率共に大きな増加率で増加する。
- ③ スラッグ流に遷移後、スリップ比が気相流量の増加にともない増加する。よって、気相流量に対する液相循環力が低下し気相流量の増加に対し微量しか液相流量は増加しない。また、ボイド率の増加率は気泡流の場合より小さくなる。
- ④ 混合部 B ではスラッグ流領域で混合部 A より大きな液相流量が得られ、混入方法が液相流量に影響を及ぼすことを確認した。

## (2) クオリティーによる二相流流動特性評価

流動特性を評価する場合、ボイド率、スリップ比、質量流量比が主要素である。ここで、それらには相関関係があり、スリップ比、質量流量比はボイド率より求めることができるので、ボイド率により流動特性は評価できる。そこで、ボイド率の評価式を求めた。

H. BRANOVER et al.<sup>[5]</sup> や SERIZAWA and NICHYOSHI<sup>[6]</sup> により得られた二相流自然循環特性を評価したボイド率の実験式に当実験値を代入したのが図3-14、図3-15である。図3-14では計算値は実験値の2倍程度と大きくなっている。H. BRANOVER et al.の式は締切法を用いた水銀-水、水銀-フロンR-113及び他の実験データの総括より得られたものであり、適応範囲はボイド率0.2~0.7、クオリティー $7 \cdot 10^{-5} \sim 5.4 \cdot 10^{-2}$ 、見かけ液相流速0.48~2.58 m/sと当実験条件より高ボイド率、高クオリティーであり液相流速があまり変化しない領域であるため、液相流量の関数のFr数の影響が小さいものと考えられる。また、SERIZAWA et al.の式は、通常のボイド率の式で二相流自然循環流のボイド率の式ではないが参考のため比較対象とした。この式は、カリウムとその蒸気、水と蒸気及び水と空気の実験の総括と解析より得られたものだがスラッグ流での評価が低くなっている。

以上のように、これらの評価式では今回の実験は十分評価できるとは言えないので、H. BRANOVERと同様にボイド率を

$$\alpha = C \left( x / 1 - x \right)^{X1} (Fr)^{X2} (\rho l / \rho g)^{X3}$$

と、クオリティーを含む質量流量比によって整理したボイド率実験式を求めた。

質量流量とボイド率の関係を図3-16に示す。この図でボイド率が0.13付近に増加率の変化がある。これは、前述の流動様式の遷移する点である。また、これらの関係を両対数で示したのが図3-17である。前半の気泡流では増加率が1.33に対し、後半のスラッグ流では0.33である。これによりボイド率は質量流量比の1

.33乗または0.33乗であることがわかる。次にフルイド数 ( $Fr = U l^2 / g \cdot d$ ) を導入し、その影響を見てみる。横軸にフルイド数の対数、縦軸にボイド率を質量流量比の0.33乗で除した値を対数にとったのが図3-18である。前記の1.33乗も同様に計算したが、フルイド数との明確な関係は得られなかった。スラッグ流では、液相流量つまり液相流速がほぼ一定であるためフルイド数もほぼ一定であるのに対し、気泡流では液相流速が大きく変化しフルイド数の変化も大きい。よってフルイド数の導入により気泡流部の補正ができた。また、図3-18より傾きが0.78になりボイド率は質量流量比の0.33乗、フルイド数の0.78乗の積に比例することがわかった。ここで、0.33乗は H. BRANOVER et al. 式での0.328乗に非常に近いのは興味深い点である。

次に、気液密度比の影響を調べるためにウッズメタルと密度比が大きく違う水を用いた水-窒素系の実験<sup>[7]</sup>のデータを含めて整理してみた。この実験では、液相に水、気相に窒素を用いており管内径が82mmと大きいがボイド率0~0.25、クオリティー0~5×10<sup>-3</sup>と当実験とほぼ同範囲で実験を行なっている。

以上の操作によりボイド率の評価式として次式を得た。

$$\alpha = 8.7 (x / 1 - x)^{0.33} (Fr)^{0.78} (\rho l / \rho g)^{-0.22}$$

この評価式による計算値と実験値との関係が図3-19である。水-窒素系の計算値がやや小さいもののよい相関であることがわかり評価式が妥当であることを確認した。また、これらは混合部Aのデータより求めた評価式であるが、混合部Bにおいても良い相関を示しており、この式の妥当性が確認できた。

ボイド率の評価式の妥当性を確認したのでこれを用いてスリップ比及び質量流量比を評価してみた。図3-20にスリップ比の計算値と実験値の関係を示した。これらより先に示したボイド率の評価式より、スリップ比を求められることを確認した。

### (3) 体積流量比による二相流流動特性評価

ボイド率と体積流量比の間には、流れパラメータKを用いる<sup>10)</sup>と $\alpha = K\beta$ の関係があり、条件によってはクオリティーでなく体積流量比を用いた方が便利な場合がある。そこで、体積流量比でのボイド率評価式を求めてみた。(尚、ここでは混合部Aのみのデータで評価式を求めた)

前述のように遷移前後で流動特性が変わる。図3-21にボイド率 $\alpha$ と体積流量比 $\beta$ のそれぞれの対数を示す。傾きの変化は流動様式の変化を示し、後半の傾きよりボイド率は $\beta$ の0.55乗に比例することがわかる。前半の値は前半と同様にフルイド数の補正を考慮とした。ここでボイド率を

$$\alpha = C (\beta)^{Y1} (Fr)^{Y2} (\rho l / \rho g)^{Y3}$$

と仮定し、前半と同様にC、Y1、Y2、Y3を求めた。

以上のことより $\beta$ によるボイド率の評価式として次式を得た。

$$\alpha = 1.3 (\beta)^{0.55} (Fr)^{0.81} (\rho l / \rho g)^{-0.51}$$

この評価式による計算値と実験値の関係を図3-22に示す。図に示すように良い相関が得られる。

また、 $\alpha = K \beta$ より

$$K = 13 (\beta)^{-0.45} (Fr)^{0.61} (\rho l / \rho g)^{-0.51}$$

と表わすこともできる。

このように、クオリティーによるボイド率評価式に続き、体積流量比によるボイド率評価式を得た。

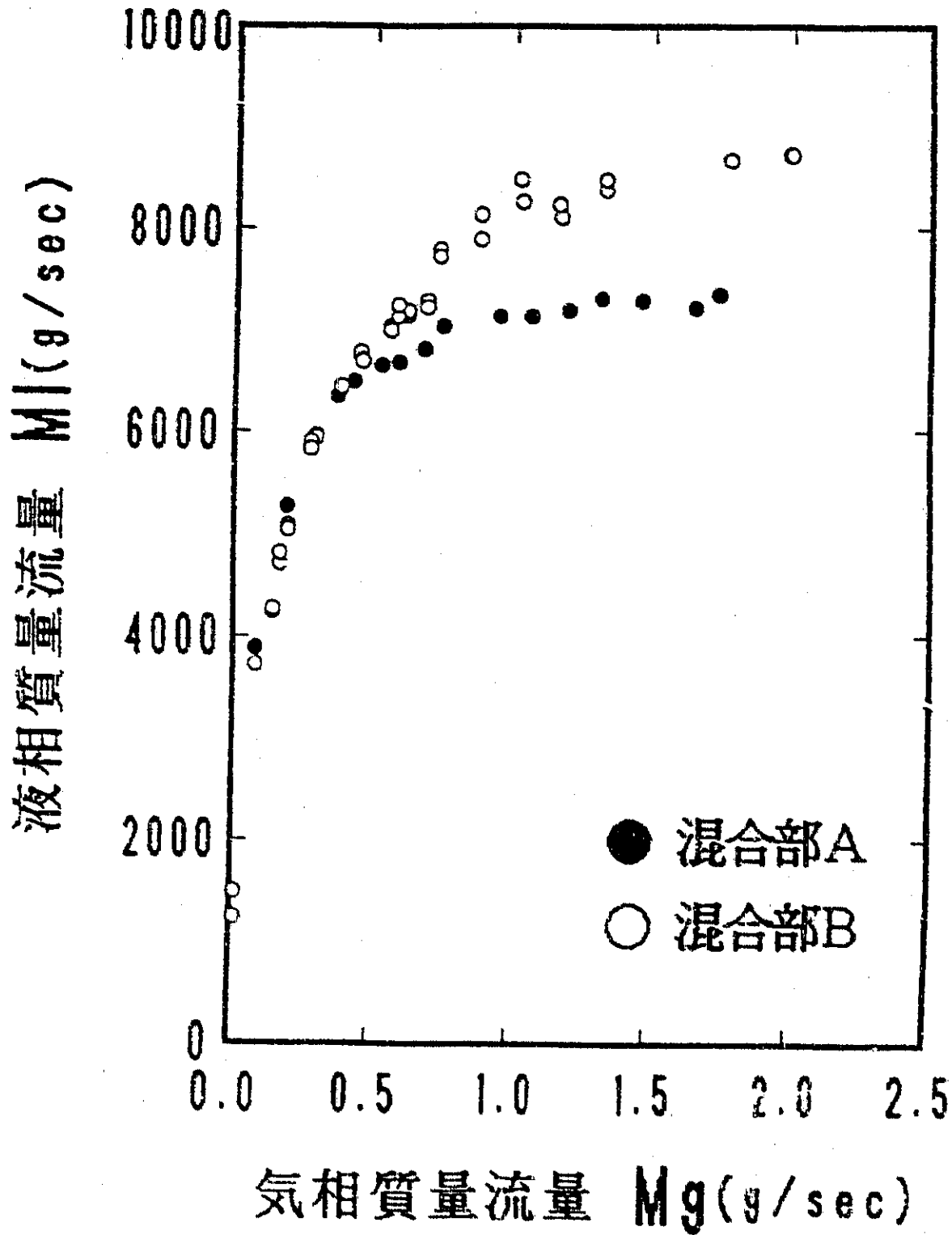


図 3-5

気相質量流量に対する液相質量流量



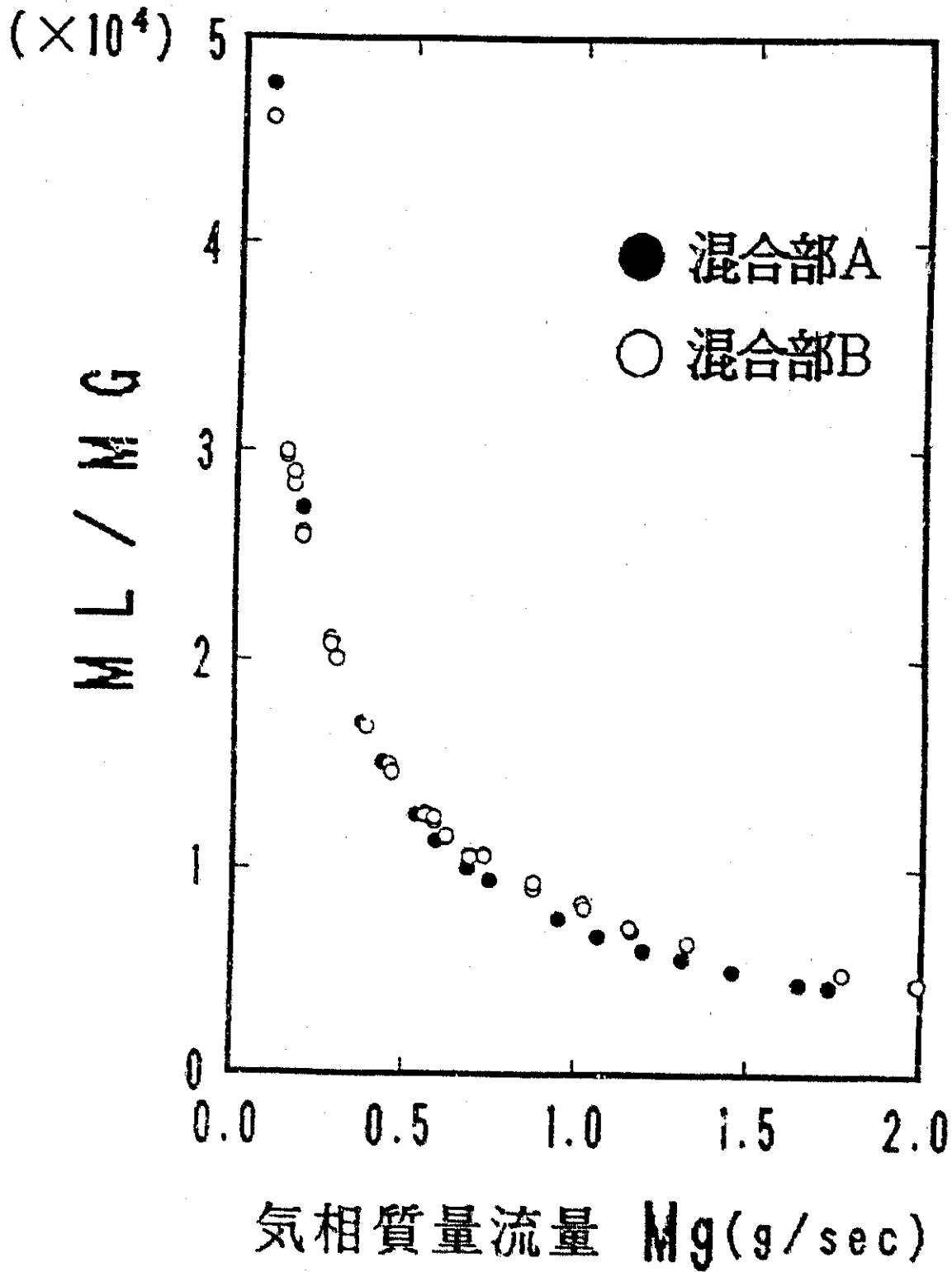
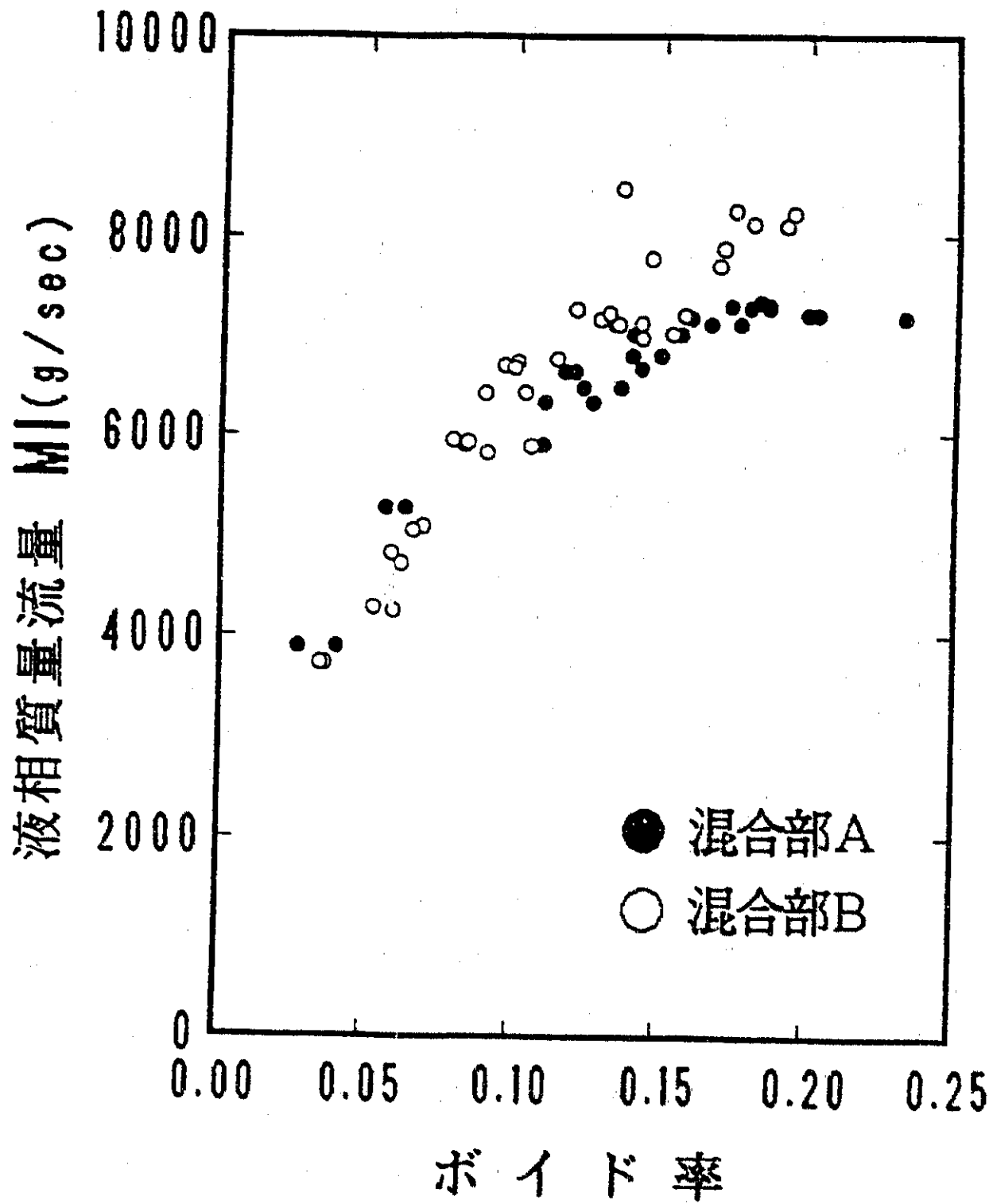


図 3-6

気相質量流量に対する  $ML/MG$



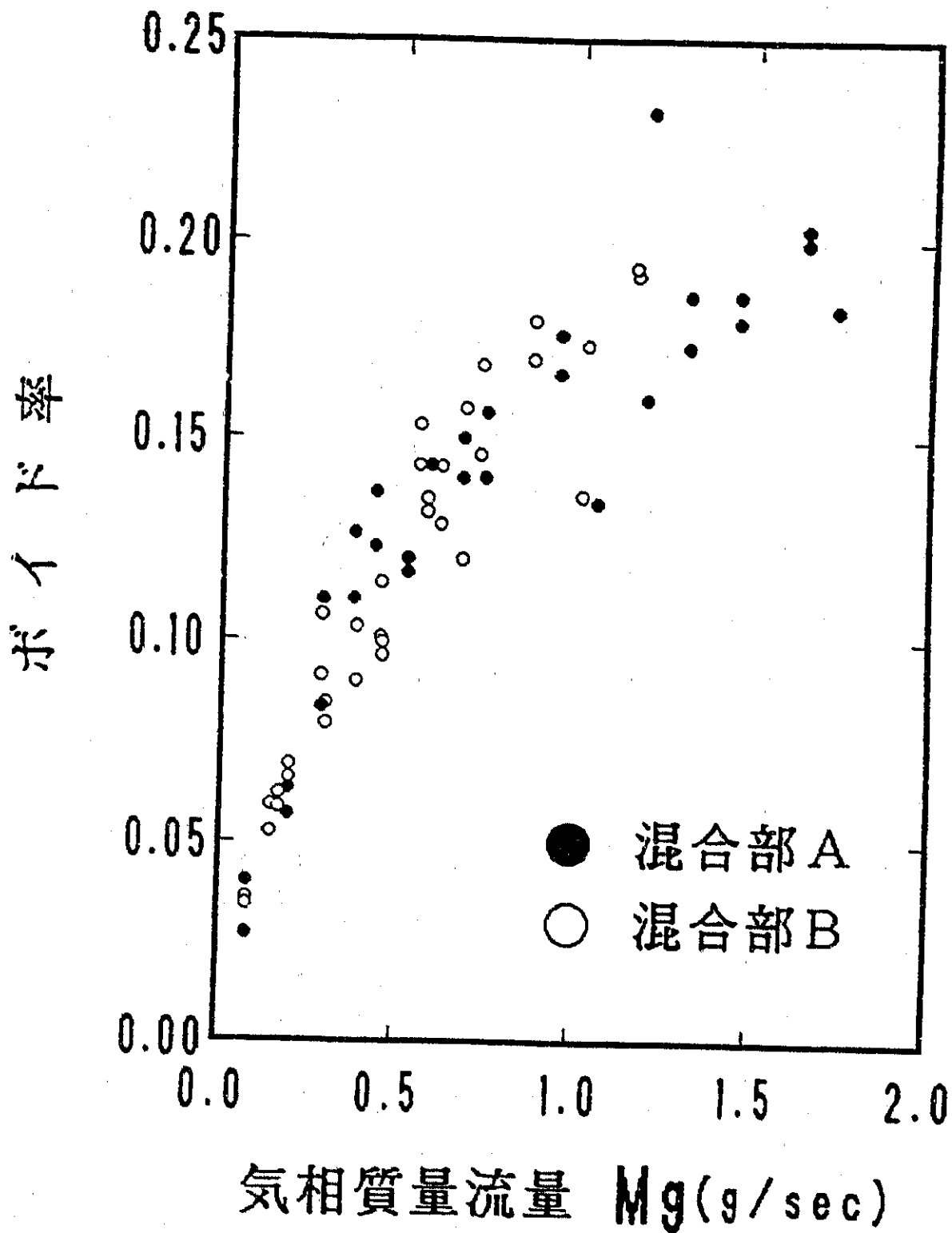


図3-8

気相質量流量に対するボイド率

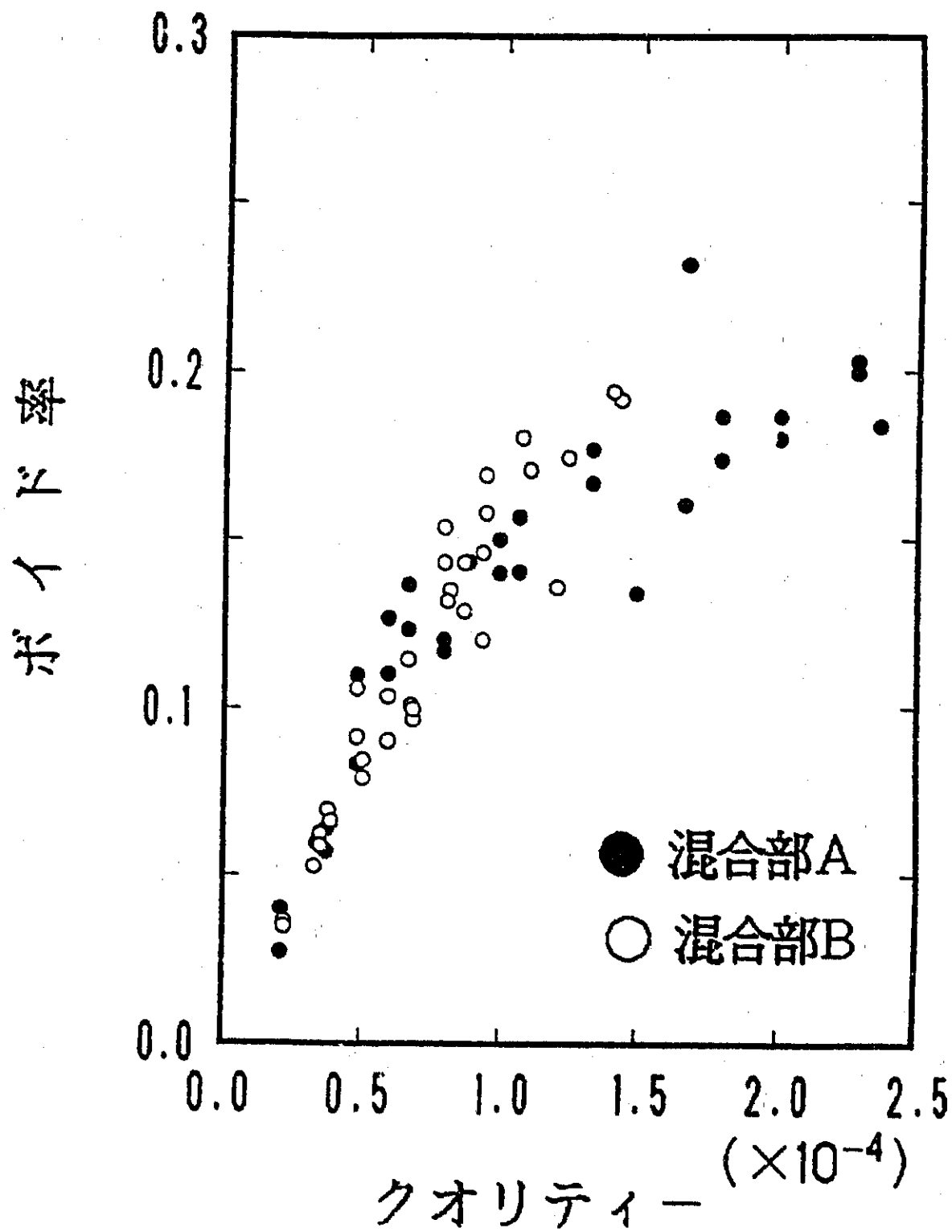


図 3-9

クオリティーに対するボイド率

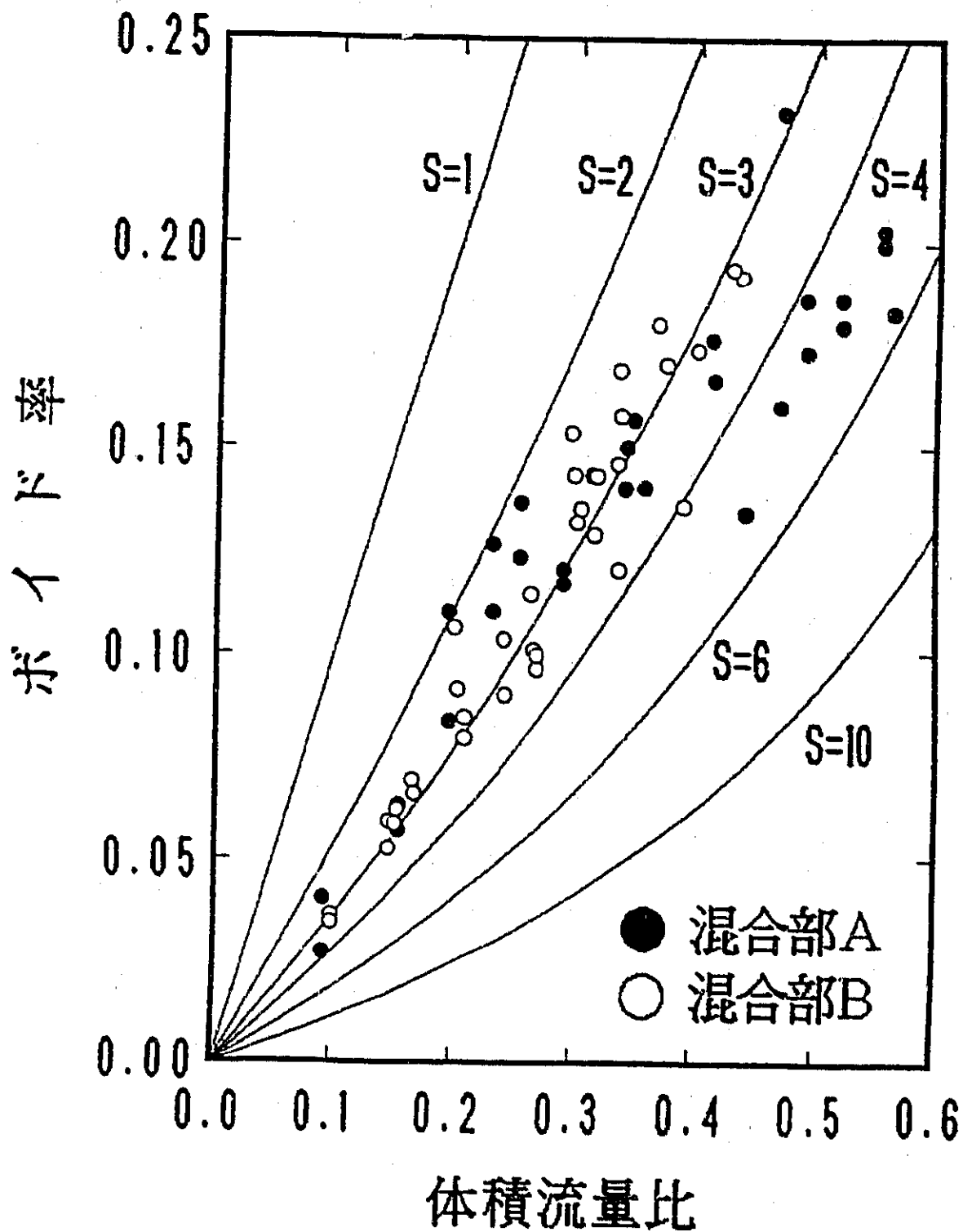


図3-10 体積流量比に対するボイド率

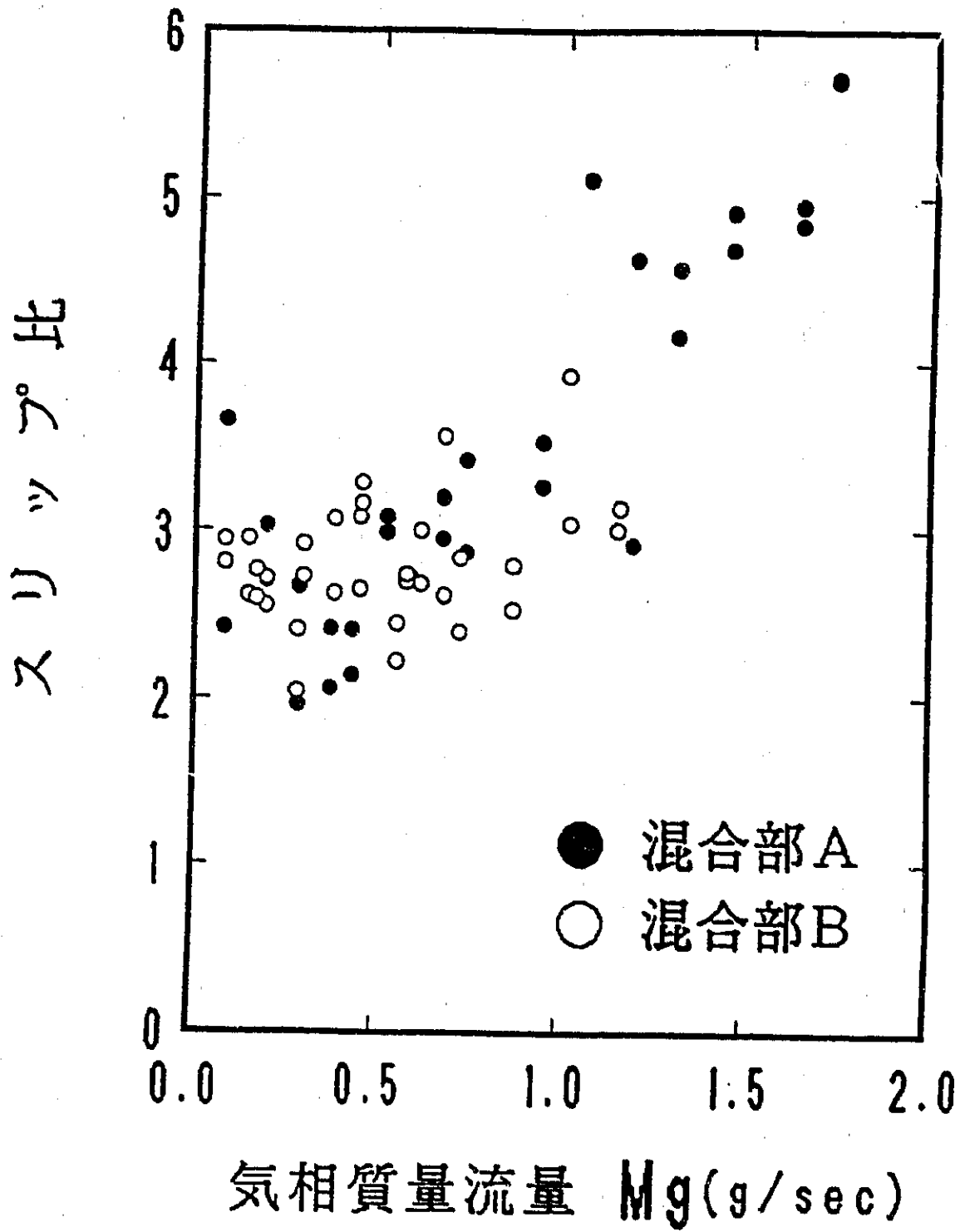


図3-11 気相質量流量に対するスリップ比

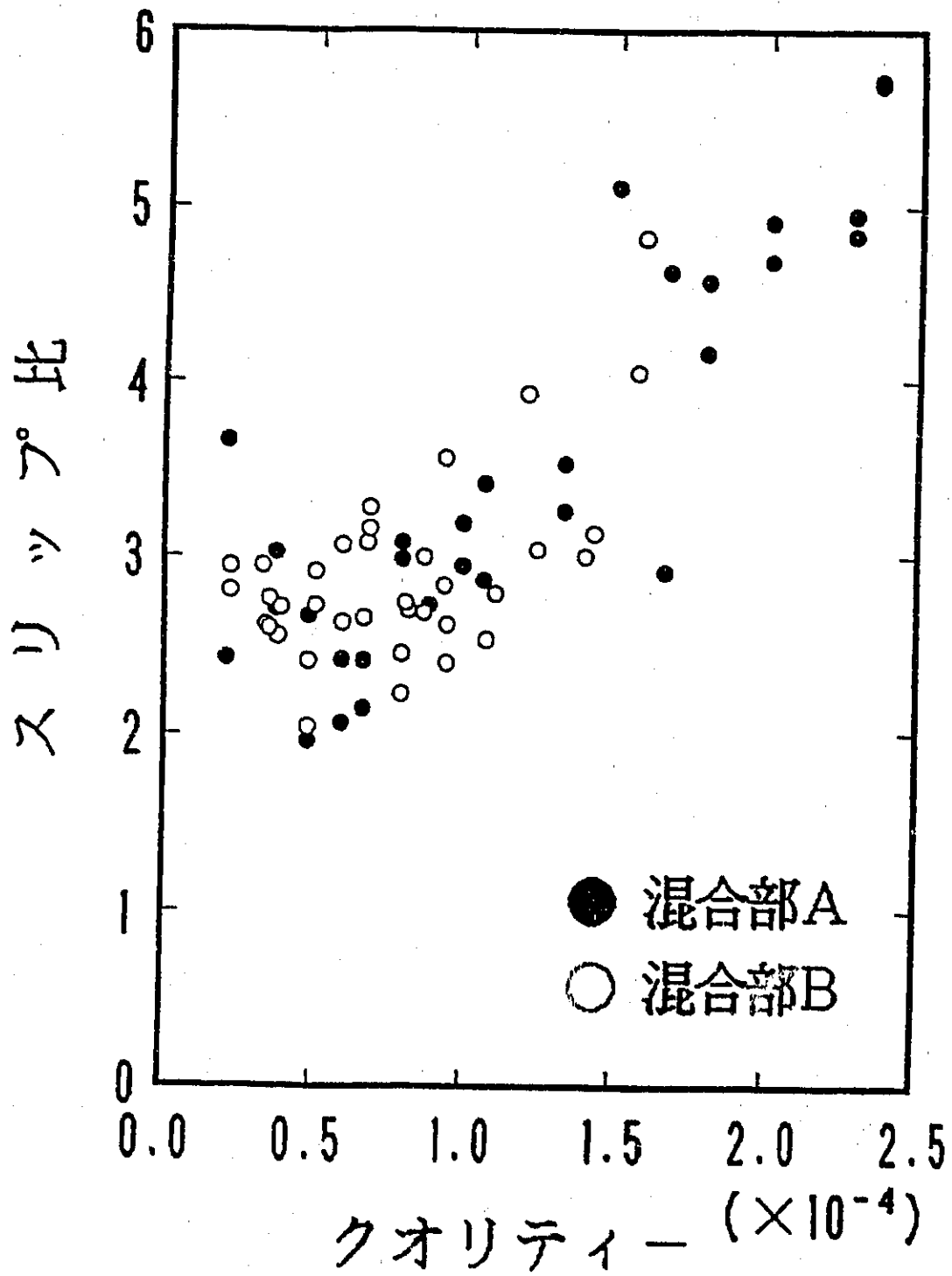


図3-12

クオリティーに対するスリップ比

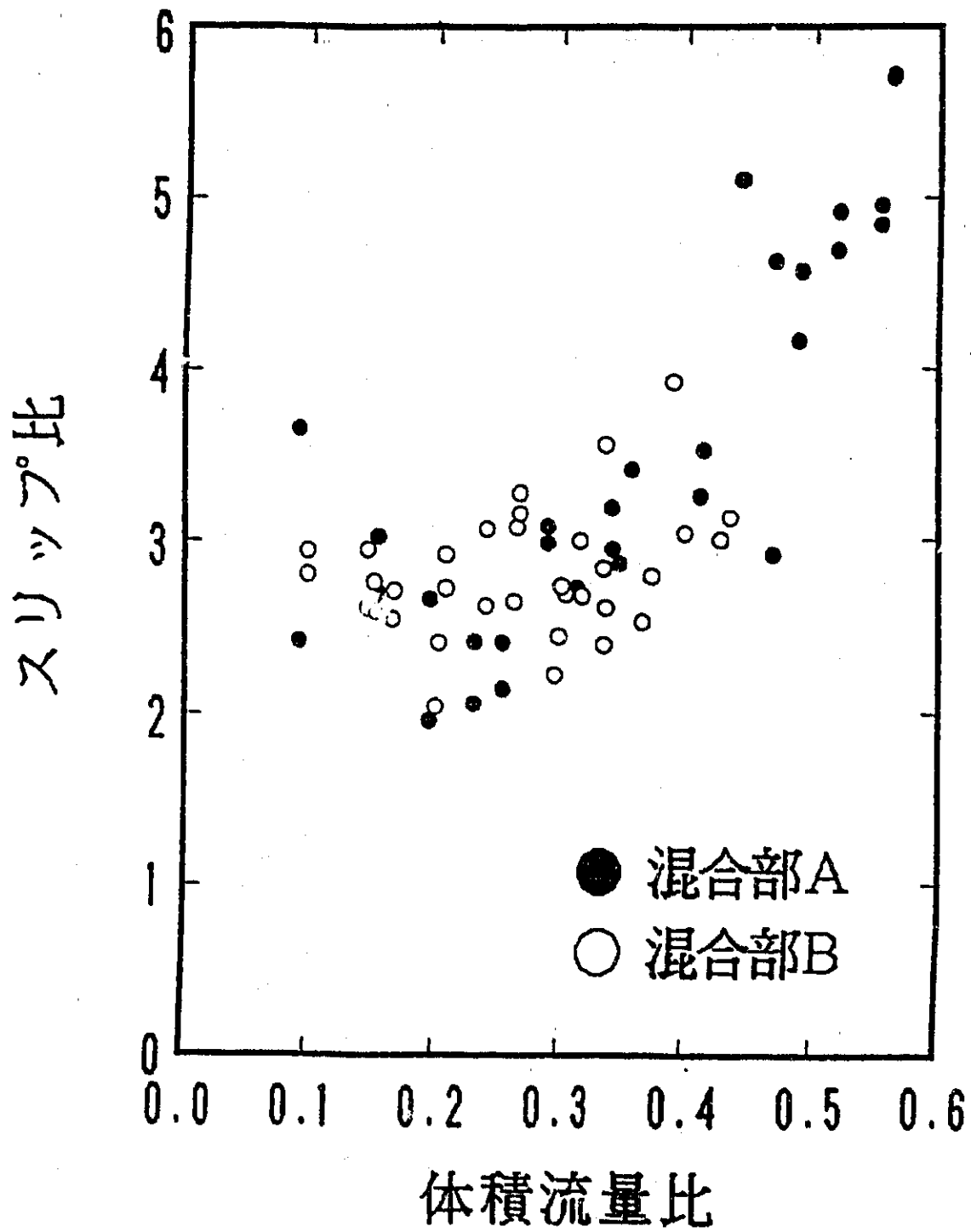


図3-13 体積流量比に対するスリップ比



BRANOVER et al. [5]

$$7 \cdot 10^{-5} \leq \alpha \leq 5.4 \cdot 10^{-3}$$

$$0.48 \leq V_1 \leq 2.58 \text{ (m/s)}$$

$$\alpha_{cal.} = 0.4018 \left( \frac{\alpha}{1-\alpha} \right) (Fr)^{0.328} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.04} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.309}$$

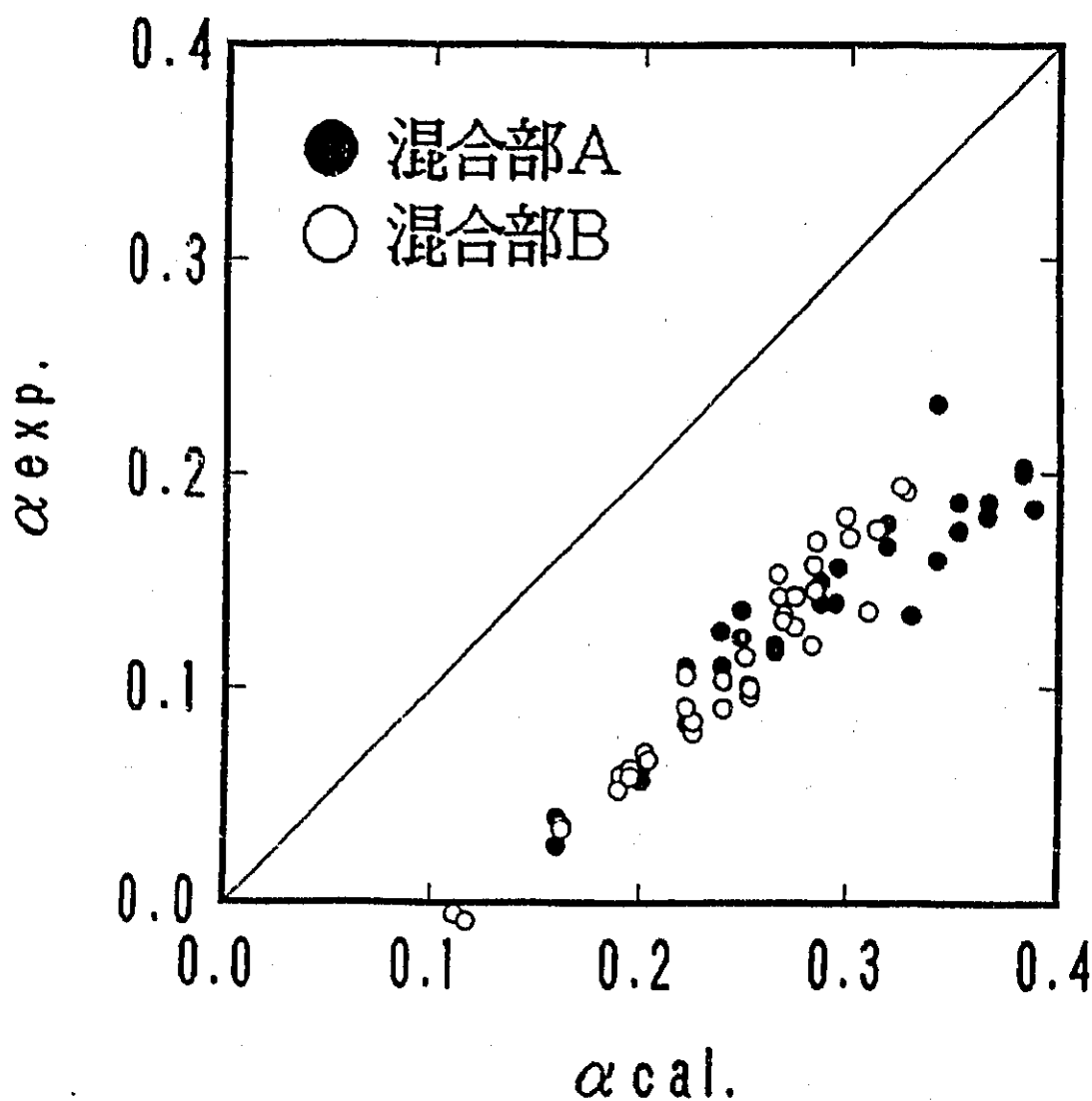


図3-14

BRANOVER et al. による  
ボイド率評価

SERIZAWA and MICHİYOSHI [6]

$$\alpha_{cal.} = 1 - \sqrt{\frac{(1-x)^3}{1+Kx}}$$

$$K = \varepsilon (\rho_l / \rho_g) V_0^{0.5} \quad (V_0 : \text{m/sec})$$

$$\varepsilon = \begin{cases} 1.3 & (\text{気泡流}) \\ 1.0 & (\text{スラック流}) \end{cases}$$

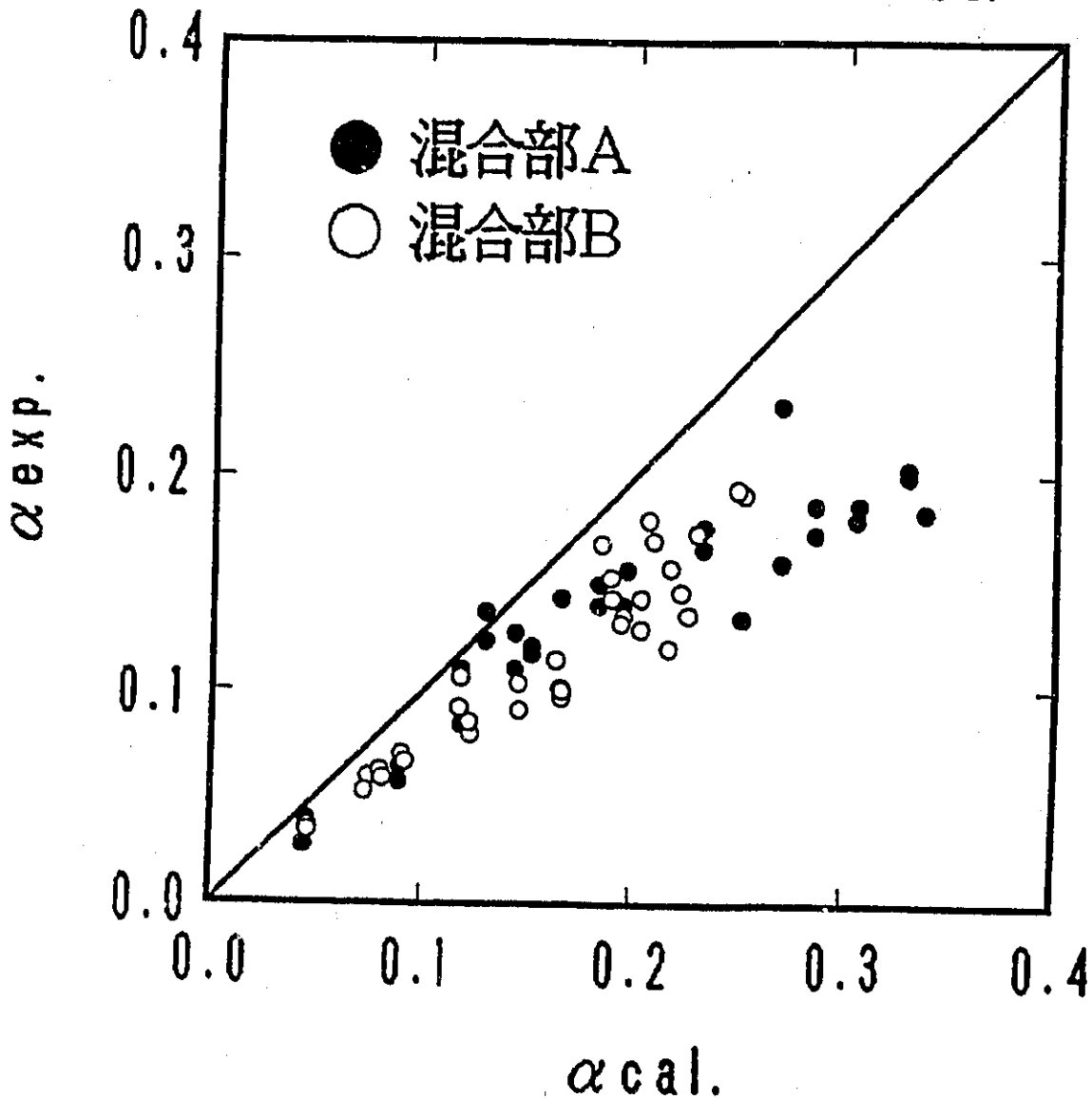


図3-15

SERIZAWA and MICHİYOSHI による  
ボイド率評価

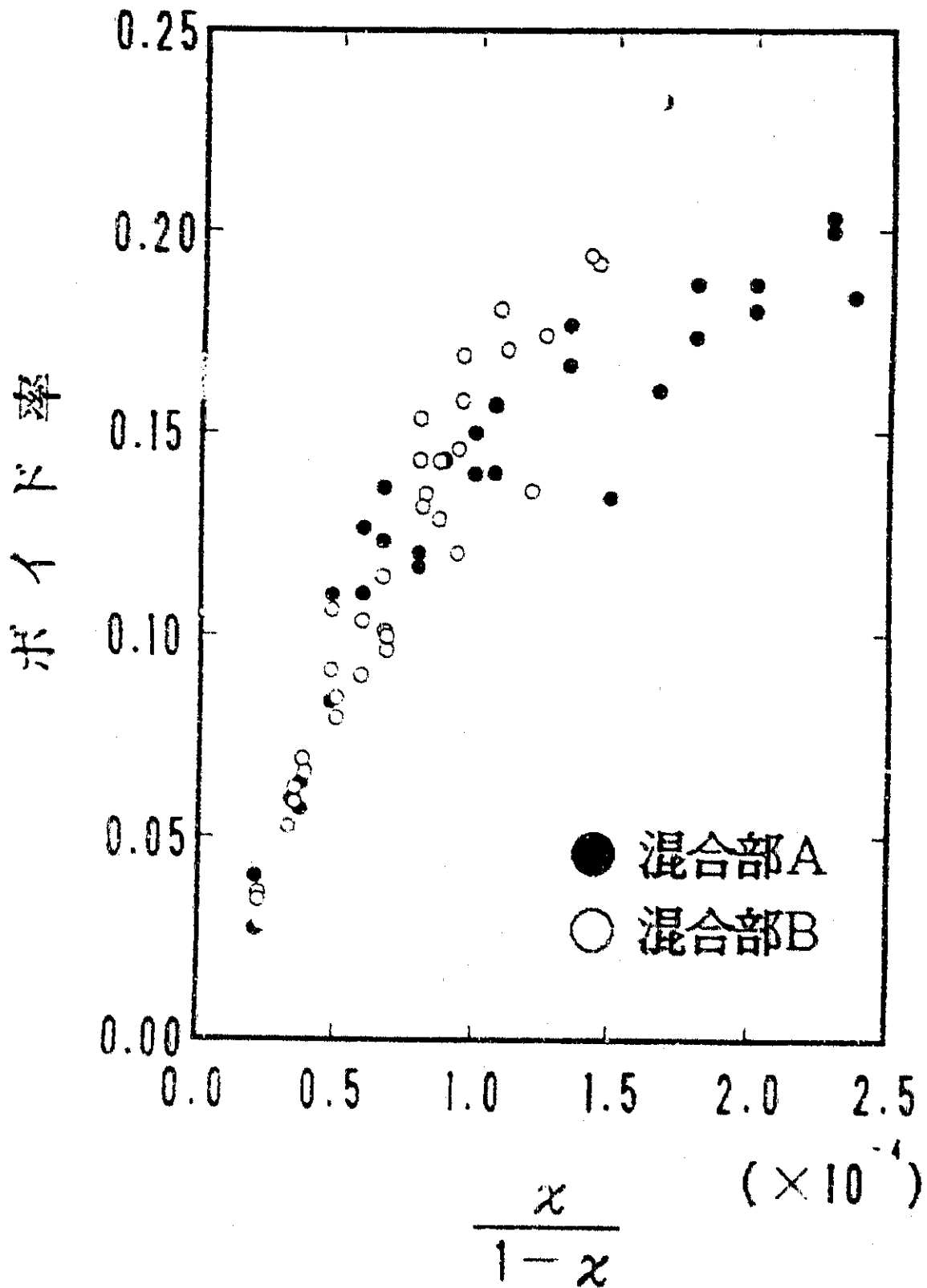
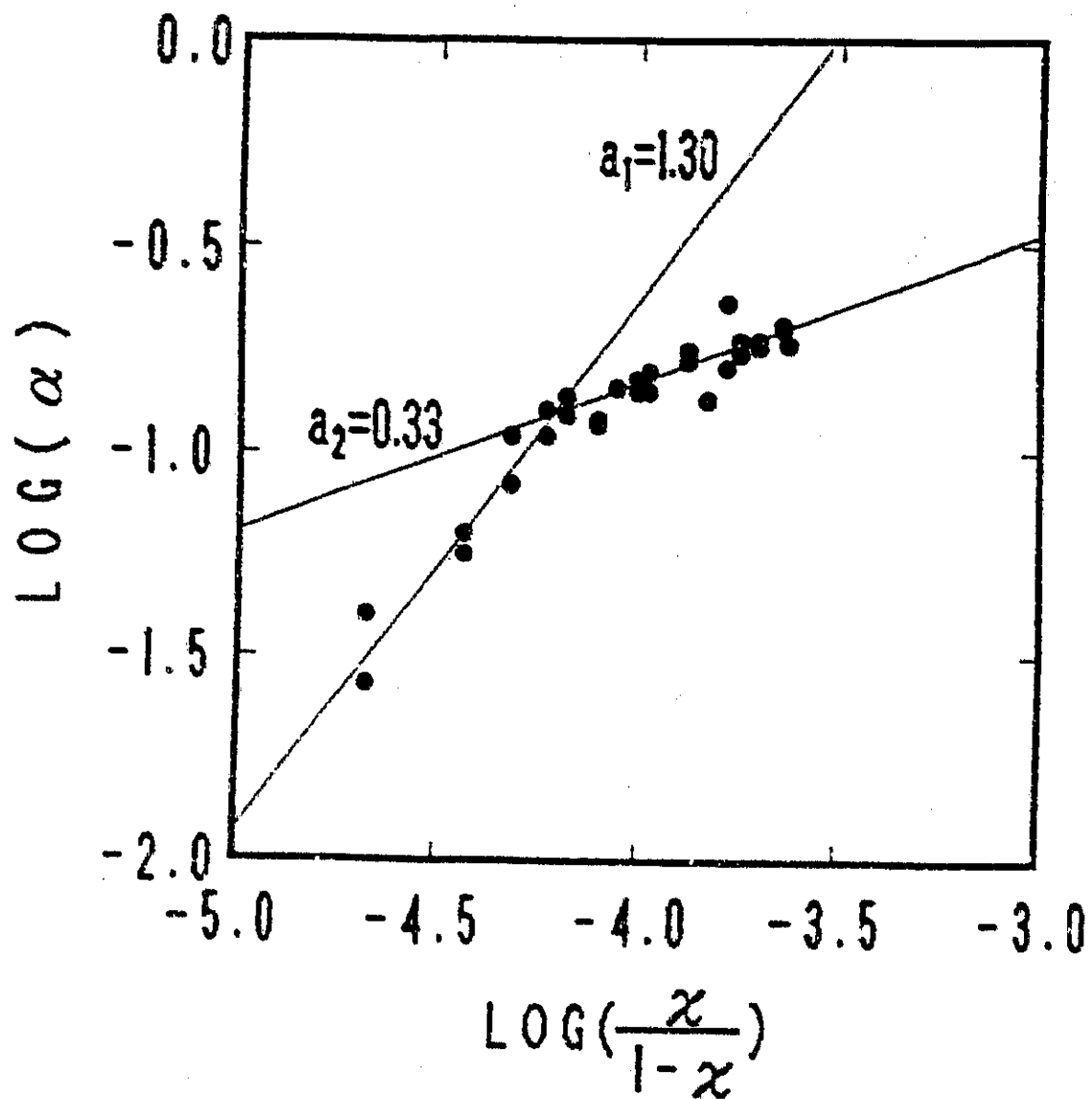


図3-16 質量流量比に対するボイド率



図S-17 ボイド率評価 (1)

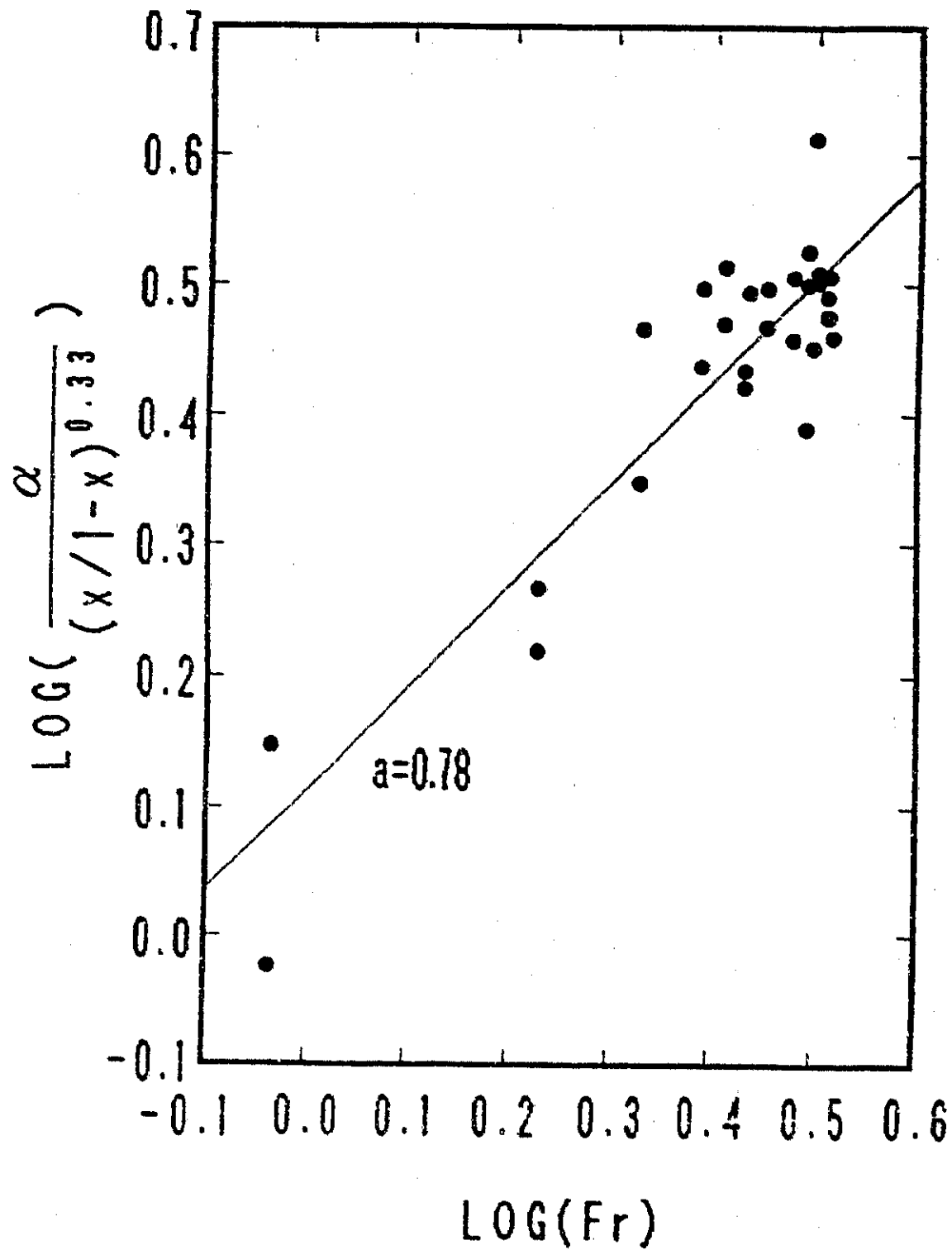


図3-18 ボイド率評価 (2)

$$\alpha_{cal.} = 8.7 (x/1-x)^{0.33} (Fr)^{0.78} (\rho_l/\rho_g)^{-0.22}$$

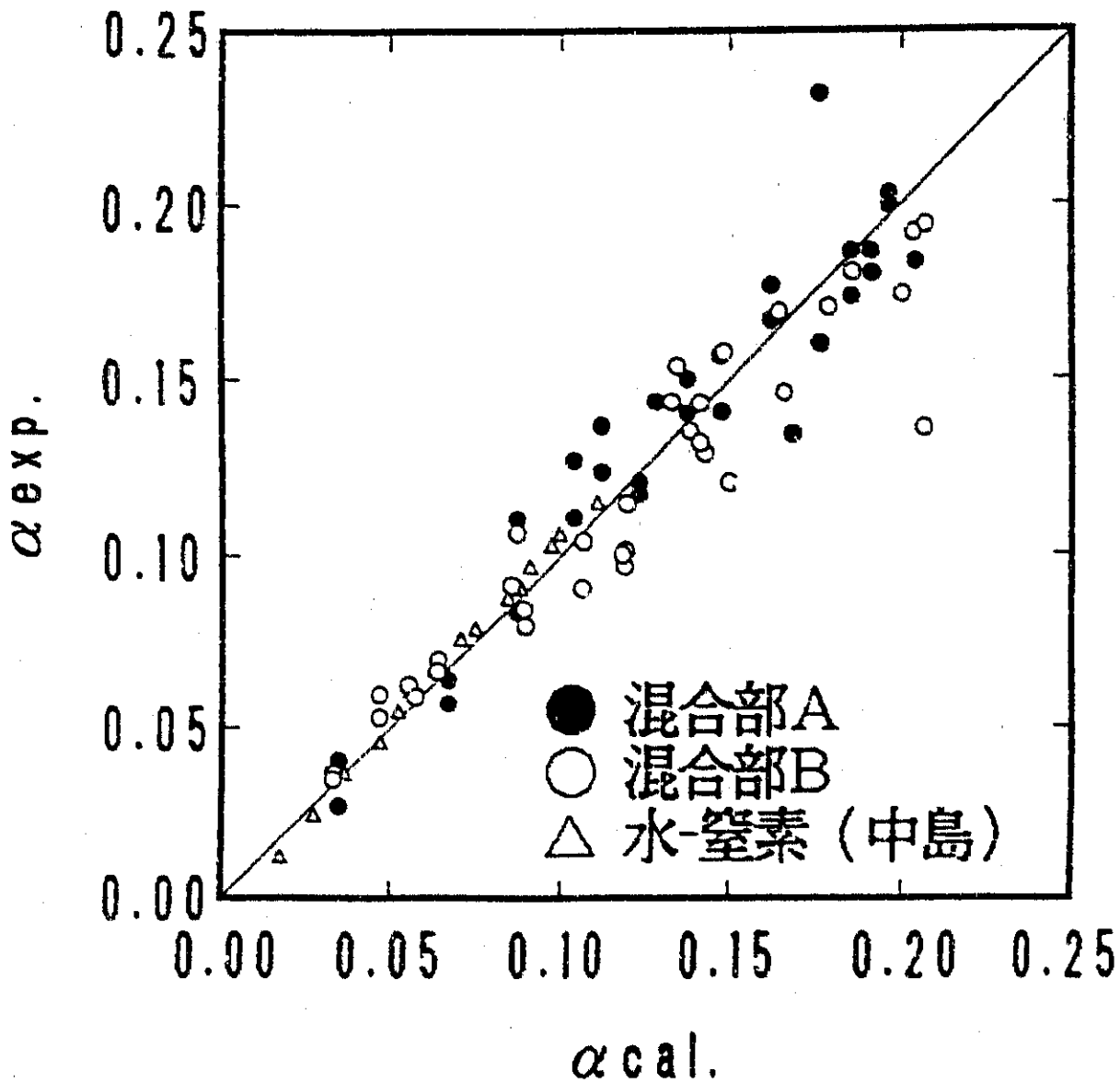


図 3-19

ボイド率評式 - I -

$$\alpha = 8.7 (x/1-x)^{0.33} (Fr)^{0.78} (\rho_l/\rho_g)^{-0.22}$$

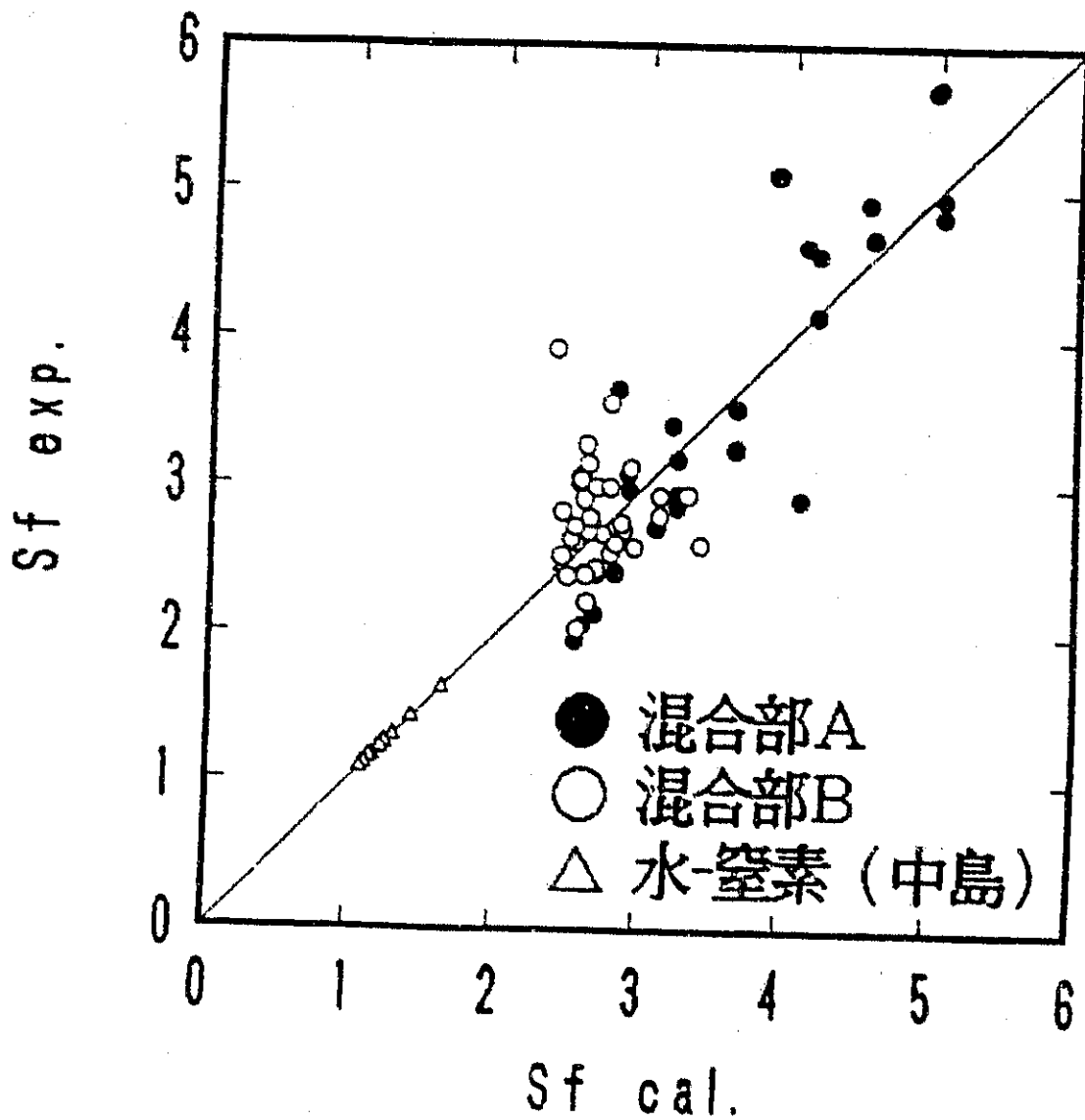


図3-20

ボイド率評価式 -I- による  
スリップ比

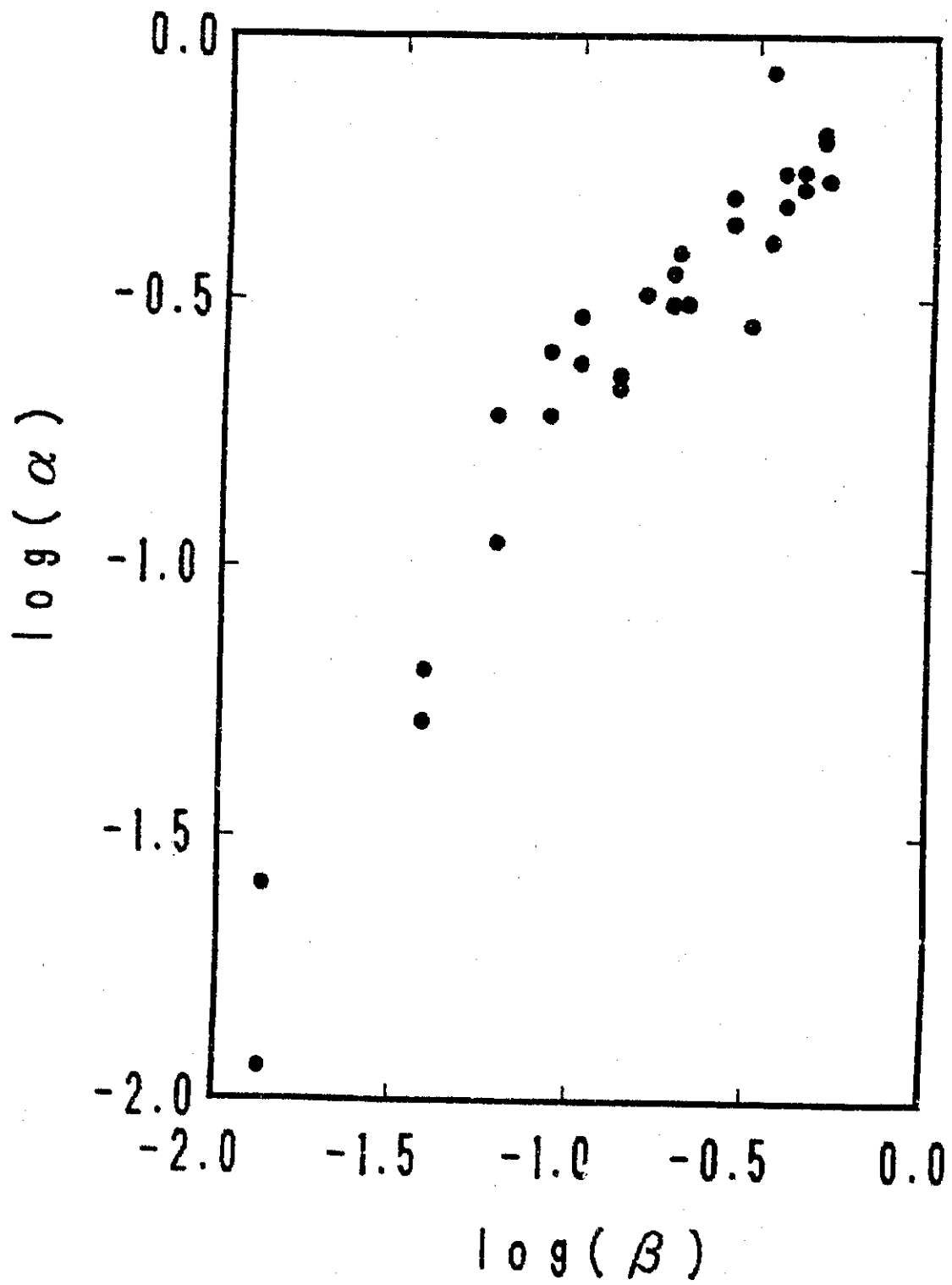


図3-21 ボイド率評価 (3)



$$\alpha = 10.3 (\beta)^{0.55} (\text{Fr})^{0.61} (\rho_l / \rho_g)^{-0.51}$$

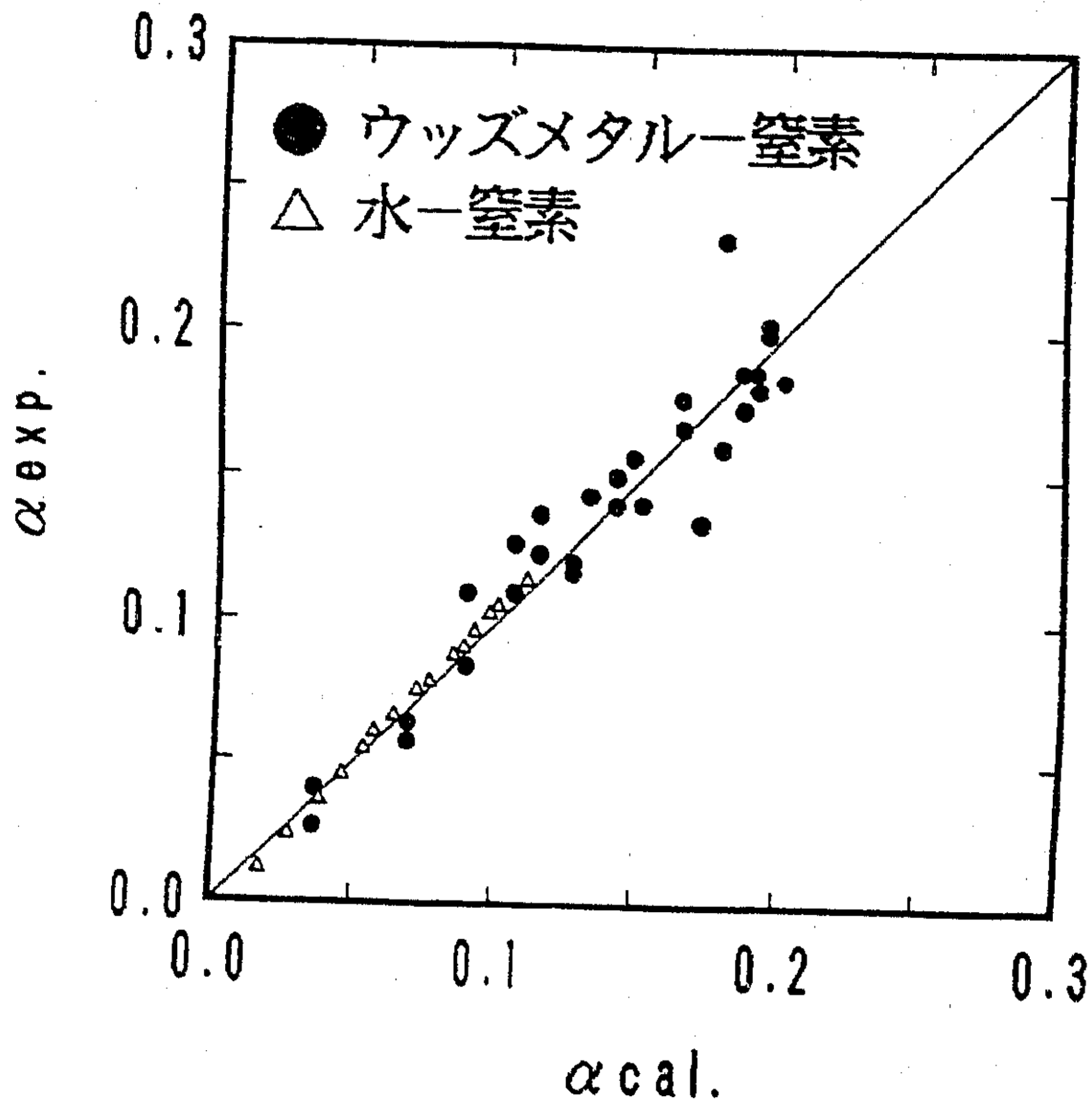


図3-22 ボイド率評価式 -II-

#### 4. 高速炉用システム構成の検討

ここで提案している二相流自然循環システムは熱源の温度によって、例えば、低温熱源から高温熱源に対して、フロン-H<sub>2</sub>O系、H<sub>2</sub>O-低融点合金系、Hg-Sn系、K-Li系と多様な作動流体の組合せが考えられる。

高速炉あるいは高温ガス炉の様な高温熱源について考えた場合、それぞれにHg-Sn, K-Li系を単独に適用しても良いが、これらの系は放熱温度がまだまだ高く、多くの熱エネルギーを外部に捨てることになってしまう。そこで、これらの系の下にH<sub>2</sub>O-低融点合金系などを組み合わせ、上段のサイクルの放出熱を下段のサイクルの熱入力とする多段サイクルを構成すれば、熱エネルギーの有効利用を図ることができる。

例えば、図4-1は本システムを実際の高速炉プラントに近い熱源に適用した場合のサイクル効率の例である。第一段にHg-Sn系を適用し、その下段にH<sub>2</sub>O-低融点合金系を適用した場合のサイクル効率を、下段サイクルの最高温度に対して示している。Hg-Sn系を単独に適用した場合、飽和蒸気圧の関係で、作動温度範囲が狭いため、上段サイクルの効率は低いが、H<sub>2</sub>O-低融点合金系を下段に設置することによって、サイクル全体で大幅に効率を改善することができる。

表4-1に高速炉への適用例の各仕様を示す。「もんじゅ」並の約530℃の熱源に対し、上段にHg-Sn系を適用し、その放出熱を用いて下段にH<sub>2</sub>O-低融点合金系を適用した一例である。上段及び下段のサイクル効率は、カルノー効率に対し、それぞれ0.815及び0.672となり、また総合効率として、約43%と非常に高い効率を示している。また、総合電気出力も1ループ当たり約23万kWeとなり、もし3~4ループ設置可能とすると、約70万~92万kWeとなる。また、表4-2に、二相流上昇部の気液スリップ比を

1. 2とした場合の適用例を示す。気液スリップ比が大きくなると、前述のように総合効率及び総合電気出力も若干低下する。従って、例えばピストン流のように、低い値の気液スリップ比となる二相流をつくる工夫が必要であろう。

さらに進化した高速炉への適用例を図4-2及び図4-3に示す。

図4-2に示すように、二相流自然循環によって单相流下降部を流れる液体金属（例えばSn）と、原子炉の冷却材Naとの間に電磁フローカプラーで結合することも可能である。すなわち、こうする事によって一次主冷却系の循環ポンプも不要となる。さらに、主熱交換器として、Na系とSn系を同一容器内でヘリカルコイルとして接近させ、Hgの沸騰プール内で熱交換させると同時に、Hgの蒸気も発生させる革新型熱交換・蒸気発生器を採用することにより、沸騰による伝熱促進とNa系、Sn系のヘリカルコイルの近接配置のため、より高効率でコンパクトな熱交換・蒸気発生器が期待できる。また、このシステムでは、Hgの密度が大きいため、Hg蒸気の凝縮部を高い場所に設置しておけば、Hg系のポンプ動力も助かる（場合によっては削除も可能）他、事故時（例えば電源喪失時）にはMHD発電機の磁場も切れるため、自重で除熱系を駆動することができる。（ただし、この場合電磁フローカプラーの磁場も、補助用として永久磁石を設置しておく方が有利である。）

一方、図4-3は、上段にHg-Sn系を採用せず、H<sub>2</sub>O-低融点合金系単サイクルで、水蒸気を図中に示すように過熱蒸気にしてサイクルを構成する方法である。この場合も、前と同様、Na系と低融点合金系は電磁フローカプラーで結合し、二次Na冷却系削除及びNa-水反応排除のため、革新型蒸発器と過熱器を採用している。

本報告書においては、このケースのサイクル解析は行なっていないが、従来の水蒸気タービン方式の場合、図中のT-S線図の2の位置から水蒸気は断熱

(等エントロピー)的に膨張するが、本システムでは、前述のように二相流中で等温膨張(無限段階の再熱過程)に近い膨張をするため、水蒸気タービン方式に比べ高い効率が期待できる。

これらのシステムに採用している、液体金属電磁フローカプラー、及び革新型熱交換・蒸気発生器に関する基礎研究は、大阪大学において現在研究中である。[9][10]

さらに、これらのシステムは表4-1にも示すように、二相流上昇部がかなり高いことを活用して耐震性と格納性に優れている地下立地にむしろ適しているといえよう。(注:地熱発電には最適であろう。)

しかし、地上での立地においては、システムの高さに制限がある。そこで、地上での立地においては、図4-4に示すように二相流上昇部及び单相流下降部を分割し、これらを直列に連結することにより、高さの制限を解決することが出来る。

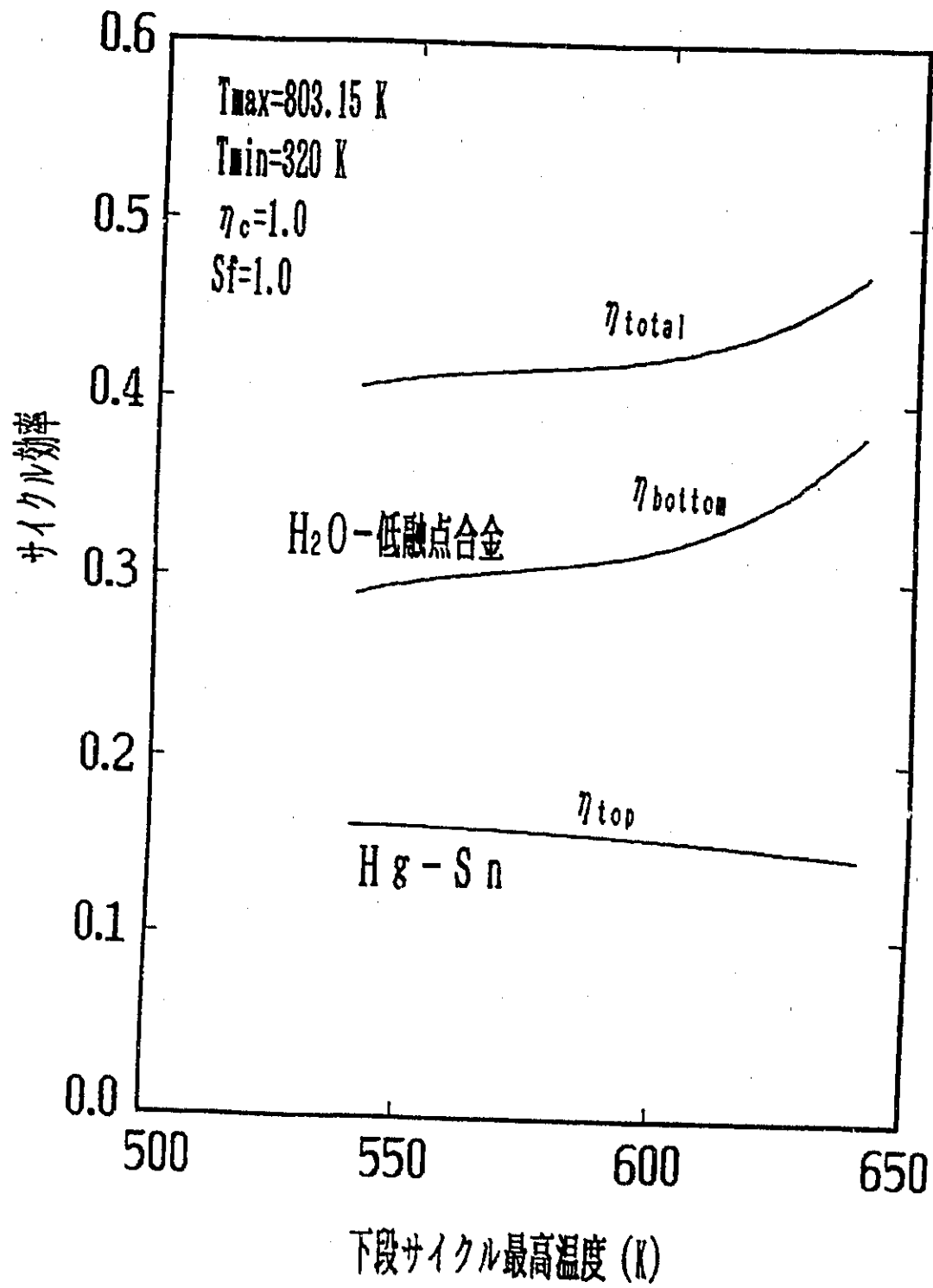


図4-1 二段サイクルにおける下段サイクル最高温度と効率の関係

表4-1 高速炉への適用例(1)

	(下段サイクル) H <sub>2</sub> O-低融点合金系	(上段サイクル) Hg-Sn系
熱源温度 (K)	640	803.15
除熱源温度 (K)	320	663.15
最高圧力 (MPa)	20.28	1.94
最低圧力 (MPa)	0.0105	0.197
ボイド率	0.3	0.8
熱入力 (MW)	492.7	408.6
発電器出力 (MW)	169.2	58.1
ポンプ入力 (MW)	3.35	0.174
気相流量 (kg/sec)	147.0	1094
液相流量 (m <sup>3</sup> /sec)	5.0	5.0
上昇部高さ (m)	635	218
効率	0.336	0.142
効率/カルノー 効率	0.672	0.815
総合効率	0.430	
総合電気出力 (MW)	227.3	

ただし、各コンポーネント効率 = 0.9  
気液スリップ比 = 1.0

表4-2 高速炉への適用例(II)

	(下段サイクル) H <sub>2</sub> O-低融点合金系	(上段サイクル) Hg-Sn系
熱源温度 (K)	640	803.15
除熱源温度 (K)	320	663.15
最高圧力 (MPa)	20.28	1.94
最低圧力 (MPa)	0.0105	0.197
ボイド率	0.3	0.6
熱入力 (MW)	584.2	184.0
発電機出力 (MW)	168.4	24.9
ポンプ入力 (MW)	4.01	0.080
気相流量 (kg/sec)	176.4	492.3
液相流量 (m <sup>3</sup> /sec)	5.0	5.0
上昇部高さ (m)	634	109.3
効率	0.281	0.135
効率/カルノ -効率	0.562	0.774
総合効率	0.378	
総合電気出力 (MW)	193.3	

ただし、各コンポーネント効率 = 0.9  
 気液スリップ比 = 1.2

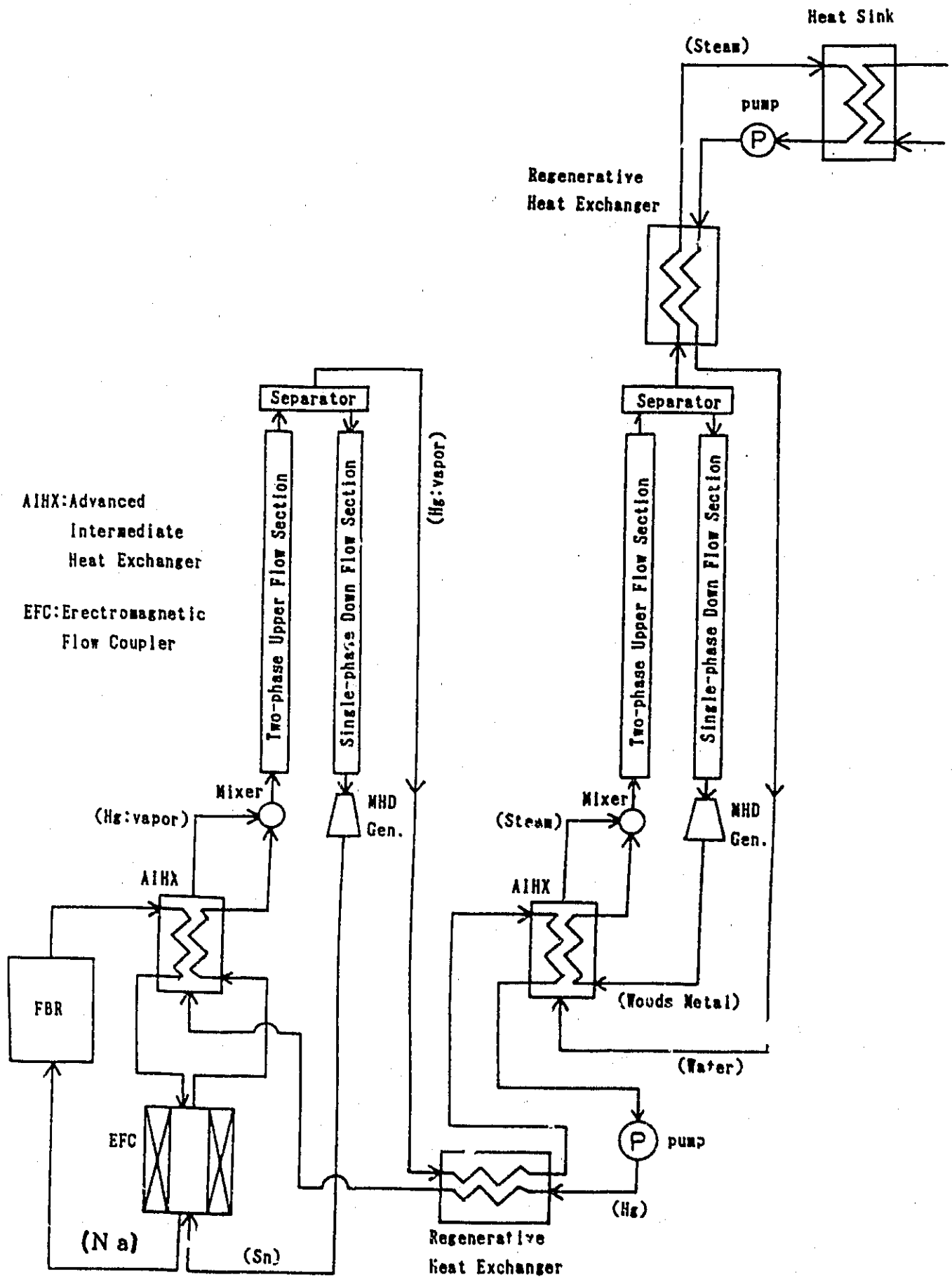


図4-2 高速炉への適用例 (I)



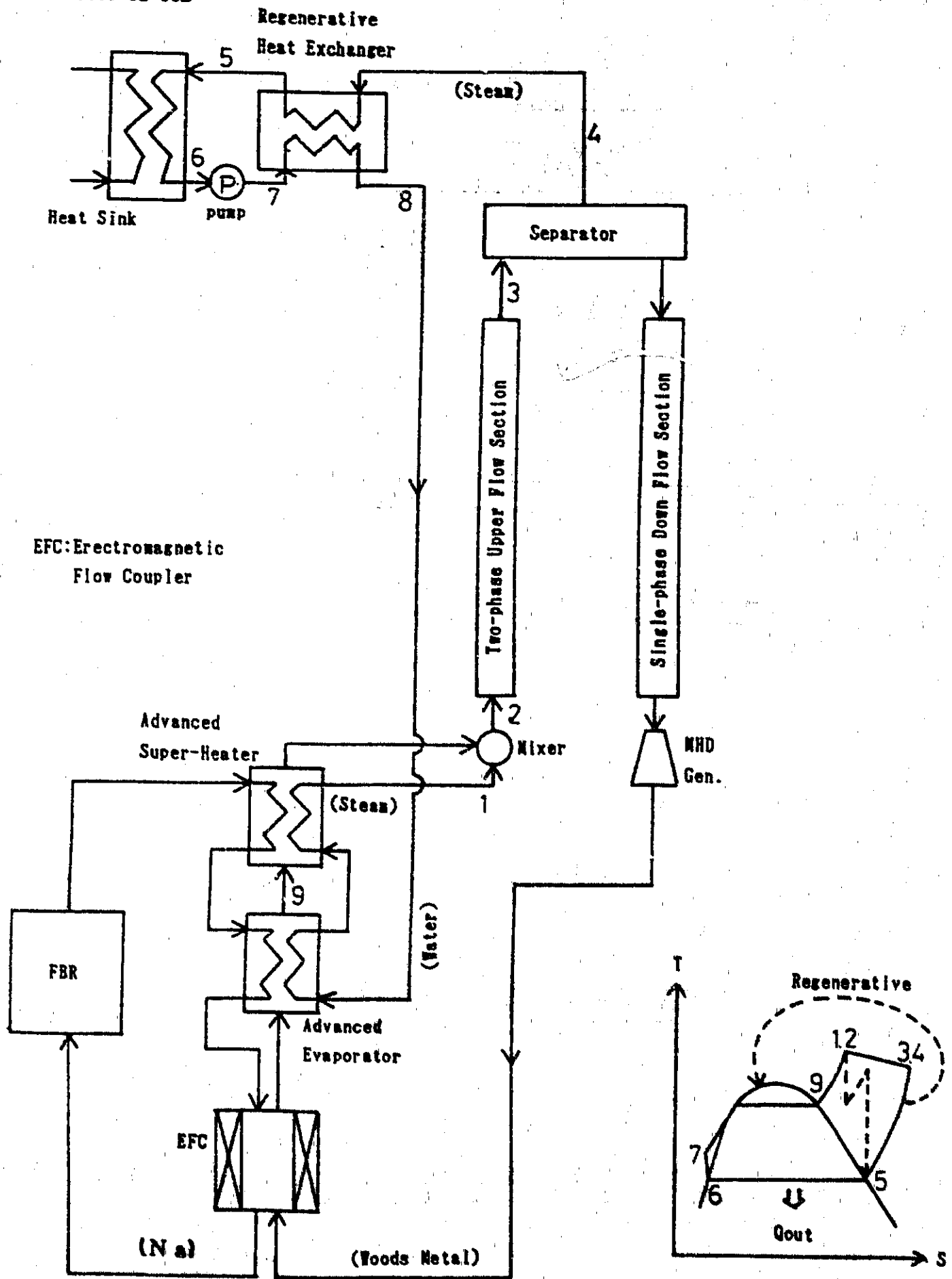


図4-3 高速炉への適用例(II)

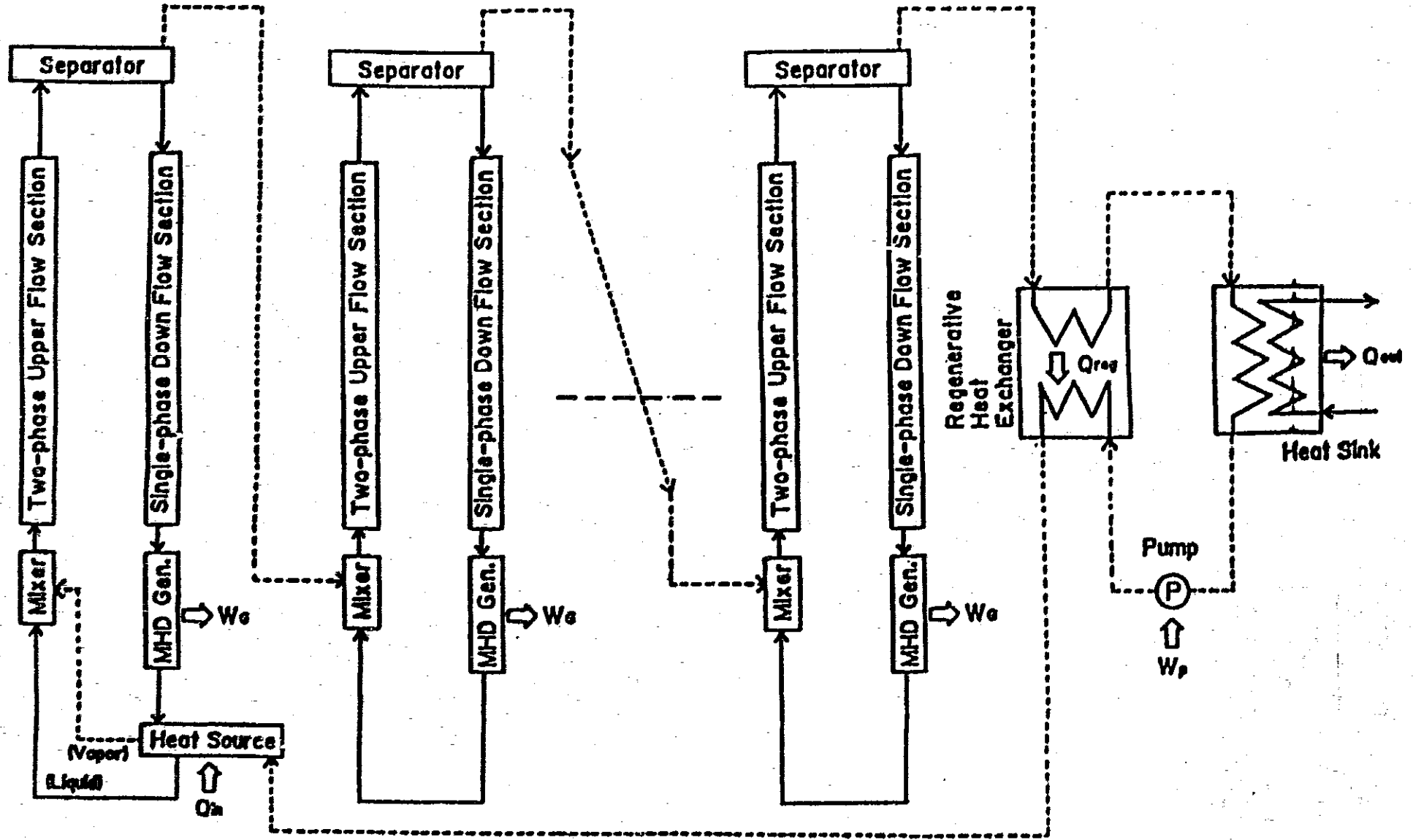


図4-4 二相流上昇部の分割

## 5. まとめ

自律型除熱・発電システムのサイクル解析を行った結果、次の結論を得た。

- (1) 本システムは従来の蒸気タービンサイクルに十分競合できるサイクル効率を得られる可能性が高い。
- (2) 本システムのサイクル効率は二相流入口ボイド率や気液スリップ比、発電機効率に大きく影響を受け、特に気液スリップ比が大きくなるとサイクル効率は非常に小さくなる。したがって、本システムでは気液スリップ比を小さくすることが必要である。
- (3) 本システムは簡素で自律的な安全性を備えており、作動流体の組合せによってはナトリウム-水反応を除去することも可能である。
- (4) 高速炉などの大容量熱源のみならず、小規模な熱源にも適用することができる。

ウッズメタル-窒素系による二相流自然循環特性に関する実験を行い次の結論を得た。

- (1) 気相流量が約  $0.7 \text{ g/s}$ 、ボイド率が約  $0.13$  付近で二相流自然循環特性に大きな変化がみられる。
- (2) 低いボイド領域の気泡流においては、スリップ比が2から3と低い。従って、気相による循環力が大きく、気相質量流量の増加とともに液相循環流量は急激に増加する。

(3) ボイド率がさらに増加すると流動様式はスラッグ流に移り、気液スリップ比が増加する。そのため、気相流量の増加に対し液相流量は増加の増加量は低くなる。

(4) 二相流自然循環におけるボイド率は、クオリティー、フルイド数、気液密度比により以下に示す相関式で求められる。

$$\alpha = 8.7 (x / 1 - x)^{0.33} (Fr)^{0.78} (\rho_l / \rho_g)^{-0.22}$$

このボイド率評価式により気液スリップ比の評価も可能である。

(5) 二相流上昇部下部より流路に平行に気相を混入する混入方法は、高いボイド率領域で流路壁から流れに垂直に気相を混入する二重管方法より多少大きな液相循環流量が得られた。

本システムを高速炉に適用することにより、より進化した革新的な高速炉システムの構築が期待できるだろう。

謝 辞

本研究に対し、お世話いただいた動力炉・核燃料開発事業団大洗工学センター大坪章氏に心から感謝の意を表わします。

また、解析および実験を実施および本報告書をまとめるにあたり、御協力いただいた大阪大学工学部原子力工学科第一講座学生諸君に心から感謝の意を表わします。

参考文献

- [1] A.Z. Barak, L. Blumenu, H. Branover, A. El-Boher  
E. Greenspan, E. Spero, S. Sukoriansky  
"Possibilities for Improvements in Liquid-Metal Reactors  
Using Liquid-Metal Magnetohydrodynamic Energy Conversion"  
Nuclear Technology Vol.89 1990
- [2] Arik El-Boher, Shaul Lessin, Yeshajahu Unger, Herman Branover  
Michael Petrik  
"Testing of OMACON Type Liquid Metal MHD Power Facilities"  
Proc. of the 9th International Conference on MHD Power Generation  
Vol. II pp892-902, Tsukuba, Japan 1986
- [3] H. Branover  
"Liquid Metals in MHD Power Systems - A Review of Concepts and  
Experiments"  
Proceedings of the Fourth International Conference on Liquid Metal  
Engineering and Technology
- [4] Yehuda Yaitel, Dvora Bornea and A.E. Duhler  
"MODELLING FLOW PATTERN TRANSITION FOR STEADY UPWARD GAS-LIQUID  
FLOW IN VERTICAL TUBES"  
AIChE JOURNAL (Vol. 28, No. 3) May, 1980
- [5] Yeshajahu Unger, Arik El-Boher, Shaul Lessin and Herman Branover  
"TWO-PHASE LIQUID METAL-GAS FLOWS IN VERTICAL PIPES"  
Proc. of the 9th International Conference on MHD Power Generation  
Vol. II pp743-751, Tsukuba, Japan 1986
- [6] Akimi Serizawa and Itaru Michiyoshi  
"VOID FRACTION AND PRESSURE DROP IN LIQUID METAL TWO-PHASE FLOW"  
Journal of NUCLEAR SCIENCE and TECHNOLOGY 10[7], P. 435-445  
(July 1973)
- [7] 中島英之: 卒業論文 大阪大学工学部 (1980)
- [8] S.G. Bankoff  
Trans. ASME, Ser. C, 82-4 (1960), 265

- [9] K.Miyazaki et al.  
"Analysis and Experiment on Electromagnetic Flow Coupler"  
Proc. of the Int. Conf. on Fast Breeder Systems :Experience Gained  
and Path to Economic Power Generation, Washington, USA, Sept. 13-17,  
1987
- [10] K.Miyazaki et al.  
"Advanced Concepts on Intermediate Heat Exchange System and  
Experiments"  
ibid. Sept. 13-17 (1987)

ADVANCED FBR ENERGY CONVERSION SYSTEM USING TWO-PHASE NATURAL  
CIRCULATION COMBINED WITH LIQUID-METAL MHD POWER GENERATION  
(Summary)

Masaki SAITO\*, Hiroshi AOYAMA\*, Tomohide HORIUCHI\*,  
Hideyuki NAKAJIMA\*, Nobuo YAMAOKA\*, Keiji MIYAZAKI\*

---

\* Osaka University, 2-1 Yamadaoka, Suita-city, Osaka 565 JAPAN



ADVANCED FBR ENERGY CONVERSION SYSTEM USING TWO-PHASE NATURAL  
CIRCULATION COMBINED WITH LIQUID-METAL MHD POWER GENERATION  
(Summary)

Masaki SAITO\*, Hiroshi AOYAMA\*, Tomohide HORIUCHI\*,  
Hideyuki NAKAJIMA\*, Nobuo YAMAOKA\*, Keiji MIYAZAKI\*

ABSTRACT

Fundamental characteristics of an advanced FBR energy conversion system using the two-phase natural circulation combined with the liquid metal MHD technology were investigated theoretically and experimentally. The cycle analyses performed for the combinations of the working fluids such as Woods metal-water and tin-mercury show that the cycle efficiency of the present system is competitive with that of the conventional steam turbine system. It is, however, found that it depends strongly on the gas-liquid slip ratio. Based on the experiments performed with Woods metal or water, and nitrogen gas, a new experimental correlation to predict the void fraction in the two-phase natural circulation is obtained.

---

\* Osaka University, 2-1 Yamadaoka, Suita-city, Osaka 565 JAPAN

## I. INTRODUCTION

For safety and economical improvements of a nuclear reactor plant, simplification of the design and the introduction of the autonomous safety features using passive and self-evident natural phenomena are necessary. The FBR cooled by the liquid metal has high possibilities to be simplified and to improve the safety by using the liquid metal MHD technology. The two-phase natural circulation can be combined with the liquid metal MHD power generation to simplify the system and improve the safety of the LMFBRs, where the system is arranged vertically for the effective two-phase natural circulation, which original concept was proposed by Branover et al.<sup>1),2),3)</sup>

This system has many promising aspects in the safety and economical improvements of the LMFBRs as well as energy conversion feature. For the detailed assessment on the applicability of this system to the LMFBRs, however, more theoretical and experimental efforts are required. Therefore, as a part of the assessment, in the present paper, the cycle analyses were performed to examine the sensitivities of the performance characteristics to the system parameters for the combinations of the working fluids such as Woods metal-water and tin-mercury. To investigate the fundamental characteristics of the two-phase natural circulation, the experiments were also performed with Woods metal or water, and nitrogen gas.

## II. DESCRIPTION OF THE SYSTEM

The concept of the present system is shown in Fig. 1. The system flow and temperature-entropy diagrams are shown in Figs. 2 and 3. The system arranged vertically for the effective two-phase natural circulation by the gravitational force. The thermodynamic working fluid, that is the volatile fluid, is heated and evaporated at the heat source, and then mixed with the liquid metal, that is the MHD working fluid, or it is injected directly into the high temperature liquid metal at the mixer, and then heated and evaporated by the liquid metal. The thermodynamic energy of the vapor is converted to the gravitational energy and the kinetic energy of the liquid metal during the expansion in the two-phase upcomer. The vapor is separated from the liquid metal at the separator located horizontally at the end of the two-phase upcomer, and then circulates through the regenerator and the condenser to the heat source by the circular pump. On the other hand, the liquid metal separated from the vapor phase flows downward in the single-phase downcomer through the MHD generator channel, and then returns to the mixer through the heat source by the natural circulation without any circular pump.

In the application of the present system to LMFBRs, the following attractive features on the energy conversion, the safety and the economical issues can be summarized.

### Energy conversion feature

The expansion process of the vapor in the two-phase upcomer is expected to be nearly isothermal because the vapor is reheated continuously by the surrounding high temperature liquid metal during the expansion, which give us the high possibility for the establishment of the cycle similar to the Ericsson cycle with high efficiency. Stable, simple and high performances are also expected in the single-phase liquid metal MHD generator compared with the two-phase liquid metal MHD generator<sup>4),5),6),7)</sup>. The energy loss for the gas-liquid separation will be reduced in the horizontal separator under rela-

tively low fluid velocity.

#### Safety feature

The absence of moving mechanical part, that is the circular pump for the liquid metal, makes the plant simple and improves the inherent safety feature. If the primary cooling system is coupled with the present system by the MHD flow coupler<sup>8)</sup>, both primary and secondary coolants can be circulated by the gravitational force and the plant will be freed from the troubles due to the failures of the two liquid-metal circular pumps. In the case of loss of the electrical power supply, the MHD generator is turned off automatically and the residual heat can be removed easily by the two-phase natural circulation with well designed accumulated high pressure gas system, and then followed by the single-phase natural circulation for long term heat removal. The problem of the sodium-water interaction can be also excluded by the proper combination of the working fluids. Because of the vertical system arrangement, the present system may be suitable to the nuclear plant sited under the ground, where the containment ability of the fission products released in the accidents will be improved by the natural physical and chemical barriers of strata and the problem of the earthquake will be also reduced.

#### Economical feature

Absence of the liquid-metal circular pump, the steam-turbine generator and its building makes the plant very simple. It may be also possible that the steam generator is excluded if the thermodynamic working fluid is designed to be injected directly into the high temperature MHD working fluid, that is the direct contact steam generation<sup>2)</sup>.

### III. CYCLE ANALYSES

Applying mass, momentum and energy balance equations for both working fluids in each component shown in Fig. 2, the cycle analyses were performed based on the following main assumptions:

- (1) The frictional loss is ignored in all components
- (2) The thermodynamic fluid is mixed with the liquid metal with the same temperature and pressure. The mixing loss is ignored.
- (3) During the expansion of the vapor in the two-phase upcomer, the thermal equilibrium between the vapor and the liquid phases and the iso-entropy expansion of the two-phase flow are assumed. The vapor is treated as ideal gas. The cross section of the two-phase upcomer is constant.
- (4) The liquid phase separated from the gas phase with the same temperature and pressure loses the kinetic energy due to the separation loss.
- (5) Heat due to the Joule loss in the MHD generator and the pumping loss is released out of the system.

The cycle efficiency and the generator output power per unit mass flow rate of the two-phase flow in the Woods metal-water system are shown in Figs. 4 and 5, respectively, as a function of the inlet void fraction in the two-phase upcomer, where the gas-liquid slip ratio in the two-phase upcomer and the efficiency of each component are assumed unity and the minimum system temperature is fixed as 320 K. It is clearly seen that the cycle efficiencies decrease gradually with the increase of the inlet void fraction. The reason is explained as follows. Since the vapor is surrounded by the hot liquid metal, its expansion in the two-phase upcomer is almost isothermal in the case of smaller void fraction. However, when the void fraction increases, the discrepancy from the isothermal expansion becomes larger, that is, the decrease

of the temperature becomes larger during the expansion. On the other hand, the generator output powers increase rapidly with the increase of the inlet void fraction because of the increase of the heat removed from the primary heat source as increasing of the vapor mass flow rate.

The dependencies of the cycle efficiency and the device efficiency (normalized cycle efficiency by that of Carnot cycle) upon the maximum system temperature are shown in Fig. 6, where the inlet void fraction is fixed as 30%. The cycle efficiency increases with increase of the maximum system temperature, as expected. About 70% or more of the device efficiency is seen in Fig. 6. Figure 7 shows the dependencies of the thermal input and the generator output powers per unit mass flow rate of the two-phase flow upon the maximum system temperature. Both input and output powers increase with the increase of the maximum system temperature, because the work due to the expansion of the vapor in the two-phase upcomer increases by the increase of the maximum system pressure with increase of the maximum system temperature.

Figure 8 shows the sensitivities of the cycle efficiency to the efficiency of each component. The cycle efficiency depends strongly on the MHD generator efficiency. It is, however, very dull to the efficiencies of the separator, the regenerator and the pump. Figure 9 shows the sensitivity of the cycle efficiency to the gas-liquid slip ratio in the two-phase upcomer, where the gas-liquid slip ratio is assumed constant along the two-phase upcomer. As expected, the cycle efficiency depends very strongly on the gas-liquid slip ratio in the two-phase upcomer. This means that the two-phase natural circulation with small gas-liquid slip ratio is required to establish the high performance characteristics in the present system.

For the heat source with higher temperature, mercury and potassium are considered as a candidate for the thermodynamic working fluid. Therefore, for example, tin-mercury system can be used as a topping cycle for the Woods metal-water system. An example of the overall cycle efficiency of this combined system is shown in Fig. 10, as a function of the maximum system temperature of the bottoming cycle (Woods metal-water system). In this calculation, 20°C of the temperature difference is assumed for the intermediate heat exchanger between the bottoming cycle and the topping one. Although this combined system is not optimized yet, more than 40% of the theoretical thermal efficiency can be expected. Table 1 shows an example of the plant specification of this combined system in the case of 5 m<sup>3</sup>/sec of the liquid volumetric flow rate, where it is assumed that the efficiency of each component is 0.8 and the gas-liquid slip ratio is equal to unity.

#### IV. EXPERIMENTS OF TWO-PHASE NATURAL CIRCULATION

As described in the previous section, the cycle efficiency of the present system depends very strongly on the gas-liquid slip ratio in the two-phase upcomer. It is, however, very difficult to estimate the gas-liquid slip ratio theoretically or empirically, especially in the heavy liquid metal two-phase natural circulation. Therefore, the experiments of the two-phase natural circulation were performed by using Wood's metal (melting point: 70°C, density: 9.5 g/cm<sup>3</sup>) and nitrogen gas as the working fluids to investigate the fundamental characteristics of the two-phase natural circulation, especially gas-liquid slip ratio (i.e. void fraction) in the two-phase upcomer. To see the effects of the density of the liquid phase and scaling of the circulation loop on the gas-liquid slip ratio, additional experiments were performed by

water and nitrogen gas with different experimental apparatus.

Figure 11 shows the experimental apparatus for Woods metal-nitrogen gas two-phase natural circulation. The test loop is made of stainless steel type 316. The height of the test loop is about 2.5 m and the inside diameter of the loop is 31.3 mm. The nitrogen gas was injected into Woods metal flow through about 110 holes with the diameter of 1 mm drilled on the tube wall in the mixing section. The nitrogen gas was discharged from the system into the atmosphere after separated from the liquid phase at the separator located at the top of the two-phase upcomer. The liquid mass flow rate was measured by the electromagnetic flowmeter. The void fraction in the two-phase upcomer was calculated by the pressure difference, ignoring the frictional and accelerational losses. The experiments were performed at the temperature of about 150 °C. Figure 12 shows the experimental apparatus for water-nitrogen gas two-phase natural circulation, which is made of lucid plastic. The height of the loop is about 3.8 m and the inside diameter of the loop is 82 mm. The velocity of water was measured by the colored dye at the single-phase downcomer. Both experiments were performed with the gas mass flow rate up to about 2 g/sec.

The liquid mass flow rates and the gas-liquid slip ratio in the both experiments are plotted versus the gas mass flow rate in Figs. 13 and 14, respectively. In the case of the water-nitrogen two-phase natural circulation, the flow pattern was always the bubbly flow. The gas-liquid slip ratio decreases rapidly down to near unity in the region of the small gas flow rate, because the liquid mass flow rate increases rapidly in this region as the gas mass flow rate is increased, as shown in Fig. 13. In the region of higher gas flow rate up to 2 g/sec., the gas-liquid slip ratio keeps near unity in spite of increasing of gas mass flow rate because of the unchanged flow pattern. In the experiments with Woods metal-nitrogen gas, the gas-liquid slip ratio decreases up to the void fraction of about 13% (quality of about  $5 \times 10^{-5}$ ) with increasing mass flow rate of nitrogen gas because the liquid mass flow rate increases rapidly with increasing that of nitrogen gas. After that, the slip ratio turns to increase rapidly with increasing gas mass flow rate. This sudden change is perhaps caused by the change of the flow pattern from the bubbly to slug flow. The increase of the liquid mass flow rate also becomes very dull to the gas mass flow rate at the higher void fraction because of the same reason.

In Fig. 15, the experimental void fractions are compared with the empirical correlation obtained by Unser et al.<sup>9)</sup>, which is described as:

$$\alpha = 0.4018 (X / (1-X))^{0.328} Fr^{0.04} (\rho_l / \rho_g)^{0.309} \quad (1)$$

where  $X$ ,  $\rho_l$ ,  $\rho_g$ ,  $Fr$  are quality, densities of the liquid and gas phases, and Froude number based on the superficial liquid velocity. Their correlation predicts considerably higher values. This large discrepancy may come from the difference of the flow pattern, since their experiments were performed with mercury-nitrogen gas and mercury-R113 in the region of higher void fraction (20%-70%). In Fig. 16, the experimental void fractions are also compared with another correlation obtained by Sarizawa et al.<sup>10)</sup>, which is described as:

$$\alpha = 1 - \sqrt{(1-X)^3 / (1+KX)} \quad (2)$$

where  $K = \delta (\rho_l / \rho_g) V_0^{0.5}$ ,  $V_0$  is the superficial liquid velocity, and  $\delta = 1.3$  for bubbly flow and  $\delta = 1.0$  for slug or annular flow. This correlation predicts

better but still higher values.

The new empirical correlation is obtained based on the present experiments as described below:

$$\alpha = 10.3 \beta^{0.55} Fr^{0.61} (\rho_g / \rho_l)^{0.51} \quad (3)$$

where  $\beta$  is the volumetric flow rate quality. It is seen in Fig. 17 that the void fractions in the two-phase natural circulation of water and nitrogen gas are also predicted well by Eq. (3).

## V. CONCLUSIONS

Fundamental characteristics of the advanced FBR energy conversion system using the liquid metal two-phase natural circulation combined with liquid-metal MHD technology were investigated theoretically and experimentally.

The cycle analyses performed for the combinations of the working fluids such as Woods metal-water and tin-mercury shows that the cycle efficiency of the present system is competitive with that of the conventional steam turbine cycle. It is, however, found that it depends very strongly on the gas-liquid slip ratio in the two-phase upcomer.

To investigate the fundamental characteristics of the two-phase natural circulation, the experiments were also performed by using Woods metal or water, and nitrogen gas as the working fluids. The void fraction in both experiments can be correlated well with the volume flow rate quality, Froude number based on the superficial liquid velocity, and the density ratio between the gas and liquid phases:

$$\alpha = 10.3 \beta^{0.55} Fr^{0.61} (\rho_g / \rho_l)^{0.51}$$

For more detailed assessments of the present system, more research efforts are required, especially to establish the liquid metal two-phase natural circulation with small gas-liquid slip ratio.

## ACKNOWLEDGEMENT

The financial support of this program by Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation is gratefully acknowledged. We also wish to express our appreciation to Drs. A. Ohstubo, K. Hase, Y. Himeno and Mr. M. Sakuma for stimulating discussions and their continued interest in this program.

## REFERENCES

1. H. BRANOVER, Liquid metals in MHD power systems - a review of concepts and experiments, Proc. of the 4th Int'l. Conf. on Liquid Metal Engineering and Technology, Avignon, France, 1983.
2. H. BRANOVER et al., Promising applications of the liquid metal MHD energy conversion technology, Proc. of the 24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol. II, 1989.
3. A. Z. BARAK, L. BLUMENAU, H. BRANOVER et al., Possibilities for improvements in liquid-metal reactors using liquid-metal magnetohydrodynamic energy conversion, Nuclear Technology, Vol. 89, 1990.
4. M. PETRICK, H. BRANOVER, Liquid metal MHD power generation - its evaluation and status, Single- and Multi-Phase Flow in An Electromagnetic Field

- edited by H. Bravover, P. S. Lykoudis and M. Mond, Volume 100, published by the American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., 1985.
5. W. AMEND et al., Performance of a quasi-Ericsson two-phase two-component liquid metal MHD power cycle, Proc. 11th Symp. Eng. Aspects MHD, 1970.
  6. Y. FUJII-E, M. SAITO, S. INOUE, T. SUITA, Analysis of two-phase liquid metal MHD induction converter, J. Nucl. Sci. Technol., Vol.12, No.4, 1975.
  7. Y. FUJII-E, M. SAITO, S. INOUE, T. SUITA, Influence of void and velocity variations on two-phase liquid metal MHD induction converter characteristics, J. Nucl. Sci. Technol., Vol.12, No.5, 1975.
  8. K. MIYAZAKI et al., Analysis of NaK experiment on electromagnetic flow coupler, Proc. Int'l. Conf. on Fast Breeder System: Experience Gained and Path to Economical Power Generation, Richland, Washington, USA, 1987.
  9. Y. UNGER et al., Two-phase liquid metal-gas flow in vertical pipes, Proc. of 9th Int'l. Conf. on Magnetohydrodynamic Electrical Power Generation, Tsukuba, Japan, 1985.
  10. A. SERIZAWA et al., Void fraction and pressure drop on liquid metal two-phase flow, J. Nucl. Sci. Technol., Vol.10, No.7, 1973.

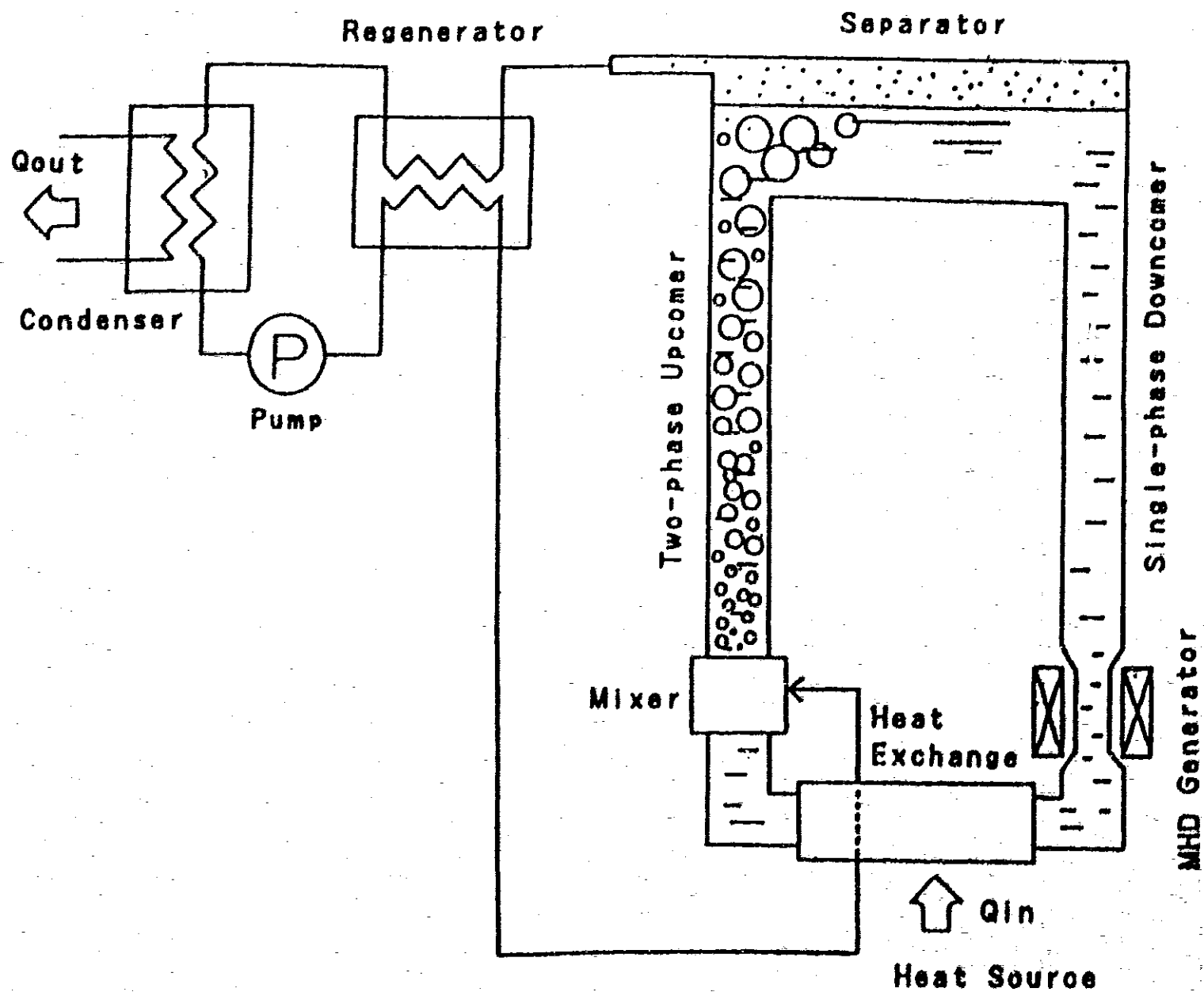


Fig.1 Concept of advanced FBR energy conversion system



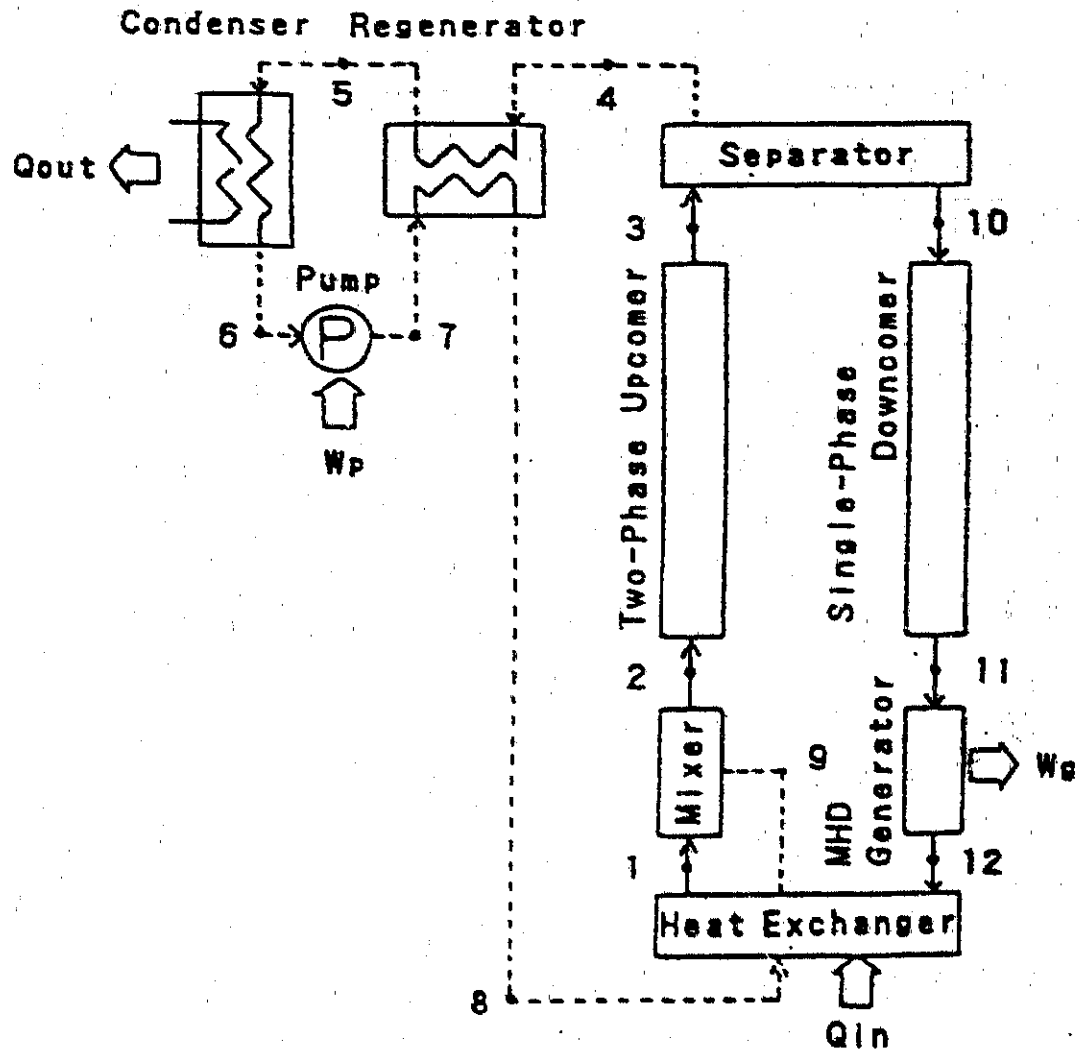


Fig.2 Schematic diagram of system

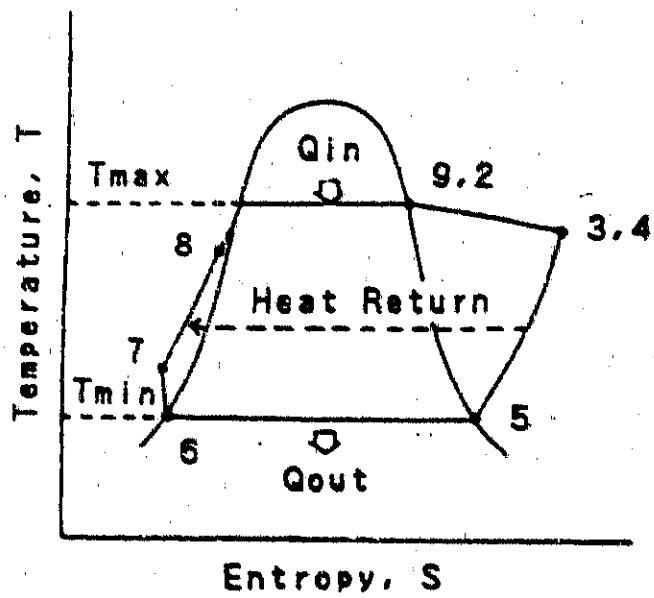


Fig.3 Thermodynamic cycle

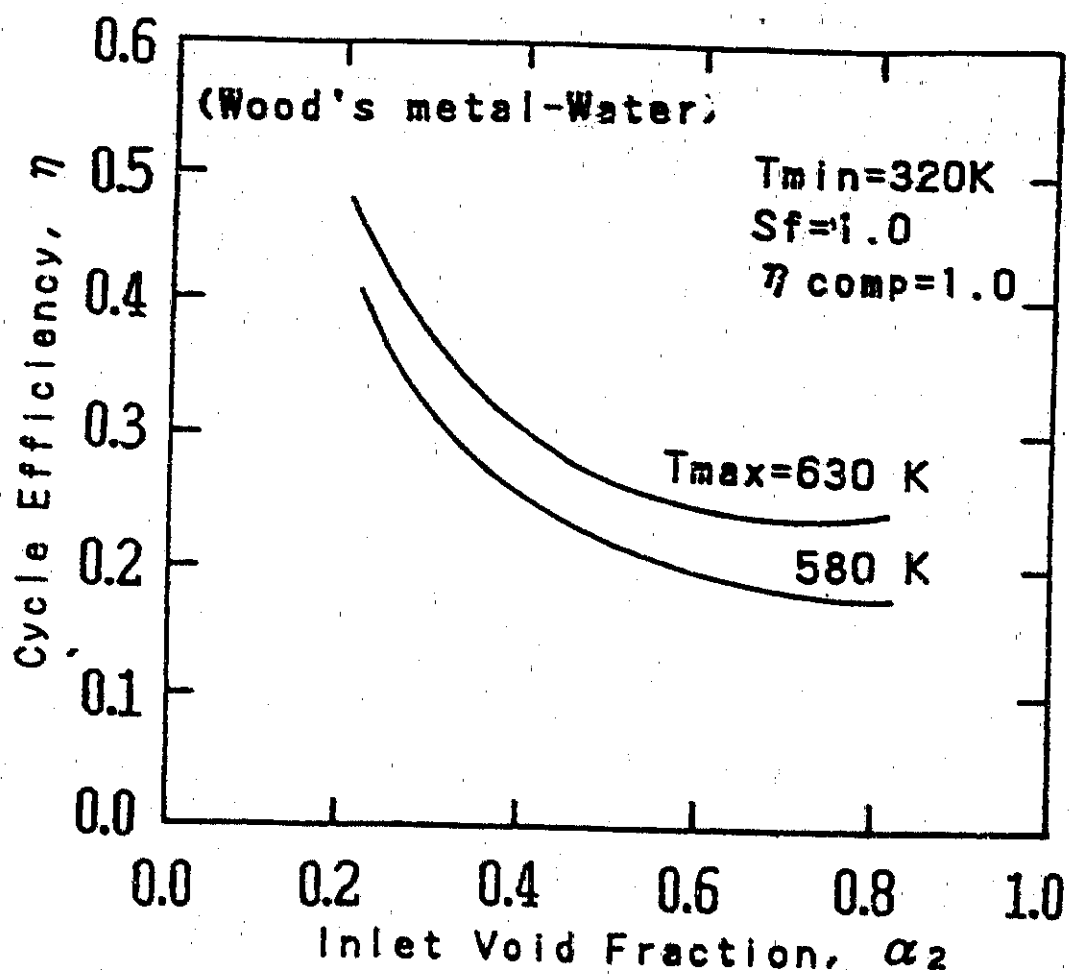


Fig.4 Cycle efficiency vs. Inlet void fraction

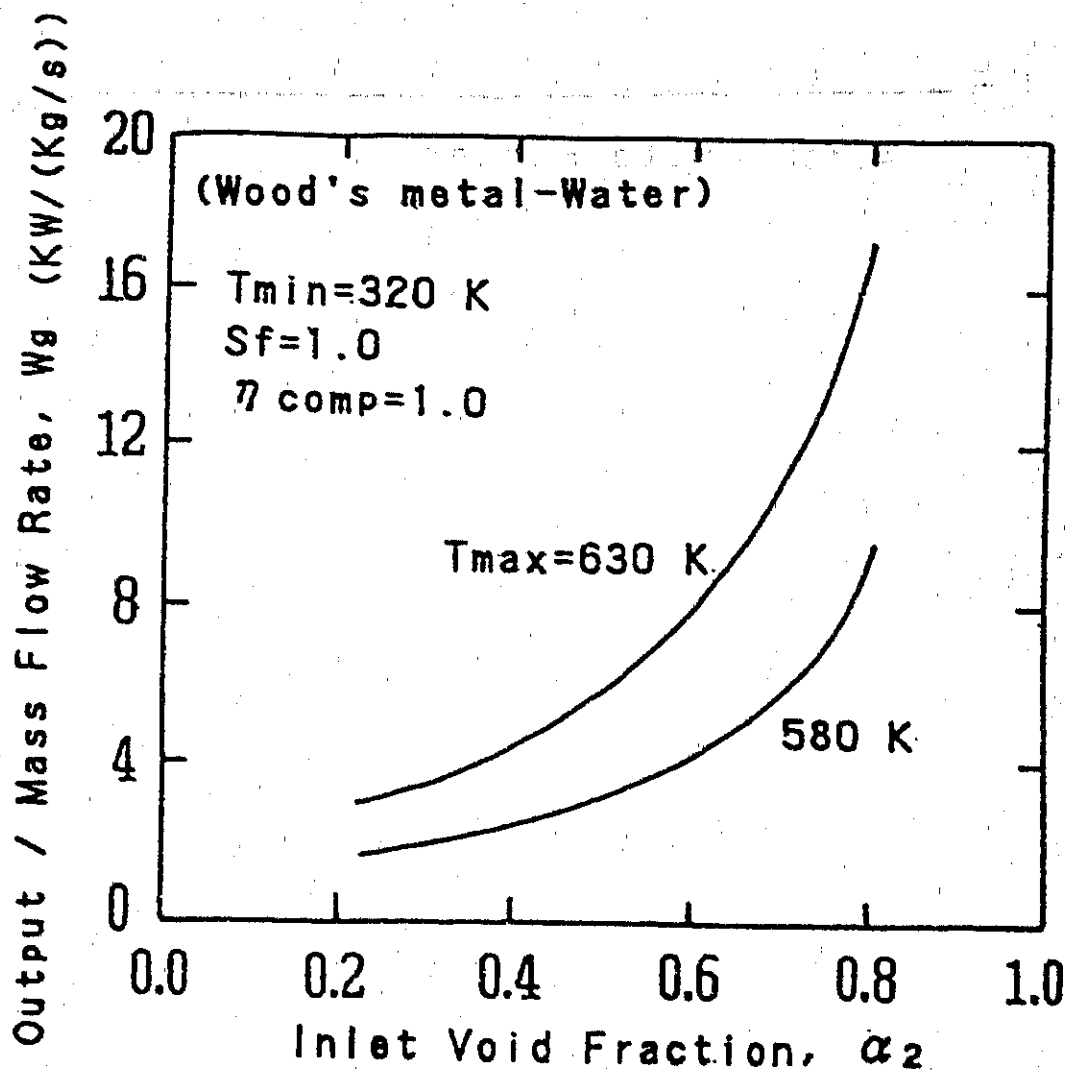


Fig.5 Output power per unit mass flow rate vs. inlet void fraction

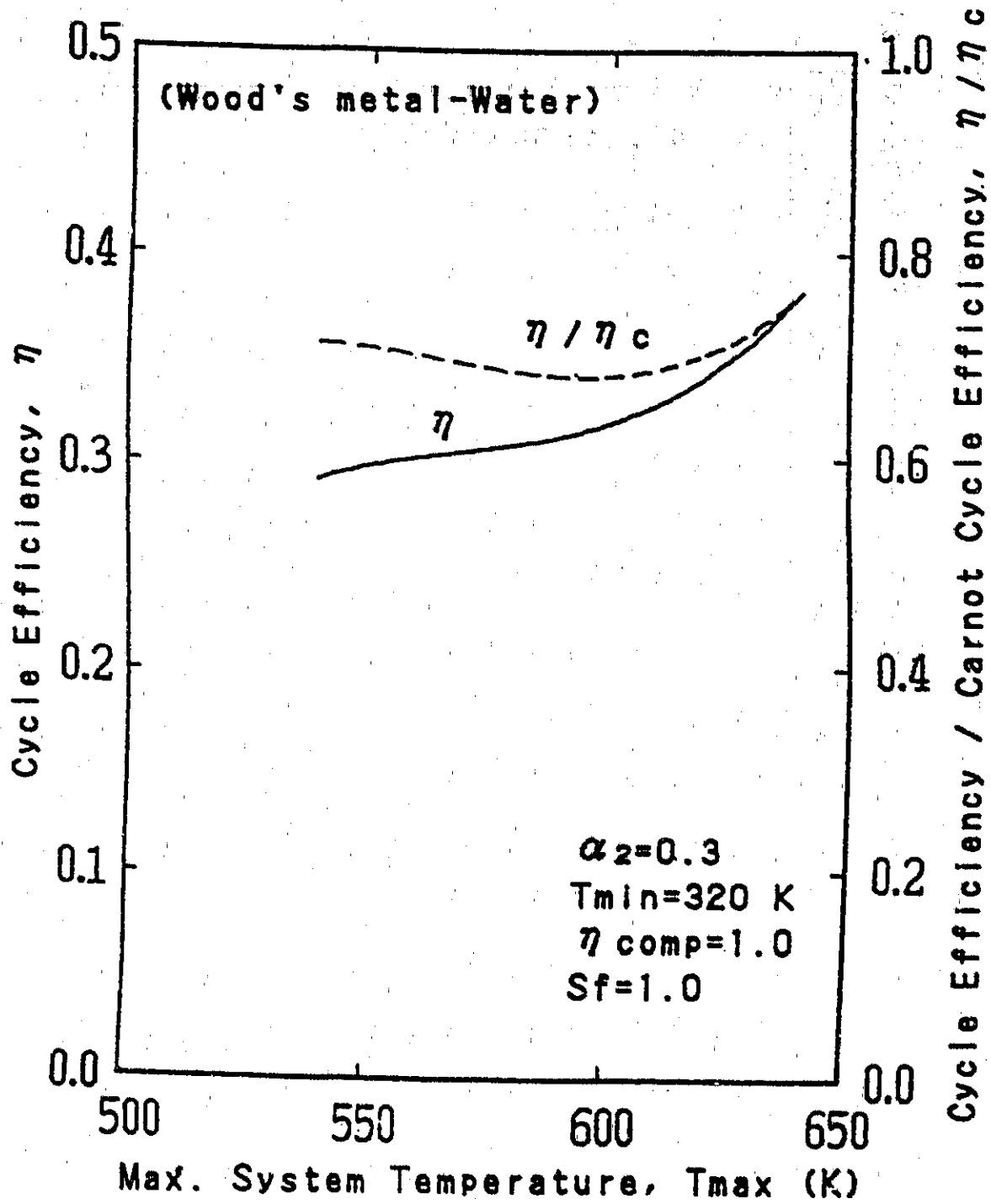


Fig.8 Cycle efficiency vs. maximum system temperature

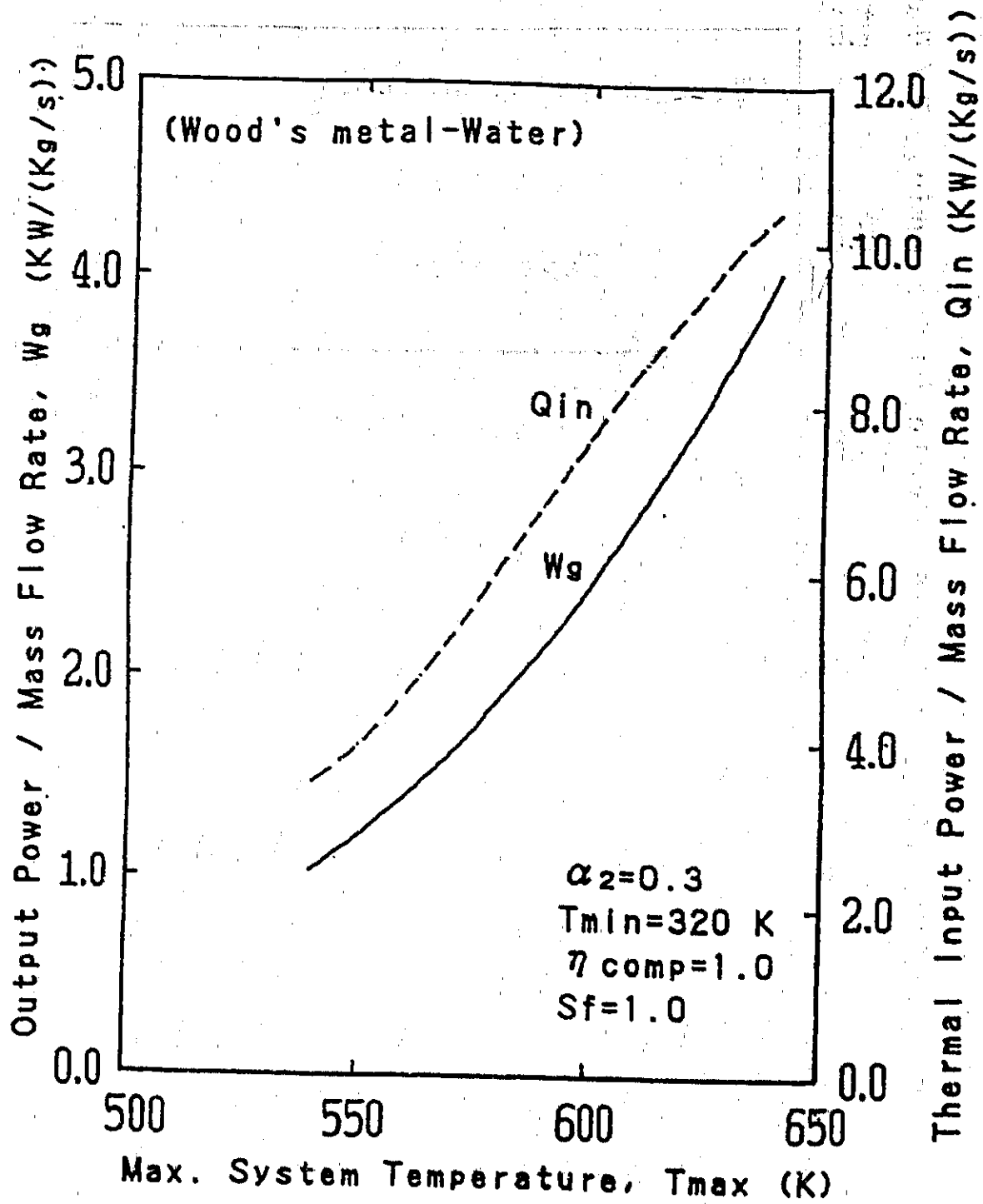


Fig.7 Input and output powers per unit mass flow rate vs. maximum system temperature

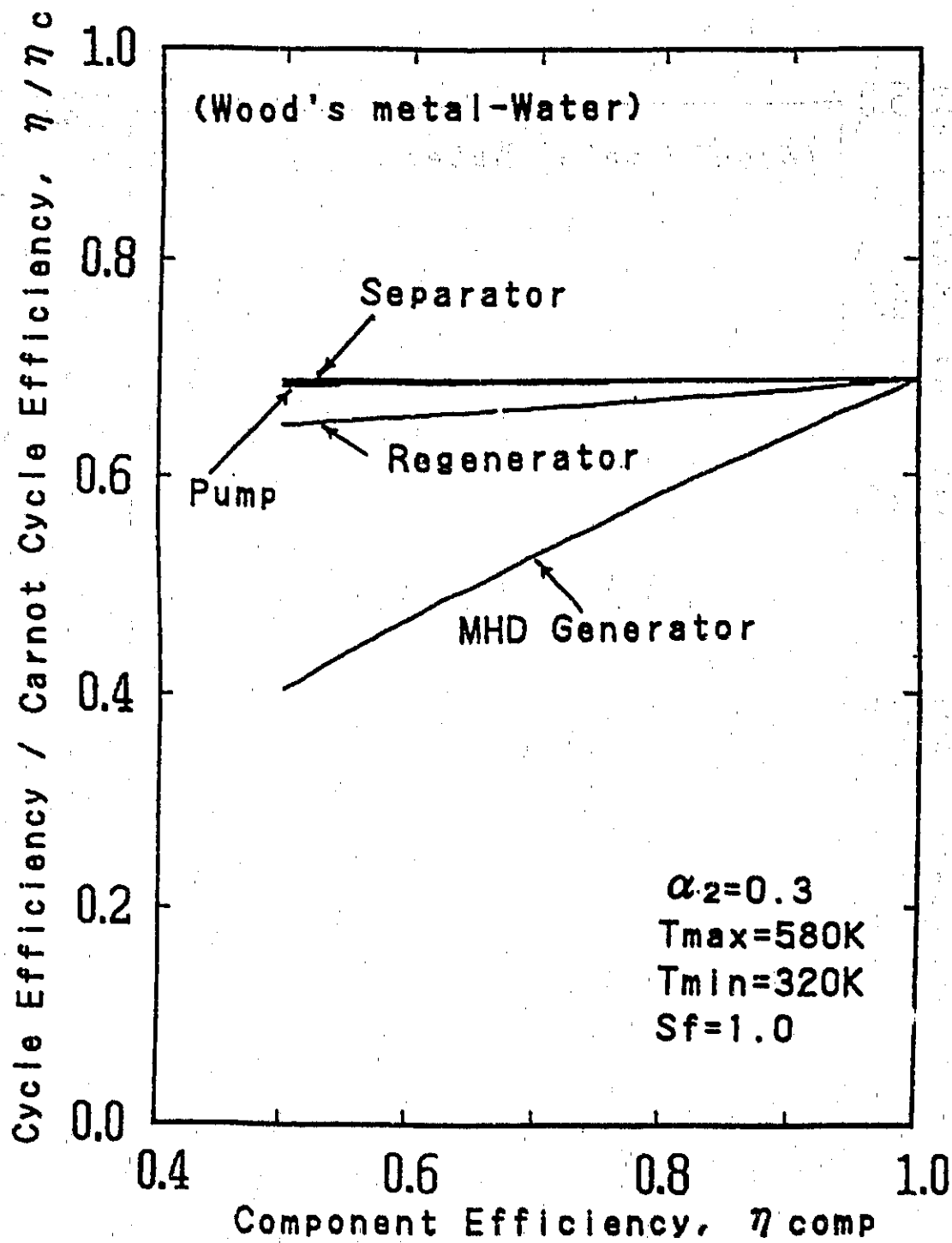


Fig.8 Sensitivities of cycle efficiency to component efficiencies

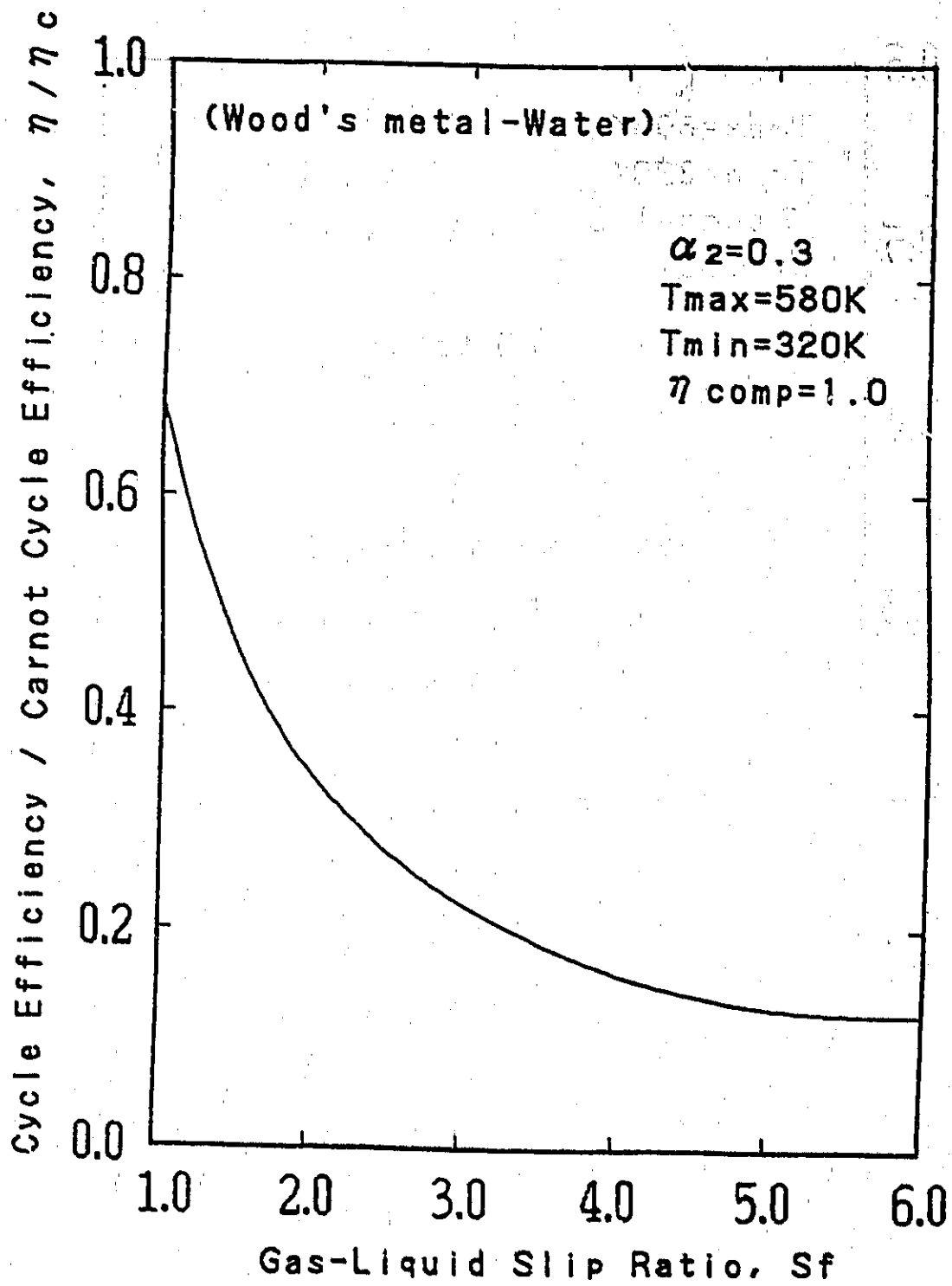


Fig.9 Sensitivity of cycle efficiency to gas-liquid slip ratio

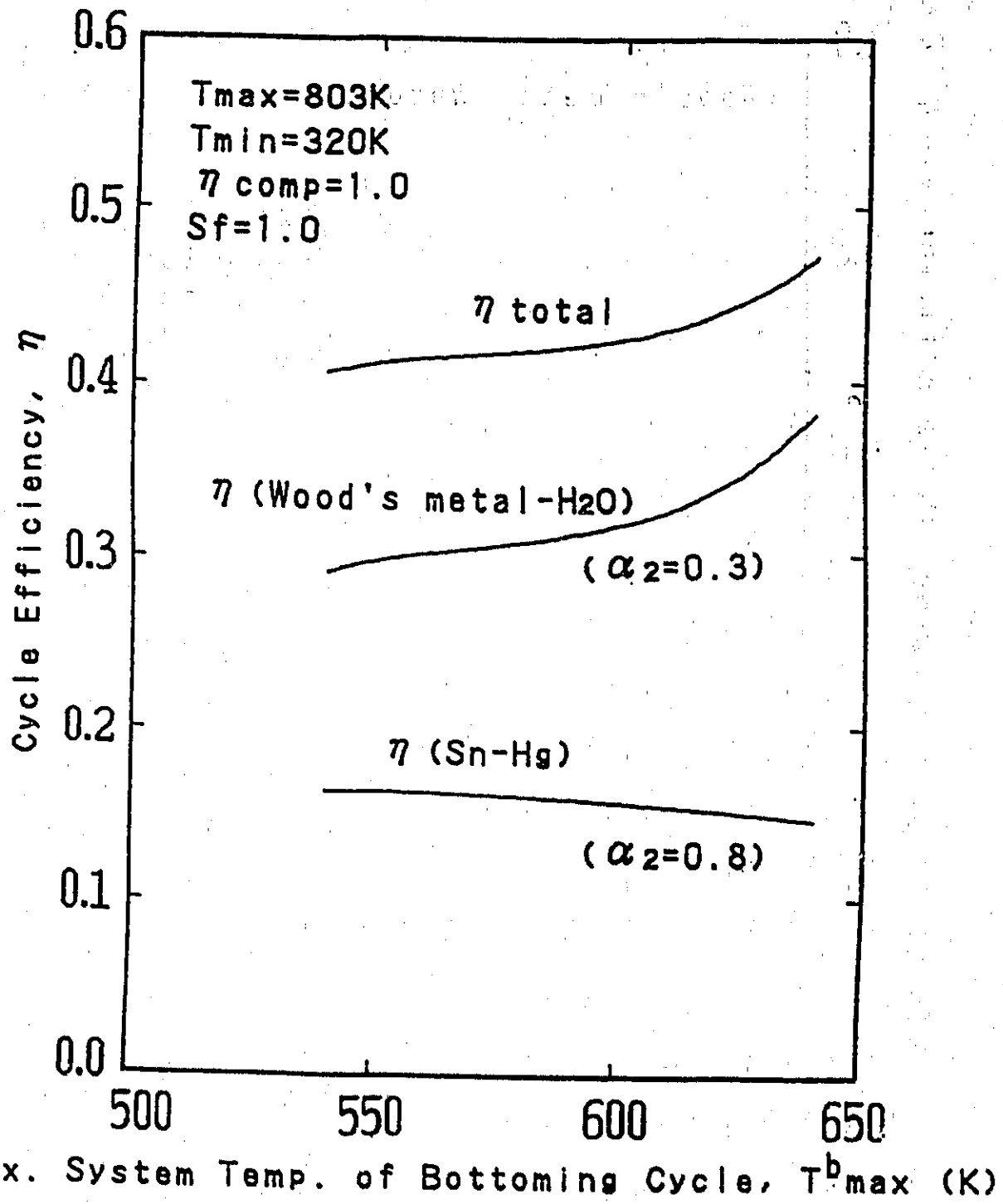


Fig. 10 Overall cycle efficiency of combined cycle vs. maximum temperature of bottoming cycle



Table 1 Example of plant specification  
of combined system

	Woods metal - H <sub>2</sub> O	Sn-Hg
Max. system temp. (K)	640	803
Min. system temp. (K)	320	663
Liq. flow rate(m <sup>3</sup> /s)	5	5
Gas flow rate(Kg/s)	147	1094
Input power (MW)	500.8	410.7
Output power(MW)	150	51.5
Efficiency	0.299	0.125
Total output power	201.5 MW	
Overall Efficiency	0.387	

Each component efficiency=0.8  
Gas-liquid slip ratio=1.0

ML : Liq. Mass Flowmeter  
 MG : Gas Mass Flowmeter  
 P : Press. Transducer

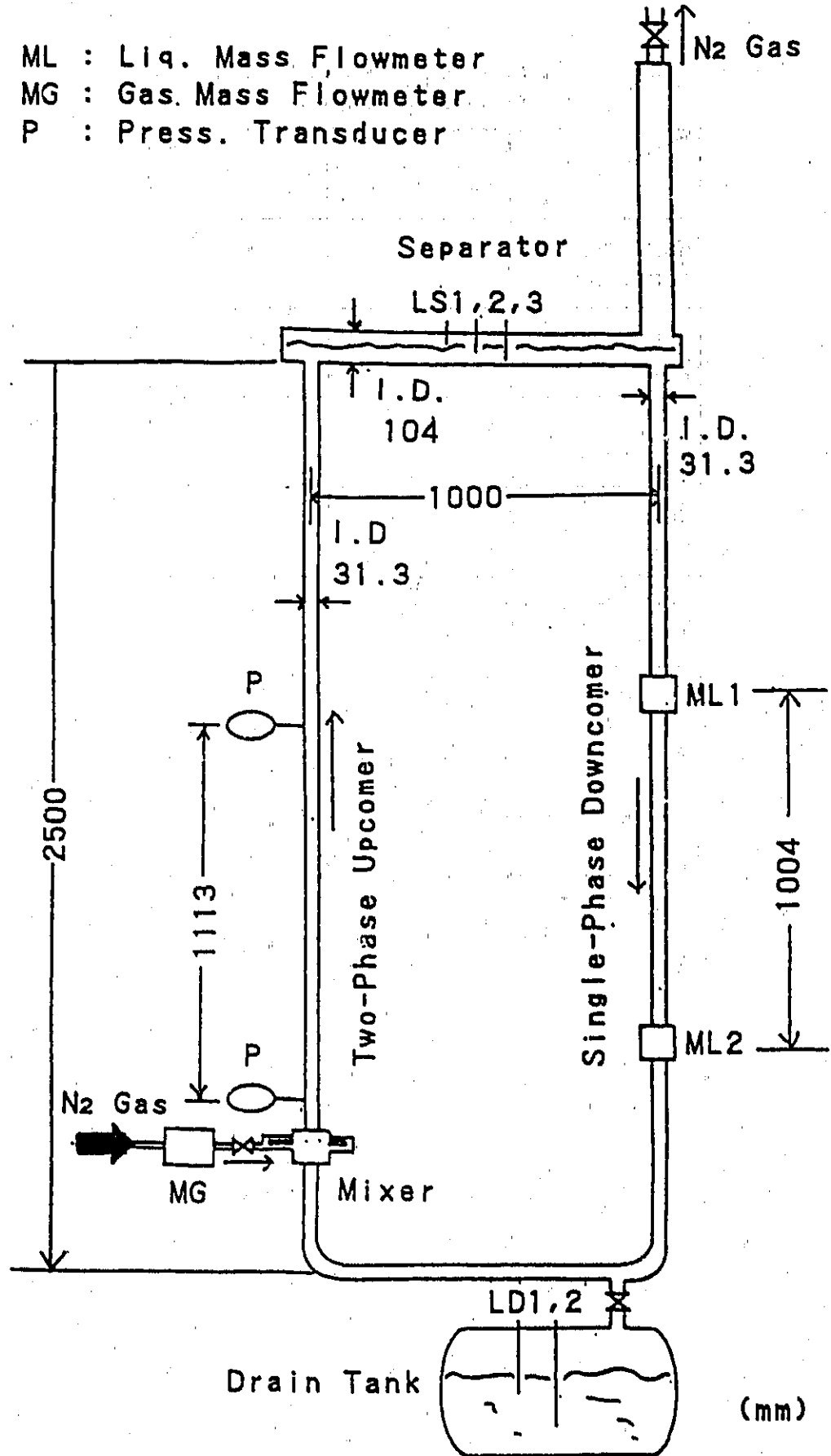


Fig.11 Experimental Facility (Woods metal- N<sub>2</sub> gas)

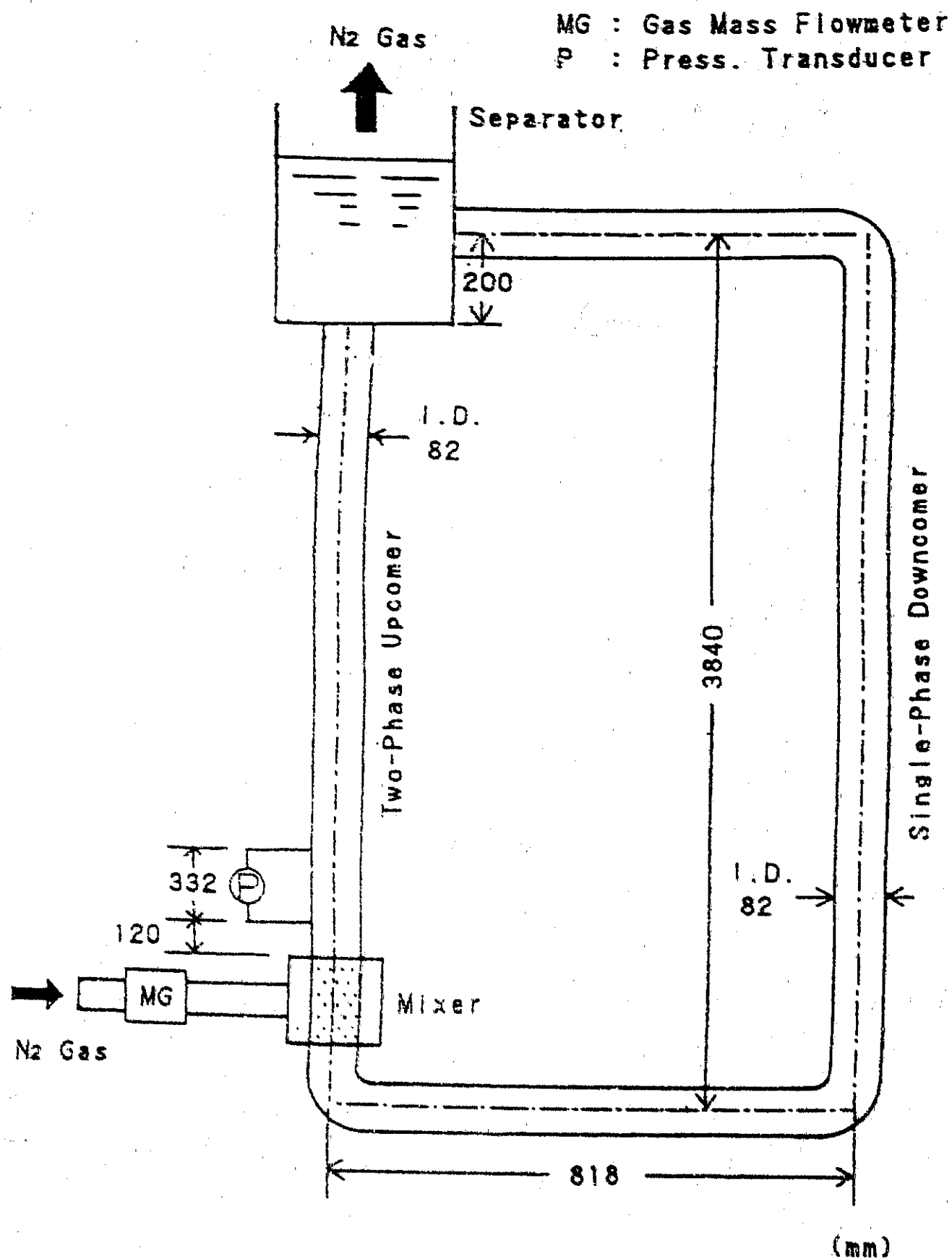


Fig. 12 Experimental facility (Water-N<sub>2</sub> gas)

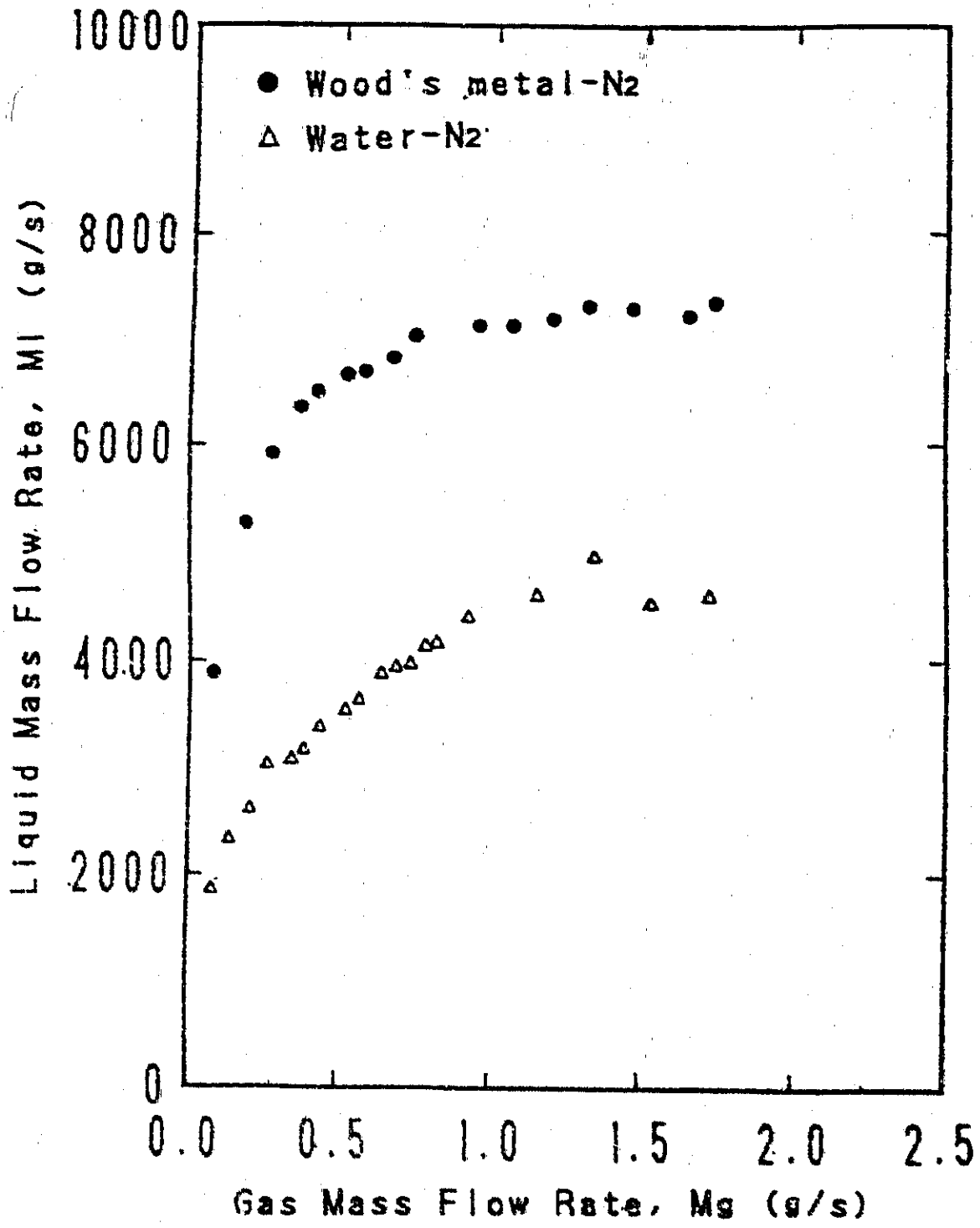


Fig.13 Liquid mass flow rate vs. gas mass flow rate

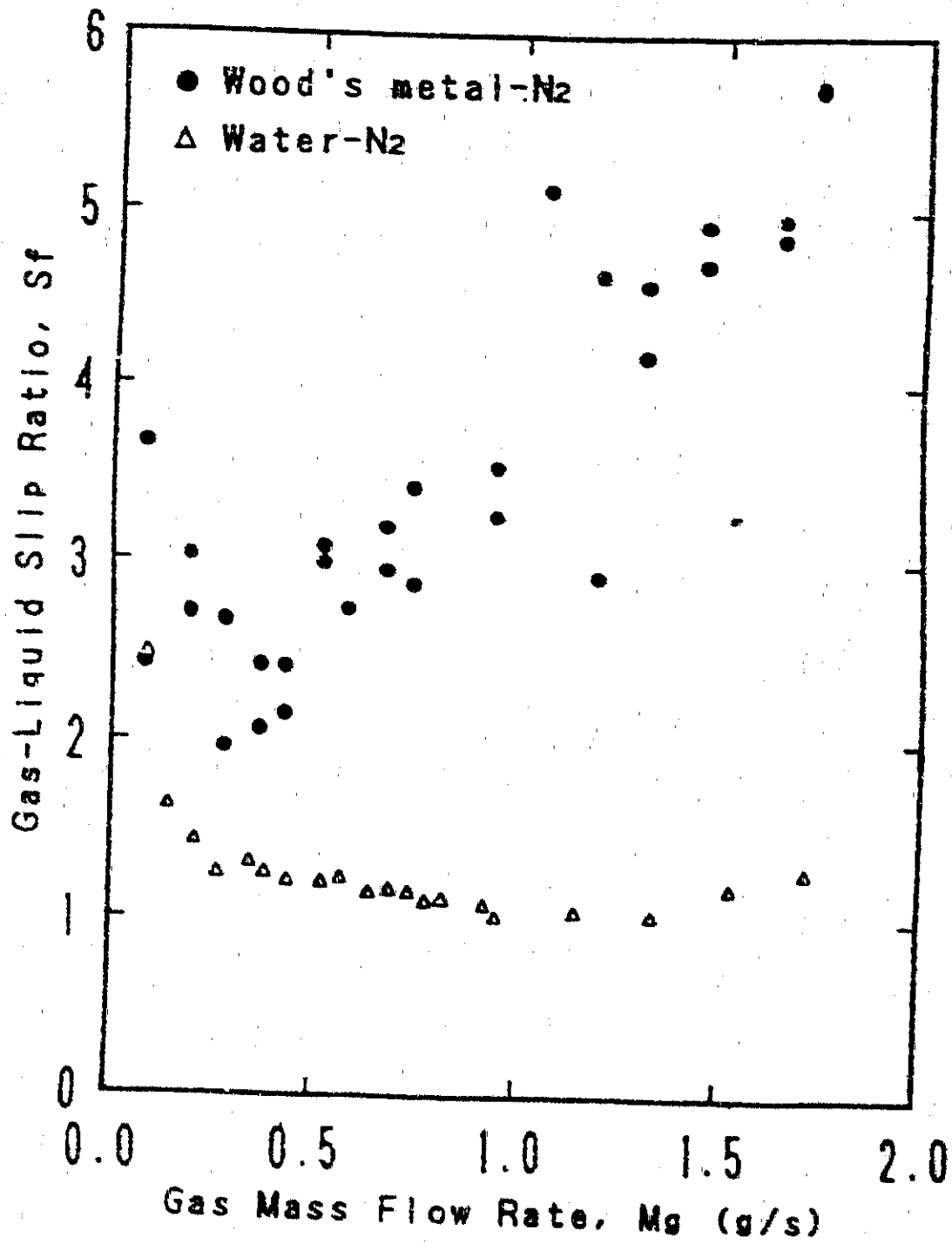


Fig.14 Gas-liquid slip ratio vs. gas mass flow rate

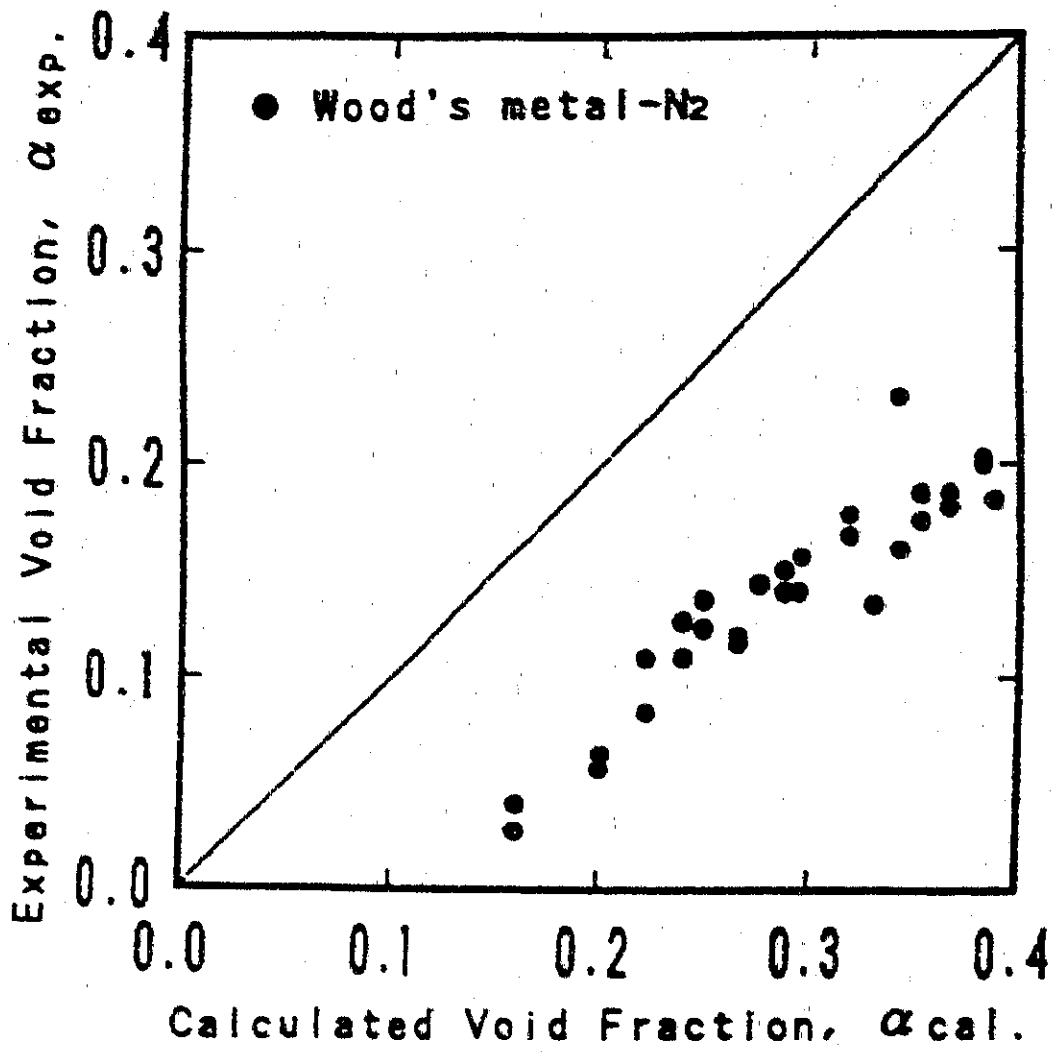


Fig.15 Comparison of experimental to theoretical void fraction calculated by Eq. (1)

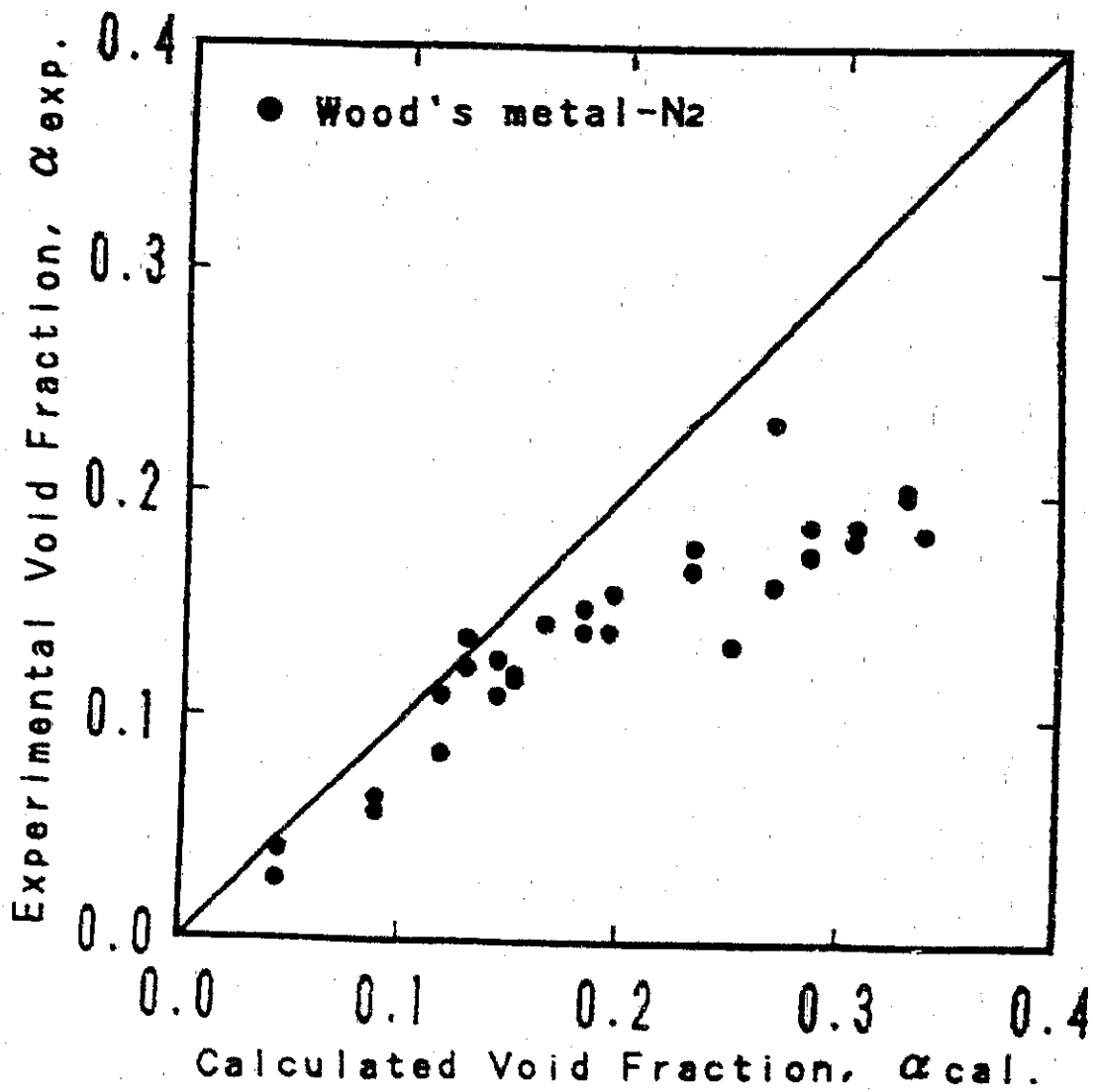


Fig. 16 Comparison of experimental to theoretical void fraction calculated by Eq. (2)

$$\alpha = 10.3 (\beta)^{0.55} (Fr)^{0.61} (\rho_l / \rho_g)^{-0.51}$$

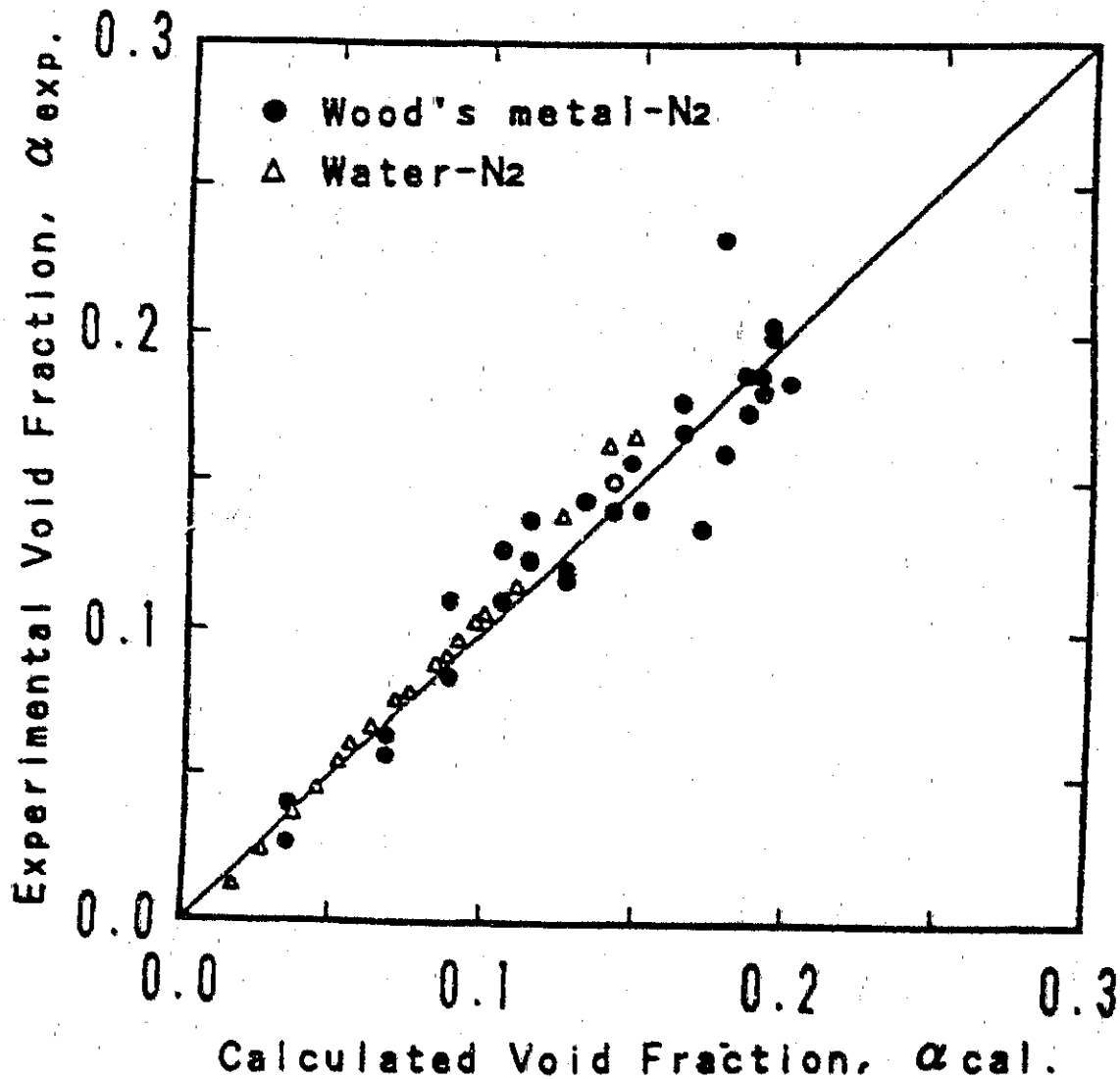


Fig.17 Comparison of experimental to theoretical void fraction calculated by present correlation Eq. (3)