

JAERI-M

5336

OWL-O 計算機制御化に際しての
動特性解析と実験

1973年7月

萬金 修一

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

OWL-O 計算機制御化に際しての動特性解析と実験

日本原子力研究所東海研究所原子炉工学部

萬 金 修 一

(1973 年 6 月 29 日 受 理)

OWL-OはJMTRに設置されている炉外沸騰水ループであるが、今回計算機制御による運転自動化が試みられた。本報告は計算機制御方式設計のために行った同ループの動特性解析と実験についての報告であり、内容は数学モデルの作成、固有動特性、制御特性、実験結果との比較などである。またこれらの多変数系に対して線形一点近似モデルがどの程度実際のプラント特性を表わしているかについての検討も加えた。

Dynamic Analyses and Experiments on OWL-0
for Computerized Control

Shuichi Mankin

Div. of Reactor Engineering, Tokai, JAERI.

(Received June 29, 1973)

OWL-0 (Oarai Water Loop-0), a boiling-water loop for the out-pile tests with JMTR, has been automated by means of a direct digital control system. The results of dynamic analyses and experiments made for system design are described, including formation of mathematical models, inherent dynamics, control characteristics and the comparison with experiments. Propriety of the linearization of such a multivariable system is also discussed.

目 次

1. 序 論	1
1-1 はじめに	1
1-2 対象システム	2
2. 解 析	4
2-1 仮定と動特性方程式	4
2-2 各部固有特性とモデルの簡略化	20
2-3 各部の制御特性	26
3. 実験と解析の比較	33
3-1 比較と実験の概要	33
3-2 特性の比較と検討	37
3-3 総合考察	55
4. 結 論	60
4-1 結 論	60
4-2 おわりに	60
5. 図 表	62

1. 序 論

1-1 はじめに

日本材料試験炉(JMTR)に設置、運転が行なわれている沸騰水型炉外ループ(OWL- α)は以前定常状態においてアナログ制御系で自動運転が行なわれていたが、この度デジタル制御計算機で直接計算機制御(D. D. C)を行なう様改造された。本報告書は計算機制御化に際して実施した一連の動特性解析及び実験についてまとめたものである。

計算機制御化を合理的に進めるには対象の動特性をはっきり認識することが必要であると同時に、具体的問題に対処した場合にはモデルあるいは理論と現実の対象との対応を確認しなければならない。一方、対象となったループはその概要を1-2で示す通り容量は小さいがその構成において、ある面では原子炉プラント以上に複雑な多変数システムである。又、計算機制御化は単にシステムの自動化を達成するだけでなく、その制御の質において最適な、或いは適応度のよりよいものを指向しなければならず、これを理論的に追求するにはより簡単な、より精度よく対象の特性を表現するモデルが必要である。

ここに、本解析及び実験を進めるにあたって以下に示す問題を設定した。

① 物理法則をもとに、連立微分方程式で構成される簡単な(集中定数系、線形の)数学的モデルを作成し、プロセスを幾度も運転することなしに、プロセスに組み込まれた状態では不明の各部及び各主要機器の個有特性を把握する。

② 主要な外乱に対して系がどのような応答を示すかを調べると共に、系を安定して運転するにはどのような制御系が良いかを以前なされていた制御方式を考慮しながら決定する。

③ 簡単な制御系(P. I. D制御方式)を設定し、その持つべき特性、パラメータを決定する。又、サンプリング制御を行なう場合に、以前のアナログ制御系とどのような特性の相違があるかを把握する。

④ 適応制御方式、最適制御方式を求めるために、モデルの簡略化を進めると共に、簡略化されたモデルの妥当性を実験によって確認する。更に、明確でない部分の同定を行なう。

又、全体にわたって集中定数系でかつ線形化したモデルがどの程度実際のシステムの特性を表現できるか、更にどういった点に注意すれば精度良く簡略化できるか、といった観点から解析、実験を行なった。本報告書においては①②の問題は2-1, 2-2章に、③の問題は2-3章に、④及びモデルの妥当性と実験に関しては3-1, 3-2, 3-3章に結果を示し、検討と考察を加えた。

全てのシミュレーション及び実験は、システムの特性の表現としてステップ入力に対する応答を用いた。これは系が数学モデルで20次以上の多変数で示されるために周波数応答の整理が繁雑になり、各変数の応答性、感度及び相互干渉性の把握をより容易にするためと、実験時には機器の改造が終了しておらず外乱入力信号としてステップに近い過渡信号以外の正弦波、ランダムパルス、バイナリ信号等の入力ができない状態であったからである。

1-2 対象システム

OWL-0は大洗水ループ0号の略で、JMTR炉心格子D-7位置において各種原子炉燃料及び材料の照射試験を行なうOWL-1とほぼ同じ性能を有する高温高圧沸騰水ループで炉外実験用のものである。このループはこの種の水ループの諸試験、模擬実験を行なうことを目的としており、本装置の計算機制御化は同種水ループ及び動力炉の計算機制御の問題に有効な情報を提供すると思われる。ループ一次系の設計及び最高使用条件は次表に示されるものである。

諸 値	運転モード	
	加圧水型	沸騰水型
圧 力 $\text{Kg/cm}^2 \text{ G}$	165 (150)	165 (115)
温 度 (加圧タンク) $^{\circ}\text{C}$	349 (341)	349 (320)
(ループ) $^{\circ}\text{C}$	340 (320)	320 (320)
流 量 Kg/min	300 (300)	200 (200)
蒸気含有率 %	—	20 (20)
テストセクション熱入力 KW	100	100
除熱能力 KW	150	150

ループの構成は一次系、二次系、給水系、補助系から構成されている。一次系は運転モードとして加圧水型及び沸騰水型が行なえるようになった閉回路の冷却水循環系であり次の系から構成されている。①模擬テストセクション ②一次冷却系—主循環系、蒸気系、圧力調節系、主冷却系 ③一次精製系、その他。二次系は一次系における発熱を除熱する閉回路の循環系であり、二次冷却系、二次精製系から構成されている。

各系の詳細は本解析が模擬テストセクション及び主循環系を対象としているので省略するが解析対象とする各部の詳細を以下に示す。

(a) 模擬テストセクション及び主循環系

模擬テストセクションは炉内ループにおける照射試料の核発熱を模擬するための浸漬式ヒーターを内蔵している。(20KW, 40KW, 40KWの3分割)一次補助ヒーターで熱せられ飽和水近傍になった水はテストセクション内で熱せられ一部が沸騰し二相流となって出てゆく。以下の主循環系はテストセクション部での入熱に対し除熱を行なうための流路系でテストセクションを出た二相流はセパレーターで二相に分離される。分離された蒸気はコンデンサ上部に入り、スプレー水で凝縮され液となってコンデンサ下部にたまる。この水はサージタンクヒーターを経て飽和となった後サージタンク水部に流入する。一方セパレーターで分離された液は、セパレーター液相流路を通りサージタンク出口部でサージタンクドレン水と合流し、主冷却器に入り除熱され主循環ポンプを経た後、一次流路弁から一次補助ヒーターを通してテストセクション入口にもどる。又、主冷却器を出た冷却水の一部は圧力調節系循環ポンプ及び冷却器を通して冷やされた後、コンデンサーにスプレー水として送られセパレーターからの蒸気を凝縮するのに使用すると同時に、系の圧力の調節に用いる。

(b) セパレーター

沸騰水モードの運転時に炉内部で発生した蒸気を水と分離する。形式は遠心式であり分離した蒸気の質は99.5%以上に達する設計である。

(c) ジェットコンデンサー, サージタンク

ジェットコンデンサーはセパレータからの蒸気をコンデンサー冷却系からのサブクール水をスプレーして凝縮し、流入蒸気量と凝縮量によって圧力を一定にする。形式は円筒縦形サーマルスリーブ付でありサージタンクと配管によって一体に結合されている。サージタンクは運転時における温度、圧力変動を吸収し安全に運転する働きを有しており、特に加圧水モード運転時にはヒーターによって圧力一定の制御を行なう。

(d) 中間熱交換器系, コンデンサースプレー系熱交換器

2つの2重管Uチューブ型向流冷却器及びそのバイパス流路から成る。加圧水、沸騰水モードのいずれの運転に対してもテストセクション部での入熱を除熱し、主循環ポンプにサブクールされた水を供給する。主流量を変えずに冷却器出口温度を制御するために、冷却器を流れる流量とバイパス流量とを逆作動させて流量を変え冷却量の制御を行なう。コンデンサースプレー系の熱交換器も容量が少し大きい以外は全く同様の構成である。

(e) 主循環ポンプ, 圧力調節系ポンプ

一次冷却水を循環させる。最高水温が320°C、水圧150気圧においてテストセクションに模擬燃料要素を入れたとき、要素表面の最高流速が5m/secに達する吐出圧を有するキャンドモータポンプである。圧力調節系ポンプも同様である。

2. 解 析

2-1 仮定と動特性方程式

2-1-1 考え方と仮定

動特性解析範囲はループの一次系にとどめ、主中間熱交換器、コンデンサー系熱交換器の二次側冷却系については入口の温度、流量等を一次系への外乱として解析し、二次系自体の動特性は除外した。この場合、OWL-0 の構成は模擬的に図 2-1-1 に示すように簡略化して考え、全体を 20 個の領域に分割し以下の仮定に基づいて動特性方程式を誘導した。

(a) テストセクション、セパレーター、ジェットコンデンサー、サージタンク、メインクーラー、コンデンサークーラー等主要機器各部の動特性を精度良くシミュレートするには、分布定数系として扱うことが望ましい。しかしシミュレーションの簡単のため、全て出入口での収支を考える二点近似で表わす。

(b) 主循環ポンプ、コンデンサー系ポンプ、バルブ等の動特性はそれぞれ詳細に考慮することが望ましいが、ここでは簡単に遅れなしのゲイン定数項だけで表わした。例えば主循環ポンプにおいての圧損として、

$$\Delta P_{MP} = \beta_M - \gamma_M W_{13}$$

主循環バルブ圧損として

$$\Delta P_{V14} = K_{V14} \frac{W_{14}^2}{C_{V14}^2}$$

を用いた。

(c) 各配管部における熱損について、主なものの実験データからの推定値を示すと、一次系圧力 115 Kg/cm²、T/S 出口温度 320°C、T/S 出口蒸気含有率 10%、凝縮効率 60% なる運転状態において、セパレータドレインからサージタンク出口合流点に至る配管部で ~2 kw、主熱交出口から主循環ポンプを経て、一次補助ヒータ入口に至るまでの配管で ~5 kw 程度の熱損があるが、これは考慮しなかった。

(d) 2 相流部においては、質量収支、エネルギー収支、運動収支を考え、エネルギー収支は次に示す式の形で考えた。

$$Q - W(h_{out} - h_{in}) = \frac{d}{dt} (\text{全内部 energy})$$

Q: 入熱量, W: 流量, h: エンタルピー, t: 時間

又、内部エネルギーの変化を考える際に、次式において

$$\text{内部 energy } u = \text{エンタルピー } h - \zeta p v$$

ζ : 仕事の熱当量, v : 比容積, P : 圧力

て、圧力と比容積の積の項の変化を考慮しなかった。これはアナログ計算機を用いるシミュレートにおいて誤差範囲に入る充分に小さな値となったからである。運動量収支式については Martinelli 方式を用いて誘導し、圧力損失を計算するのに用い、圧力損失を次式に示す形で誘導した。

$$\begin{array}{l} \text{二相流部} \\ \text{圧力損失} \end{array} = \begin{array}{l} \text{加速損失} + \\ \text{Martinelli 倍数の入った} \\ \text{摩 擦 圧 損 失} \end{array} + \text{静頭圧損失}$$

$$\begin{aligned} \text{加速損失} = & \text{沸騰領域における沸騰による加速損失} \\ & + \text{非沸騰領域における密度変化による加速損失} \end{aligned}$$

(e) 单相流部においては運動量収支とエネルギー収支を考え、運動量収支は各部について同じ型であって、

$$\Delta P = \rho \ell \frac{dv}{dt} + \frac{2f\ell}{d} \rho v^2 + \rho g y$$

ここで $V A \rho = W$ を用いて

$$\Delta P = \frac{1}{A} \cdot \frac{dW}{dt} + \frac{2f\ell}{d A^2 \rho} W^2 + \rho g y$$

を用いた。

ΔP : 圧損, ρ : 密度, ℓ : 長さ, V : 流速, W : 流量
 f : friction factor, y : 垂直方向長さ, A : 断面積

エネルギー収支については (d) 項に示した式と同様であるが、外から加熱されていない部分 ($Q = 0$) については

$$h_{out} = \frac{1}{1 + \tau S} h_{in}$$

なる一次遅れ近似を用いた。

(f) セパレータ、ジェットコンデンサー、サージタンクにおける考え方の詳細は 2-2, 2-3, に述べるが、凝縮についての式は両方の場合同一で次式で表わした。

$$W_c = H A (h_f - h_e)$$

W_c : 凝縮流量, H : 熱伝達係数に基づく定数

A : 断面積, h_f : 飽和水エンタルピー, h_e : 分離器または凝縮器の Well 中の水のエンタルピー

又、これら Well 中の水部にはボイドが存在する可能性がある。これはセパレータにおいては

二相流の流入によるもの、サージタンクにおいてはヒータ部におけるサブクールボイド、 $h_f = h_e$ になった場合のボイド等が考えられるが、セパレータにおいては分離効率を100%と考え、又サブクールボイドにおいてはすぐに消滅するものと考えて考慮しなかった。

又、Well中の水のエンタルピー h_e と飽和水エンタルピー h_f の関係においては $h_e = h_f$ でフラッシング量を考慮し、フラッシングによるエネルギーの収支によってWell中の水のエンタルピー h_e があくまで h_f 以下であるとし、 $h_e < h_f$ なる状態は生じえないと考えた。

(g) ジェットコンデンサーにおけるスプレー水の効率については、次の様に定義される効率 η を仮定した。

ジェットコンデンサー内である量の蒸気を毎秒凝縮させるのに必要な水の質量流量 W とすると、 ηW は理想的な混合を行なうに必要なスプレー流量である。この時、この状態が続いている場合、ジェットコンデンサー内の水は飽和である。従ってスプレー水に関しての効率式は次の様に定めた。

$$\eta W_{20} h_{20} + W_e g h_s = (\eta W_{20} + W_e g) h_f$$

(h) ループ水に対する電気ヒータからの入熱については、電気ヒータからの熱伝導及びヒータ表面から水への熱伝達を分布定数系で表わした式を用いる事が解析精度を上げるためにも又、ヒータ制御系の特性解析のためにも望ましいが、本解析においてはアナログ計算機の容量上遅れ要素なし、均一加熱速度の一点近似とした。これはテストセクション入熱においても同様に考えた。

(i) 熱交換器の動特性方程式としては、中間壁の熱容量を考慮しないで、過渡特性補償用の一次遅れを用いた3点近似の式を使い、遅れ時間は流速をもとに計算した。コンデンサー系冷却器についても同じである。又、熱伝達率などすべての伝熱面諸定数は一定で流体の温度、熱交換面の温度、流量等によって変化しないものとした。更に外部への熱損失はないものとした。

(j) 制御系シミュレーションにおけるアナログ制御系、デジタル制御系については共に従来から用いられている方式のP・I・D制御方式を考え、検出端、操作端の特性は全て一次遅れで近似した。

(k) 以上の仮定を用いて誘導した以下に示す動特性方程式は計算を行なう段階で更にすべて一次の線形近似を行ない特に、飽和水密度 ρ_f 、飽和蒸気密度 ρ_s 、飽和蒸気エンタルピー h_s 、飽和水エンタルピー h_f は全て圧力の関数と仮定し、定常圧力を中心に線形変化を行なうと仮定した。

(l) 計算機式を作成する過程においては大部分の変数は各々の定常値で正規化した。又、計算を行なうにあたっては出力不要の変数については出来るかぎり式上で消去した。

(m) 単相流部の圧力損失の式においては、バルブ圧損失に比較して摩擦圧損失、加速圧損失の項の変化が非常に小さいので計算を行なうにあたっては考慮しないことにした。例えば、CASE 1の計算における定常値での各圧損の数値例はセパレータードレン水部配管において次の通りであり、充分無視できると考えた。

摩擦圧 + 加速損失	1.2	Kg/m^2
水頭圧損失	-760.0	
バルブによる圧力損失	28330.0	
全圧力損失	27571.2	

又、水の単相流部での圧力変化に基づく水の密度変化については試算において変化の大きい部分、或いは、容積の大きい部分で考慮した。

2-1-2 制御特性解析における考え方と仮定

(a) 各部のアナログ制御特性のSIMULATION STUDYを行なうにあたっては、対象のプロセスのモデルを全系から切り離して扱うために各部モデルを計算する際に実際の運転状態にできる限り近い出入口状態を仮定する必要がある。又、解析した4系統の制御系は相互の関連があつて、個々にとり扱えるものではないが、一方、配管の十分に長く離れている各部分では問題とする制御応答の何倍もの時間遅れがあつて実際上は同一部として扱う必要のない部分もある。ここに本計算を行なうにあたってプロセスを次の2つのブロックに分割した。

(A) セパレータ入口からメインクーラー入口まで

(B) メインクーラー入口からテストセクション入口まで

この2つのブロック化を行なった主な理由は一つは各部の固有特性解析結果であつて、又一つは、過去になされた運転データによるものであり、その主な点をまとめると以下の通りである。

(1) プロセスモデルにおいてテストセクション部からセパレータ部に連絡する変数はセパレータ入口流量 W_3 、及びセパレータ入口蒸気含有率 X_3 の2つであつて、テストセクション部での状態変化はこれら2つの変数を経てセパレータ以降のプロセス状態を変化させる。現在、テストセクション部の状態（例えば、ボイド率、沸騰長、圧力、等）は制御しておらず、本解析においてもこれを対象外としている（将来、テストセクション部の状態を直接制御する試みが、現在、課題としてあげられている）ため、テストセクション部での状態変動をセパレータ以降への外乱とみなして、セパレータの水位、ジェットコンデンサー圧力制御を解析するにとどめた。

(2) セパレータ水位の変動はセパレータ圧力の変動をもたらし、モデルにおいては蒸気の密度変化を考慮していないため、これは直ちにジェットコンデンサー圧力変動につながる。又、ジェットコンデンサーの圧力変動は同じ理由でもって直ちにセパレータ水位変動につながる。つまりジェットコンデンサー圧力制御系とセパレータ水位制御系は互に相互、密接な関連をもっていて、これら2つを分割して互の制御系を解析しえない。

(3) ジェットコンデンサー圧力制御のスプレー水バルブ変化によるスプレー水流量 W_{20} の変化は流路の圧損変動をもたらし、これによってサージタンク出口流量の変化を生じさせるが、これはきわめて僅少であると判断して考慮しなかった。又スプレー水流量変化に伴なってコンデンサークーラー出口温度が変化し、スプレー水エンタルピー h_{20} が変化するがこの効果は考慮しなかった。

(4) 次にジェットコンデンサーの圧力変化はセパレータ部圧力、テストセクション部圧力に直ちに伝播するが、メインクーラー部及び一次補助ヒーター部のモデルにおいては圧力変化に基づく密度変化、エンタルピー変化を考慮していないので圧力変化の直接的な影響は無い。間接的にはジェットコンデンサー部の圧力変化に伴なってサージタンクの出口流量 W_9 、セパレータ部ドレン水流量 W_5 が変化し、メインクーラー部の入口流量 W_{11} が変化する事及びサージタンク部の出口エンタルピー h_8 、セパレータ部ドレン水の出口エンタルピー h_5 が変化する事であって、この内、前者は一次主循環流量が制御されている場合、大きな外乱とはならない。又後者は h_8 、 h_5 共に過去の運転データからみると飽和水の状態ではエンタルピーは圧力の関数として取り扱っている本解析では圧力変化に伴って変化するが、余り大きなものではない。しかしこれらの外乱はメインクーラーからテストセクション部に入る外乱としては考慮して制御系を設計すべきである。ただここで注目すべきなのはジェットコンデンサー、サージタンク、セパレータ部での状態変動が全て、メインクーラー入口エンタルピー h_{11} 、入口流量 W_{11} の変数を介して、メインクーラー部以後の変動につながる事である。従って、メインクーラー出口温度制御、テストセクション入口温度制御系の解析においてはジェットコンデンサー部とは独立したブロックとみなして取り扱えと判断した。

(5) メインクーラー部からテストセクション入口までの部分のブロックにおける各制御系のシミュレーションスタディを行なうにあたっては主に次の假定状態を想定した、つまりコンデンサークーラー系への流量は一定に制御されている。主流量についても、一次ポンプ出力は一定であり、主流量制御がなされ、一次系の流量は制御された状態にある。又、メインクーラー部での主及びバイパス流路弁 A_{V11A} 、 A_{V11B} 弁の逆動作の際に生ずるわずかの圧損変化が一次系流量に及ぼす影響については考慮していない。

(b) 各部デジタル制御シミュレーションスタディにおいてはプロセスモデルのブロック化、各制御系の検出端及び制御操作端の撰定及び計算時における各ブロック出入口の假定状態についてはアナログ制御系特性計算の場合と同様に行なった。計算はサンプリング頻度が系に与える影響を考察する事にも目的を置いたので、サンプリング時間をパラメータとし、0.01秒から100秒の範囲で1制御系、1つのP. I. パラメータにつき30 CASEの計算を行なった。又同時に、P. I. パラメータとサンプリング時間との組み合わせによって定まる安定限界を求めるため、計算は全てEAI 690、640により構成されているハイブリッド計算システムによりシミュレーションを行なった。つまりプロセス部のシミュレーションはアナログ計算機部で、制御計算部はデジタル計算機部で行ない、サンプリング時間はクロックパルスを基に計算した。なお、P. I. D. のデジタル計算は近年種々の方式が開発され、速度形、位置形と呼ばれるものや、改良P. I. 方式と呼ばれるものが用いられているが、本解析においては位置形と呼ばれる従来のアナログP. I. 方式をそのままデジタル化した下式を用いた。

$$C_o = K_p \left[e_n + \frac{1}{I_p} \cdot \Delta t \cdot \sum_{n=0}^n e_n + I_D \cdot \frac{1}{\Delta t} (e_n - e_{n-1}) \right]$$

また、これらの演算精度は4桁のD/A、A/D変換器(精度0.05%)を用いており、この精度範囲で計算した。なお、よりよいパラメータを求める計算及び安定限界を求める計算は全て

格子点法を用い、安定限界付近では格子点を細かくする事で外挿した。

計算項目は各制御系とも、アナログ制御系解析で求めたよりよい積分時間を中心に各3種の積分時間(ほとんど積分動作のきかない積分時間、非常に短い安定限界ぎりぎりの積分時間及びよりよい積分時間)に対して、ゲイン定数、微分定数を変化した。

(c) 計算時における各ブロック出入口の仮定状態及び外乱の設定について。

本章(a)項に示した様に、本解析を行なうにあたっては2つのブロックとしてプロセスモデルを作成し、更に各ブロックの出入口の状態が実際の運転に近似しうよう出入口変数の仮定を設けた。又解析は定値制御(Constant Value Control)の場合、追値制御(Variable Value Control)の場合の2つの場合について行なったが、前者の場合に考えうる外乱としては被制御量に対して最も感度の大きい変数を撰定して解析した。

(1) セパレータからサージタンクまでのブロックの出入口仮定状態は、セパレータ入口蒸気含有率 X_2 が一定、ジェットコンデンサースプレー水温度一定、メインクーラー入口につながる流量一定である。セパレータ水位制御系、ジェットコンデンサー圧力制御系に対する外乱としてはセパレータ入口流量 W_3 外乱を撰定した。これはセパレータ入口流量変化は入口蒸気含有率が一定であっても、入口の蒸気流量、飽和水量共に変化し、セパレータ、ジェットコンデンサー部の各変数に与える影響が一番大きいからである。これらの応答解析は文献^{6,7)}に示してあるが、No controlの場合、このブロックの代表的な変数の蒸気含有量 X_3 、入口流量 W_3 各5%階段状態化に対するの応答例はRun 100~106を参照されたい。

(2) メインクーラー入口からテストセクション入口までの出入口仮定状態はメインクーラー入口流量一定、メインクーラー2次系流量、入口温度一定、コンデンサークーラー系への出口流量一定、一次系流量不変、テストセクション入口流量一定である。メインクーラー出口温度制御系、テストセクション入口温度制御系に対する外乱としてはメインクーラー入口エンタルピー h_{11} 外乱を撰定した。これはNo controlの場合の入口流量 W_{11} 5%、入口エンタルピー h_{11} 5%各変化に対するメインクーラー出口エンタルピー h_{12} 、テストセクション入口エンタルピー h_1 の応答を考察したところ、それぞれの被制御量に対する感度からみれば h_{11} 外乱に対するものの方が W_{11} 外乱に対するものよりはるかに大きいため、よりきびしい外乱を選定したからである。

2-1-3 各部動特性方程式

(A) テストセクションと二相流配管部

一般に2相流動特性解析の基本である質量バランス、エネルギーのバランス、運動量のバランスの式をたてると、質量のバランスから

$$W_1 - W_2 = V_T \frac{d}{dt} \left[(1-b)\rho_f + b\alpha_T\rho_s + b(1-\alpha_T)\rho_f \right] \quad (A-1)$$

エネルギーのバランスから

$$Q_N + h_1 W_1 - \{ h_f (1 - X_2) W_2 + h_s X_2 W_2 \} \quad (A-2)$$

$$= V_T \frac{d}{dt} \left[(1-b) \rho_f h_1 + b \alpha_T \rho_s h_s + b (1-\alpha_T) \rho_f h_f \right]$$

運動量のバランスから圧力損失を導くと

$$\text{全体の加速損失} = \frac{1}{g c A} (W_2 f V_2 f + W_2 s V_2 s - W_1 V_1)$$

$$W_2 f = W_2 (1 - X_2), \quad W_2 s = W_2 X_2,$$

$$V_2 f = \frac{W_2 f}{A (1 - \alpha_T) \rho_f}, \quad V_2 s = \frac{W_2 s}{A \alpha_T \rho_s}$$

更に $W = A \bar{\rho} V$ であるから (W : 流量, A : 断面積, ρ : 密度, V : 流速)

$$\Delta P_{ACC} = \frac{1}{g c A^2 \rho_f} \left[\left(\frac{(1-X_2)^2}{(1-\alpha_T)} + \frac{X_2^2 \rho_f}{\alpha_T \rho_s} W_2^2 - W_1^2 \right) \right]$$

摩擦圧損失は

$$\Delta P_{flic} = \frac{\rho_f \cdot L \cdot U_T^2 \cdot f}{2 g c D} \quad f = 4 c f = 8 k R_e^{n-2}$$

(二相流部は R を乗じたものである。)

従って全体の圧力損失は

$$\Delta P_{12} = \frac{\rho_f \cdot L \cdot U_T^2 \cdot f}{2 g c D} \{ 1 + (R_1 - 1) b \} + \frac{1}{g c A^2 \rho_f} \left[\left(\frac{(1-X_2)^2}{(1-\alpha_T)} + \frac{X_2^2 \rho_f}{\alpha_T \rho_s} W_2^2 - W_1^2 \right) \right] \quad (A-3)$$

以上の3式が成立し、ここで

テストセクション内速度 U_T 及び平均速度 $\bar{U}_T$ は

$$U_T = \frac{W_1}{A \rho_f}, \quad \bar{U}_T = \frac{W_1 + W_2}{2 A \bar{\rho}_{12}} \quad (A-5)$$

テストセクション内での平均密度を与える式は

$$\bar{\rho}_{12} = \rho_f + \alpha_T (\rho_s - \rho_f) \quad (A-6)$$

テストセクション出口蒸気含有率 X_2 とボイド体積 α_T の関係式として

$$X_2 = \frac{2 \rho_s}{\rho_f}, \quad \frac{\alpha_T}{1 - \alpha_T} \quad (A-7)$$

更にテストセクションヒーターの均一加熱速度を仮定すると、沸騰長 b を与える式として

$$Q_N(1-b) = W_1(h_f - h_1) \quad (A-4)$$

が成立する。

次に、テストセクション出口からセパレーターまでの配管部は二相流部であるのでテストセクションと同様に考え質量バランス、エネルギーバランス、運動量バランスから次の三式を得る。なお、この配管においては熱損等を考慮せず配管中の流体は飽和を保っていると仮定する。

質量バランスから

$$W_2 - W_3 = V_2 \frac{d}{dt} [a_{23} \rho_s + (1 - a_{23}) \rho_f] \quad (B-1)$$

エネルギーバランスから

$$\begin{aligned} W_2 \{ (1 - X_2) h_f + X_2 h_s \} - W_3 \{ (1 - X_3) h_f + X_3 h_s \} \\ = V_2 \frac{d}{dt} \{ a_{23} \rho_s h_s + (1 - a_{23}) \rho_f h_f \} \end{aligned} \quad (B-2)$$

運動量のバランスから

$$\Delta P_{23} = \frac{1}{g_c} \cdot \frac{(W_2 + W_3) L_2}{2 A \bar{U}_2} \cdot \frac{d \bar{U}_2}{dt} + \frac{L_2 f_2 R_2 W_2^2}{2 g_c D_2 A_2 \rho_f} + \bar{\rho}_2 \frac{g}{g_c} y_{23} \quad (B-3)$$

又、テストセクションと同様その他の式として次のものがある。

$$\bar{X}_{23} = \frac{2 \rho_s}{\rho_f} \cdot \frac{a_{23}}{1 - a_{23}} \quad (B-4)$$

$$\bar{U}_2 = \frac{W_2 + W_3}{2 A \bar{\rho}_2}, \quad \bar{\rho}_2 = \rho_f + \bar{a}_{23} (\rho_s - \rho_f) \quad (B-5)$$

(B) セパレーター部

セパレーターのモデルの考え方として①水部と蒸気部に分け、蒸気部は二相流配管の延長と考える。②水部と蒸気部に分け、蒸気部は水が混合せず、飽和蒸気だけであると考える。の二つの考え方がある。いま①の考え方に基づき二相流部の蒸気部をボイド体積率 α_3 で表わして質量バランスを考えると

$$W_3 - W_4 - W_5 = \frac{d}{dt} [(V_s - L_s A_s) \{ (1 - \alpha_3) \rho_f + \alpha_3 \rho_s \} + L_s A_s \rho_f] \quad (C-1)$$

ここで α_3 は二相流部の配管の出口蒸気含有率 X_3 を用いて

$$\alpha_3 = \frac{1}{1 + \frac{\rho_s}{\rho_f} \left(\frac{1}{X_3} - 1 \right)} \quad (C-1)''$$

一方、②の考え方で全体の質量バランスを考えると、

$$W_3 - W_4 - W_5 = \frac{d}{dt} \left[(V_S - L_S A_S) \rho_S + L_S A_S \rho_f \right] \quad (C-1)$$

が成り立つ。

これら2つの考え方の主な相違点が二つばかり考え得る第1の相違点はセパレータの最上部にあるガイド、羽根部及びこれらの分離効率をいかに取り扱うかによる。實際上、セパレータ上部の蒸気部には、かなりの量の水が存在する。これは二相流として最上部から、かなりの水が流れ込むからである。しかし、ガイド及び羽根部を通過した水は、100%に近い分離効率で分離され、セパレータの中間部の大部分を占める蒸気部を水滴状で通過して水部に流入すると考えられる。従って①の考え方では気水分離の状態を表現する事において困難を伴う。考え方の第2の相違点は、圧力、流量、エンタルピー等の外乱が入った場合、セパレータ内の飽和水、飽和蒸気の状態の変遷がいかに式の中に記述されるかである。①の考え方ではセパレータ内全ての状態変遷が二相流部で生じると、考えるところに難点がある。一方②の考え方では飽和蒸気部と飽和水部を区別している以上これらの二つの領域における状態の遷移を考えるために、フラッシング量、コンデンス量を考慮すれば問題はない。特にドレン水部のエンタルピーが飽和水エンタルピー以下になる場合を考慮すれば①のモデルを考える事は非常に難点がある。

以上の理由から、本解析においては②の考え方でモデルを作成した。従って質量バランスの式として(C-1)式を用いる。又、フラッシング量、コンデンス量を考慮してドレン水部のエンタルピーを変数とし、以下に示す条件式を導入した。この際ドレン水部のフラッシングしない水の密度変化については、その状態変化が非常に緩慢であると考え、飽和状態を保っていると仮定した。

フラッシング量、コンデンス量を考慮した水質量バランスから

$$(1 - X_3) W_3 + W_c - W_F - W_5 = \frac{d}{dt} [L_S A_S \rho_f] \quad (C-2)$$

全体のエネルギーバランスから

$$h_f (1 - X_3) W_3 + W_c h_s - W_F h_s - W_5 h_5 = \frac{d}{dt} [L_S A_S \rho_f h_5] \quad (C-3)$$

コンデンスに関する式としては

$$W_c = H_S A_S (h_f - h_5) \quad (C-4)$$

ここで、変数が5、式の数4であるので次の条件式を導入する。

- i) $h_5 \geq h_f$
- ii) $h_5 < h_f$ のとき $W_F = 0$

Ⅲ) $h_5 = h_f$ のとき $W_c = 0$

ここでⅢ)の場合、(C-3)式に $h_5 = h_f$, $W_c = 0$ を代入し、

$$h_f(1-X_3)W_3 - W_F h_s - W_5 h_f = \frac{d}{dt} [L_s A_s \rho_f h_f] \quad (C-3)'$$

から W_F を求める。

次にセパレータドレンからサージタンク出口合流点に至る配管部、セパレータ蒸気部からジェットコンデンサーに至る配管部は共に単相流であると考えられるので、運動量バランス、エネルギーバランスから次式を導入する。

セパレータドレンからサージタンク出口合流点までの配管部

$$\Delta P_{59} = \frac{L_9}{g_c A_9} \frac{dW_5}{dt} + \frac{f_9 \cdot L_9 \cdot W_5^2}{2 g_c D_9 A_9^2 \rho_f} + \frac{g}{g_c} \rho_f y_9 + \frac{K W_5^2}{A v s M^2} \quad (D-1)$$

$$h_5 = \tau_9 \frac{dh_9}{dt} + h_9 \quad (D-2)$$

セパレータ蒸気部からジェットコンデンサーまでの配管部

$$\Delta P_{46} = \frac{L_5}{g_c A_5} \frac{dW_4}{dt} + \frac{f_5 \cdot L_5 \cdot W_4^2}{2 g_c D_5 A_5^2 \rho_s} + \rho_s \frac{g}{g_c} y_5 + \frac{K W_4^2}{A v s J^2} \quad (E-1)$$

$$h_s = \tau_6 \frac{dh_6}{dt} + h_6 \quad (E-2)$$

(c) ジェットコンデンサー及びサージタンク部

ジェットコンデンサー、サージタンクは蒸気相部分、液相部分が短い配管で連らなっているため、本解析においてはこれらのものを一体として考え、簡略化して動特性方程式を導入した。

この場合、ジェットコンデンサー、サージタンクは4つの領域に分割しうる。すなわち①ジェットコンデンサー水蒸気相部でジェットコンデンサー、サージタンク部圧力下における飽和蒸気に近い蒸気で満たされている。②サージタンク水蒸気相部でジェットコンデンサーとは流通充分な配管で連絡されているのでジェットコンデンサーと同じ蒸気で満たされていると考えられる。③ジェットコンデンサー水部で末飽和水で満たされている。④サージタンク水部でジェットコンデンサー水部が流入しているが、サージタンクヒーターで加熱され飽和水に近づけられているがヒーター制御はON-OFF制御であり、その制御性からも、常時飽和であるとはみなせない。

従ってこれら4領域を②ジェットコンデンサー、サージタンク蒸気相部分、③ジェットコンデンサー液相部分、④サージタンク液相部分、の3領域にまとめて考え、それぞれの領域で質量バランス、エネルギーバランスより、 P_6 、 L_1 、 L_2 、 h_j 、 h_7 、 h_8 に対する式を導入する。

水蒸気部質量バランスから

$$W_6 - W_{cj} - W_{cg} + W_F - W_c = \frac{d}{dt} \left[\{ V_c + V_{ST} - (L_1 A_c + L_2 A_{ST}) \} \rho_s \right] \quad (F-1)$$

ジェットコンデンサー水部質量バランスから

$$W_{20} + W_{cg} + W_{cj} - W_7 = \frac{d}{dt} (L_1 A_c \rho_f) \quad (F-2)$$

サージタンク水部質量バランスから

$$W_7 + W_c + W_F - W_9 = \frac{d}{dt} (L_2 A_{ST} \rho_f) \quad (F-3)$$

水蒸気部エネルギーバランスから

$$\begin{aligned} W_6 h_6 - W_{cj} h_7 - W_{cg} h_7 + W_F h_7 - W_c h_7 \\ = \frac{d}{dt} \left[\{ V_c + V_{ST} - (L_1 A_c + L_2 A_{ST}) \} \rho_s h_7 \right] \end{aligned} \quad (F-4)$$

ジェットコンデンサー水部エネルギーバランスから

$$W_{20} h_{20} + W_{cg} h_7 + W_{cj} h_7 - W_7 h_j = \frac{d}{dt} (L_1 A_c \rho_f h_8) \quad (F-5)$$

サージタンク水部エネルギーバランス

$$Q_{ST} + W_7 h_j + W_c h_7 - W_F h_7 - W_9 h_8 = \frac{d}{dt} (L_2 A_{ST} \rho_f h_8) \quad (F-6)$$

更に、ジェットコンデンサー水部とサージタンク水部の間を流れるドレン水流量 W_7 については、両タンク内の水位差による圧力差によって流れると仮定し、次式を導入した。

ドレン水流量について

$$\frac{g}{g_c} \rho_f (L_1 - L_2) = \frac{L_7}{g_c A_7} \frac{dW_7}{dt} + \frac{f_7 \cdot L_7 \cdot W_7^2}{2 g_c D_7 A_7^2 \rho_f} \quad (F-7)$$

又、スプレー水に関する効率の式については 2-1 の (g) 項に示す如く (6 頁)，次式を導入した。

$$\eta W_{20} h_{20} + W_{cg} h_8 = (\eta W_{20} + W_{cg}) h_f \quad (F-8)$$

ジェットコンデンサー液相部表面におけるコンデンス量，サージタンク液相部表面におけるフラッシング量，コンデンス量については，セパレータにおけると同様，コンデンス量については水部のエンタピーと飽和エンタルピーの差に比例する式を導入し，フラッシング量については，以下に示す条件式を用いて (F-6) 式から求める事とした。

ジェットコンデンサー表面凝縮の式

$$W_{cj} = H_c A_c (h_f - h_j) \quad (F-9)$$

サージタンク表面凝縮の式

$$W_c = H_T A_{ST} (h_f - h_s) \quad (F-10)$$

サージタンク液相表面，フラッシング，コンデンスに関する条件式

$$h_f \leq h_s$$

$h_f = h_s$ $W_c = 0$, W_F は $h_f = h_s$ とした(F-7)式から求める。

$h_f > h_s$ $W_F = 0$, W_c は(F-10)式から求める。

サージタンクから主熱交換器入口分岐点までの配管部(図2-1-1において⑨→⑩)は単相流部であるから，運動量バランス，エネルギーバランスを考え式を導入する。エネルギーバランスの式においては，外部からの入熱がないので時間遅れの式を用い，外部へのエネルギーの発散(熱損等)は考慮に入れない。

運動量バランスから

$$\Delta P_{10-11} = \frac{L_{10}}{g_c A_{10}} \frac{d(W_5 + W_7)}{dt} + \frac{f_{10} L_{10} (W_5 + W_7)^2}{2 g_c D_{10} A_{10}^2 \rho_f} + \frac{g}{g_c} \rho_f y_{10} \quad (G-1)$$

セパレータドレン水配管合流点におけるエネルギーバランスから

$$W_9 h_8 + W_5 h_9 = (W_9 + W_5) h_{10} \quad (G-2)$$

合流点からメインクーラー入口部において

$$h_{10} = \tau_{10} \frac{dh_{11}}{dt} + h_{11} \quad (G-3)$$

(D) 主中間熱交換器からテストセクションまで

二重管，向流式熱交換器はこれ一つの特徴を綿密に解析する事はかなり大がかりになるのでここでは，前2-1-1に示したように大巾の仮定，近似をおいた。

メインクーラー入口，出口における連続から

$$W_{11} = W_{11A} + W_{11B} = W_{12} \quad (\text{H-1})$$

メインクーラー出口合流点におけるエネルギー収支から

$$W_{12} h_{12} = W_{11A} h_{11A} + W_{11B} h_{11B} \quad (\text{H-2})$$

メインクーラーバイパス部

$$h_{11} = \tau_{11B} \frac{d h_{11B}}{d t} + h_{11B} \quad (\text{H-3})$$

メインクーラー，エネルギーバランスから

$$C_{11} M_{11} \frac{dT_{1C}}{d t} = C_{11} W_I (T_{11} - T_{10}) - U_{11} A_{11} (T_{10} - T_{20}) \quad (\text{H-4})$$

$$C_{22} M_{22} \frac{dT_{2C}}{d t} = U_{22} A_{22} (T_{10} - T_{20}) - C_{22} W_{II} (T_{20} - T_{21}) \quad (\text{H-5})$$

過渡時温度補償用時間遅れの式として

$$T_{10} = \frac{1}{K_I} (T_{12} + T_{13}) \quad T_{20} = \frac{1}{K_{II}} (T_{22} + T_{23}) \quad (\text{H-6})$$

$$\tau_{M1} \frac{d T_{12}}{d t} + T_{12} = T_{11} \quad \tau_{M2} \frac{d T_{10}}{d t} + T_{10} = T_{13} \quad (\text{H-7})$$

$$\tau_{M3} \frac{d T_{22}}{d t} + T_{22} = T_{21} \quad \tau_{M4} \frac{d T_{20}}{d t} + T_{20} = T_{23} \quad (\text{H-8})$$

メインクーラー内流路，運動量バランスから

$$\Delta P_{MC} = \left(\frac{L_{11A}}{g_c A_{11A}} \right) \cdot \frac{d W_{11A}}{d t} + \frac{L_{11A} W_{11A}^2}{2 g_c \rho_f D_{11A} A_{11A}^2} + \frac{g}{g_c} \rho_f y_{11A} + \frac{K W_{11A}^2}{A v_{11A}^2} \quad (\text{H-9})$$

バイパス流路，運動量バランスから

$$\Delta P_{11} = \left(\frac{L_{11B}}{g_c A_{11B}} \right) \frac{d W_{11B}}{d t} + \frac{L_{11B} W_{11B}^2}{2 g_c \rho_f D_{11B} A_{11B}^2} + \frac{g}{g_c} \rho_f y_{11B} + \frac{K W_{11B}^2}{A v_{11B}^2} \quad (\text{H-10})$$

連続の式

$$\Delta P_{MC} = \Delta P_{11} \quad (\text{H-11})$$

メインクーラー出口からテストセクション入口までの配管部は単相流部で他の配管部（（G-1）～（G-3）等）におけると同様に導出した。一次補助ヒータ，主循環ポンプについては大巾な仮定，近似を用いたが，これについての説明の概要は（4～6）頁，b項，h項に記した通りである。

コンデンサークーラー分岐点における連続の式

$$W_{12} = W_{15} + W_{13} \quad (I-1)$$

エンタルピー時間遅れの式

$$h_{12} = \tau_{13} \frac{dh_{14}}{dt} + h_{14} \quad (I-2)$$

メインクーラー出口からヒーター入口迄の圧力損失の式

$$\Delta P_{1214} = \frac{L_{13}}{g_c A_{13}} \cdot \frac{dW_{13}}{dt} + \frac{f}{2g_c \rho_f} \cdot \frac{L_{13} W_{13}^2}{D_{13} A_{13}^2} + \rho_f \frac{g}{g_c} y_{13} + \frac{K W_{13}^2}{A_{VM}^2} - \Delta P_{MP} \quad (I-3)$$

メインポンプ圧力損失の式

$$\Delta P_{MP} = \beta_M - \gamma_M \cdot W_{13} \quad (I-4)$$

ヒーター入口からテストセクション入口エネルギーバランスの式

$$Q_H + W_{14} (h_{14} - h_1) = \frac{d}{dt} (M_H \cdot h_1) \quad (J-1)$$

ヒーター入口からテストセクション入口圧力損失の式

$$\Delta P_{141} = \frac{1}{g_c} \cdot \frac{L_{14}}{A_{14}} \cdot \frac{dW_{14}}{dt} + \frac{f_{14} L_{14} W_{14}^2}{2g_c \rho_f D_{14} A_{14}^2} + \rho_f \frac{g}{g_c} y_{14} \quad (J-2)$$

一次循環系連続の式

$$\Delta P_{14,1} + \Delta P_{12,14} + \Delta P_{11} + \Delta P_{10,11} + \Delta P_{4,6} + \Delta P_{23} + \Delta P_{12} = 0 \quad (K-1)$$

$$\Delta P_{4,6} = \Delta P_{5,9} = P_T - P_6 \quad (K-2)$$

(E) コンデンサークーラー系部

コンデンサークーラー系における式の導入については，全てが主循環系におけると同様にしたので，説明は省略し，導入した式を以下に示すにとどめる。

コンデンサー系分岐点からコンデンサークーラーに至る配管部

密度不変として質量バランスから

$$W_{17} = W_{15} + W_{16} \quad (L-1)$$

エネルギーのバランスから

$$W_{17} h_{17} = W_{16} h_{16} + W_{15} h_{12} \quad (L-2)$$

配管の時間遅れを考慮して

$$h_{17} = \tau_{17} \frac{dh_{18}}{dt} + h_{18} \quad (L-3)$$

運動量バランスから圧力損失の式として

$$\Delta P_{16-18} = \frac{1}{g c} \cdot \frac{L_{17}}{A_{17}} \frac{dW_{17}}{dt} + \frac{f_{17} L_{17} W_{17}^2}{2 g c \rho_f D_{17} A_{17}^2} + \rho_f \frac{g}{g c} y_{17} - \Delta P_{CP} \quad (L-4)$$

ポンプ圧の式

$$\Delta P_{CP} = \beta_C - \gamma_C W_{17} \quad (L-5)$$

コンデンサークーラーバイパスライン

運動量バランスから

$$\Delta P_{19-16} = \frac{1}{g c} \frac{L_{16}}{A_{16}} \frac{dW_{16}}{dt} + \frac{f L_{16} W_{16}^2}{2 g c \rho_f D_{16} A_{16}^2} + \rho_f \frac{g}{g c} y_{16} + \frac{KW_{16}^2}{Av_{16}^2} \quad (M-1)$$

配管の時間遅れよりエンタルピーの式

$$h_{16} = \tau_{16} \frac{dh_{19}}{dt} + h_{19} \quad (M-2)$$

コンデンサークーラー

入口、出口における連続から

$$W_{19} = W_{18A} + W_{18B} = W_{17} \quad (N-1)$$

出口合流点におけるエネルギーバランスから

$$W_{19} h_{19} = W_{18A} h_{18A} + W_{18B} h_{18B} \quad (N-2)$$

バイパス部エネルギー時間遅れ

$$h_{18} = \tau_{18B} \frac{dh_{18B}}{dt} + h_{18B} \quad (N-3)$$

コンデンサークーラー内エネルギーバランスから

$$C_{110} M_{110} \frac{dT_{100}}{dt} = C_{110} W_{10} (T_{110} - T_{100}) - U_{110} A_{110} (T_{100} - T_{200}) \quad (N-4)$$

$$C_{220} M_{220} \frac{dT_{200}}{dt} = U_{220} A_{220} (T_{100} - T_{200}) - C_{220} W_{10} (T_{200} - T_{210}) \quad (N-5)$$

過渡時温度補償用の式として

$$T_{10C} = \frac{1}{K_{IC}} (T_{12C} + T_{13C}) \quad T_{20C} = \frac{1}{K_{IC}} (T_{22C} + T_{23C}) \quad (N-6)$$

$$\tau_{M1C} \frac{dT_{12C}}{dt} + T_{12C} = T_{11C} \quad \tau_{M2C} \frac{dT_{10C}}{dt} + T_{10C} = T_{13C} \quad (N-7)$$

$$\tau_{M3C} \frac{dT_{22C}}{dt} + T_{22C} = T_{21C} \quad \tau_{M4C} \frac{dT_{20C}}{dt} + T_{20C} = T_{23C} \quad (N-8)$$

コンデンサークーラー内流路，運動量バランスから

$$\Delta P_{CC} = \left(\frac{L_{18A}}{g_c A_{18A}} \right) \frac{dW_{18A}}{dt} + \frac{L_{18A} W_{18A}^2}{2 g_c \rho_f D_{18A} A_{18A}^2} + \frac{g}{g_c} \rho_f y_{18A} + \frac{K W_{18A}^2}{A v_{18A}^2} \quad (N-9)$$

バイパス流路，運動量バランスから

$$\Delta P_{18} = \left(\frac{L_{18B}}{g_c A_{18B}} \right) \frac{dW_{18B}}{dt} + \frac{L_{18B} W_{18B}^2}{2 g_c \rho_f D_{18B} A_{18B}^2} + \frac{g}{g_c} \rho_f y_{18B} + \frac{K W_{18B}^2}{A v_{18B}^2} \quad (N-10)$$

連続の式

$$\Delta P_{CC} = \Delta P_{18} \quad (N-11)$$

コンデンサークーラー出口点からジェットコンデンサースプレーに至る配管

エネルギーの時間遅れの式

$$h_{19} = \tau_{20} \frac{dh_{20}}{dt} + h_{20} \quad (O-1)$$

運動量バランスから圧力損失の式

$$\Delta P_{1920} = \frac{L_{20}}{g_c A_{20}} \frac{dW_{20}}{dt} + \frac{f_{20} L_{20} W_{20}^2}{2 g_c \rho_f D_{20} A_{20}^2} + \rho_f \frac{g}{g_c} y_{20} + \frac{K W_{20}^2}{A v_{20}^2} \quad (O-2)$$

コンデンサー系連続の式

$$W_{19} = W_{20} + W_{16} \quad (P-1)$$

$$\Delta P_{1618} + \Delta P_{18} + \Delta P_{1916} = 0 \quad (P-2)$$

$$\Delta P_{1618} + \Delta P_{18} + \Delta P_{1920} + \Delta P_{1011} + \Delta P_{11} = 0 \quad (P-3)$$

2-2 各部固有特性とモデルの簡略化

2-2-1 テストセクション二相流配管部

〔モデルの簡略化〕

①テストセクション部では W_2 一定、二相流配管部では W_3 一定条件での解析では、諸入力変化(h_1 , PPH, QN, W_1) に対しての P_t 変化に比較して下表に示すように ΔP_{12} , ΔP_{23} 変化は非常に小さく、流れの動圧(圧力損失を基盤にした流動解析)には寄与するが P_t , P_2 , P_3 変化には殆んど寄与しないこと及び圧力伝播の時間遅れが少ない事が分かったので、テストセクション部圧力 P_t 変化=二相流配管部圧力変化=セパレータ部圧力変化と近似しうる。

変 化 諸 量	定常値 Kg/m ³	変化分 %	変化量 Kg/m ³
テストセクション圧力 P_t	60000.0	±2%	12000.0
テストセクション出入口圧力損失 ΔP_{12}	475.4	±2.5%	11.87
二相流配管部圧力 P_2	599520.0	±3%	17885.6
配管部圧力損失 ΔP_{23}	161.9	±10%	16.19

②(2-1)に示したテストセクション部方程式から計算すると、式から判断しうる様に入力に $\frac{dW_1}{dt}$, $\frac{dh_1}{dt}$ 等の微分値が必要になる。又、更に b , W_2 , W_3 の微分値も必要となる。これは望ましい事でないので④モデル式から計算式を作成するにあたってできる限り微分項を消去する。⑤物理的にみてこれらの諸量が急激な変化をしないと仮定し不完全微分回路で近似する等を用いたが、入力ステップ投入と同時にその後の変化には無関係の初期状態にもどすいたピーク値が現われた。これを防ぐには④テストセクション部の沸騰長 b を出力しない式を立てるが⑤QN入熱に対する b のバランス式を時間依存式としなければならない。又、このモデルでは h_1 入力変化については b , α_t 共にバランスして増加し、共に正(増加)の値に整定するが、QN変化に対しては、 b の急激に大きな増加変化が生じ、一方 α_T が沸騰長体積での割合であって、テストセクション部全体積の割合でないために、 α_t の増加が追従しなくなる場合が生じる。このため、沸騰長 b を考えないで α_T をT/S部全体積に対するボイド体積率とするモデルBを作成した。モデルBでは(A-1), (A-2)に代えて次式を用い(A-4)式は用いなかった。

$$W_1 - W_2 = V_T \frac{d}{dt} \{ \alpha_T \rho_s + (1 - \alpha_T) \rho_f \} \quad (A-1)$$

$$\begin{aligned}
 QN + h_1 W_1 - \{ h_f (1 - X_2) W_2 + h_s X_2 W_2 \} \\
 = V_T \frac{d}{dt} \{ \alpha_T \rho_s h_s + (1 - \alpha_T) \rho_f h_f \} \quad (A-2)
 \end{aligned}$$

この事により、アナログシミュレーション回路においてはかなりのPotとAmpが簡略化しえた。

〔各応答特性〕(P_t 一定) Run 101 a~d (Fig 2-1-1)

① $Q_N + 10\%$ 変化 — Q_N 変化と同時に $W_2 + 5.0\%$ 変化, 80秒で元に戻る。 α_T は60秒で1.0%まで増加後整定, x_2 は90秒で4.0%に整定。

② $W_1 + 10\%$ 変化 — W_2 は50秒で1.0%増加後整定。 α_T は70秒で-3.5%, x_2 は90秒で-1.3%に整定する。

③ $h_1 + 10\%$ 変化 — W_2 は h_1 変化と同時に約20%増加50秒で初期状態にもどる。 α_T は60秒で7.0%に増加, x_2 は70秒で25%に増加する。

④ $Q_{PH} + 10\%$ 変化 — W_2 は30秒で0.2%まで増加後, 110秒で初期状態にもどる。 α_T は100秒で0.2%増加後, わずかの上昇を続ける。 x_2 は120秒で1.0%増加後, わずかの上昇を続ける。

〔考 察〕

①当初 W_2 一定条件での計算を行なったが实际的でないので本報告では P_T 一定条件の計算データを示した。 W_2 一定についての各応答計算, 考察は文献を参照されたい。

② $h_1 + 10\%$ 変化は T/S 部に流量変化と熱変化とどちらが大きい感度を持つかを見るためのもので外乱入力としては实际的でない。が, ②, ③応答を比較して熱外乱の方が大きい感度を示している。入熱外乱としては Q_N と Q_{PH} の各応答があり, これを比較すると当然 Q_N 変化が大きい感度を持つ, 一方 Q_{PH} 変化は長い応答時間を示し, Q_N 外乱に対して約90秒で整定しているのに反し, 120秒でまだ上昇中である。これは, 補助ヒータから T/S までの時間遅れのために T/S 部入力として h_1 がランプ状の変化をするためである。③二相流配管部についてはモデル簡略化の項で示したように W_2 一定, P_T 一定のいずれの解析においても大きな変化を与えず, 本解析の近似範囲内では P_T 変化 $\approx P_2$ 変化, ΔP_{12} 変化 $\approx \Delta P_{23}$ 変化 $\approx \alpha_T$ 変化 $\approx \alpha_{23}$ 変化, x_2 変化 $\approx x_3$ 変化とみなし得ることがわかったので, 以後の解析では簡略化し, テストセクション出口は直ちにセパレータ入口に連なっているとみなしたモデルを仮定した。

2-2-2 セパレータ及び配管

〔モデルの簡略化〕

① 2-1 章で導出した動特性方程式ではセパレータ水面における表面凝縮及びフラッシングを考慮した。この解析(文献⁶⁾)においては W_F , W_0 は殆んどの変化を示さなかった。 $W_3 + 10\%$ 変化に際し $\delta W_0 = 0.01 \text{ Kg/秒}$, $A_{vsj} + 10\%$ 変化に際し, P_3 が減少して瞬間 δW_F が 0.1 Kg/秒 を約10秒間, 変化しただけで他の応答に大きな影響を与えなかった。ただ P_6 が 10% 変化した場合に $\delta W_0 = 0.08 \text{ Kg/秒}$, -10% 変化に対し $\delta W_F = 0.2 \text{ Kg/秒}$ が約10秒の変化を示した。従ってセパレータ圧力が大きな変化をした場合に h_i と h_j の差が大きくなり W_0 , W_F を考慮しなければならないが線形近似範囲では考慮しなくてよいものと思われたので簡略化した。本報告書に示した解析における P_T 変化は種々の外乱に対して1%未満であり W_F , W_0 変化は考慮していない。②この部分においては2-1章で求めた式がすでにかなりの仮定, 近似の上になっているので, これ以上の簡略化は避けた。

〔各部応答特性〕(P_6 一定) Run 102 a~e

この部分の解析データは T/S からセパレータ部を一括したものに外乱を加えたものを示している。同一条件でのセパレータ単体の応答データは(文献6)を参照されたい。

① $Q_N + 10\%$ 変化 — P_3 は8秒で0.25% 増に整定, L_s は2.5%/110秒の速度で減少, h_5 は70秒で-0.65% に整定, h_6 は6秒で約0.5% 増加, W_4, W_5 は共に増加し, 6秒で4.0% 増に落ちつく, Q_N 変化で T/S 部での α_T, x_2 増加がセパレータ蒸気部の増大を促し, 圧力を上昇, このため水位を押し下げると共に水, 蒸気の流出を増加させる。又, 圧力増加で蒸気部のエンタルピーは増加する反面, 流入の蒸気割合が増すため流入水の割合が減る一方, 流出水が増加するので水部のエンタルピーは減少する。

② $W_1 + 10\%$ 変化 — P_3 は6秒で+0.06% 増, L_s は110秒で50%の速度で増加を続ける。 h_5 は100秒で-0.7%, h_6 は殆んど変化を示さない。 W_4, W_5 は共に0.5%の増加を示す。テストセクション部からは蒸気割合の少なくなった水が増加して流入するため, 水位が増加するものの圧力上昇は①に比して少ない。従って h_6 の変化も少なく, W_4, W_5 も少ない。

③ $Q_{PH} + 10\%$ 変化 — P_3 は40秒で+0.05%, h_5 は60秒で-0.1%, h_6 は30秒で+0.004%, W_4, W_5 は共に60秒で+0.3% 変化し整定する。変化の相関関係は Q_N 変化と同じである。但し時間的にかなり遅い応答となる。

④ $Av_{sj} + 10\%$ 変化 — 蒸気部出口流量が増加するため P_3 は減少約6秒で-0.035%, h_6 は-0.09% まで減少する。水位は2.5%/75秒で増加する。このため h_5 は80秒で-0.9% まで減少し整定する。 W_4 は Av_{sj} 変化と共に+1.0% 変化するが W_5 -7%の圧力損失とバランスする+4.0% まで約6秒で減少し, 後整定する。

⑤ $Av_{sm} + 10\%$ 変化 — ドレン水部出口流量 W_5 は約10% 増加し, W_4 はこれとバランスして10% 減少する。このため, 水位の減少は大きく65秒で-2.5%の速度で減少する。出口蒸気流量は減少するが L_s 減少による圧力減少をカバーできずに P_t は約6秒で-0.05% 減少し, h_6 も約0.01% 減少する。

〔考 察〕

①各諸入力変化に対してセパレータ水位を除いて大部分のものは安定する。又, ドレン水部のエンタルピー変化が長い緩慢な変化であるのに反し, 圧力, 流量変化は速い応答を示す。

②他の諸変数の応答に比較して変化の大きいのはセパレータレベルである。特に, セパレータからジェットコンデンサー及びサージタンク出口につながっている両配管の弁開閉動作によるセパレータレベルの変動は大きい(しかし幸いな事に単調増加を行なうが)ので弁の開閉による制御動作は質の良いものを必要とする。③ドレン水部エンタルピー h_5 と蒸気相部エンタルピー h_6 の変動分の比較をすると h_5 変化に比較して h_6 変化が小さい。セパレータ蒸気相部は配管を通じてジェットコンデンサーに流入しており, ジェットコンデンサーではスプレーによる全系の圧力制御を行なう事を考えると, この蒸気のエンタルピー変動が少ないことは喜ばしいことと思える。④この解析データでは W_F, W_G は簡略化のため解析モデルから省略したが, 考慮した場合の解析(文献6)からその応答を述べると, 圧力増大時にコンデンスが起り, 圧力減少時にフラッシングが生じる。但し同量の圧力変動に対してはコンデンスの方が生じやすい。フラッシングについてはセパレータ蒸気部配管の弁開度が+10% 変化した時など, セパレー

タ部の蒸気量が減少し、レベルが増加し、更に圧力が減少している場合に、圧力減少を押える方向に、瞬時的に多量のフラッシングが生じると推定される。つまりレベル変動、圧力変動がフラッシング発生条件に共に合致したときにフラッシング量が比較的短時間に生じ、これらの変動過渡分を補償する働きをするものと考えられる。

2-2-3 ジェットコンデンサー、サージタンク部

〔モデルの簡略化〕

①この部分は非常に複雑でかつ多変数であるのでモデルの簡略化過程で次の動特性方程式の導出で述べた3点の取り扱いが基本となる。

④4つの領域—ジェットコンデンサー水蒸気部、水部、サージタンク蒸気部、水部の各領域での質量、エネルギーバランス式を立てるか、或いは適当な仮定をおいて領域をまとめて考える。⑤スプレー効率 η を変数として取り扱うか否か、又、スプレー凝縮に関する式で W_{cg} の持っているエンタルピーを飽和蒸気のものとするか否か、凝縮してドレンする水のエンタルピーは飽和水のものとするか否か。⑥セパレータにおけると同様に、ジェットコンデンサー部での表面凝縮量 W_{cj} 、サージタンク部での表面凝縮量 W_c 、表面フラッシング量 W_f を考慮するか否か。(ジェットコンデンサー部の表面フラッシングは生じないとする。)以上の3点の内⑤については $\eta = 1 \text{ const}$ と仮定したが④、⑥については次の3通りのモデルを作成し解析比較を行なった。

②(2-1)動特性方程式導出に示したように蒸気部は一体と考え、3領域(蒸気相部分及び各水部)からバランス式を導出、 W_{cj} 、 W_c 、 W_f を考慮する。(モデルA)

③④同様3領域で考えるが W_{cj} 、 W_c 、 W_f を考慮しない。(モデルB)

⑤J.C, S.Tを1つにし、蒸気部、水部の2領域で考え、 W_{cj} 、 W_f を考慮する。(モデルC)
以上の3通りのモデルを(④→⑤→⑥)の順で簡略化されている。)作成し、解析を行なった結果、⑥ではドレン水部のエンタルピーを(未飽和、飽和を)一つで代表する所に問題があり、後述する(3-1, 2)実験比較においてもかなり違った応答を示したので、ここまでの簡略化は行えない事が分かった。⑤のモデルに対する応答は簡略化過程を示すものとして本報告書にデータを示し、④のモデルに対する応答と比較した。結論はサージタンクヒータ入熱変化に対してBモデルでは W_f を考慮しないため P_6 変化がなく、従って他の変数に影響を与えないがAモデルでは W_f を通して P_6 変化があり、他の変数も影響を受けるところで大きく相違を示した。しかし、シミュレーション回路ではBモデルの方がかなり縮小されるので3章における実験との比較に用いた解析ではこのモデルを用いた。本章では各部個有特性の観点から各モデルの比較についての考察を加えておく。

②(2-1)章に示した動特性式では W_f は $h_f = h_s$ なる状態で、 h_s を算出するサージタンク部エネルギーバランス式から $h_s = h_f$ として算出する考え方をしたが、この解析を行なった結果フラッシング発生時に h_s を算出すると必ずしも $h_s = h_f$ が保たれず $h_s > h_f$ の状態になっており、これを一意的に $h_s = h_f$ とする所に無理があるように思えたので W_f は W_c 同様、 $h_s - h_f$ に比例する量と仮定し、その比例定数は水面面積と熱伝達に基づく値であると考え、次式を導

$$W_F = H_T A_T (h_s - h_f)$$

入して簡略化した。

〔各部応答特性〕 (P_T , W_4 , W_5 一定条件, W_F , W_C を考慮しないモデル Run103-a~c) (P_T 一定条件, W_F , W_C を考慮しないモデル Run104-a~c) (P_T , W_9 , W_4 , W_5 一定条件, W_F , W_C を考慮したモデル Run105-e~f)

① $W_{20} + 10\%$ 変化 P_t , W_4 , W_5 一定の場合には P_6 は 20 秒で -0.75% に整定, W_{cg} が圧力過渡時に 20 秒間にわたって一時的に増加する。 h_j , h_s の応答は遅く約 130 秒にわたって減少を続ける。 W_4 , W_5 の変化を考慮した場合, W_4 , W_5 共に 2.5% 増加し, その分 P_6 減少を押えて P_6 は 0.125% 減少にとどまる。但し蒸気流入量 W_4 が増加しているの で W_{cg} は 16 秒で 2.5% 増加して整定する。又, h_s が P_6 減少の影響を受けて減少するのに 対し, h_j は W_{cg} の増加で上昇する。 W_F , W_C を考慮した場合は, この場合 P_6 低下に伴なっ てコンデンスが生じるが, 他の応答は殆んど変わらず P_6 等の応答時間が長くなり整定に約 30 秒を要する。 $W_{20} - 10\%$ 変化のときは W_F が生じるがこの場合も同様の事がいえる。

② $h_{20} + 10\%$ 変化 P_6 は 20 秒で $+0.16\%$ まで増加, h_{20} 増加にともなって W_{cg} は -0.8% まで減少後回復する。 h_j , h_s は共に応答が遅く 120 秒で $+0.4\%$ 近傍にあり増加を続けている。 P_T 一定, W_4 , W_5 変化の場合も同様で P_6 圧力増加に伴なって ΔP_{46} が減少し, W_4 , W_5 は 0.4% 減少するが P_6 への影響は少なく $+0.12\%$ の増加となり, W_4 , W_5 一定の場合に比べて $+0.04\%$ 増加分が少ない。

③ $\Delta v_{46} (\Delta v_{sj}) - 10\%$ 変化 W_4 , -4% , $W_5 + 8\%$ の変化をしてバランスする。 P_6 は W_4 減少の効果を受け約 0.4% 減少する。このため h_7 , h_j 等ジェットコンデンサー関係の エンタルピーは減少するが, W_5 増加に伴ないサージタンク流出水量は減少するので h_s は 0.1% の増加となる。

④ $Q_{ST} + 10\%$ 変化 この入力では W_4 , W_5 は共に殆んど変化なく, W_4 , W_5 一定条件の 場合も, W_4 , W_5 変化の場合も, 他の変数は同じ応答を示す。しかし〔モデルの簡略化〕の項 で示したように, W_F , W_C を考慮する場合としない場合ではその応答に大きな相違を生じる。 W_F , W_C を考慮しない場合 (Run103-c) では h_s が 140 秒で約 1.0% 増加している以外, 他の変数は応答を示さない。考慮した場合 (Run105-e, f), $Q_{ST} + 10\%$ では h_s が同 様 1.0% 増加すると共に W_F が 100 秒で 0.05 Kg/sec 発生し, このため P_6 は $+1.0\%$ 増 加する。この影響から W_{cg} は $+0.4\%$ 増し, h_j が同様 0.4% 増加する。 $Q_{ST} - 10\%$ 変化入 力に対しては h_s は約 1.0% 減少し, このためコンデンスが生じ W_C が 70 秒で 0.004 Kg/秒 流入するから圧力 P_6 は約 0.8% の減少となる。

〔考 察〕

① Q_{ST} 入力変化を除く他の入力変化に対するジェットコンデンサー, サージタンクの応答は モデル A, B 共に差違は殆んど無いといえる。ただ Q_{ST} 変化のデータから示されるようにコン デンス, フラッシングを考慮した場合 P_6 の整定時間が長くなり, この影響で他の変数の応答 時間も長くなるのが特徴である。② 諸入力変化に対する各部応答は安定であり, 急激に発散す るものはない。スプレー水流量 W_{20} とエンタルピー h_{20} のジェットコンデンサー圧力に与える 感度を比較すると W_{20} の方が約 4 倍の感度を持ち, 圧力制御系の操作変数に適している。

2-2-4 主熱交換器部及びコンデンサー系熱交換器

主及びコンデンサー系の熱交換器は大きさが異なる以外、形も全て同じなので同一のモデル式を用いた。又、熱交換器については(2-1)で導出した動特性方程式がかなりの簡略化をしているのでこれ以上の簡略化は行なわなかった。さらに熱交換器については3-2章で単体の応答性について実験と比較を行なっているので参照されたい。

〔各応答特性〕

① $W_{11A} + 5.0\%$ 変化 (Run106-a) 二次系出口エンタルピー h_{20} は約70秒で+2.0%、一次系出口エンタルピーは80秒で8%まで増加、整定する。主、バイパス合流点エンタルピー h_{13} は冷却器を流れる水が増加するために約2.5%の減少を示し、その後 h_{12a} 増加の効果を受けて除々に増加するが、合流点における W_{11A} の流量割合がきわめて小さいため h_{13} は40秒で+0.5%ずつ回復しているにすぎない。

② $W_{11A} + 42.25\%$ $W_{11B} - 7.37\%$ (V_{11A}, V_{11B} 逆動作) 変化 (Run301a)

③ $W_{11} + 23.21\%$ 変化 (Run301-6)

以上の応答について及び考察は3章に記述しているので、ここでは省略する。

コンデンサー-クーラー系の熱交換器は主熱交におけると同様の変化をするが、この系はコンデンサー-クーラー逆バイパス流路(図2-1-1の①9→①6)のために複雑な特性を示す。 V_{18A}, V_{18B} の逆動作を行なった場合の圧損変化はすぐにバイパス流路 19→16 に影響を与え、この流路の流量変動を生じる。このためクーラー入口温度、流量に変化が生じ、熱交出口温度-スプレー水温度はピーク値を持った応答となる。(文献6 参照)その応答概要は $Av_{18} + 5\%$ による $W_{18A} + W_{18B}$ -逆変化に対して W_{16} は1%弱増加し、このため熱交入口エンタルピー h_{17} は約0.7%減少する。スプレーエンタルピー h_{20} は W_{18B} 減少に伴ない、一時-0.6%近傍まで減少後 W_{18A} 増加による h_{19} 増加の効果で上昇をはじめるが、その後 h_{17} 減少効果が現われて-0.8%まで減少する。つまり100秒で整定する前に20秒近傍で一度ピークを持った応答特性を示した。

2-3 各部の制御特性

2-3-1 各部制御系の検出端及び制御操作端の撰定について

各部制御系の被制御量、検出端については、現在の計算機制御化の第一段階が従来の制御方式の自動化にある事から、従来のアナログ制御系において採用されていた制御系統を用いた。

制御操作端については、少しでも改良される事を目的として各部固有特性解析結果から、被制御量の各操作端に対する感度及び応答時間性等を検討し、従来の操作端を考慮して決定した。これらの検討と結果の概要をまとめると以下の通りである。(詳細については文献⁶⁾を参照されたい。

(1) セバレータ水位制御系について セバレータの水位を直接制御しうる変量はセバレータからジェットコンデンサーへの蒸気流量 W_4 、セバレータドレン水流量 W_5 及びテストセクション部からセバレータへの流入蒸気流量 W_3 の3つである。この内、操作端となり得べきものは、 W_4 についている蒸気流量弁 V_{SJ} 及び W_5 についている流路弁 V_{SM} の開度 A_{VSJ} 、 A_{VSM} の2つである。これら2つの水位に対する影響を各部固有特性計算結果から見ると、共に+10%の階段状弁開度変化に対して水位変化は A_{VSM} の方は550秒で初期水位の-5.0%変化、 A_{VSJ} の方も大体同じ量である。(但し符号は逆)が、一方同パーセントの弁開度変化に対するセバレータ部の圧変動は A_{VSM} が-0.2%、 A_{VSJ} の方は-1%となり、従ってドレン水のエンタルピー変動も同様に A_{VSM} の方は-0.01%であるのに対し A_{VSJ} の方は-0.1%と大きい。つまり、蒸気弁開度変化は他の変数に与える影響が大きく、水位制御系の操作端として適さないといえる。このため操作端としてドレン水流路弁開度 A_{VSM} を撰定した。

(2) ジェットコンデンサー圧力制御系について——ジェットコンデンサー圧力を直接制御しうる操作端を持つ変数と操作端は、ジェットコンデンサースプレー水流量 W_{20} (操作端はスプレー水流量弁開度 A_{VS})、ジェットコンデンサースプレー水エンタルピー h_{20} (操作端はコンデンサークーラー出口温度調節)、サージタンク部ヒーター入熱量 Q_{ST} 、セバレータ部からジェットコンデンサー部への流入蒸気量 W_4 (操作端は流路弁開度 A_{VSJ}) の4つが考えられる。この内、 A_{VSJ} は前項において吟味した様にセバレータ部の圧力、更にテストセクション部の圧力に大きく影響を与えるので良くないのは明白である。又、スプレー水エンタルピー h_{20} と流量 W_{20} の圧力に与える影響を各部固有特性解析結果からみると、共に+1%の階段状変化に対して、圧力 P_6 は+0.4%、-1%とスプレー流量 W_{20} の変化が与える感度の方がはるかに大きい。更にエンタルピー h_{20} はコンデンサークーラー部の主とバイパスの流量割合変化によって行なうため、コンデンサークーラー部からジェットコンデンサースプレー部まで配管のかかりの時間遅れを持ち、制御性が良くない。残るサージタンクヒーター入熱 Q_{ST} による圧力の制御はサージタンクヒーター入熱量 Q_{ST} の+10%階段状変化に対して、 P_6 変化は0.8%と W_{20} 変化に比較して感度が悪い。又、ヒーターから水への伝熱、さらに水から圧力への変化と変化伝播段階を多く経ているので、時間遅れがあり、操作量としては望ましくない。このため操作端としてスプレー水流量弁開度 A_{VS} を撰定した。

(3) メインクーラー出口温度制御系について——メインクーラーはテストセクション部での入熱で系にたまったエネルギーを又、熱の形で除熱するためのもので、従来のアナログ制御系においては出入口温度差制御方式が採用されており、テストセクション入口温度制御系とカス

ケード制御の形になっていた。又、この場合の外乱応答解析に対しては出口温度にドリフトを残すため、かえって制御動作が複雑になる可能性があるように思えたので、本解析での制御方を決めるにあたっては他の3つの制御系とは異なり、制御目的を従来のものから考え直す立場で各部固有特性解析結果を検討した結果、制御目的は出口温度を一定に制御する事とした。これは従来の制御目的が達せられるばかりでなく、後述する一次補助ヒーターによるテストセクション入口温度制御系の負担を軽減し、制御性を良くする点で利点があるかと思える。この場合、メインクーラー部出口温度 T_{12} （ここでは出口エンタルピー h_{12} として考えている。）を直接操作しうる量はメインクーラーを流れる流量 W_{11A} （弁開度 A_{V11A} ）、或いはバイパス部流量 W_{11B} （弁開度 A_{V11B} ）、或いはメインクーラー入口流量 W_{11} 、エンタルピー h_{11} 、或いはメインクーラー2次系入口流量 W_{11} 、入口エンタルピー h_{10} の6点が考えられる。但しこれらの内、後者4点は直接の操作端がなく、特に操作端を設けるには改造の制約を受けるため、考慮しがたく、前二者 W_{11A} （ A_{V11A} ）、 W_{11B} （ A_{V11B} ）が考えうる。各部固有特性解析結果によると、各々の h_{12} に対する感度は同程度といえる。しかしここで問題になるのはどちらか一方の流量だけを変えた場合は、一次系流量制御に対して流量外乱となる事であって、この場合は、全流量制御、更に流量が変わる事によって、一次補助ヒーターによるテストセクション入口温度制御系に悪い影響を与える事になる。このため従来の出入口温度差制御においてもなされていたように、主流量弁 A_{V11A} 、バイパス流量弁 A_{V11B} の逆動作が望ましく、合流点においては入口流量ともに流量変化の生じない方法として採用した。

但し、 A_{V11A} 、 A_{V11B} のどちらか一方の変化だけの場合、出口エンタルピー h_{12} の変化が単調増加、或いは減少であるのに反し、逆動作を行なった場合、 W_{11A} の変化による h_{11A} の変化（これは単調変化であろう）と W_{11B} の変化による合流点での混合変化〔 h_{11B} は h_{11} の一次遅れであるが、 $h_{12} = (W_{11A} h_{11A} + W_{11B} h_{11B}) / W_{11}$ の形である。〕の重合された形になるため、 A_{V11A} 、 A_{V11B} の逆動作に対する h_{12} の変化は少し複雑になる可能性はあったが各部固有解析結果では、決定的な併害がないように思えたので操作端として逆動作を行なりメインクーラー流量弁開度 A_{V11A} と、バイパス流量弁開度 A_{V11B} を撰定した。

(4) テストセクション入口温度制御系について——テストセクション入口温度を直接に制御しうる操作量としてはその目的がテストセクション入口でのループ水をサブクール温度にするために置かれている一次補助ヒーターの入熱量 Q_{PM} 、一次系流量 W_{14} （ W_1 ）にある弁開度 A_{V14} 或いは一次ポンプ出力及びメインクーラーの出口温度制御をテストセクション入口温度制御範囲まで拡張すること等が考えられる。これらの内、流量を操作量として用いる事はテストセクション部入口流量制御の目的と相反し、強い相互干渉を持つと同時に制御範囲を互に縮小することになって明らかに適していない。次にメインクーラーの出口温度制御範囲を拡張して、テストセクション入口温度制御範囲をカバーするには次の2つの問題点が考えられる。1つはメインクーラー出口から、テストセクション入口に至る配管の長さによる時間遅れが制御性に与える影響。1つはメインクーラー出口温度制御範囲が實際上どれくらいの幅をもち、セパレータ、ジェットコンデンサー部の外乱を吸収してテストセクション入口温度を制御しうるかという点である。一方、一次補助ヒーター出力を操作量とした場合も同様2つの問題点が存在する。1つは、ヒーターの入熱量増加から、伝熱及び壁の熱容量等を経てテストセクション入口部の

温度を上げる迄に要する時間が、上述のメインクーラーからテストセクションまでの輸送時間に比して長い、短いかの点、1つは従来のヒーター操作が大容量のON-OFF制御であったため、特性が良くなく、特性を良くするため、連続制御が可能のようにS. C. R. 等を用いた改造を必要とすることである。以上の問題のいくつかは固有特性解析において解答が得られおり、ヒーターの連続制御が出来る場合が最も望ましいため、操作端として、ヒーターからの入熱量 Q_{PH} を用いる場合を解析したが、メインクーラーの出口温度制御をテストセクション入口温度制御まで拡張する場合も想定してシミュレーションを行なった。

2-3-2 アナログ制御特性考察

アナログ制御特性計算から求めた各制御ループ定値制御、追値制御、各場合の比較的良いパラメータについては表2-3-1にこれをまとめた。又、各場合の安定限界はゲイン定数をよりよいパラメータに設定した場合の積分時間として求めておりこれらを挙げると、セバレータ水位定値制御の場合4.5秒(9.5秒)、設定制御の場合(9.5秒)ジェットコンデンサー圧力定値制御の場合2.8秒(2.8秒)、設定制御の場合(9.0秒)、メインクーラー出口温度定値制御の場合0.2秒、設定制御の場合0.1秒、テストセクション入口温度定値制御の場合0.3秒(0.25秒)設定制御の場合0.33秒(0.2秒)である。〔()に包んだ場合は関連個所が制御されている場合。〕又、総括的に考察するならば関連個所が制御されている場合、いない場合のパラメータには大きな差はなかった。外乱に対する定値制御の場合のパラメータ及び目標値設定制御の場合のパラメータについても大きな相違は見られなかった。

(1) セバレータ水位制御系解析について

良いパラメータを用いた場合の応答性をみるとOver shootなしで整定時間は約60秒である。積分時間を少なくするか、或いはゲイン定数を多くして少しのOver shootを許しても整定時間は大して短くならない。セバレータ水位系に関する限り、ジェットコンデンサー圧力制御系との相互干渉は殆んど現われていないがセバレータ圧力 P_3 の応答を見ると、最初負側に出て正側に反転する応答がジェットコンデンサー圧力制御による影響であって、ジェットコンデンサー圧力制御を行なっていない時にはこの応答は現われない。しかしこの現象は出口流量 W_5 の急速な動作によって十分に補償され、水位には現われていない。一方、このため、レベルの整定時間を短くするパラメータを撰定した場合には出口流量変化が目標値を階段状に5.0%変更した当初、10秒間は流量制御弁開度は-15~-20%変化する事になりバルブ開度の初期状態が50%と仮定すると、目標値設定変更範囲は12.5%になる。又、この場合のジェットコンデンサー圧力の乱れは0.75%に達する。このように整定時間と制御範囲は関連をもっており、このために整定時間を少し長くして制御範囲を大きく取っておく事が望ましいと思える。

(2) ジェットコンデンサー圧力制御系解析について

ジェットコンデンサー圧力系の比較的良いパラメータを用いた場合の5%目標値設定変更応答から圧力の整定時間は約60秒、行き過ぎ量は約0.5%である。この時水位制御が行なわれているセバレータ部では圧力 P_3 も5%上昇し、水位は約0.5%の変化を経た後正常におちつく。ジェットコンデンサーの圧力整定時間60秒は圧力 P_6 の変化に伴って P_3 , L_s の変化

が生じセバレータレベル制御の整定時間が60秒である事に関連している。一方、定常制御においてセバレータに $W_3 + 5\%$ の外乱が入った場合に対する圧力 P_6 の整定時間は同様約60秒であるが、セバレータレベルの整定時間は約40秒である。但しこの場合、セバレータ圧力は約0.4%のドリフトを残している。制御範囲について考察すると、これら解析に用いた集中系モデルの更に線形化した状態でスプレー水によって吸収しうる外乱の範囲は定常値の約10%までであり、この時のセバレータ入口流量変動の許容範囲は定常値の約80%である。これ以上の場合には補償パラメータを変更し、制御系の感度を悪くし、整定時間を長くする事によって範囲を拡げなければならない。

(3) メインクーラー出口温度制御特性解析について

この制御系の特性については2-3-1の(3)項で少し述べた様にモデルにおいてメインクーラー出口合流点における h_{11B} と h_{11A} の混合における時間遅れを考慮していないためバイパス流路の出口流量及びメインの流量変化は時間遅れなしに直ちに応答し、一方メインクーラー部の流路の出口エンタルピー及びバイパス部の流路の出口エンタルピーはそれぞれ時間遅れをもって応答するため、系に微分要素を含みもった一次遅れの形をしており、このため積分要素による補償は効果的であるが、微分要素による補償は効果がない。

又、その応答は、初期の行き過ぎが多く、積分補償を効かせた場合には初期における減衰振動が現われている。又、この振動を避けるならば、整定時間が非常に長いものになっている。比較的良いパラメータとして採用した応答では、0.5%目標値設定変更の際に整定時間約100秒、行き過ぎ量約0.04%である。一方、制御範囲は比較的少なく、目標値設定変更範囲、入口エンタルピー変化許容範囲共に定常値の約7%である。モデルが線形であるため、実際の非線形性が制御範囲を拡大する方向(バルブ開度に対する流量変化度が大きい場合)であると仮定して約10%が限度でないかと想定される。

(4) テストセクション入口温度制御特性解析について

この解析結果における特徴は関連個所であるメインクーラーの出口温度制御が非常に強い影響を与える事である。例としてよりよいパラメータでもってメインクーラー出口温度が制御されている場合、同じ設定変更、或いは同じ外乱に対するテストセクション入口温度の整定時間が約150秒程度であるのに反し、メインクーラー出口温度制御がなされていない場合は600秒を要した。これは主流量、流速、ヒーター容量等に関連してヒーター入熱変化からテストセクション入口温度変化までに要する時間が、メインクーラー出口からテストセクション入口迄の配管による時間遅れに比して十分に長い事に起因するものであり、制御特性は殆んどメインクーラーの制御特性で決定されたものとなる。従ってメインクーラー以降の外乱に対する制御性は良くないといえる反面、前項で述べた様にメインクーラーの制御範囲が少ない所から、それを補償する目的で、目標値設定変更制御に際しては予め計算を行ない、必要とされる入熱範囲でヒーターのON-OFFを行なった上で、メインクーラーによる予測制御を行なうといった制御方法が考えられる。

2-3-3 サンプル制御特性考察

サンプル制御シミュレーションにおいて行なった考察の主なものの一つはゲイン、積分

時間等補助要素とサンプリング時間の関連において求めうる制御の安定範囲の問題である。一方各制御系の制御範囲、制御整定時間及びその応答はアナログ制御系の場合に比較して少し劣るものの、アナログ制御系におけるよりよいパラメータ近傍の値を用い、かつサンプリング時間を調節した場合、殆んど同程度の応答特性が得られた。以下各制御系について、その制御性及び安定性に関する考察を示す。

(A) 制御性及び応答例について

(1) セバレータ水位制御解析

アナログ制御系でのセバレータ単独の定値制御においてはよりよい制御パラメータ $G = 0.7$ $I_t = 60$ 秒で 1% W_3 外乱に対してレベルの行き過ぎ量 0.02% 整定時間は 60 秒であった。一方サンプリング制御の場合はサンプル時間 1 秒, $G = 20.0$, $I_t = 50$ 秒で 0.01% , 整定時間 60 秒である。但し、この場合はゲインが大きいため、定常に戻る過程でサンプリングの影響を受けて小さい減衰振動をもっている。これはゲインをアナログ制御の場合と同程度まで落す事によって改善する事ができその結果、アナログ制御系の場合と同程度の制御性をもつと考えられる。一方ゲインを 1.0 , サンプル時間を 10 秒とした場合は、サンプリング時間がより長いのでより振動的になり、整定時間は $300 \sim 400$ 秒と長くなるが、行き過ぎ量は 0.01% と同程度である。この時、ジェットコンデンサー圧力 P_6 やドレン水エンタルピー h_5 , ドレン水流量 W_5 等は大きな変化を示していない。つまりサンプリング制御においても水位の振動による他の変数への影響は小さく、従ってセバレータレベル制御においては 10 秒程度の長いサンプリング時間を取る事が可能であり、この事は D. D. C. を行なう計算機ハードウェアにとっても余裕が出来て望ましい事であると思える。

(2) ジェットコンデンサー圧力制御解析

ジェットコンデンサー圧力制御解析例においてはアナログ制御系の場合に比して、全体を通じて最初の Over shoot がかなり大きいといえる。これは 1 サンプルをする時間に比して圧力の応答が速いため、より短いサンプリング時間が望ましいといえる。しかし計算機機能とハードウェアの制約を考慮して、サンプリング時間 2 秒, ゲイン定数 20.0 , 積分時間 50 秒の例を見るならアナログ制御系の場合に比してジェットコンデンサー圧力の Over shoot は約 1.4 倍あり、一方整定時間は同程度である。サンプリング時間をセバレータ水位系の場合と同様 10 秒にした場合, $G = 2.0$, $I_t = 50$ 秒 (これは 10 秒のサンプリングで安定と見なして制御系に採用しうる限界) では Over shoot が 4.0 倍, 整定時間 2.5 倍となっている。又、ジェットコンデンサー圧力制御においてはアナログ制御系の場合も同様であるが、圧力 P_6 変化はセバレータ圧力 P_3 , テストセクション圧力変化に直ちに伝達され、かつ感度が大きいことを考慮すること。この制御系においては少くとも 5 秒以内のサンプリング時間を必要とすると思える。

(3) メインクーラー出口温度制御解析

アナログ制御系のよりよいパラメータ ($G = 3.0$, $I_t = 3.0$ 秒)に積分時間で余裕のある $G = 4.0$, $I_t = 15$ 秒, サンプル時間 10 秒の計算では発振する。又更に余裕のある $G = 3.0$ $I_t = 15$ 秒, サンプル時間 6 秒の計算例においても発振を行なっている。そのため更に余裕のある $G = 0.4$, $I_t = 15$ 秒, サンプル時間 10 秒においてはじめて制御として採用しうる振

動のない応答が見られるので、この場合を上記のアナログ制御系の場合と比較すると Over shoot で 1.7 倍、整定時間で同程度の応答といえる。但しアナログ制御系の場合が Over shoot 後、単調な減少で整定しているのに反し、サンプリング制御の場合はかなりの減衰振動が見られる。従ってよりよい制御として採用しうるのはサンプリング時間が 3 秒程度であって例えば $G=1.5$, $I_t=1.5$ 秒, $I_s=3.0$ 秒の例においてはサンプリングによる励起振動は現われていない。又、サンプリング時間を長くした場合においては 1 サンプル出力ごとにアナログ制御系で見られたのと同じ出口合流点エンタルピー h_{12} の複雑な応答がサンプリングによってより拡大された形になるので適さないといえる。但し、メインクーラーからテストセクション入口までの配管の時間遅れを経た後のテストセクション入口エンタルピー h_1 の変化でみるならば、上述した振動は消滅しているため、テストセクション入口温度制御として用いるに際しては、問題とせず、より長いサンプリング時間で済むようである。

(4) テストセクション入口温度制御解析

この制御系の計算結果の特徴はサンプリング時間に対する安定範囲が大きいにもかかわらず反面、サンプリング時間を短くしても整定時間が長いことである。アナログ制御系のよりよいパラメータの一つに $G=5.0$, $I_t=1.25$ sec があるがこれに対応して $G=5.0$, $I_t=7.5$ 秒サンプリング時間 7.0 秒ですでに不安定である。 $G=0.8$, $I_t=2.5$ 秒, $t_s=0.1$ 秒の場合においても減衰振動がみられ、整定時間は約 400 秒で、上述のアナログ制御系の場合の 4 倍である。これは他の制御系に比較して、ヒータ入熱量 Q_{PH} 変化に対するテストセクションエンタルピー h_1 の応答が遅いため、積分時間を短くし、サンプリング時間を短くするために生ずる振動性がこの応答と干渉を持つためと思われる。従って積分時間をアナログ制御系に比して約 2 倍に取るならば、整定時間は長くなる欠点をもつものの、サンプリング時間を充分長く (2.0 秒) 取る事ができ、反対に、整定時間を短くするためにはサンプリング時間を短くする必要が生じる。これはメインクーラーの出口温度制御をテストセクション入口温度制御まで拡張した場合の配管の時間遅れに依存する整定時間と比較するならば、メインクーラーの制御パラメータが ($G=1.5$, $I_t=1.5$ 秒, $t_s=3.0$ 秒) の場合と一次補助ヒーターによる制御系のパラメータが ($G=0.8$, $I_t=2.5$ 秒, $t_s=0.1$ 秒) の場合との整定時間は同じく 400 秒である。この結果から判断した場合には、一次補助ヒーターでサンプリング時間を短く制御する場合よりも、メインクーラーで制御する方が望ましいといえる。従ってアナログ制御系解析考察で述べたように、サンプリング制御系においても、メインクーラーの制御範囲を考慮するならば、一次補助ヒーターとメインクーラーによる制御を組み合わせた制御方式が一番望ましいと思える。

(5) 制御性の考察のまとめとしてよりよいサンプリング制御系の P. I. パラメーター、サンプリング時間の一例を示すならば、以下の表のようになる。なお、その近傍のパラメータについては Fig 2-3-2 の安定限界グラフから推定しうると思える。

制 御 系	ゲイン	積分時間	サンプリング 時 間
セバレーター水位サンプリング制御	10.0	5.0 秒	5 秒
ジェットコンデンサー圧力 //	20.0	5.0 秒	2 秒
メインクーラー出口温度 //	0.5	15 秒	8 秒
テストセクション入口温度 //	0.5	5 秒	2 秒

2-3-4 各サンプリング制御系の安定限界について

前述したように本解析においては、各制御系サンプリング制御の安定限界をゲイン定数、積分時間、サンプリング時間をパラメータとした計算結果から求め、これを Fig 2-3-2 に示す。このグラフから考察しうる事は一般にいて、サンプリング時間を長くするとゲイン定数、積分時間の余裕が狭くなることである。しかしこれは制御性の良さから見ると必ずしも妥当ではなく、各パラメータの応答例と照合してみると、サンプリング時間の長い範囲では極端に制御性が悪く、減衰振動のため安定であるとはいえるものの、この状態で積分時間を少し動かすと直ちに“かげの振動”が表われるといった応答を示すものが多かった。ただし安定限界にのみ着目するならばアナログ制御系で求めたよりよいパラメータで安定といえるサンプリング時間の上限は全制御系について 6~8 秒である。各制御系の安定限界についての考察を述べると、セバレーター水位制御系についてはアナログ制御系でのよりよいパラメータでサンプリング時間 16 秒までが安定である。積分要素を 25 秒とした場合にはゲイン定数をいくら変えてもサンプリング時間 30 秒が限度である。ジェットコンデンサー圧力制御系については、ゲインを小さくした場合、かなりのサンプリング時間迄許容される。又、サンプリング時間を 0.5 秒以下にすると積分時間を変えてもゲイン定数の安定限界値は各サンプリング時間で一定になる。メインクーラー温度制御系の特徴はサンプリング時間 10 秒以内では積分時間を変えてもゲイン定数は同じ値を取る事であり、積分要素で補償される効果が大きい事を示している。又、サンプリング時間 7 秒で安定度が非常に小さくなる反面、10 秒以後に各積分要素に対して安定範囲が 2, 3 のピークをもっている。これは (2-2) 及び (3-2) で述べた様にメインクーラー出口合流点における混合効果とメインクーラー自体の時間遅れ、バイパス流路の時間遅れ効果が補償要素に干渉しているものと思える。テストセクション入口温度制御系については 3 つの積分時間パラメータに対する安定限界曲線は同様の形をしており、積分要素よりゲイン定数の効果が大きい事を示している。積分時間をアナログ制御系のよりよいパラメータと同じ 1.5 秒で計算した場合は、ゲイン 2.0、サンプリング時間 3 秒ですでに不安定である。つまり前 2-2 章で述べたように、このような時間遅れの長い系においては P. I サンプリング制御についても安定範囲が少ないといえる。

3. 実験と解析の比較及び考察

3.1 比較と実験の概要

3.3.1 比較における前提と仮定

各部固有特性解析は各機器及びテストセクションからセパレータ出口の各部をとり扱い、制御特性解析は2-3に示した2.3のブロック化を行こなつた。これは各部での特性及び各変数の相関性を調べる目的であつたからで、本章に於いては解析モデルとして全く同モデルでテストセクション入口から、メインクーラー入口までを1つのブロックとみなして連結した。この理由は①計算機の容量上、この集中定数系線形モデルでさえも全系一体では計算機に、組み込まない。②各部を細分すると各構成機器の特性は表わすことができるが、出入口状態の仮定が全系結ばれている実際のプロセスと異つてきて応答は実際のものとは違つたものとなり、その比較考察が困難である。③テストセクション入口からメインクーラー入口までを一体ブロックとした場合には、その出入口状態を表わす変数として、テストセクション入口エンタルピ h_1 、テストセクション入口流量 w_1 、スプレー水エンタルピ h_{20} 、スプレー水流量 w_{20} 、メインクーラー入口流量 w_{11} 、入口エンタルピ h_{11} 、の5変数であり、仮定変数が少ない上に h_1, w_1 は、既存のテストセクション入口温度制御系、主流量制御系、 h_{20}, w_{20} はコンデンサー系冷却器出口温度制御系スプレー流量制御系を働かせることによつて一定に保つ事ができ、他からの影響が比較的少ない事などによつてループ巡時間内での応答比較が可能と思われる。④これらのブロックに含まれる部分はループの主たる特性を包括しておりこのブロック内で生じる変動がループ全体の挙動の中心をなしている事等が理由である。主熱交換器及びコンデンサー系熱交換器の特性については同上の理由を考慮した結果、それぞれ単体で応答の比較を行こなつた。実験は上述した仮定にできる限り近い状態を仮定して行かない、これについては3.2で実験上の留意点として示した。又、仮定を満足しえない場合についてはシミュレーションの方で実験状態に近い出入口状態を仮定した。

3.1.2 実験の概要

(A) 本報告書に示す比較に用いた実験の目的、内容について以下に示す。

Run 313

目的：T/SからJetcondenser部の固有特性を知る

ループ条件：Bモード定常に落ちつけた後、TIC-14（主中間熱交換器出口温度制御系）、TIC-10（一次補助ヒーターによるテストセクション入口温度制御系）を活かし、他の制御系ははずす。

実験：テストセクションヒーター 20kw ON, OFF

応答検出端：テストセクション入口状態をみるために、 w_1, h_1 、他は $P_T, w_5, L_S, h_5, h_s, P_6$

Run 312

目的：Jetcondenser, Surgetankの固有特性を知る。

ループ条件：Bモード定常、PIC-02（ジェットコンデンサー圧力制御系）を60kg

/cm² 附近で定常に落ちつけた後、MAN に切り換える。

実験：(CASE B) サージタンクヒーター入熱変化 (PSTH 4.7 kw OFF)

(CASE D) スプレー水流量変化 (cv-1-3 ± 5% 変化)

応答検出端：この系への出入口状態をみるために $w_1, w_5, h_s, h_{20}, w_{20}$ 他は応答端として

P_6, h_j, h_8

Run 311

目的：セパレータ部の固有特性を知る。

ループ条件：Bモード定常，LIC-02 (セパレータレベル制御系) をMAN に切り換える。

実験：(CASE A) セパレータ出口流量変化 (cv1-25% 変化) に対する応答をみる。

(CASE B) セパレータ出口蒸気流量変化 (cv-1-3, -10% 変化) に対する応答をみる。

(CASE C) ジェットコンデンサー圧力変化 (PIC-02) ジェットコンデンサー圧力制御系 + 2% 設定変更。

応答検出端：出入口の仮定状態を確認するために w_1, h_1, P_6 , 応答端として pt, w_5, L_s, h_5

Run 310

目的：テストセクション，セパレータ部の固有特性を知る。

ループ条件：Bモード定常，LIC-02 (セパレータレベル制御系) はMAN，他の制御系は出入口状態を保つためにかけておく。

実験：(CASE A) 一次補助ヒーター入熱変化 (PPH 10kw ON, OFF) に対する応答をみる。

(CASE B) 一次主流量変化 (cv-1-1, +1.6, -1.0% 変化) に対する応答をみる。

(CASE C) テストセクションヒーター 20 kw のON, OFFに対する応答をみる。

応答検出端：Run 311 に同じ。

Run 301

目的：主熱交換器，コンデンサー冷却系熱交換器の固有特性を知る。

ループ条件：Bモード定常での実験が困難であるため，テストセクション部圧力 70 kg/cm²，流量 60 kg/min なるPモードで行こなつた。TIC-06 (一次サージタンク温度制御系) 285 °C でAUTO, TIC-10 (主熱交出口温度制御系) MANで260 °C に安定した後，実験を行となう。

実験：(CASE A) 主冷却器流路弁逆動作 (cv1-4, 1-5, -4.4% 変化)

(CASE B) 主流量変化 (cv1-1, +3.8%) 変化に対する応答

(CASE C) コンデンサー冷却系熱交流路弁逆動作 (cv1-6, 1-7, -4.4%)

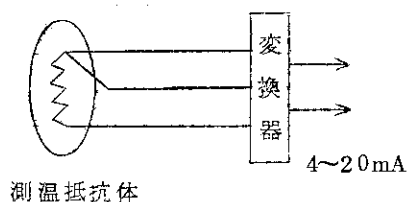
に対する応答

応答検出端：出入口状態の確認として T_{16} 、(二次系入口温度) $F05$ (二次系流量) w_1 、 h_{11} 、応答検出端として T_{17} (二次系出口温度)、 h_{11a} 、 h_{12} (CASE C に於いても同様箇所を考えた。)

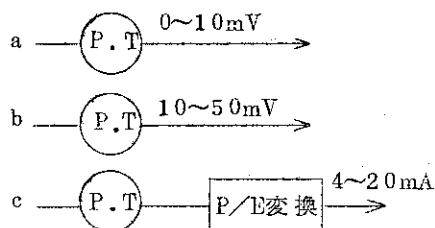
(B) 実験における測定系について

① 検出端の応答について

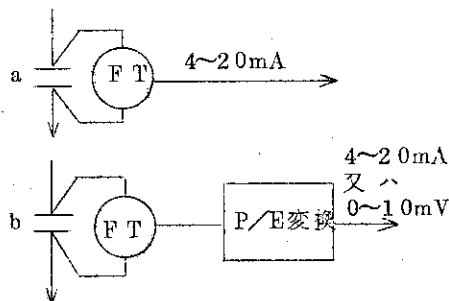
① 温度 測温抵抗体の時定数は 0°C の水槽より 100°C の油槽へ浸漬した時、測温抵抗体の絶縁物、その他製作誤差によつて 3～8 秒のバラツキがあるが平均的に時定数 5 秒の一次遅れ要素を持つと思われる。変換器の応答はメーカーによつて差はあるが約 DC～50 Hz 程度の周波数特性があり、変換器入力開放から抵抗値 150Ω —約 125°C を接続し変換器出力が 0.5 % の精度内に入る時間は約 2 秒である。



② 圧力 下図構成(a)における圧力伝送器ではブルドン管の変位を変位変換器に伝え出力しているので DC～50 Hz 以上の周波数特性がある。構成(b)ではブルドン管変位を変位変換器 (差動トランス) に伝えて出力しているが増巾器を使用しているので多少応答が悪い。構成(c)は(b)に於ける圧力伝送器が 2 台直列につながっていると考えられる。



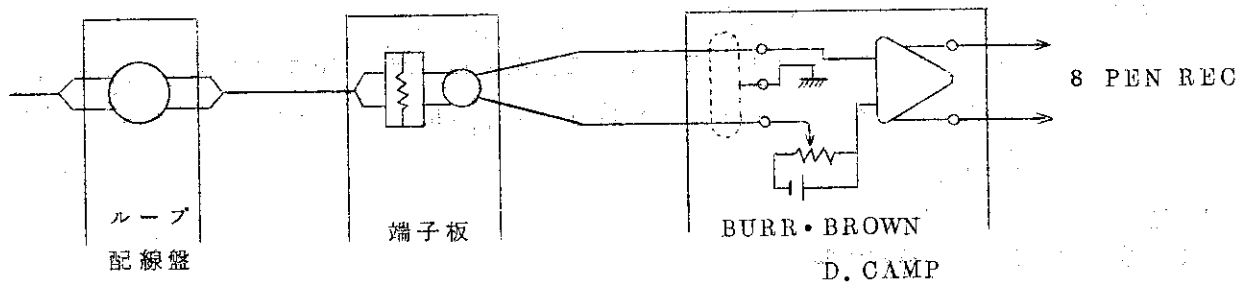
③ 流量 下図構成(a)においてはダイアフラムの変位又は力を変換器を通して出力しており周波数特性は DC～30 Hz 以上ある。構成(b)においては構成(a)と圧力の構成(c)の変換器が直列につながつたものと見做しうるものである。



④ 水位は流量の場合と同じと考えられる。

② 配線盤からレコーダまで

①の検出器端は配線盤にまとめられており、実験の際は下図構成に示すように実験開始時 (初期値) の値に相当するバイアスをかけ、変化分だけを増巾してレコーダ入力とした。この際増巾器の周波数特性は数 Hz は充分にある。



3.2 特性の比較

3.2.1 Run no 313 C-1, C-2 (Fig 3-2-1)

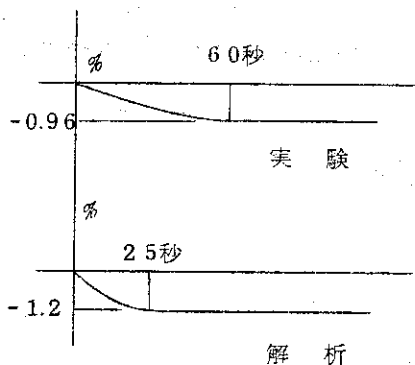
- L_s, P_6 -no control に於ける SGH 20kw off, on
- 主にテストセクション, セパレータの特性比較

〔実験上の留意点〕

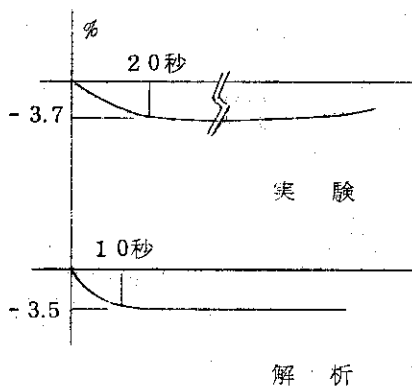
① 実験時において T/S 入口状態である w_1, h_1 一定は保たれた。実験開始時に於ける安定状態は C-1 に於いて P_6 以外は保たれた。 P_6 については少し減少方向への変化が残っているようである。又 SGH 20kw ON の実験 C-2 については C-1 実験後, 充分な時間を置かなかつたので, P_t, L_s, h_5, P_6 等が充分に一定に保たれておらず, この実験に於いては比較を行こなわず参考データとした。

〔各応答の比較〕

- ① P_t の応答 実験, 解析共に減少を示し, 充分時間を経て, 一定値約 -1% に落ちつくが整定時間では(実)約 60 秒, (解)約 25 秒と解析の方が速い。又立ち上がり時間も(解)の方が早く 10 秒で整定値の 80% 近く達するのに対し, (実)では 30 秒と少ない。

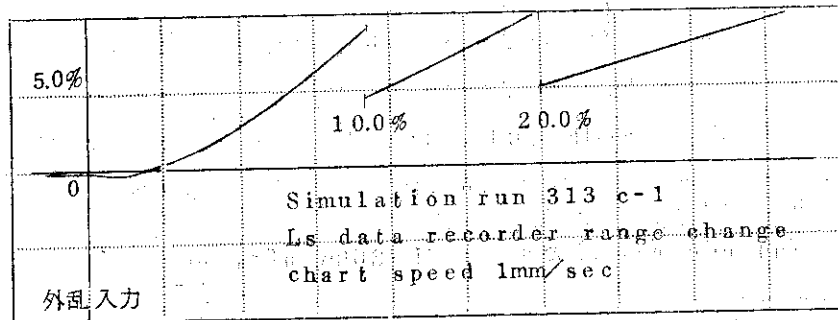


- ② w_5 の応答 実験, 解析共に減少を示し, (実)では 20 秒, (解)では 10 秒で -3.7%, -3.5% に整定する。ただし(実)では 120 秒を越える頃からほんのわずか (0.1%) 上昇方向にある。これは, P_6 データに於いて, 解析が一定に落ちついているのに反し, 実験では少しずつ減少している (このため ΔP_{46} 増加 $\rightarrow w_5$ 増加) ことによると思われる。又一巡効果による w_1 のほんのわずかな上昇も作用していると思われる。



- ③ L_s の応答 実験, 解析共に増加を示しているが, 平均増加速度は(実)2.3%/100 秒, (解)4.5%/100 秒と約倍の違いがある。もう少し詳細にみると, 開始後 30 秒で(実)は 4.54%/10 秒, (解)は 4.7%/10 秒とほぼ同じ増加速度を持つているが, 60 秒経過後では(実)は 4.5%/10 秒に反し(解)は 6%/10 秒と大きくなり, 100 秒経過後では(解)の増加速度が変わらぬ反面(実)では 2%/10 秒と減少している。これはその時間性から判断するに(実)では P_6

減少→ w_5 増加に伴つて L_s 増加速度が減少する一方解では P_6, w_5 が定値に落ちついて L_s 増加速度が変わらないことが原因である。もう一つの相違は、実験データに示される逆応答である。これは下図に示すように解析に於いても同程度のレコーダーレンジにすると現われるがその大きさに於いて実験では3.0秒にわたり-2.7% に対し、解析では9秒にわ



たつて-0.5% である。 L_s 減少の現象は解析で L_s を算出する次式（セパレーター水部質量バランス式）から推定すると、SGH 20 kw off に伴つて L_s 増加要素である P_T w_5 減少に対し L_s 減少要素である w_2 減少の時間性が速いことが原因である。従つて L_s

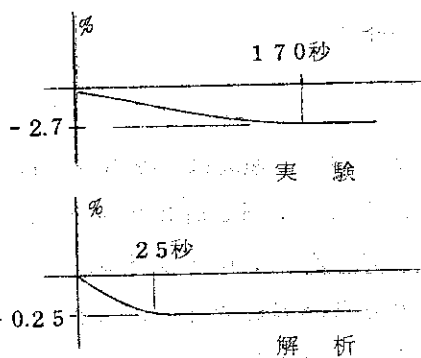
$$\frac{dL_s^*}{dt} = \frac{p}{\rho_f} \left(\frac{d\rho_f}{dp} \right) \frac{dp^*}{dt} + \frac{(1-x_2)w_2}{A_s L_s \rho_f} \frac{w_2^*}{w_2} - \frac{w_5}{A_s L_s \rho_f} \frac{w_5^*}{w_5} - \frac{w_2 x_2}{A_s L_s \rho_f} \frac{x_2^*}{x_2}$$

（*印は変化分を正規化したことを示す）

増加要素である P_T, w_5 減少の応答が遅いと時間的に長く、大きく L_s が逆応答を示す。この実験比較に於いては P_6, w_5 ともに前述したように解析に比較して実験の応答が遅く、この相違が生じたものと思われる。

④ h_5 の応答 この実験では解析でもつとも異なる応答を示したのがこの h_5 と次の h_s の応答である。 h_5 に関しては実験に於いて、その応答時間性がかなり遅い120秒で-0.15%減少した後、更に減少を続け、次の313, C-2の実験に移行し、 h_5 増加要素が加わった後も更に減少している。このため定値に落ちつかず整定値での解析との比較はできないが減少速度は実-0.144%/100秒に対し解-4.0%/100秒と解析では10倍以上である。

⑤ h_s の応答 実験、解析共に減少し、実では170秒で-2.7%、解では25秒で-0.25%に整定している。解析ではこの値は P_T の62.5 kg/cm² を中心とした線形関数として求めており、 P_T 約1%変化に対して T_4 0.24%で計算は正しい。実験では P_T 約1%変化に対し2.7%変化は7.5 °C 変化した事になり、この温度で蒸気が飽和を保つているとすれば圧力は約56 kg/cm² となり P_T 或いは P_6 検出値と明らかに矛盾する。従つて $T_{0.4}$ 検出に関する限り、正しく蒸気部温度を検出しているとは考えられず、解析値がより正しい値を示してい



ると推定される。

[検討と考察]

大きな相違点は①実験の各応答に比して、解析の応答が速いこと。②セパレータドレン水 h_5 の減少が大きい事である。シミュレーションで種々の状態を計算して原因を推定すると、①の原因として解析では、SGH の off, on から x_2, w_2 の応答が速く、このため P_t, w_5 の応答が速いこと、これは、このモデルではテストセクション入熱を時間遅れなし、更に均一加熱速度を仮定しているのに対し、実際ではヒータ電気を ON, OFF してからヒータ保温材中の熱伝導、ヒータ表面から水への熱伝達の時間遅れがあることが考えられる。これは約 10 秒程度と推定される。②の原因も一つは①の原因と関連し解析では w_2 の減少時間が速いためセパレータ水への流入エネルギーが急減し、これが h_5 減少勾配を大きくしているようである。

3.2.2 Run no 310 a-1, a-2

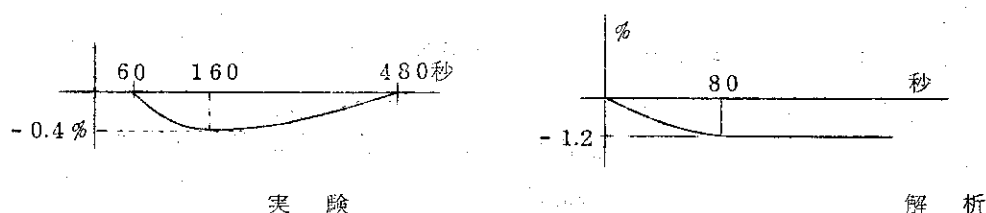
- PPH 10 kw OFF, ON L_s -no control, P_6 -control
- 主にテストセクション、セパレータの特性の比較

[実験上留意すべき点]

① $w_1 \cdot P_6$ 一定の状態では一次補助ヒータ PPH 10 kw OFF、但し、 P_6 の制御系は充分に働かず、特にループ一巡効果の現われる 2 分（データレコード 20mm）以降、大巾に変動している。 w_1 は概略一定に保たれているが、検出器感度小（アンプ倍率 10 倍 -4.08%/1 cm）のため充分に確認されていない。②外乱入力に伴う h_1 の応答は PPH 10 kw OFF で下降しているが 2~3 分後一巡効果が現われて上昇、元に戻っている事に注意を要する。③シミュレーションに於ける P_6 制御系の P, I, D パラメータはゲインだけで $G=8.324$ 、更に P_6 状態を合わせるために制御系を悪くして $G=1.468$ と変えた。一方実験の方は $G=45$, $I=0.1$, $D=0.1$ であるが解析の方の計算は定常値 $\times \% / v$ を用いている。

[各応答の比較]

① h_1 の応答 ⑤ 約 60 秒の時間遅れがある。-0.4%/160 秒に減少した後、120~130 秒以降ループ一巡効果が現われ、上昇をはじめる。T/S 以降の系に対し、 h_1 変動の与える影響は大きく、この実験に於いては 2 分を越えると、他の応答の比較は意味がな



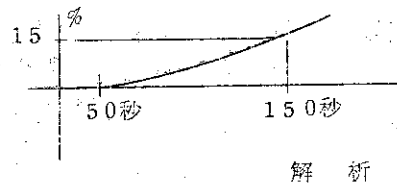
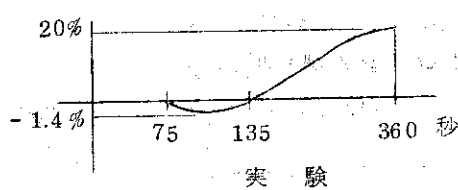
くなる。⑥では 80 秒~90 秒で -1.2% に整定する。実験では 2 分を越えると一巡効果が現われ、増加要素が加わっているため十分な比較はできないが、解析の方が大きく現われていると云える。

② P_t の応答 ⑥ 応答変化なし、これは前述した w_1 同様検出器感度が低くて応答が現

われず比較しえない。解析に於いても同感度にすると応答は現われないが、感度を上げると約0.4%減少している。

③ ∇_s の応答 実験ではこの感度で応答が現られていない。解析では少し減少している。

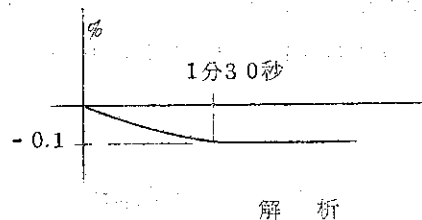
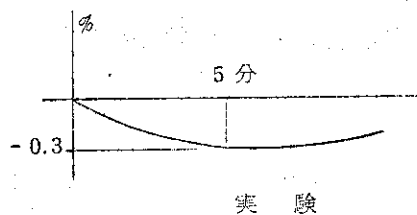
④ L_s の応答 ⑤約75秒の時間遅れ，逆応答（-1.4%）が出た後135秒から上昇，20



%/225秒の速度で20%まで上昇した後下降する。⑥約50秒ぐらいから上昇15%/100秒の速度で単調増加を続ける。

⑤ h_s の応答 h_s に関する限り，実験データは定常での実験開始時に於ける安定が得られていない。36秒後に一定に落ちついており，周囲のデータから判断すると h_s は殆んど変化しないと思える。解析においても同様変化は少ない。実験の場合は実験開始時に上向きの要素を持つていて，PPH OFFと共に h_1 が下降 h_s に下向きの効果が重畳された結果，一定に落ちついたと思える。又，セパレーターのドレン水は殆んど圧力変化の影響は受けないものと思われる。

⑥ h_s の応答 ⑤は-0.27%/160秒減少し，2分以降はループの一巡効果を受けている。⑥は150秒で-0.1%に整定している。



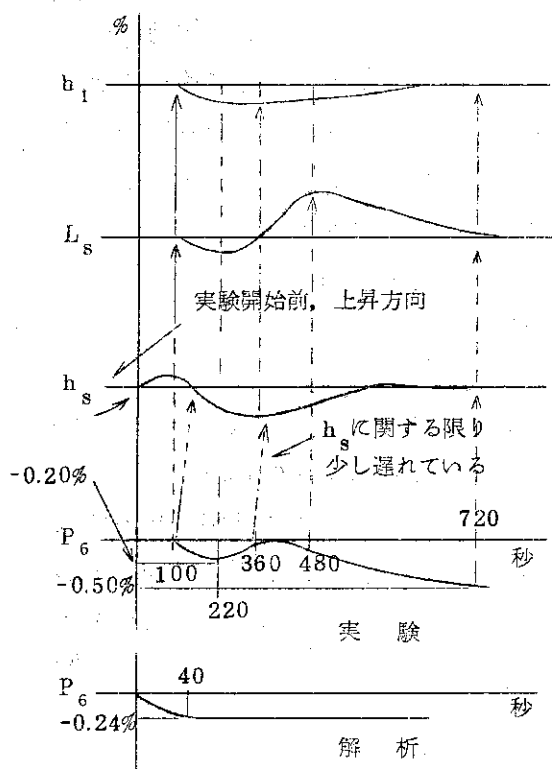
〔検討，考察〕

各部応答の比較において，違つた応答の2.3の原因推定を行こなつたが，ここでは各応答にわたつてみられる共通した点について考えると，実験に於いては下図に示めすように， h_1 、 L_s 、 h_s 等の応答が P_0 の変化に対応していることが明らかである。一方解析に於いては P_0 制御パラメータを悪くしてもその時間性でかなりのずれがある。これは h_1 の時間遅れが P_0 及び他の応答にも影響を与えており，この遅れ時間を除くと他の応答も比較的良い一致を示す。但し，これは100秒から220秒の間であつて以後の応答については比較できない。

（前述した一巡効果による）結論として，応答の相違の根本原因としてこのモデルではヒーターの電気入力ONからループ水温上昇までの熱伝達時間，ヒータ壁容量等による時間遅れを考慮していないことが考えられる。他の部分の特性については上述したような時間性を考

慮すれば比較的一致していると思ないうる。

Run no. 310 a-2 については a-1 の入力逆の PPH 10 kw ON であり、応答は全て a-1 の逆を示している。従つてこの程度の外乱に対する応答では正負近傍で充分に線形性があるとみなしうる。



3.2.3 Run no 310 b-1, b-2

- 主流量弁 c_v 値 +1.6%, -1% ステップ変化
- h_1 一定 L_s -no control, P_6 -control
- 主にテストセクション, セパレータ部の特性比較

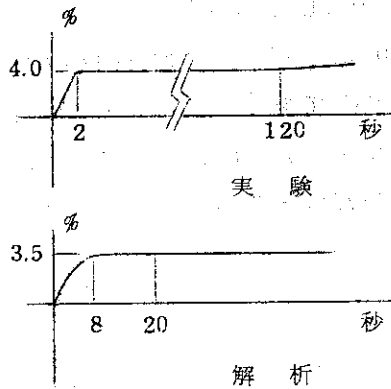
〔実験上留意すべき点〕

① 実験での外乱入力 c_v 値変化に対する w_1 については約 2 秒の時間遅れを持つているが他の応答の時間性と比較してほぼステップとみなせる。従つて解析ではそれぞれの流量変化を模擬して (12.38%, -7.73%) ステップ入力とした。② 入口条件として一定を保もつべき h_1 については h_1 制御系が充分に働かず保もてなかつたが約 0.1% の変化なので解析では一定とみなして比較した。③ 出口状態としての P_6 についても同様であり、実験では P_6 制御系を働かせることで P_6 の自由度を制限したが P_6 制御系が充分な効果を出さず実験データ記録時間内で定値にもどらなかつた。このため解析の P_6 制御系も応答を悪くし、実験状態にできるだけ近くし共に約 40 秒で -0.42% に整定する応答とした。

〔各応答の比較〕

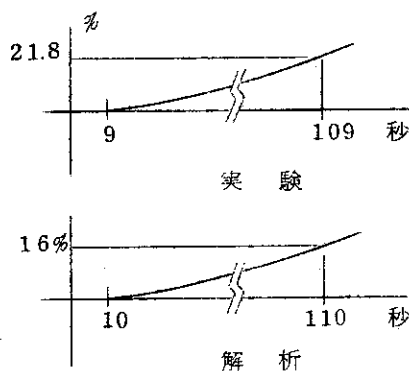
① p_t の応答 実験, 解析共にこのレコーダレンジでは殆んど変化が現われていないが (実) では 50 秒で -0.23%, (解) では 50 秒で -3.0% に整定しており、良い一致を示している。

② w_5 の応答 実験では w_1 の変化と時間性を同じくステップ状態で変化している。120 秒頃から少し上昇しているが、これはループ一巡の効果、或いは h_1 上昇に伴う蒸気流量増加の影響を受けているのではないかと推定される。解析では (実) ほど急な立ちあが



りはなく、約8秒遅れて3%、後20秒で3.5%に整定している。この違いの原因は(実)での w_1 変動は全系の圧損変動を瞬時的に次のバランス状態に移行させ、各所の流量を決定するのに対し、解析モデルに於いては w_1 変動 $\rightarrow$ Pt変動と並列に w_1 変動 $\rightarrow w_{14}$ 変動 $\rightarrow w_9$ 変動 $\rightarrow w_7$ 変動(サージタンク質量バランス) $\rightarrow L_j$ 変動 $\rightarrow P_6$ 変動を生じ P_6 , Pt圧力差変動 $\rightarrow w_5$ 変動、と多段の過程を経て w_5 を求めている事にあると考えられる。

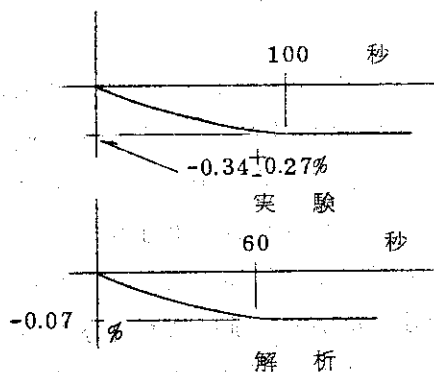
③ L_s の応答 実験、解析共に少しの時間遅れ後単調に増加する。(実)では9秒後21.8%



／100秒で上昇、(解)では10秒後16.0%/100秒であり、すこし上昇度が少ない。これは(実)に於いては h_1 が少し減少しているのに反し、解析では一定としたために実験では出口蒸気含有率が減少し、その分 $(1-x)w_2$ が増加、セパレータへの水の流入量が解析より多い事が原因である。

④ h_s の応答 実験、解析共に変化なし。

⑤ h_s の応答 実験、解析共に減少を示し、(実)では100秒で $-0.34\% \pm 0.25\%$ に(解)では約70秒で -0.07% に落ちついている。実験の検出値はこの倍率(20倍)では約10秒の周期でかなりの雑音が付加されているが、平均でみると解析値の減少巾が小さい。



[検討及び考察]

① この実験に於いてはデータの示すように土逆入力についても同様の応答比較であつたので -7.73% Runについての比較は省略する。② 各応答は比較的良く合っている。

3.2.4 Run no 310 C-2

○ SGH+20kw ステップ入力 L_s -no control, P_6 -control

○ 主にT/S, セパレーター各部の特性比較

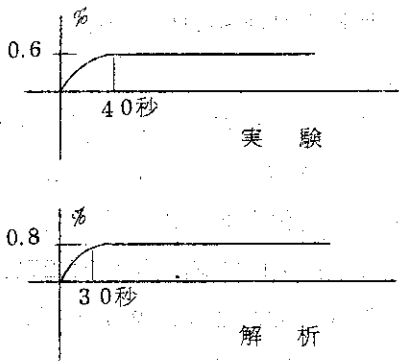
[実験上留意すべき点]

① T/S, 及びジェットコンデンサー両端の仮定状態は w_1 については一定が保たれてい

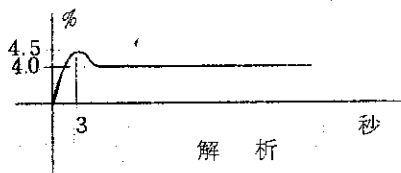
る。 h_1 については約 60 秒一定であるがその後 P_6 , h_5 変化の影響がループを一巡して効果を与え、除々に上昇し、150 秒では +0.1% に至っている。他端 P_6 については 310 a, b 同様制御性悪く、定値制御を行こなつているにもかかわらず定値に戻っていない。このため、解析においても P_6 制御性を悪くし共に 40~50 秒で約 0.6% に整定するようにした。従つてこの Run は 313-C と同様の応答を示している。

〔各応答の比較〕

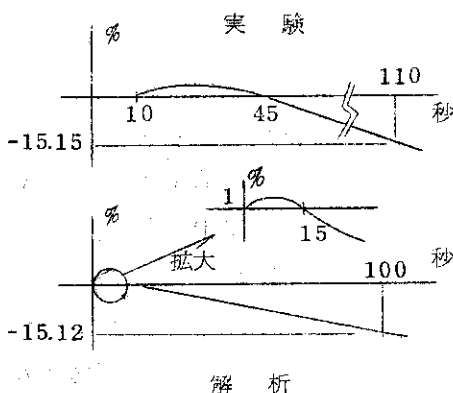
- ① P_t の応答 実験、解析共に上昇し、(実)では約 40 秒で +0.6% (解)では約 30 秒で 0.8% に整定している。応答の立ち上がりは(解)の方が速く 10 秒で 0.7% に達しているのに対し(実)では 0.15% である。又、(実)では前述したように 120 秒をこえる頃から h_1 が増加しているにもかかわらず、 P_t については少し (0.1~0.2%) 減少の方向である。



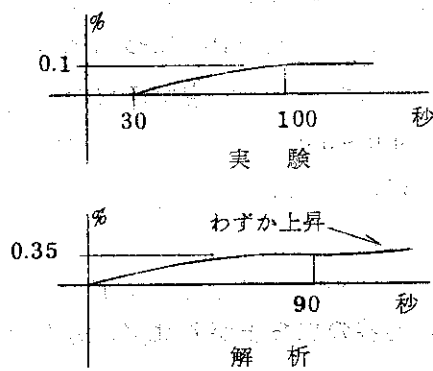
- ② w_5 の応答 (実)は 30 秒で 4.0% のピークを示し、後 3.5% を保っているが 80 秒付近から少し下降している。(解)は 3 秒で 4.5% のピークを示し 20 秒で 4.0% に整定している。(解)の応答の速いことが一つの相違点で Run 313 と同様の考察が考えられる。



- ③ L_s の応答 (実)は 10 秒の時間遅れ後 45 秒まで約 3% の増加、45 秒以後実験開始前より水位は下がり 110 秒で -15.15% と減少している。(解)は 15 秒後減少し、110 秒で -15.12% の減少である。15 秒までは Run 313 C 同様レンジ拡大すると逆応答がみられるが約 1% と実験に比して少ない。



- ④ h_5 の応答 (実)は約 30 秒の時間遅れ後 100 秒で 0.09% , (解)は 90 秒で 0.35%



その後 L_s 変化と対応してわずかつ増加している。

L_s が変化しているにもかかわらず、又 Run 313C と比較して、(実)において 100 秒以降一定に保もたれているのは h_1 、Pt 増加によつて x_2 が増加し L_s 減少による h_5 増加分を押さえているものと考えられる。又、実験開始における減少要素も残っていた事が実験データから考察される。 h_5 増加分は 313-C 同様解析の方がかなり大きい。313-C では $-4.0\%/100$ 秒であつたのが約 $1/10$ になつた。これは 310 Run における w_2 定常流量が大きく同量 SGH 入力に対する

変化分が少ないこと、及び L_s の減少が少ないことに原因している。

⑤ h_5 の応答 この応答においても 313-C 同様実験値が解析値より大きく、(実)では 100 秒で 2.7% 、(解)では 30 秒で 0.2% に整定している。Pt 変化は(実)(解)共に 0.7% として(実)では $60 \rightarrow 60.42 \text{ kg/cm}^2$ 、(解)では $63 \rightarrow 63.44 \text{ kg/cm}^2$ と変化があつたとすると、このときの飽和蒸気温度は(実)では $274.38^\circ\text{C} \rightarrow 274.74^\circ\text{C}$ で約 $+0.13\%$ 増、(解)では $277.46^\circ\text{C} \rightarrow 277.92^\circ\text{C}$ で約 $+0.17\%$ 増となり(解)の方がより近い値である。(実)のように 2.7% 増の場合は 281.8°C となりこの飽和温度の圧力は約 66.5 kg/cm^2 近傍であり、これは Pt P_6 検出値と矛盾する。

〔検討及び考察〕

特になし。

3.2.5 Run no 311-a

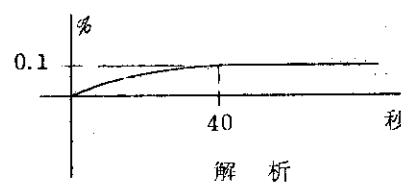
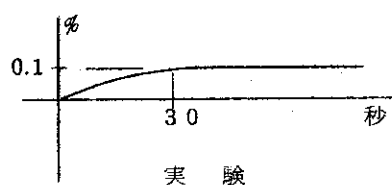
- $A_{VSM} + 5\%$ ステップ入力, L_s -no control, P_6 -control P_6 の P. I. D. パラメータは $P=45$, $I=0.1$, $D=0.1$
- 主にセパレータの特性の比較

〔実験上の留意点〕

- ① テストセクション入口状態を一定にするため、 L_s を除く他の制御系は自動とした。ステップ入力後も w_1 , h_1 が概略一定であることを確認した。
- ② P_6 制御系は自動であるにもかかわらず制御性が悪くデータ時間範囲では定値に落ちついていない。このため解析の方でも制御性を悪く比例動作だけの制御(ゲインは 9.5)として、出口状態である P_6 応答を実験に近いものとした。

〔各応答の比較〕

- ① Pt の応答 (実)ほとんど応答が現われていない。これは実験レコーダレンジが大きい

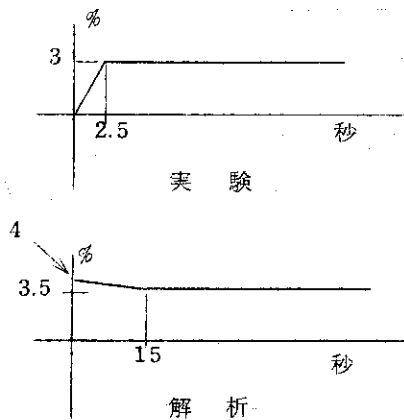


ためであるが、AMP の倍率は 20 倍で雑音上、これ以上大きくはできなかった。(解)に於

いても同レンジにすると同様のデータとなるが、拡大すると左図のように整定時間で約 10

秒の違いがあつた。

② w_5 の比較 これはバルブ開度変化に対するその流量変化であつて、セパレータの特性を P_T, P_6 変化を介して間接的に受ける反面、セパレータ部に対する直接的入力なので、他の応答に与える影響は大きい。



⑤では約2.5秒の遅れで3%に落ちついており、⑥では瞬時4%になつた後 P_T, P_6 バランスのため15秒かかつて3.5%に落ちついていいる。解析ではバルブ開度、流量の関係式に時間遅れを考慮していないことが原因の一つであるが、この範囲(2秒程度)の時間遅れの差は他の応答の時間性からみて大きな影響差を与えていない。従つてシミュレートの精度をあげるために、時間遅れを考慮してモデルの次数を上げる必要はないと思える。

③ L_5 の応答 これは、データからの比較が明白なように、実験、解析共に単調減少を示し、⑤では-9.09%/55秒、⑥では-3.0%/55秒と解析に於ける下降速度が遅い。

④ h_5, h_6 の応答 実験、解析共に変化なし。無理をすれば0.01~0.02%程度の変化が読みとれるが、これは実験開始前の定値保持と、計算誤差内に含まれる。

[検討、考察]

各応答比較で示したが、 $AVSM$ に対する w_5 の応答の差はこの系に対して大きな感度は持っていないので、モデル簡略化上、バルブの時間遅れは考慮しなくてよいと思われる。レベルの下降速度の差は、実験に於いてはこの系の出口状態である P_6 が55秒近傍で0.264%まで変化しているのに反し、解析に於いては60秒で0.23%と少ないことが影響していると思える。

3.2.6 Run no 311-b

○ 実験 cv1-3 -10% (解析 $Avs j$ -5.0%) ステップ入力, L_5 -no control, P_6 control については311-aと同じ

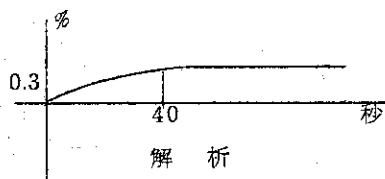
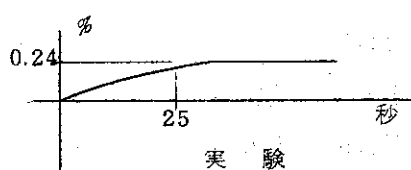
○ 蒸気相出口流量変化に対するセパレータの特性比較

[実験上の留意点]

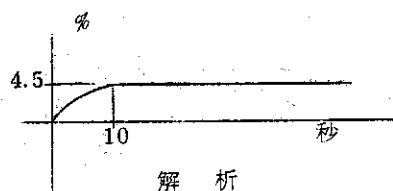
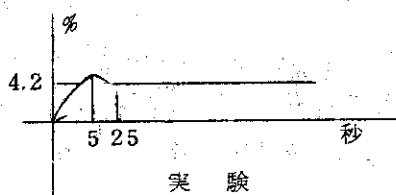
① 出入口状態の仮定については w_1, h_1 はほぼ一定が保たれている事を確認した。 P_6 制御については311-a同様制御系効果なく設定値に落ちついていない。従つて解析に於いてはできるだけこの状態を模擬しうるように制御性を悪くした。② 外乱入力 w_4 については、 w_4 系統に流量検出計がなく確認はできなかつたが、蒸気流路弁圧損とドレン水流路弁 (V_{SM}) 圧損がほぼ同じであることから、ドレン水流量 w_5 変動が同割合で変動すると仮定し、蒸気相出口流量弁開度 $Avs j$ -5.0% ステップを用いた。

[各応答の比較と考察]

① P_t の応答 実験、解析共に約0.2~0.3%の増加、解析の方が定値に落ちつくのに少し時間を要している。⑤データは311-a同様レコーダのレンジを大きくすべきであつた。



② w_5 の応答 実験, 解析共に 10 秒前後で 4.2 ~ 4.5 % に達している。但し, 応答の形は少し違い, (実) では立ち上がり急で少しオーバシュートした後落ちついているのに反し, (解) ではオーバシュートなしに落ちついている。



③ L_5 の応答 実験では -22.73 % / 80 秒, 解析では -23.0 % / 80 秒と実験, 解析よく合致している。

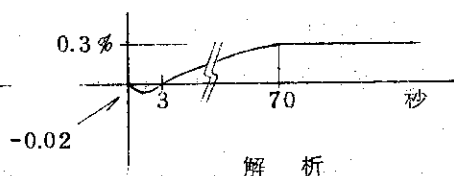
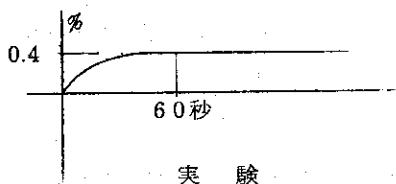
④ h_5 の応答 下図に示すように, (実) ではかなりの時間遅れをもつて上昇する (定値に落ちつくまで約 90 秒) のに反し, (解) では 10 秒で定値に落ちつく。これはセパレータ出口蒸気流量が減少し, 蒸気部圧力が增大すると共に, 液面表面の凝縮, 圧力変化を通してウエル中の水のエンタルピーが上昇するのであるが, この時間遅れについて解析ではドレン水密度を飽和とみなし, 圧力の線形関数と近似している事, 又実際ではウエル中の水のエンタルピーは均一でなく底の方では, かなり低い, 解析ではほぼ飽和水に近い値で一点近似している事によつて相違が生

じるのではないと思われる。

⑤ h_5 の応答 311-a 同様, 実験, 解析共に変化がない。

[検討・考察]

セパレータ部の各応答比較以外にこの比較で興味深いのは, 出口状態として制御をかけている P_6 の応答である。下図に示すように, 実験では単調増加後 6.0 秒を経て定値に落ちついているが, 解析に於いては 3 秒の逆応答が見られる。これは制御をかけない場合でも生じ



た。この原因は, Avs_j 閉 $\rightarrow w_4$ 減少 $\rightarrow P_6$ 減少 $\rightarrow w_5$ 増加 $\rightarrow w_9$ 減少 $\rightarrow P_6$ 増加の過程で, 実験では w_4 減少と w_9 減少が殆んど時間遅れなしに生じる反面, 解析では w_4 減少か

ら w_5 増加の間に時間遅れを伴う上、 w_5 増加から P_6 増加の間にも w_9 減少 $\rightarrow w_7$ 減少 $\rightarrow L_j$ 増加 $\rightarrow P_6$ 増加と時間遅れを伴ない、 P_6 減少の現象がこれをカバーする P_6 増加現象より時間的に早く生じることである。これを改良するには、ジェットコンデンサー、サージタンクモデルをより詳細にする他ないが、この逆応答はきわめて小さく他の変数に大きく効いていないとことを考えてモデルの簡略化上、モデルの複雑化は避ける方がよいだろう。

3.2.7 Run no 311-c

- P_6 制御系設定変更 + 2% step 変化
- テストセクション入口状態 w_1, h_1 一定, L_s ; no control
- 主にセパレーター部特性を比較する。

〔実験上留意すべき点〕

- ① 実験に於いては従来用いていた P_6 制御系が悪く、データに示されるように 6 分経た後も 0.4% 程度しか上昇しなかつた。この為 P_6 のステップ変化に対する各部の応答はとれなかつたが、 P_6 ランプ変化に対する応答は得られたと思えるので解析に於いても、できる限りこれに近いランプ変化を模擬した。
- ② w_1, h_1 等入口状態一定についてはほぼ開始後 5 分以内は満足しえた。
- ③ データについては、実験データ速度は 25mm/min、解析データ速度は 30mm/min と少し違うので注意を要す。

〔各応答の比較〕

- ① P_t の応答 実験はレコーダ感度の関係上データ時間での変化は読みとれないが 16 分取つたデータで平均すると 0.13% / 分の割合で上昇、解析では 0.15% / 分の割合で上昇し 3 分で一定値 0.4% に落ちついている。実験では 5 分以降 h_1 が 0.1% / 分の割合で上昇をはじめている（ループー巡効果）。この為 P_t に関して充分な比較はできないと思われる。
- ② w_5 の応答 実験、解析共にこのレコーダレンジでは変化なし。
- ③ L_s の応答 実験では 4.10% / 3 分で上昇、解析では 4.0% / 3 分で上昇、ではほぼ合致している。又解析では開始後数秒 w_2 変化の影響を受けて逆応答を示す。実験ではレコーダレンジ切り換えミスでこの間のデータがないが 1 分後のデータから推定するに、少しの逆応答を示しているのではないと思われる。
- ④ h_5, h_s の応答 実験データ、解析データ共に充分に比較しうるだけの変化を示していない。

〔検討と考察〕

この実験ケースに於いては P_6 外乱入力としてステップ変化をする事ができなかった事、更に充分大きな入力を与えなかつた事によつて、変化は長時間に及び、更に各部の応答も小さく、又ループー巡効果も重畳されて定量的な比較はできず、定性的な比較にとどめるのが妥当と思われる。念のため、解析データとして、実験同様ランプ状の、但しより大きい外乱を与えた場合のデータを付加しておく。

3.2.8 Run no 312 b, c

- 312-b, PSTH, 4.7 kw ON L_s -control, P_6 -no control
- 312-c, TIC=14 ; 5 °C 設定変更, P_6 -no control

○ 主にジェットコンデンサー、サージタンクの特性

〔実験上の留意点、及び比較について〕

① 実験 312-b においてはステップ投入後 1 分ではどの変数にも応答は現られていない（データチャート速度 10 mm/分）。一番速く応答しているのが h_8 で 2 分後である。流速から計算すると約 2 分でループは一巡するので P_6 には h_8 上昇現象がループを一巡し重畳されて効果を与えるものと思われる。解析においてはループ全系を結ないでいないためこの一巡効果が現れない。又、ジェットコンデンサー、サージタンクモデルにおいて P_6 はジェットコンデンサー蒸気部バランス式から出力しており、サージタンクのフラッシングを簡略化過程で用いていないので実験のように PSTH から P_6 に直接変化を及ぼさないため、 P_6 変化は現われなかつた。ジェットコンデンサー、サージタンク一体モデルに於ける PSTH と P_6 の関係についての吟味は、総合検討 3.3 に示し、ここでは上述 2 つの理由から比較を行わず、参考データとして示すにとどめる。

② 実験 312-c においては実験開始前における定常状態が得られなかつた。 h_5 (T04) は減少、 P_6 は増加、 h_8 は増加、途中において外乱投入を行なつたため外乱投入によつて逆方向に回答するもの、例えば P_6 (減少)、 h_8 (減少) の回答が定性的でなくなり、同方向に回答するものさえも比較できないデータであるので参考データとした。又、解析においては外乱入力を模擬して、 w_{20} 2.055%、 h_{20} -2.552% ステップ入力に対する各回答、及び実験開始前から P_6 入力として 0.578 v のドリフトがあると仮定し、途中から外乱入力を入れた場合のデータを参考データとして付加した。又、スプレー水変化に対するジェットコンデンサー、サージタンク系の特性については次の 312-d 実験においても示されるので、ここでの不十分な実験データの比較に対する考察は省略する。

3.2.9 Run no 312-d

○ cv-19 (スプレー水バルブ cv 値) - 5% ステップ変化

L_5 -control, P_6 -no control, L_5 の P, I, D パラメータは $P=30$, $I=1$, $D=0$

○ 主にジェットコンデンサー、サージタンクのスプレー水に対する特性

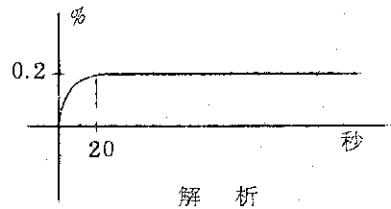
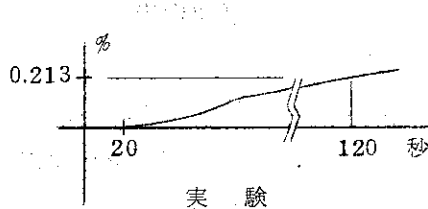
〔実験上の留意点〕

① w_1 、 h_1 、 w_5 、 w_4 、 h_5 、 h_8 及び L_5 (水位制御による) を一定に保つた状態で w_{20} (F03) をステップ変化した場合の P_6 、 h_8 、 h_j の回答をみるのがこの実験の目的である。しかし、cv-19 変化に対して h_{20} (T15) が大巾に変化したので、比較する解析に於いては cv-19 変化に対する w_{20} -7.77% ステップ変化に重畳して h_{20} -0.2586% 変化を入力した。② 実験開始前における定常保持は 312-b、c より比較的良いが P_6 に於いては少し減少、 h_j は少し上昇要素が残っているので比較に際し考慮しなければならない。③ 実験中一定に保つべき他の変数については w_5 が満足されており、 L_5 は制御系が働いており、 w_5 が余り変化していないことからかなりの範囲一定を満足していると思える。又、この実験では w_1 データはないが前 2 回のデータと比較して一定であると思える。従つて問題は熱関係で h_1 一定を確認するデータが必要であつたが h_5 が少し上昇している点からみて、一定には保ち得なかつたようであるがその変化はきわめてわずかであると考えた。④ 312-b、c の前 2 つの実験と比較してレコーダー速度は 1 mm/秒を

用いており、変化入力も大きく、データは応答の比較的速い段階を収録している。従つて前(3.2.8)の実験に比べて、ループ一巡効果は少ないと思われる。

[各応答の比較]

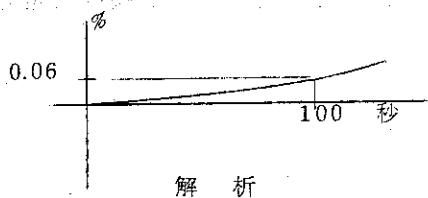
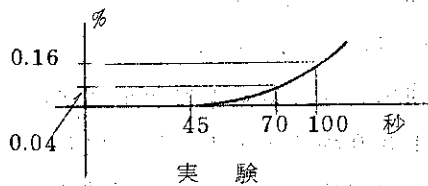
① P_6 の応答 実験、解析共に増加する(実)では入力前に減少要素が残っていたので約 20



秒遅れて増加し 120 秒で 0.213% に達する。120 秒以後一時一定に落ちつく傾向が見られた後も増加

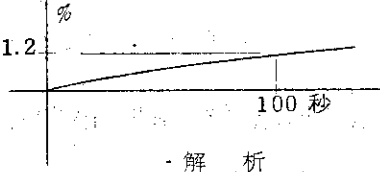
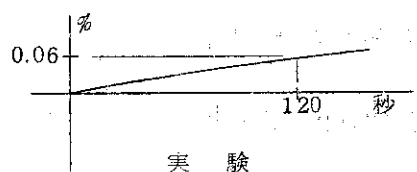
要素を残しているが、これは 120 秒からスプレー水温 h_{20} (T_{15}) が急に増加を始めている事によると思える。解析ではステップ投入なのでこの効果はなく 20 秒で 0.2% に整定しており、かなり応答が速い。

② h_j の応答 実験、解析共に上昇するが(実)では 45 秒の遅れ後 100 秒で 0.16% ,



(解)では 0.06% と解析の方がかなり少ない。又、(実)では外乱入力前の増加要素がみられるが、スプレー水流量減少、温度低下の直接的影響を受けて h_j 増加を押えているようである。このため外乱投入後 45 秒間は減少要素が効いて上昇せず、 P_6 上昇に合わせて徐々に上昇をはじめるようで 70 秒ではわずかに 0.04% 上昇しているだけであるが、120 秒を越える付近から、前述した h_{20} 上昇及び、これに基づく P_6 上昇効果を受けて、急激に増加している。

③ h_8 の応答 実験では h_j に於いて解析より大きく増加し、圧力も大きく変化している



る反面、 h_8 の変化は殆んど現われず、120 秒で 0.06% である。解析においては 1.00 秒で 1.2

% 上昇しており温度にして約 3°C 違っている。

[検討と考察]

① この実験に於ける解析との大きな差違は 2 つあつて一つはサージタンク水部エンタルピー h_8 の応答が実験では少ない事である。この原因は解析に用いた定常値、及びジェットコンデンサー、サージタンク水部連絡流路のモデル化にあるのではないか、実際は、ジェットコンデンサードレン水エンタルピーは 268.63 kcal/kg で未飽和水である。これがサージタンクに流入する際にサージタンクヒーター部で熱せられ、サージタンクドレン水になる。実験でのサージタンク水部エンタルピーは 286.7 kcal/kg で飽和水である。従つてジェットコンデンサ部でのスプレー水変化による h_j 変化はサージタンク水への大きな感度は持たない。一方解析ではジェットコンデンサ、サージタンク両水部のエンタル

びは飽和水値を用いているためジェットコンデンサーからの流入水の h_g に与える感度が実際より大きいと推定される。さらに、この原因としては P_g の応答が実験より解析においてより早く応答している事も考えられる。水部のエンタルピーは圧力変動の効果を積分した形で受けるので、 P_g 応答の時間性が異なることは h_g に大きな影響を与えているのではないだろうか。② もう一つの大きな差違は応答時間性において実験の方がかなり遅いことである。実験に於ける他の応答例 (Run 311-a, b など) と比較してもかなり遅い。この原因として実験入力前に圧力減少要素が残っていた事が考えられる。又、スプレー水の変化は w_{cg} 量を介して P_g 応答を決めるので凝縮に関する式、或いはスプレー効率の考え方に欠点があるのかも知れないが、今回の実験比較から十分な情報は得られなかった。

3.2.10 Run no 301-a, c

- 中間熱交主流路、バイパス流路弁逆動作
- 中間熱交系の個有特性

〔実験上の留意点〕

- ① 主熱交換器入口状態 h_{c21}, w_{c22} (二次側), h_{11}, w_1 (一次側) を一定にし、弁 v_{11a}, v_{11b} の逆動作を行なつて h_{c20}, h_{11a}, h_{12} の応答を得る。又、 w_1, w_{c22} に変化のない事を確認する。この内、 w_1, w_{c22}, h_{11} は検出器で検出する範囲内で一定を保持しえたが、 h_{21} については二次系温度制御系故障のため約 130 秒で -1.1 % の変化を示している。しかし比較した解析に於いては一定を仮定した。② 実験は B モード保持状態で行こなうのが難かしい為、P モードで行なわれた。このため解析も P モード値を用いた。③ 301-a は $c_{v11a} \cdot c_{v11b} + -4.4\%$ 、301-c は $c_{v11a} \cdot c_{v11b} + +5\%$ であるので比較は 301-a に限つた。④ 実験における外乱入力 $c_{v11a} \cdot c_{v11b} + -4.4\%$ 変化に対する w_{11a}, w_{11b} 変化は検出器がないために測定できなかった。他の系と結ばれている場合の c_v 値、或いは A_v 値の変化と流量変化は必ずしも対応しないので、解析に用いるために実験時の流量変化を推定するため、以下に示す熱交出口のバイパス流路合流点でのエネルギーバランス式での実験開始前、終了後の変化値から計算し、 $\delta w_{11A}^* = 42.25\%$

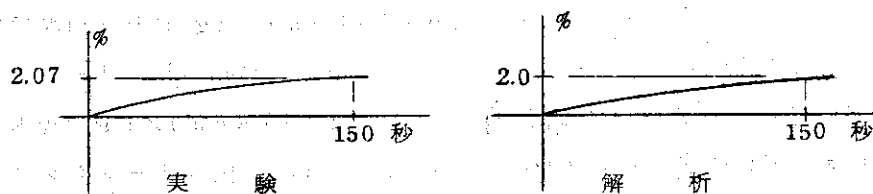
$$w_{11A} h_{11A} (\delta w_{11A}^* + \delta h_{11A}^*) + w_{11B} h_{11B} (\delta w_{11B}^* + \delta h_{11B}^*) = w_{12} h_{12} (\delta w_{12}^* + \delta h_{12}^*)$$

δ 、*印—変化分を正規化したもの

$\delta w_{11B} = 7.37\%$ を得た。⑤ データレコードの速度は実験 50 mm/分、解析 30 mm/分である。

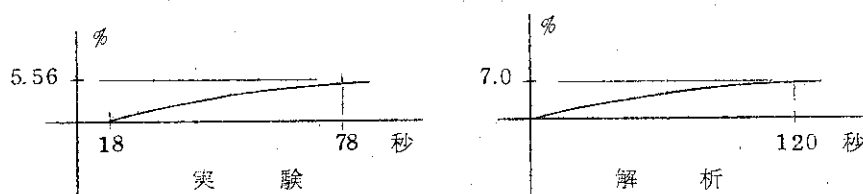
〔各応答の比較〕

- ① h_{c20} の応答 実験、解析共によく合っており、約 150 秒近傍で 2.0 % まで増加後



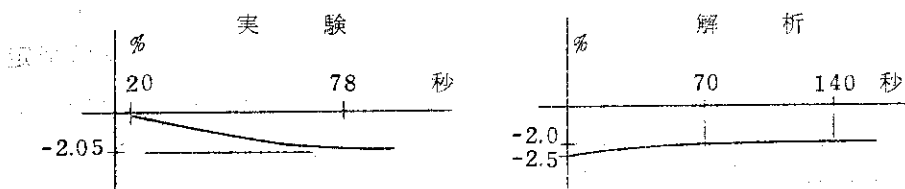
安定する。

② h_{11a} の応答 実験では約 18 秒の時間遅れ後 78 秒で 5.56% に整定する。解析で



は 120 秒で 7% に整定する。②では時間遅れについては全て一次遅れで近似しているの
で整定時間は②より長いにもかかわらず 18 秒で 2% 増加している。なお T-9 検出器は P
MC 出口から 1.59m の所にあり出口からここまで約 40 秒要する。

③ h_{12} の応答 実験、解析ともに 2% の減少を示しているが応答の形はかなり異なる。



実験では約 20 秒の時間遅れを伴った後 78 秒で約 2% 減少するのに対し解析では外乱
投入と同時に約 2.5% 減少し、その後少し増加して 140 秒で -2.0% になる。

[検討と考察]

① 相違を示す応答は h_{12} の応答である。この場合解析では合流点のエントルピを計算出
しているが、実験では検出器 T-10 位置は合流点から約 30 cm のところである。この場
合の時間遅れは 2 秒弱である。検出器测温抵抗体の応答は一次遅れ要素で近似して時定数
3~8 秒である。この値から計算すると整定までに 10~25 秒を要する。これらの効果を
考慮しても 70 秒からの遅れは出ないので、この応答に関する限り、検出器の応答が何ら
かの原因で遅いものとなつていていると考えられる。文献によると测温抵抗体が保護管(ウェ
ル)に接している場合とそうでない裸の状態の場合で整定時間にして 80 秒からの相違が
生じる事が示されているので、あるいはこの場合も検出端がそのような状態にあつた事と
考えられる。② この解析で重要なパラメータは熱交伝熱面における熱伝達にもとづく係
数 $U_{11}A_{11}$ 、 $U_{22}A_{22}$ である。解析においては $U_{11}A_{11}$ 、 $U_{22}A_{22}$ を定数として計算したが、実験
においては実験開始時における定常値から計算した場合、 $U_{11}A_{11} = 0.0461$ 、 $U_{22}A_{22} =$
 0.0828 であり、 $w_{11A} \cdot w_{11B}$ 逆変化後の整定値から計算すると $U_{11}A_{11} = 0.0427$ 、 $U_{22}A_{22} =$
 0.1118 と変化をしており、定数として扱い難い事を示している。③ $w_{11A} \cdot w_{11B}$ に
ついては検出器が付いていない事もこの系の特性把握を困難にしている。流路系に組み込
まれた場合の c_v 値と流量の関係は必ずしも線形でなく不明確であるのでバルブ開度変化
に対する流量変化は是否とも計測しなければならない。

3.2.1.1 Run no 301-b

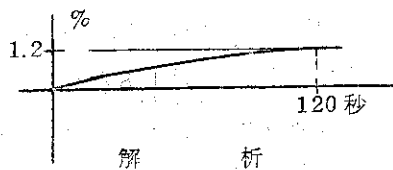
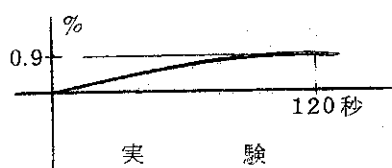
- 熱交換器系入口流量(実験では P(加圧水)モード運転時なので主流量に相当する) c_v
+ 3.8% 変化 (w_{11} 23.21% 変化) に対する主熱交各部の応答

[実験上の留意点]

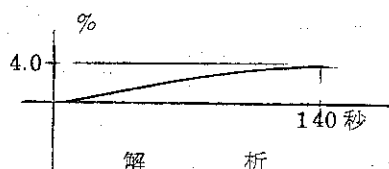
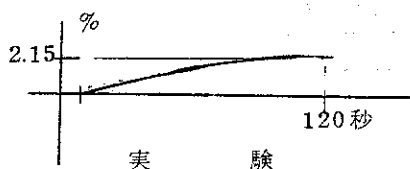
- ① 主、及びバイパス流路弁開度不変、二次側入口状態 $w_{c22} h_{c21}$ 一定に保持。② Pモード運転で行なつたこと、 w_{11a}, w_{11b} 流量変化については計算推定値を用いたこと等 301-a, b と同様である。

[各応答の比較]

- ① h_{c20} の応答 実験、解析共に増加し、120秒近傍で1.0%近傍に整定する。②の方が少し大きい。



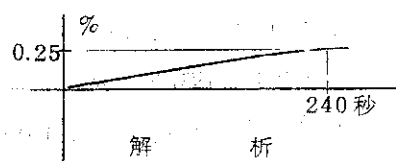
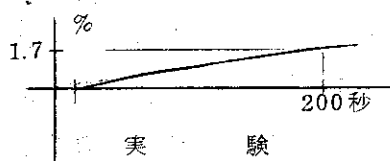
- ② h_{11a} の応答 実験では18秒の時間遅れ後、120秒で2.15%に整定、解析では140秒で4.0%に整定、少し変化巾が大きい。これは



②では w_1 が 23.21% ステップで入っているのに対し、③では一時 23.21% である

がその後減少し、60秒後15.5% 近くになつており、これが原因していると思われる。

- ③ h_{13} の応答 実験では14秒の時間遅れ後120秒で1.7%に整定、解析では240秒で0.25% になり少し上昇している。



[検討と考察]

- ① この比較における大きな相違は 301-a, c 同様 h_{13} の応答である。外乱入力投入後十分な時間を経た後では次式が成立するから、この式より $\delta w_{11A}^* = \delta w_{11B}^* = \delta w_{14}^* = 23.21\%$

$$\begin{aligned} \delta h_{13}^* = & \frac{w_{11A} h_{12A}}{w_{12} h_{13}} \delta w_{11A}^* + \frac{w_{11A} h_{12A}}{w_{12} h_{13}} \delta h_{12A}^* \\ & + \frac{w_{11B} h_{11B}}{w_{12} h_{13}} \delta w_{11B}^* + \frac{w_{11B} h_{11B}}{w_{12} h_{13}} \delta h_{12B}^* - \delta w_{14}^* \end{aligned}$$

$\delta h_{12B}^* = 0.0\%$ の場合 h_{13} が 1.7% 増加するためには δh_{12A}^* が約 17.6% 増加しなければならないが、実験では 2.2% 弱である。一方 δh_{12A}^* が 4.0% 変化した場合、 δh_{13}^* は上式より 0.38% であり、解析の計算は間違っていない。従つてこの原因は実験条件と解析条件に於ける相違があると思われる。上式では w_{11} 変化に対する w_{11A}, w_{11B} 各増割割合を考えても δh_{13}^* は変化しないので、考えられるのは $w_{12}, h_{13}, w_{11A}, h_{12A}$ の実験開始前定常値の違いである。これらの変数の内、 w_{12}, h_{13}, h_{12A} は実測されているので、 δh_{13}^* が 1.7% になる w_{11A} を求めると $w_{11A} = 0.4017 \text{ kg/sec}$ となりこれは w_{14} 流量より大きくなり矛盾する。以上から h_{13} 検出器 T10 は正しく合流点温度を検出してい

ないか、或いは又検出器のある位置ではバイパス流路から流れ込んだ水と熱交から出てきた水が充分によく混合されていないと考えられる。

3.2.1 2 Run no 302-d

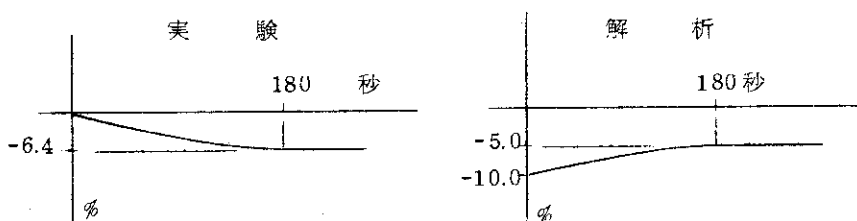
- コンデンサークーラー系熱交換器系の特性
- 主流路、バイパス流路弁 c_v 値 - 5% 逆動作
- 実験方法は 301 a. c と同様である

[実験上の留意点]

① コンデンサー系への入口温度を一定に保つ為に、中間熱交の出口温度制御はかけた状態で実験したので h_{13} は少しの振動はみられるがほぼ一定に保もたれたが、コンデンサークーラー系を更にバイパスする流路 19→16 があるためコンデンサークーラーバルブ逆動作による圧損変化に基づく w_{16} 変化、及び出口合流点エンタルピ h_{19} 変化に基づく h_{16} 変化によつて入口エンタルピ h_{17} は一定に保てなかつた。 w_{17} については検出器がないため、これも確認できなかつた。冷却器の 2 次側入口温度も二次系の流量、温度制御が充分でなかつたので流量はほぼ一定に保ち得たが、温度は一定に保ちえなかつた。このため解析に於いてはこれら 2 入力 h_{17} 、 $h_{c o 21}$ については実験状態にできるだけ近い入力の形を模擬した。(参照一解析データ) ② 入力 c_v 1-7-5% 変化に対応する w_{18A} ・ w_{18B} 変化は検出器のないため Run 301-a, c 同様、実験開始前、及び終了後のバランス式から算出し、実験開始時の値の $w_{18A} = 5.566\%$ 、 $w_{18B} = -4.658\%$ を入力変化とした。

[各応答の比較]

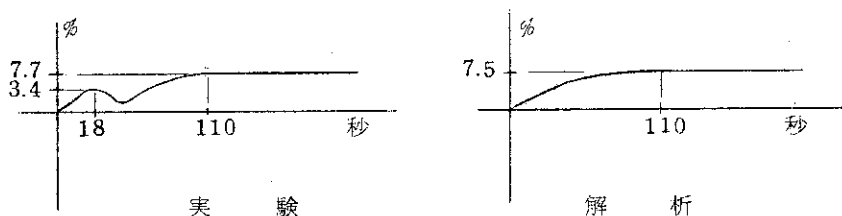
① h_{19} の応答 実験、解析共に減少し 180 秒で -6.4 ~ -5.0% に整定するが応答の



形は(実)が時間遅れの型に反し、(解)では遅れなし、外乱投入と同時に -10% まで減少した後増加して -5% に落ち

ちつくといつた相違がある。これは 301-a, c に於いても相違していた点で、モデルではバイパス及び主流路合流点での検出器時間遅れを考慮していないことによる。

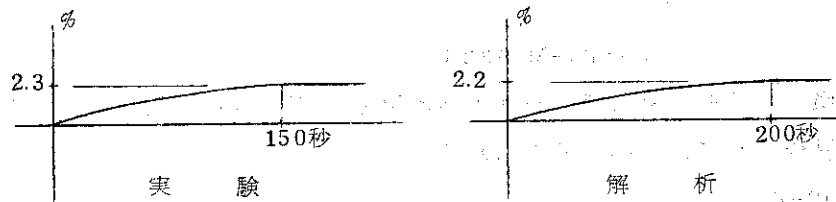
② h_{18a} の応答 実験、解析共に 110 秒で 7.5 ~ 7.7% に増加して落ちついている。



但し、(解)ではその増加が単調であるのに反し(実)では少し振動的であり、18 秒近傍で 3.4% のピークを形成して

いる。

③ h_{2co} の応答 実験では 150 秒で 2.3% に、解析では 200 秒で 2.2% 近傍に整定している。解析の方が少し時間遅れが長い。



[検討と考察]

- ① 実験結果は 2.2.4 で述べた考察の正しい事を示しており、コンデンサ熱交換器入口温度の低下を示しているがここでは熱交換器だけを取り出し系の特性は考慮せずに熱交入口状態は実験と同状態を模擬して入力したので系についての考察は行わない。
- ② 熱交については主熱交の場合と同じ事が云える。

3.3 比較における総合考察

実験と解析の比較は全て定常値からの変化量を定常値で正規化し100%-10vに対応したのでその変化巾(ゲイン)において少数の応答がかなり相違しているかに見えるものの、大半の応答はかなり良い一致を示した。

全応答比較数	43
変化振巾(ゲイン)の相違が定常値の1%未満	26
1~5%	14
6~10%	3
10%以上のもの	0
変化、応答の形が異なり比較のできないもの	0
変化の時間性、整定時間の相違が10秒未満	26
11~20秒	6
21~40秒	2
40秒以上のもの	9
応答の形が異なるもの、逆応答で比較不能	0

上表では参考データとしたRun 312-b, c は除いており、実験、解析共に変化のないものは変化のない事が合致していると思倣している。又、Run 310 など長時間に及ぶデータはループ巡時間内で時間を区切つて比較した。ゲインが異なるものの大半は前章考察で原因を推定した h_s の応答、上昇速度が応答時間の後半で異なってくる L_s であり、応答の時間性で異なるものの大半は h_s, h_j 等ドレン水部エンタルピーと熱交出口合流点での h_{13} であり、これらの点については各応答比較の考察でとりあげた。ここでは総括的な問題についての結論をあげると、

① モデルの微分方程式系の構造は大略合致していると思えるが大巾な相違点は

① 時間遅れ要素(特にエンタルピーの輸送遅れ)をモデルでは全て一次遅れで近似したが実際には多くのむだ時間を伴った。

② 水の非圧縮性の仮定、及び混合状態を静特性式で近似した事による相異は一個所のバルブ開度変化に対する各部の流動変動、及び水の合流点における応答で相異を示した。

③ 各バルブの c_v 値変化-圧損変化-流量変化の対応が実験、モデル、両面にわたり不明確であつた。これは圧損を仮定したバルブの c_v 曲線(c_v 値-開度-流量)はあるがループ運転時の流動、圧損変化時の c_v 曲線が求められていないことによる。(後述注参照)

④ ジェットコンデンサスプレーについての凝縮式はコンデンサー入口部の外乱に対しては合致しているが、スプレー水変化に対して応答が速いため圧力応答を速くしている。これは凝縮過程を静特性式で近似している点に問題があると思われるので動特性式を導入する事と、スプレー効率 η の取り扱いを考慮しなければならない。

⑤ 各ヒーター(補助ヒーター、T/Sヒーター、サージタンクヒーター)は熱伝達及び壁の熱容量に基づく時間遅れを考慮しなければならない。これは熱伝達式を追加するとモ

デルの簡略化の逆方向となるので各応答を検討した結果、単なる一時遅れで近似しうられる。比較を行なつた定常値範囲では、テストセクションヒーター約20秒、一次補助ヒーター約60秒、サージタンクヒーター約60秒が考えられる。

㉑ セパレータ、ジェットコンデンサー、サージタンク部における水の表面での凝縮、フラッシングについては、セパレータ、ジェットコンデンサーでは共に考慮しなくてよいがサージタンクでは共に考慮しなければならない。特にサージタンクヒーター入熱変化時における P_0 圧力変動、及び諸量の応答時間性からみて考慮する必要がある。

㉒ モデル構造の次に問題となるのは種々のパラメータであるが、パラメータの中で応答相違の原因となると推定されたものは

㉓ 熱交換器の伝熱に関する係数

㉔ 各部を連結している配管とバルブによる圧力損失及びその割合

他の応答に対する感度が小さく、その精度が余り問題とならないものは水表面凝縮式での熱伝達にもとづく定数 $H_T A_T$ であつた。又配管での熱の輸送遅れを一次遅れで近似した時に、その時定数として配管容積と流速から算出した値を用いたが（通常一次遅れの時定数の約2.995倍が整定時間となる）これは配管の熱容量効果を含んだよい近似式となることが判つた。

㉕ モデル方程式の線形化による実験との相異、パラメータ中の非線形性、及び時間依存性に関する比較は実験において外乱入力を出来る限り小さくした事、過渡応答実験だけであつた事等の理由から検討、考察しえなかつた。

㉖ 次に各部の固有特性の比較、実験を行なうにあつて問題となる各部の相互干渉性について次の3点が明確となつた。

㉗ 出入口状態仮定の困難なもの、及び少しの相違が各応答に大きな感度を持つているものはジェットコンデンサのスプレー系及びコンデンサクーラー系のバイパス流路の扱いである。

㉘ 各ブロック内での外乱変化がただちに全系にわたつて変化を及ぼし、そのブロック内での出入口状態を変化するもの、つまり相互干渉の時間性の速いものは流量変化（バルブ開度変化）

㉙ 反対に相互干渉の時間性が遅いものはヒーターによる入熱変化であつて一巡時間も相当の長さをもち或る部分で熱関係の制御系が働いている場合はそのエネルギーも減少し、その効果が不明確になる。

㉚ 今度、同様の実験を行ない、更にモデルの精度を上げる上に必要と思える検出端は次の14点である。

㉛ 流量測定系—セパレータ出口蒸気流量、メインクーラー系メイン或いはバイパス流量、サージタンク出口流量、コンデンサクーラー系バイパス流量、コンデンサクーラー主或いはバイパス流量、各熱交換器2次系流量

㉜ 温度測定系—メインクーラー入口温度、サージタンク出口温度

㉝ 圧力測定系—各圧力損失が測定しうる事

㉞ その他—バルブ開度とその時の流量

⑥ モデルの簡略化について

① ジェットコンデンサ。サージタンク部では一体モデル（モデルC）は実験と解析でかなりの相違点が現われたのでこの部分でのモデルB以上の縮少は困難である。 Q_{ST} 入熱に関する応答について考える場合は更にサージタンク部 w_c 、 w_F を出力しうるようにしなければならない。

② 二相流配管部は特別にモデル化しなくても結果上大きな相違は見られなかつた。

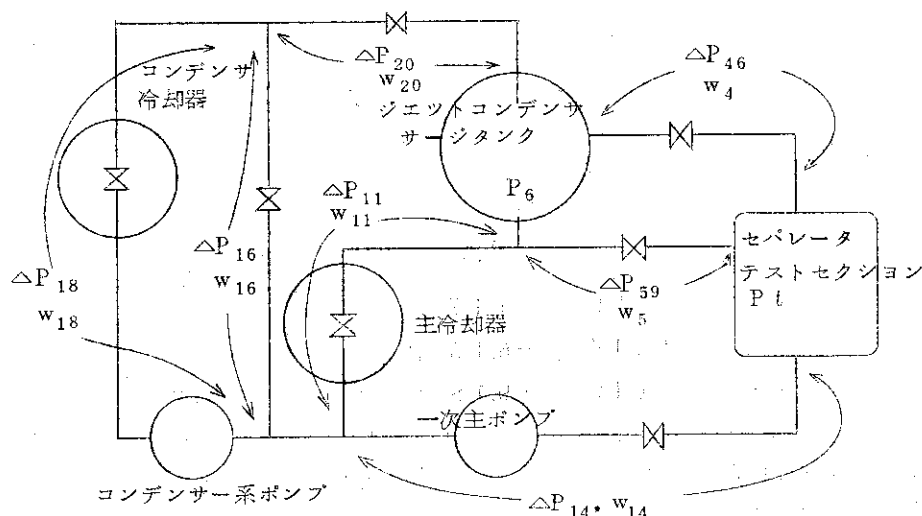
③ 各配管部の圧力損失を考慮するにあたっては水頭圧損失、摩擦損失、加速損失の変化の考慮は不要であるがバルブによる圧力損失とその配管における全損失の割合は正確に求める必要がある。（後述注参照、定常状態だけでよい。）

④ 熱交換器集中定数系取り扱いと時間補償回路の妥当性については特に問題はない。壁の熱容量無視も問題はないが、熱伝達係数と伝熱面積に基づく係数については実験ケースによつてかなり変わるので数回の実験を行なつてパラメータの変化を調べなければならない。

⑤ 单相流部において未飽和水を飽和水として取り扱つた点は特に問題なかつた。又、飽和水の密度、エンタルピーを圧力の関数として飽和ライン上の値を用いたことについても特に問題はなく、この近似は大きな相違は生ぜしめないが、計算に用いる定常値は、飽和水として取り扱っている部分でも未飽和値が検出されている場合はこれを用いる方がよい。

（注） 一次系全系の流動変化の計算について

一次系全体にわたり主要弁のある流路について、ある運転状態に於ける圧損割合を仮定し、一個所での弁の開閉動作が全体の流動変化に及ぼす効果について静特性式で計算してみた。仮定した圧損割合、弁、流量を下図表に示す。



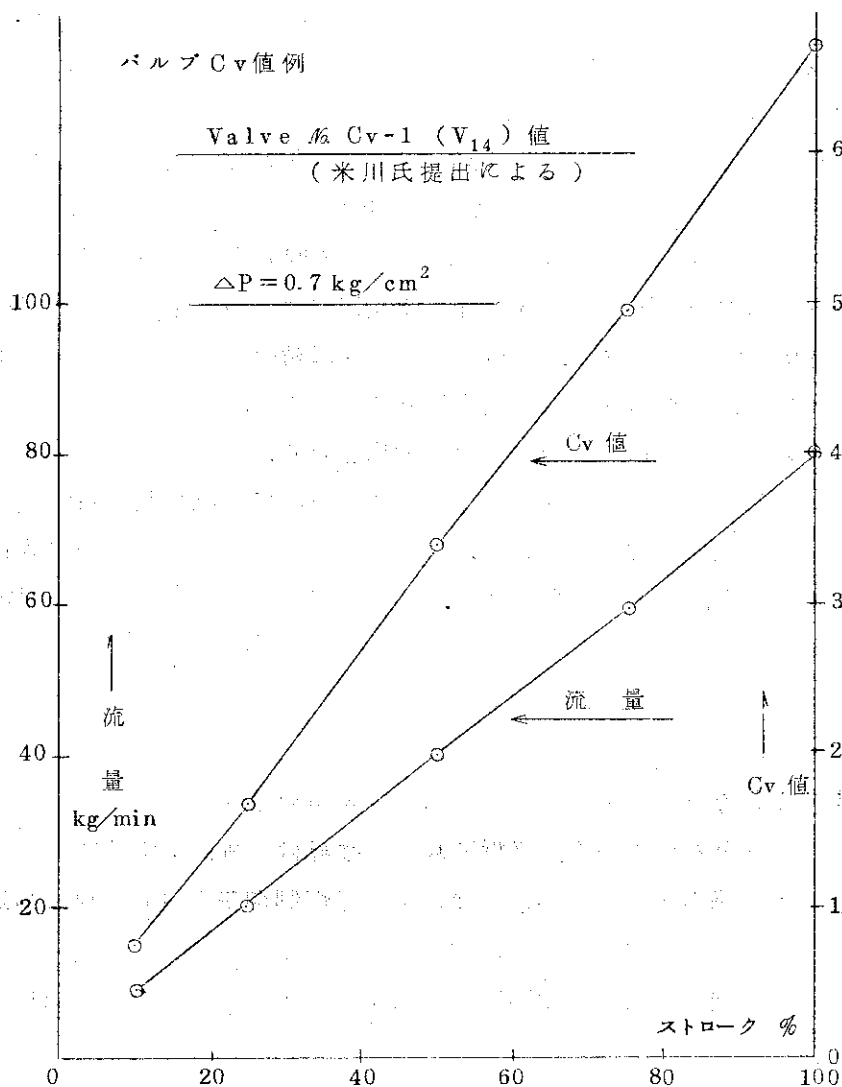
各部質量流量	仮定値 kg/秒	各部圧力圧損	仮定値 kg/cm ²
w ₄	0.0653	P _T	63.00
w ₅	0.32165	P ₆	60.85
w ₉	0.25805	ΔP ₄₆	2.15
w ₁₁	0.5807	ΔP ₅₉	2.15
w ₁₃	0.1937	ΔP ₁₁	0.42
w ₁₄	0.3870	ΔP ₁₄	2.92) -2.22
w ₁₆	0.1937	ΔP ₁₈ (=ΔP ₁₆)	-5.14) -2.13
w ₁₈	0.3874	ΔP ₂₀	2.42) -2.09

配管部における圧力損失は加速，摩擦，水頭圧損失を考慮せずバルブによる圧損だけとする。又，バルブ圧損は $\Delta P = k \cdot w^2 / A^2$ から算出し，ポンプは流量変動のいかんにかかわらず常に一定の吐出圧を持つていと仮定した。静特性式を線形化し，正規化すると次の代数方程式が得られる。この式から各入力値10%変化の計算を下表に示す。

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{46} &= 29.30 P_T - 28.30 P_6 \\
 w_4 &= 0.5 \Delta P_{46} + A_{V46} \\
 w_5 &= 0.5 \Delta P_{46} + A_{V59} \\
 \Delta P_{14} &= -0.9685 \Delta P_{46} - 0.1892 \Delta P_{11} \\
 w_9 &= 2.250 w_{11} - 1.250 w_5 \\
 w_{14} &= 0.4975 \Delta P_{14} + 0.9950 A_{V14} \\
 \Delta P_{11} &= 2.0 w_{11} - 2.0 A_{V11} \\
 w_{11} &= 0.6664 w_{14} + 0.3336 w_{13} \\
 \Delta P_{18} &= 2.038 w_{18} - 2.0 A_{V18} \\
 w_{18} &= 0.5 w_{13} + 0.5 w_{16} \\
 w_{16} &= 0.5 \Delta P_{18} + A_{V16} \\
 w_{13} &= 0.5 \Delta P_{20} + A_{V20} \\
 \Delta P_{20} &= -1.019 \Delta P_{18} - 0.197 \Delta P_{11}
 \end{aligned}$$

10%変化入力		P ₆	A _{V14}	A _{V18}	A _{V16}	A _{V20}	A _{V11}	P _T
変数								
ΔP ₁₄	単位は全て%	24.27	-2.29	1.17	0.59	-0.55	3.45	-25.12
ΔP ₁₁		16.63	12.14	-6.15	-3.13	2.98	-18.29	-17.20
ΔP ₁₈		1.64	1.19	19.18	9.76	10.37	-1.80	-1.71
ΔP ₂₀		1.58	1.15	-20.79	-10.59	-10.00	-1.74	-1.65
w ₁₄		12.07	8.81	0.58	0.29	-0.27	1.71	-12.49
w ₉		36.39	13.64	-6.92	-3.52	3.33	1.93	-37.67
w ₁₁		8.30	6.05	-3.08	-1.57	1.47	0.84	-8.60
w ₁₆		0.82	0.60	9.59	14.89	5.19	-0.90	-0.85
w ₁₈		0.81	0.59	-0.39	4.80	5.09	-0.88	-0.83
w ₁₃		0.79	0.58	-10.39	-5.29	5.00	-86	-0.81

しかし、これはあくまで静特性であり、しかも入力端以外の変数 P_T 、 P_6 （従つて ΔP_{46} 、 ΔP_{59} も）が一定を維持していると仮定した場合の数値である。 A_{V14} （主流量弁開度）をとつて現実の場合を想定すると、 A_{V14} を 10% ステップ状に開くと瞬時的に流量 w_{14} は 8.81% 増加し、このため圧損は 2.29% 減少する。又、一次系流量が増加するため他の部分の流量も増加し、圧損も増加する。但しこれは入力と同時に瞬時に生じる現象であり、これらの変数の変化は P_T の圧力増加をもたらし、このため w_4 、 w_5 の増加、更に P_6 の変化をひき起す。この変化は ΔP_{46} 、 ΔP_{59} の変化を生じ、この変化のために各圧損が変化し、全ての変数がバランスした状態で整定する。以上が動特性の推測である。今、 P_6 、 P_T は他の動特性方程式（各部分のエネルギー、質量バランス式）から出力されるので、前に述べた各変数の簡略な動特性式を導入すれば、これらの諸変数の応答は計算することができる。但し、ここで重要なのは、各圧力損失が実測されていない事であり定常の圧損割合が不明であるために計算ができない。又、設計値は圧損 ΔP が一定値のときにストロークに対して流量と C_v 値の関数関係がグラフに示されており（グラフ添付）、圧損が変化した場合の値は推定できない。従つて全系の流動変化を解析する場合には、各流量の数ケースにわたる圧損の値を求めることと、その変化割合を同定する事が必要である。



4. 結 論

4.1 結 論

各個有特性、各制御特性についてはそれぞれの章で計算結果及び検討と考察を示した。3章での実験と解析の比較からは、ここで扱ったような軽水の沸騰水ループは確定系として扱った数学モデルで説明できぬような動作特性（確率系で扱わねばならぬ特性）はもっており、定常近傍での運転条件の変更（Bモードを維持した状態での圧力、温度、蒸気含有率の変更）等の制御問題に用いる限り、集中定数系線形化モデルでかなり精度良く特性を表現できる事が分かった。更にモデルもかなりの部分での簡略化が可能である。例えば二相流配管部は（テストセクション部に比較して体積で約10分の1であるが）考慮しなくても大巾な応答差はなく、配管のエンタルピー輸送遅れはPadeの近似や、パイプの熱容量を考慮して分布定数系でモデル化する複雑性を考えると、応答0のむだ時間遅れ部分に少しの応答が出る事を犠牲にすれば一次遅れ要素でかなりの近似が可能であつた。又、熱交換器においても伝熱面積、熱貫流率にもとずく定数を適確に同定しさえすれば、中間壁の熱伝達式を考慮しなくても一次側、二次側の出口温度特性は良い一致を示した。又、各配管部の運動量バランスについても、摩擦、加速水頭圧変化は他の変数の応答に対して無視してさしつかえないことがわかつた。

反面、絶対に簡略化しえないものとして、サージタンクのように圧力サージの目的を持ち、他の部分の体積に比して大きい容積をもつ機器での圧力変化の際の水表面での凝縮、フラッシング過程はモデルにとり入れなければならないし、実測できぬ値であるから、推定法等を用いて適確に同定しなければならないであろう。又、全系に感度の大きいバルブ（一次流量バルブ、クローラー関係バルブ、スプレバルブ等）の開度変化に対する各流路系の流動特性は流量の圧力、温度に対する感度が大きいだけに、是否ともモデルに精度良く組み入れる必要がある。これは各運転条件に対応して各部の弁の圧損割合に基づくものであるから、各弁の開度変化による全体の圧損に対する各弁の圧損の割合の変化を考慮した式、或いはパラメータを同定しなければならないと考えられる。又、ヒーターからの入熱については温度差に対する熱伝達式を考慮せず、一次遅れ近似で充分ではあるものの、この時定数については、ヒータ入口温度変化の場合、入口流量変化の場合、各入力変数の関数、或いは定数として明確な値を同定しなければならない。

4.2 おわりに

本解析、及び実験を行なうにあつては材料試験炉部照射2課の方々に多くの協力と助言を仰いだ。ここに深く謝意を表しておく。解析においては野村 靖氏、実験においては米川 出氏、藤井義雄氏に多大の協力をいただいた。また、原子炉制御研究室長 原 昌雄氏には終始指導と助言を受けた。心から感謝申し上げる。又、解析に用いた機器の構成、寸法は野村 靖氏、実験関係検出器、測定系に関する記述は米川氏、藤井氏の提出資料を引用したことをことわつておく。

参 考 文 献

- 1 青木 成文 原子炉熱工学 養覧堂
- 2 伊原 貞 水力学 日本機械学会編
- 3 増淵 正美 熱交換器動特性 日本機械学会編 6 2 卷 4 9 1 号
- 4 藤沢, 他 高速実験炉第二概念設計 JAERI REPORT
- 5 C. W. Gviffin et al STUDY OF SCTI CONTROL SYSTEM NAA-SR
- 8119
- 6 萬金, 他 JMTR-OWL-O 計算機制御化のための動特性 PART-1 モデルの組立てと
各部固有特性 JAERI-memo 3837
- 7 萬金 JMTR-OWL-O~PART2 各部制御特性 JAERI-memo 4683

Table 1-1-1
NOMENCLATURE

Symbol	Description
A1,A2,A3,...	Cross-section of pipes 1,2,3,...
As,Ast,...	Cross-section of Separator, Surgetank,...
Av5,Av10a,...	Control valve v5,v10a,...aperture
$\alpha t, \alpha 23, \dots$	Voidage in Testsection, Pipe 2 3,...
b	Fractional boiling length in testsection.
$\beta m, \beta c, \dots$	Main pump, Condenser loop pump H.Q. coefficient.
$\gamma m, \gamma c, \dots$	Main pump, Condenser loop pump H.Q. coefficient.
D1,D2,D3 ,...	Pipe 1,2,3,...Diameter.
η	Jetcondenser Spray condense efficiency.
f1,f2,f3,...	Testsection, Pipes friction factor.
g	Acceleration due to gravity
gc	transfer coefficient.
h1,h2,h3,...	Enthalpies of water, steam or mixture.
hf1,hf2,hf3,...	Saturated water enthalpy at point 1,2,3,...
hs1,hs2,hs3,...	Saturated steam enthalpy at point 1,2,3,...
Hs,Hc,Hst,...	Equivalent heat transfer coefficient for surface condensation in Separator, Condenser, Surgetank.
l	Pipe length
Lso,Lco,...	Separapator, Jetcondenser, ... length
Ls,Lc,...	Water level in Separator, Jetcondenser, ...etc.
Mw,Ms,...	Mass of water or steam.
P1,P2,P3,...	Pressure at point 1,2,3,...
$\Delta P12, \Delta P23, \dots$	Pressure at point 1,2,3,...
$\Delta P v5, \Delta P v6, \dots$	Pressure drop across valve
$\Delta P m p, \Delta P c p, \dots$	Pressure drop across pump.
Qn,Qst,Qn	Total electrical Testsection, Surgetank, Pre-heater heat output
R1,R2,...	Martinelli TPF friction multiplier
s	Laplace transformation operator
T11,T11c	Main cooler, Condenser cooler first flow inlet temp.
T1c,T1cc	" center temp.
T1oc,T1o	" outlet temp.
T21,T21c	" second flow inlet temp.
T2o,T2oc	" outlet temp.
Ut,U12	Mean fluid velocities in TPF section
U11,U12	Main cooler, Condenser cooler heat transfer coefficient
A11,A12	" heat transfer area
V1,Vs,Vc	Volume of pipes, separator, condenser,...
Vcv	Spray control flow valve
Vsj,Vsm	Separator to jetcondenser, maincooler flow control valve
V10a,V10b	Maincooler and bypass flow control valve.
V18a,V18b	Condensercooler and bypass flow control valve.
V16	Condenser loop flow valve
Vm	Main flow control valve
Wfs,Wft	Mass flow rate of water flashing in separator, condenser.
Wcs,Wc,Wct	Mass flow rate of water surface condensation in separator, testsection, surgetank.
X2,X3	Steam exit qualities of TPF region
Y12,Y23	Vertical displacement of pipe.
$\rho w, \rho s$	Saturated water, steam density
$\rho 1, \rho 2, \rho 3, \dots$	Mean densities of TPF region
τ	Time constant

Table 1-1-2. Initial value using in the simulation study.

Variable	Units	Memo 3837 4258	Run 313	101 Run 105 312	Run 311	Run 310	Run 301 (302)
W ₁	kg/sec	0.2887	0.3870	0.4125	0.4125	0.4518	
W ₂	kg/sec	0.2887	0.3870	0.4125	0.4125	0.4518	
at	%	*0.7238	0.800	0.8569	0.7155	0.8136	
hft	kcal/kg	286.6	292.3	292.3	292.3	292.3	
pst	kg/m ³	29.0	31.85	31.85	31.85	31.85	
pft	kg/m ³	760.0	757.6	757.6	757.6	757.6	
Pt	kg/cm ²	60.0	63.0	63.0	63.0	63.0	
dopt/dpt	kg/m ³ kg/cm ²	-1.852	-1.852	-1.852	-1.852	-1.852	
dpst/dpt	kg/m ³ kg/cm ²	0.5462	0.5502	0.5502	0.5502	0.5502	
dhft/dpt	kcal/kg/kg/cm ²	1.333	1.292	1.294	1.294	1.294	
dhst/dpt	kcal/kg/kg/cm ²	-0.267	-0.2445	-0.2445	-0.2445	-0.2445	
hst	kcal/kg	674.6	664.7	664.7	664.7	664.7	
X ₂	—	0.2000	0.1689	0.2517	0.1057	0.1835	
h ₁	kcal/kg	281.4	285.1	281.95	282.0	287.2	
Q _n	kcal/sec	23.90	19.11	19.11	19.11	19.11	
W ₄	kg/sec	0.0577	0.0653	0.1038	0.0436	0.0829	
W ₅	kg/sec	0.2309	0.3217	0.3087	0.3689	0.3689	
h ₅	kcal/kg	286.6	292.3	292.3	292.3	292.3	
ΔP ₅₉	kg/cm ²	2.757	0.5	1.750	1.750	1.750	
ΔP ₄₆	kg/cm ²	2.757	0.5	1.750	1.750	1.750	
P ₆	kg/cm ²	57.21	62.5	61.25	61.25	61.25	
L _j	m	0.500	0.600	0.600	0.600	0.600	
psj	kg/m ³	27.48	31.59	31.06	31.06	31.06	
pfj	kg/m ³	765.3	755.8	757.6	757.6	757.6	
hfj	kcal/kg	282.9	291.7	290.0	290.0	290.0	
hsj	kcal/kg	675.3	664.8	665.1	665.1	665.1	
W ₆	kg/sec	0.05773	0.0653	0.1038	0.0436	0.0829	
dofj/dp6	kg/m ³ kg/cm ²	-1.863	-1.825	-1.835	-1.835	-1.835	
dpofj/dp6	kg/m ³ kg/cm ²	0.5415	0.5502	0.5488	0.5488	0.5488	
W _{cg}	kg/sec	0.0491	0.0653	0.1038	0.0436	0.0829	
h ₆	kcal/kg	674.6	664.8	665.1	665.1	664.7	
h ₇	kcal/kg	674.6	664.8	665.1	665.1	664.7	
W ₂₀	kg/sec	0.155	0.1937	0.1854	0.1937	0.1768	
h ₂₀	kcal/kg	150.0	196.45	196.5	196.5	252.03	

h _j	kcal/kg	272.8	291.7	290.0	292.3	287.2
Q _{st}	kcal/sec	6.737	6.737	6.737	6.737	6.737
W ₁₄	kg/sec	0.2887	0.3870	0.4125	0.4125	0.4518
W ₁₅	kg/sec	0.1550	0.1937	0.1854	0.1937	0.1768
W ₁₁	kg/sec	0.4437	0.5807	0.5979	0.6061	0.6286
h _g	kcal/kg	282.8	291.7	290.0	292.3	290.0
h ₁₀	kcal/kg	282.8	291.7	290.0	292.3	290.0
Q _{ph}	kcal/sec	4.444	4.778	4.778	4.778	4.778
h ₁₄	kcal/kg	266.1	272.75	270.37	278.81	276.71
W ₁₇	kg/sec	0.6400				
U _g	m	0.300	0.385	0.385	0.385	0.1225
dhfj/dp6	kcal/kg/kg/cm ²	1.336	1.2924	1.325	1.325	1.325
dhstj/dp6	kcal/kg/kg/cm ²	-0.2197	-0.2445	-0.2297	-0.2297	-0.2297
h ₁₃ (h ₁₉)	kcal/kg	266.0	(150.0)			253.1 (148.0)
W _{11a} (W _{18a})	kg/sec	0.2193	(0.480)			0.049 (1.150)
h ₁₁ (h ₁₇)	kcal/kg	284.8	(178.0)			268.6 (172.6)
h _{1c} (h _{1cc})	kcal/kg	265.8	(154.3)			216.5 (145.6)
h _{12a} (h _{18a})	kcal/kg	246.8	(140.66)			164.4 (118.6)
h _{2c} (h _{2cc})	kcal/kg		()			105.75 (105.7)
W ₂₂ (W _{22c})	kg/sec	0.500	(0.500)			1.291 (1.291)
h _{2c0} (h _{2cc0})	kcal/kg		()			109.3 (108.2)
h _{21c} (h _{21cc})	kcal/kg		()			102.2 (103.2)
W _{11b} (W _{18b})	kg/sec	0.2244	(0.160)			0.281 (1.374)
W ₁₂ (W ₁₉)	kg/sec	0.4437	(0.640)			0.330 (2.524)
h _{12b} (h _{18b})	kcal/kg	284.78	(178.0)			268.6 (172.6)
W ₁₆	kg/sec	(0.485)				(2.524)
h ₁₆	kg/sec	(150.0)				(172.6)
pf ₂	kh/m	958.6				958.6

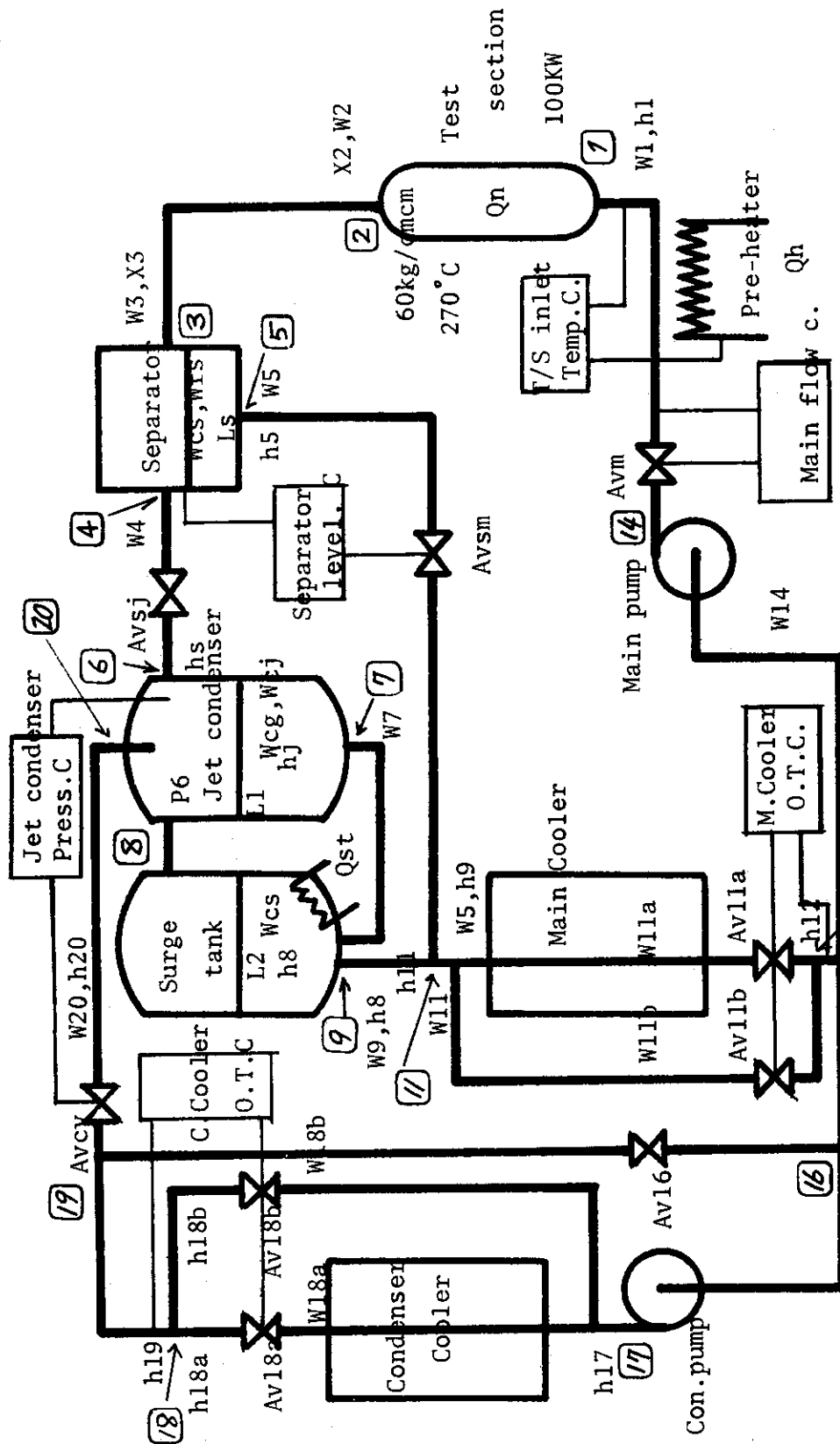
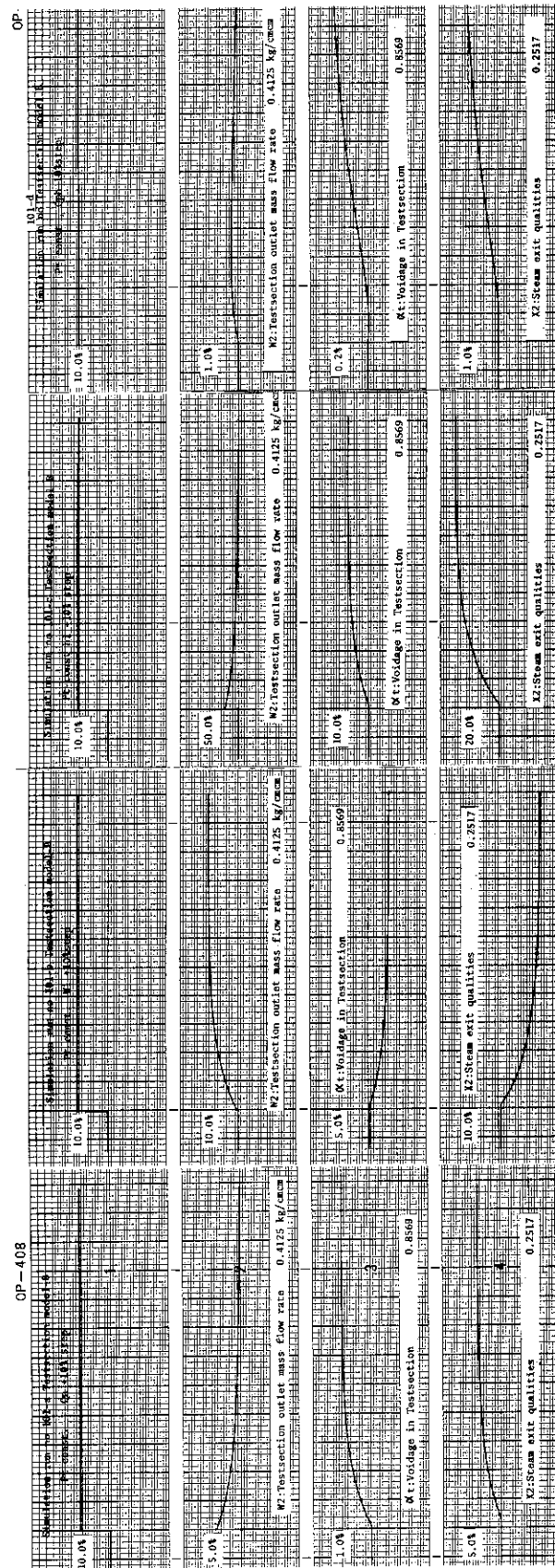


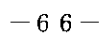
Fig. 1-1-1

OWL - 0 schematic diagram

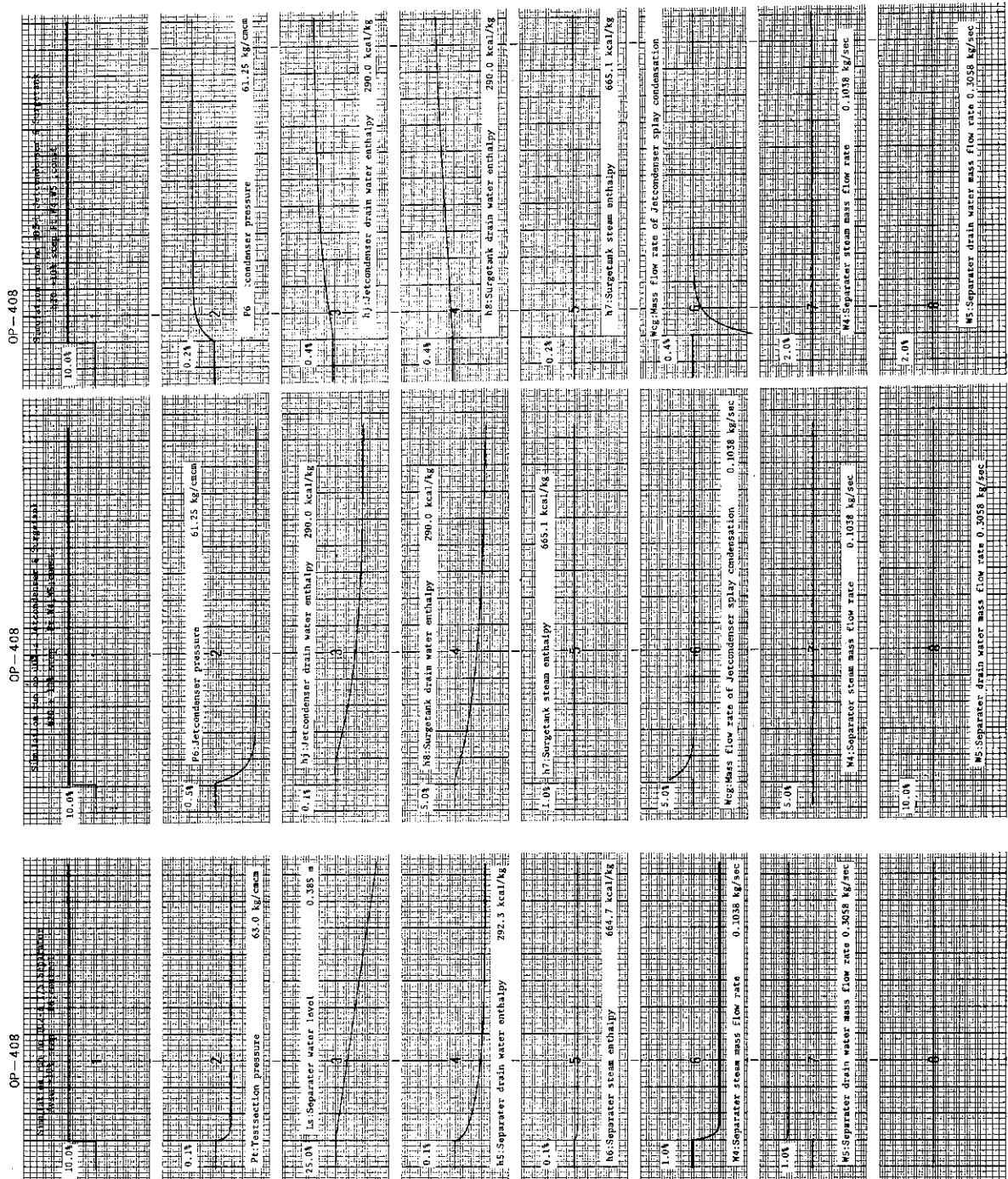
(□内の数字は領域分割したときの点を示し, その領域内の変数の添字として用いている。)

Fig. 2-1-1 Simulation data of each brock inherent dynamics
Run 101a-d, 102a-e, 103a-c, 104a-c, 105e-f, 106a.

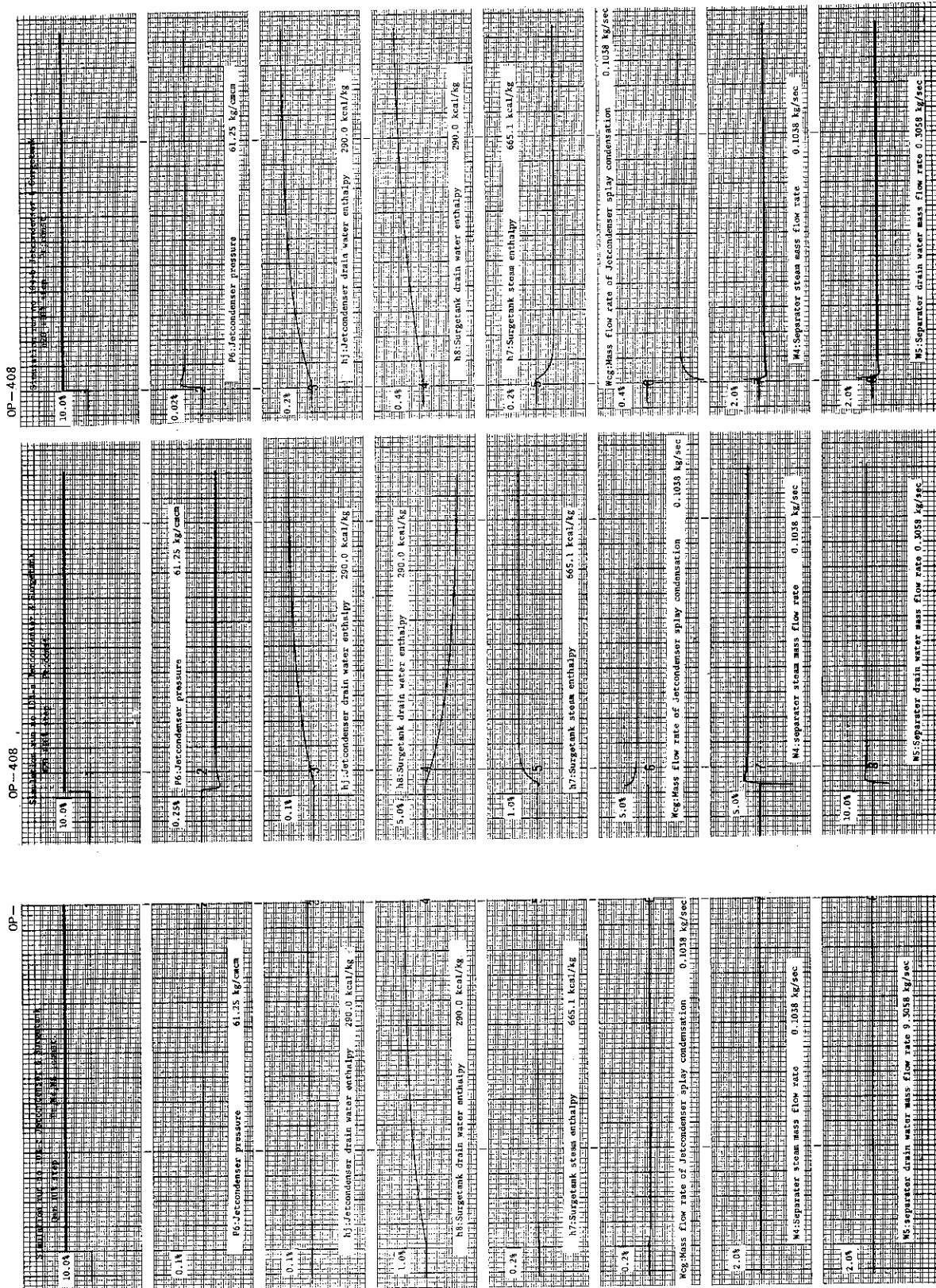




2-1-1 (3)



2-1-1 (4)



2-1-1 (5)

OP-408

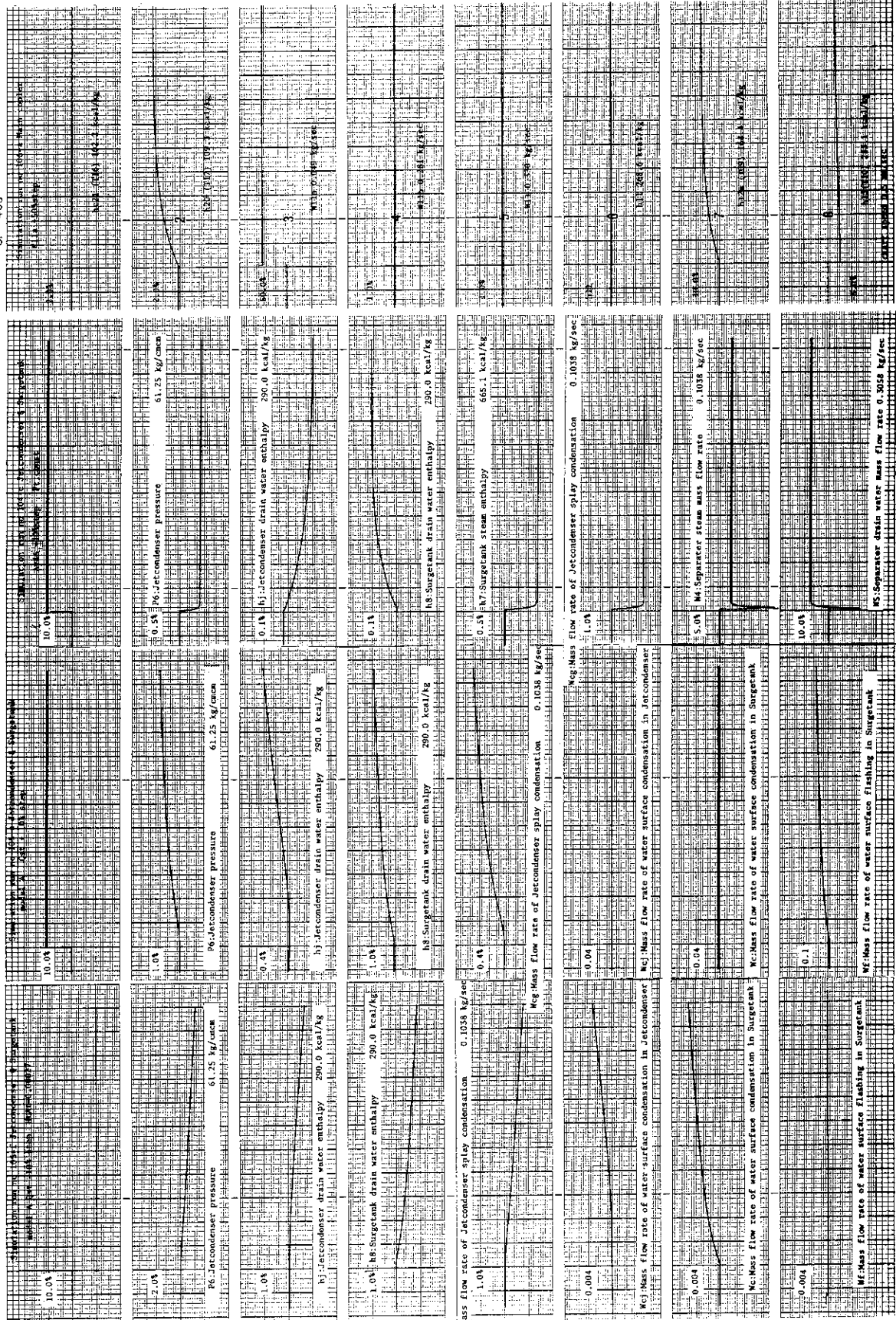
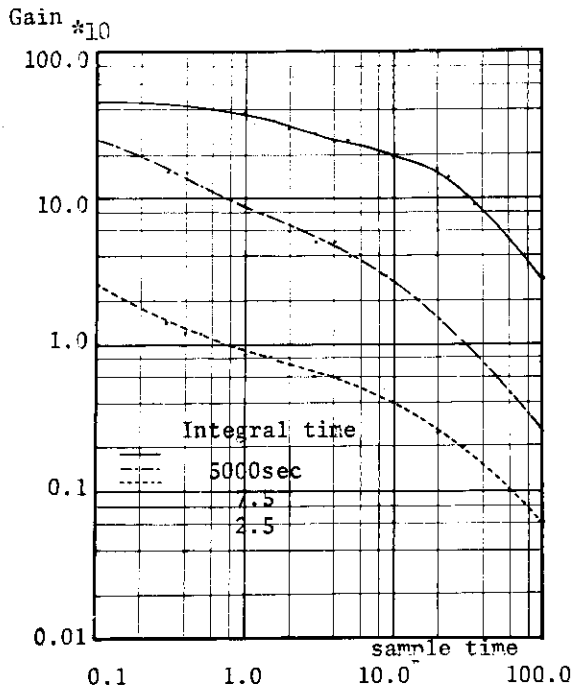


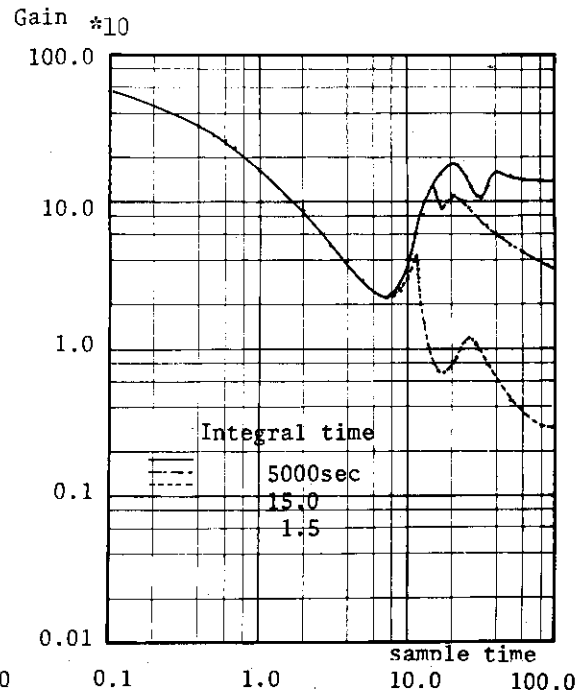
Table 2-3-1.

ANALOG CONTROL LOOP BETTER P.I.D. PARAMETER

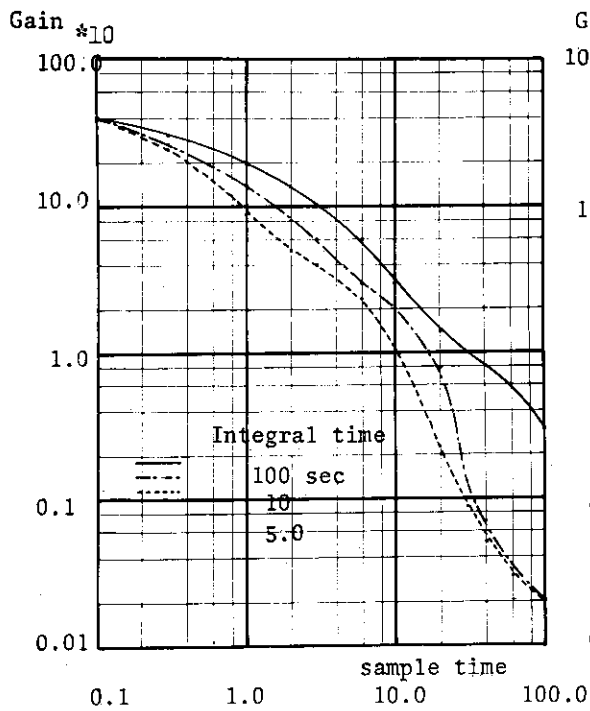
	related place are not controlled						related place are controlled					
	Const.V.Control			Variabl.V.Control			Const.V.Control			Variabl.V.Control		
	Gain	Int.	Dif.	Gain.	Int.	Dif.	Gain	Int.	Dif.	Gain	Int.	Dif.
Separator water level control	6.0	40	0.2	-	-	-	8.0	50	0.2	3.0	400	1.0
	-8.0	-60	-0.5	-	-	-	-10	-100	-0.5	-4.0	-100	-2.5
Jet condenser pressure control	10	200	0.2	-	-	-	20	200	0.2	8.0	250	0.1
	-20	-250	-0.25	-	-	-	-30	-250	-0.25	-10	-300	-0.2
Main cooler outlet temp.control	20	2.0	5.0	10	1.0	10	-	-	-	-	-	-
	-50	-4.0	-10	-40	-2.5	-20	-	-	-	-	-	-
Test section inlet temp. control	0.8	1.2	20	0.8	1.5	5.0	1.0	2.0	20	0.5	1.5	8.0
	-2.0	-1.5	-60	-2.0	-2.5	-10	-4.0	-5.0	-40	-2.0	-2.5	-20



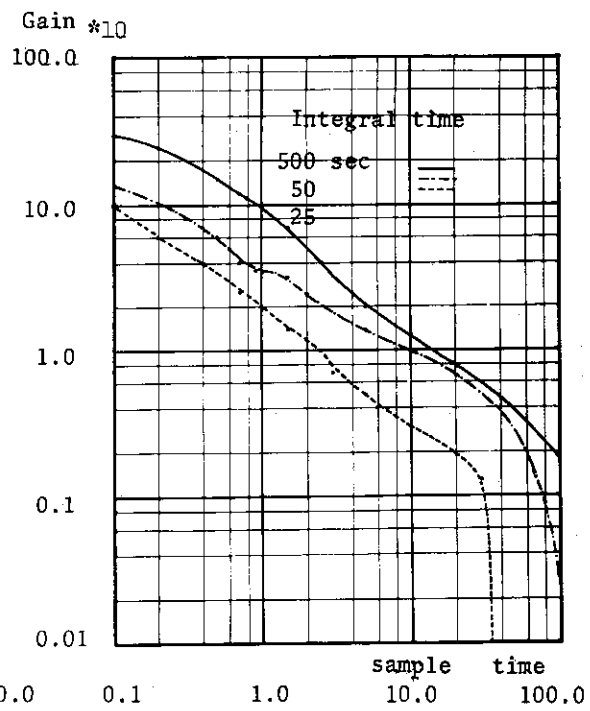
Pre Heater outlet temp. control



Main cooler outlet temp. control



Jet condenser pressure control

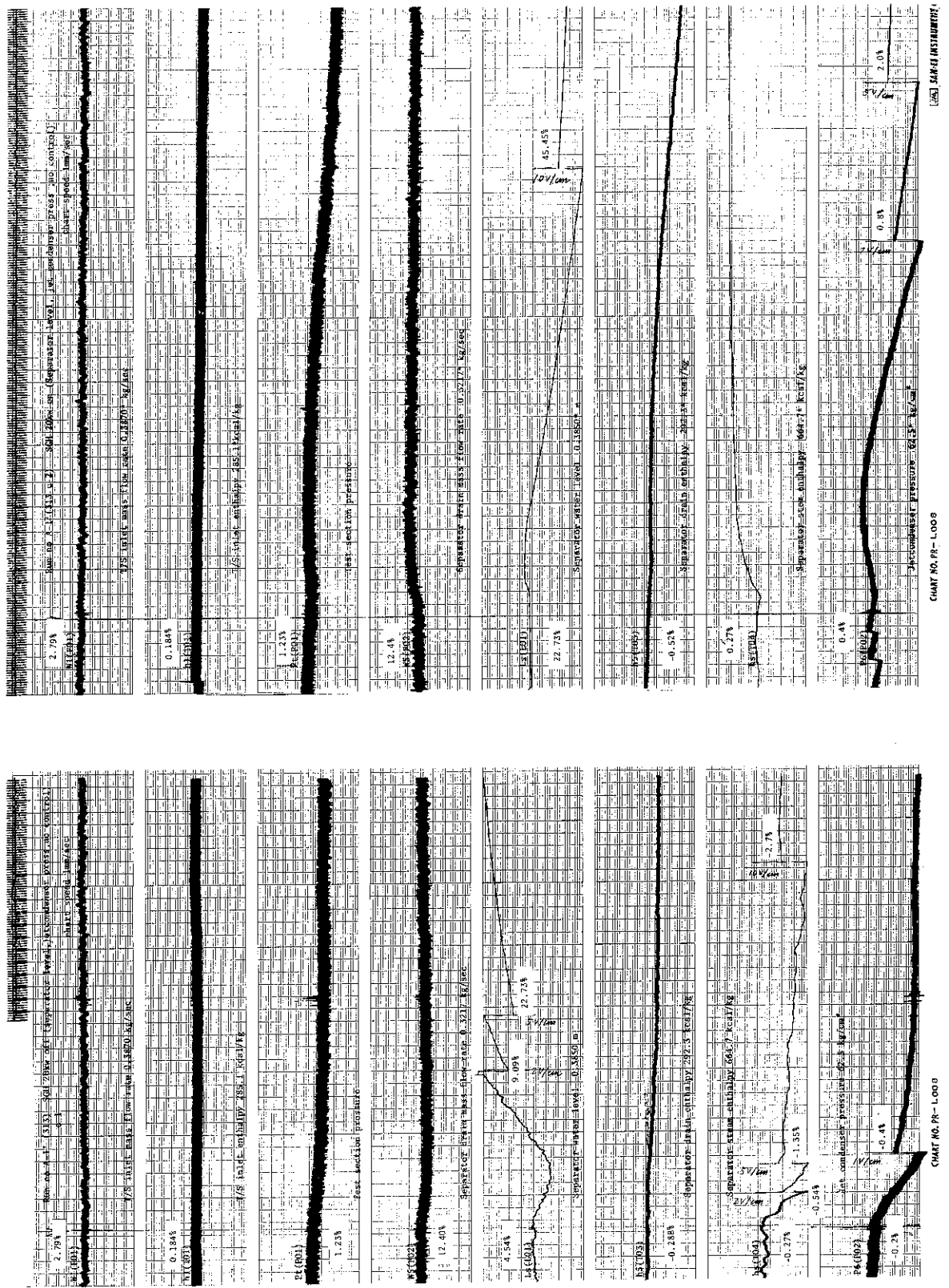


Separator water level control

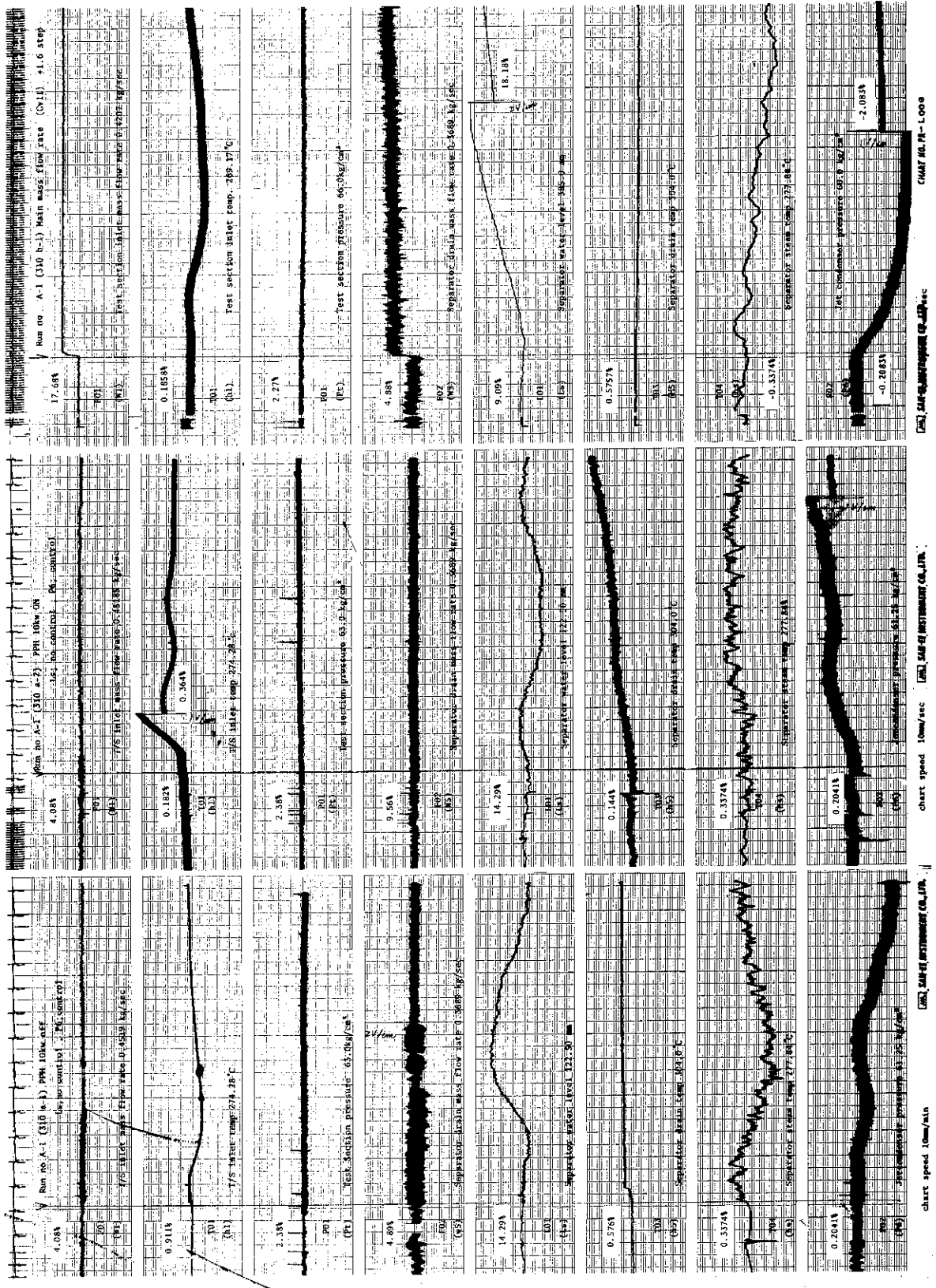
Fig. 2-3-1. Each sampling control stable region
(seeking from hybrid simulation study)

Fig. 3-2-1 Experiments and Simulation data.
Run 313,310,311,312,301,302.

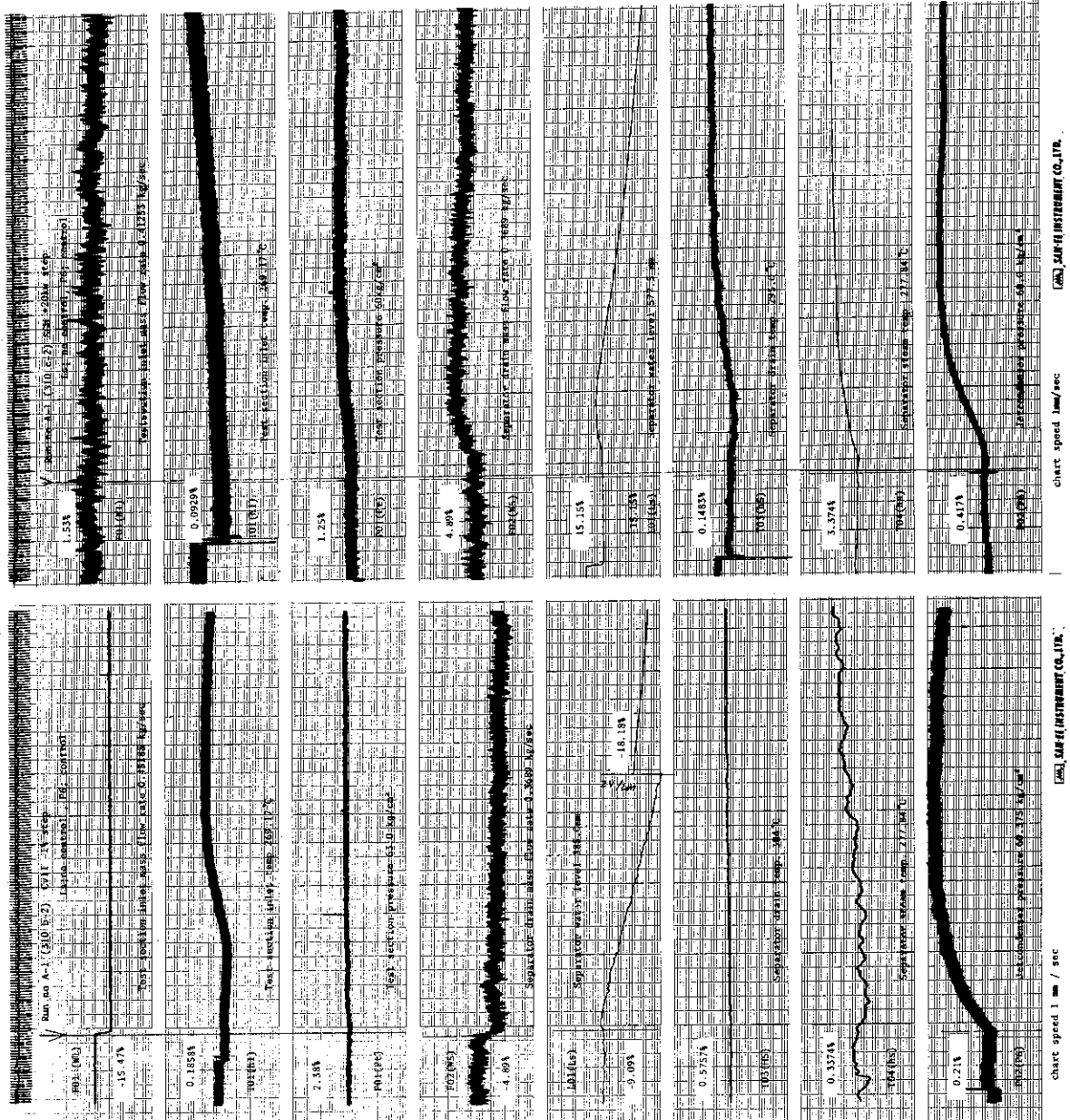
3-2-1 (1)



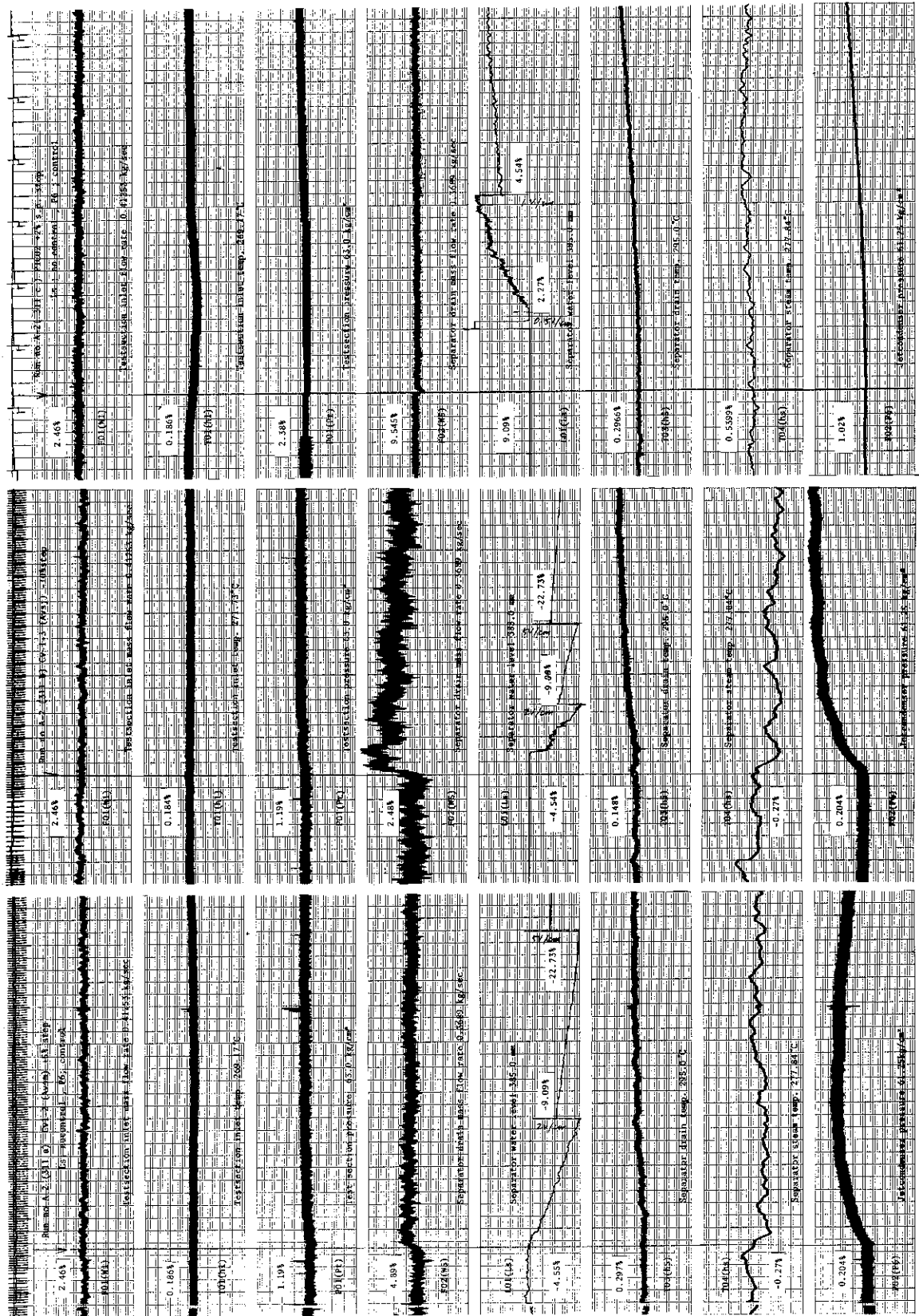
3-2-1 (2)



3-2-1 (3)



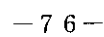
3-2-1 (4)



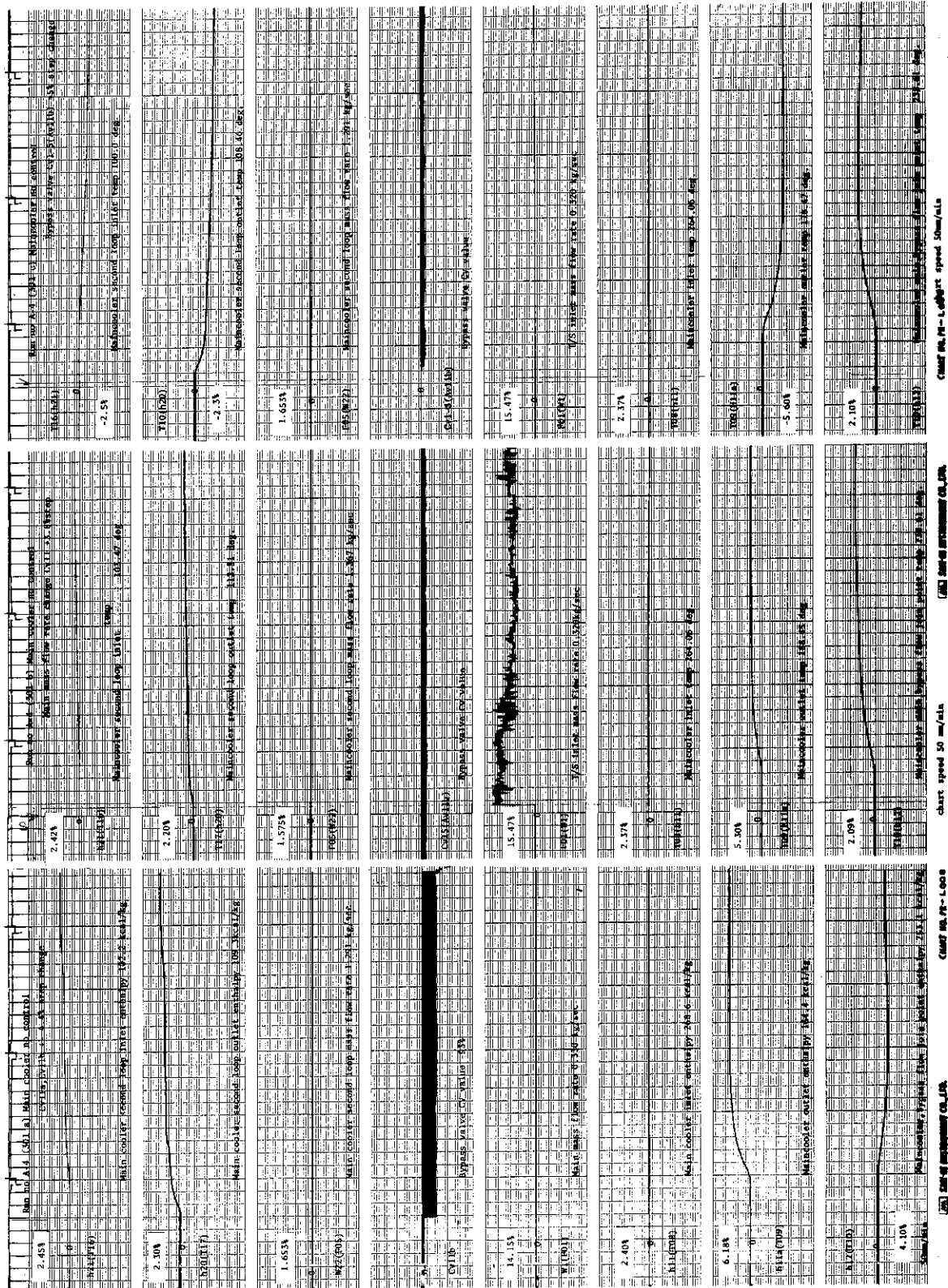
AT NO. 19 - Log chart speed 25 mm/min

NET (0.1) chart speed 1mm/sec CHART NO. 19 - L000

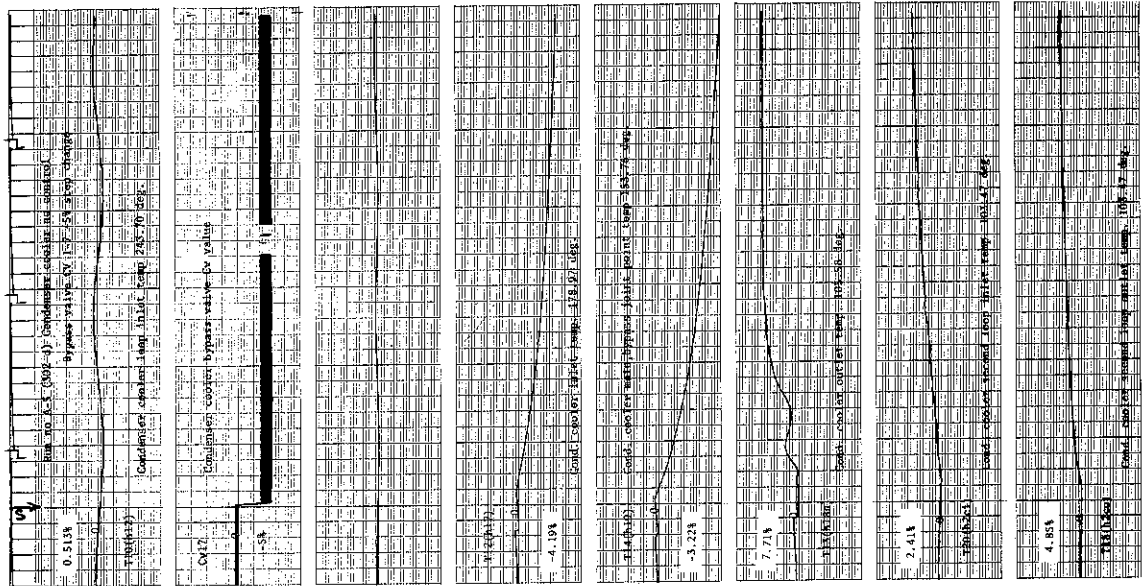
AT NO. 19 - Log chart speed 1mm/sec



3-2-1 (6)



3-2-1 (7)



UNIT: 1000 g/min

UNIT: 1000 g/min

UNIT: 1000 g/min

UNIT: 1000 g/min

UNIT: 1000 g/min

UNIT: 1000 g/min

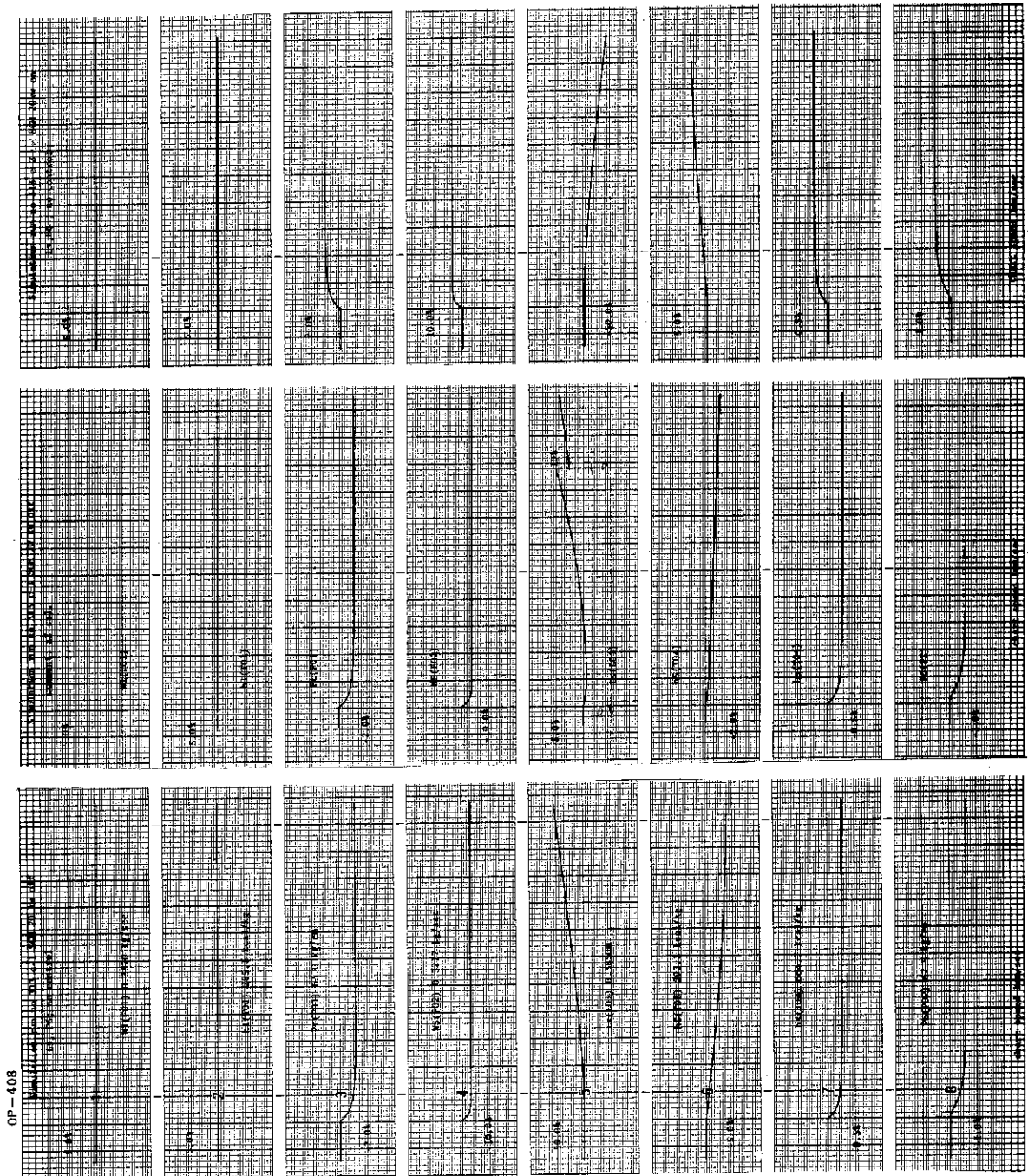
UNIT: 1000 g/min

UNIT: 1000 g/min

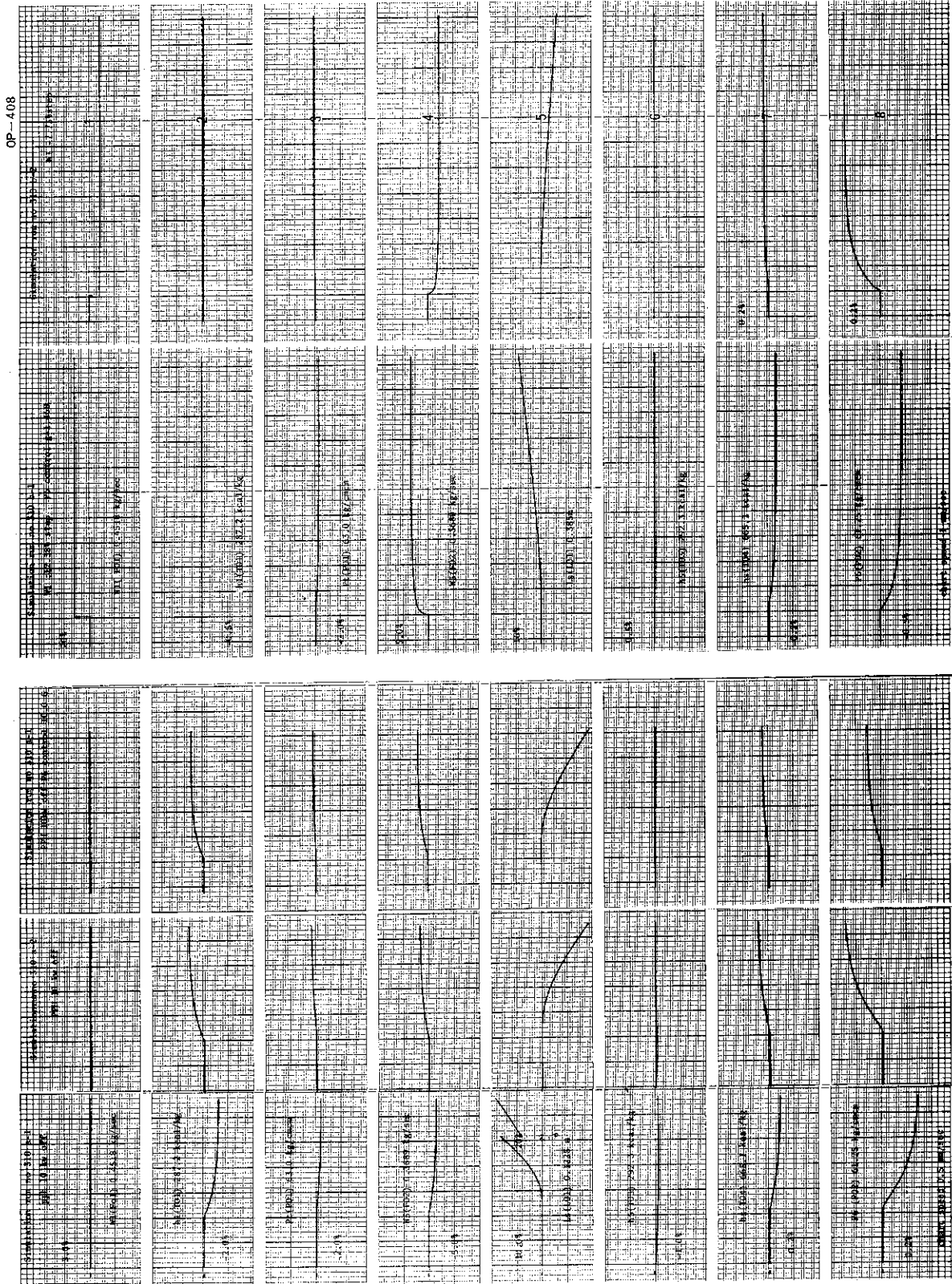
UNIT: 1000 g/min

UNIT: 1000 g/min

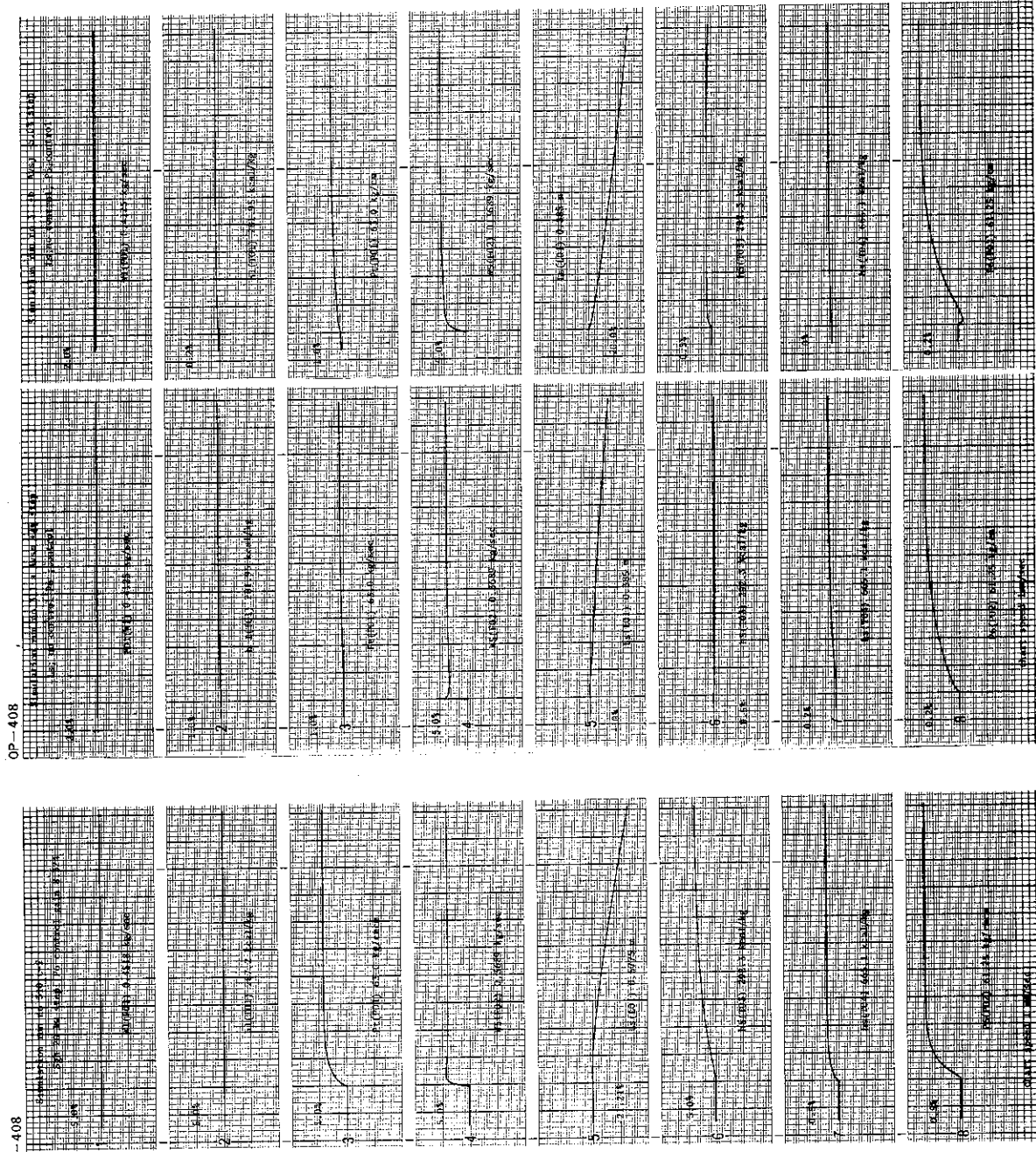
3-2-1 (8)



3-2-1 (9)



3-2-1 (10)



3-2-1 (1)

