背圧蒸気タービン調整上の問題

Problems on Governing for Back Pressure Steam Turbines

安藤弘之*
Hiroyuki Andō

内 容 梗 概

今日,日本産業界の急激な発展に伴って,各工場における熱エネルギーの有効利用,または鉄鋼,石油,化学などの連続プロセスを主とする諸工業の自家電力確保の上から比較的小形の産業用火力発電機器への需要が増加している。この種火力機器のうち,ここでは背圧蒸気タービンを取上げて,その調速上の問題を中心として考えたい。

1. 緒 言

今日、製作されている蒸気タービンを大別すると、事業用に用いられる大容量の再熱タービンと、産業用の各種タービンにわけることができる。このうち産業用蒸気タービンは最近まで、出力も一、二の例を除いて20,000 kW 程度までのものであり、蒸気条件も大容量の事業用機器に見られるような高温高圧のものはみられなかったが、ここ数年来事業用タービンの蒸気条件の進歩とともに、これを追う傾向を示し、現在、日立製作所が製作中の10,700 kW 抽気背圧タービンにおいては初蒸気圧力140 kg/cm²g、温度538°Cと、事業用125,000 kW 機に相当する蒸気条件をもったタービンも製作される段階まで発展してきた。このような蒸気条件の高度化はタービン本体における構造上、また材質上、種々の改善、発展を伴っているが、それとともに調速上にもいくつかの問題を生じてくるものである。

一方国内における最近稼動状態にはいったもの、および現在製作中の産業用機器に用いられている初蒸気条件、およびその形式、出力、台数を比較してみると、第1表に示されるとおり、蒸気条件においては 34 年 4~9月における最高 110 kg/cm²g、540°C から 35 年 4~9 月には 150 kg/cm²g 541°C といったようにいずれも 100 kg/cm²g、500°C をこえる機器がみられ今後ともさらに発展が予想される。

また、形式および出力においては、第2表に示されるように、背 圧タービンが23台で圧到的に多く以下復水タービン、抽気背圧ター ビン、抽気タービンといった順になっている。また背圧タービン平 均出力は 5,200 kW 程度となっており、現在の需要の上からみて、 産業用火力機器として比較的小形な背圧蒸気タービンの開発、改良 が必要なことが知られる。

このような点から、本年2月、6月におのおの運転に入った丸善石油株式会社松山製油所納3,800kW背圧蒸気タービン、また現在製作中の17,000kW背圧蒸気タービンの調整上の問題を取上げて検討を行いたいと思う。

2. 背圧蒸気タービンの調整装置

蒸気タービンにおいて制御上問題とされることは、ほかの制御系におけると同様、安定性と速応性の問題である。すなわち、安定性とは、あらゆる運転状態でハンチング、ジャンピングなどの不安定現象を生じないこと、また速応性とはタービンが外線事故により瞬間的に全負荷遮断された場合などに非常調速機の作動しない範囲に速度の瞬間的な上昇をおさえる必要性から要求されるものである。

これらの問題の中で,高温高圧化したタービンにおいて顕著にみられる傾向は,蒸気比容積の減少であり,また背圧タービンにおい

* 日立製作所日立工場

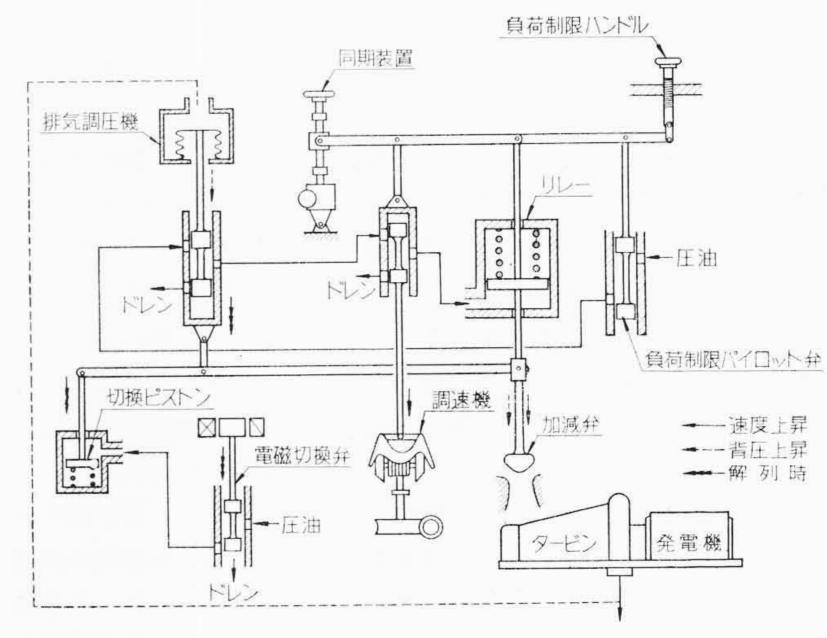
第1表 最近の産業用火力における蒸気条件の変化

年次	S 34.4~34.9	$34,10{\sim}35.3$	$35.4{\sim}35.9$		
	110 kg/cm²g 540°C復水	95.2 kg/cm²g 513°C 抽気背圧	150.7 kg/cm ² 541°C 抽気背圧		
2	92 kg/cm²g 515°C抽気	92.5 kg/cm²g 450°C背圧	150 kg/cm²g 535℃ 背圧		
3	67 kg/cm²g 480°C背圧	74 kg/cm²g 450℃ 抽気背圧	150 kg/cm²g 535°C 背圧		

上記 各蒸気条件は、ボイラ出口で実際の主塞止弁前ではこれよりいずれも低くなってくる。順位は各年度において製作された上より3までをとったものである。

第2表 最近製作された産業用火力の形式と台数

出力	総出	23台	タービン	背圧。	1
H 7	総出	13台	タービン	復水。	2
出,	総出	8台	圧タービン	抽気背圧	3
Ц,	総出	4台	タービン	抽気	4
Ц,	総出	4台	タービン	抽気	4
力 168,500 kW 平均出力 力 71,000 kW 平均出力	力 168,500 kW平均出力力 71,000 kW平均出力力 53,300 kW平均出力	総出力 168,500 kW 平均出力 総出力 71,000 kW 平均出力 総出力 53,300 kW 平均出力	13台 総出力 168,500 kW 平均出力 8台 総出力 71,000 kW 平均出力 4台 総出力 53,300 kW 平均出力	タービン13台総出力 168,500 kW平均出力Eタービン8台総出力 71,000 kW平均出力タービン4台総出力 53,300 kW平均出力	復水タービン13台総出力 168,500 kW平均出力抽気背圧タービン8台総出力 71,000 kW平均出力抽気タービン4台総出力 53,300 kW平均出力



第1図 背圧タービン制御系統図

てはさらに背圧の上昇が重なってくることによってタービンロータ の時定数が急激に減少を示していくことである。

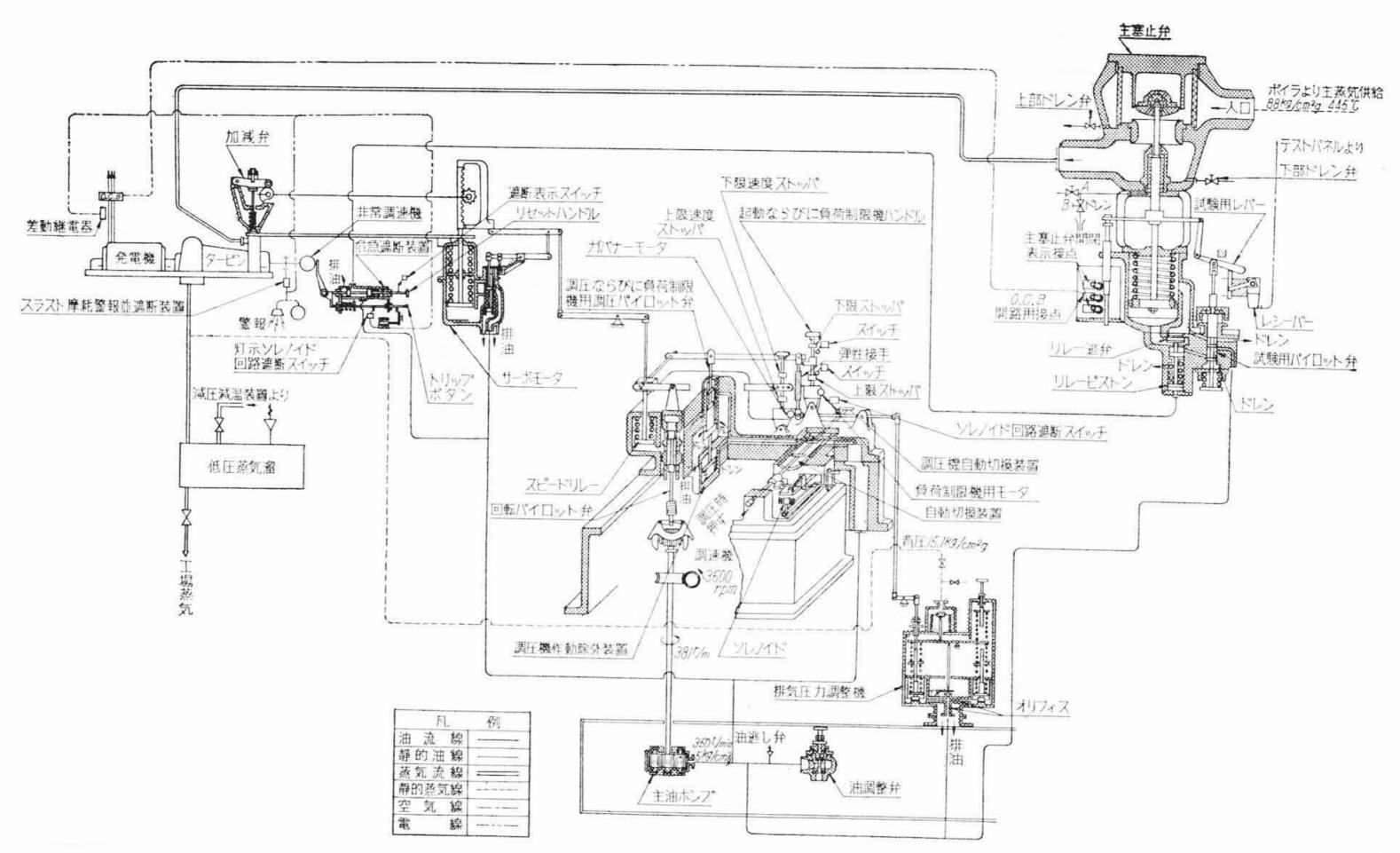
すなわち,タービンロータの時定数の減少は周波数応答を検討した場合に知られるように位相余裕,ゲイン余裕の減少を示し,他方では,最高速度上昇率をも急激に引上げていく可能性がある。

これらの問題について、どのような形で検討を行い、また実際の 運転の結果をも合わせて考えることとする。

3. 背圧蒸気タービンの制御系統

問題の検討にはいる前に現在用いられている背圧蒸気タービンの 制御系統について説明する。

第1図に背圧蒸気タービンの系統図を示すが、これからも容易に



第2図 3,800 kW 背 圧 タ ー ビ ン 制 御 系 統 図

知られるように油圧レバー式の制御機構を用いている。図について 説明すると、タービン軸直結の遠心ポンプ、またはウォーム機構に より駆動される歯車ポンプは初め、負荷制限器パイロット弁を通し て調速機回転パイロット弁に至り、これからスピードリレーに連絡 する。一方背圧タービンはその性質上,調速,調圧の同時制御を行 えないから, その切換用として電気信号によって作動する電磁切換 弁または手動操作の切換パイロットが設けられている。タービン起 動時,調速機回転パイロット弁は一番高い位置にあり、油の通路は 完全に開かれている。また調圧パイロット弁も作動外の位置にあ り、負荷制限パイロットによってのみスピードリレー、すなわち加 減弁の位置が定められる状態にある。いま負荷制限ハンドルによっ て負荷制限パイロット弁を開くと、スピードリレー上部に設けられ たレバーにより絶えず復元されながらリレーは徐々にバネに抗して 高い位置をとり、これより加減弁を開きタービンを起動する。以後 速度が増加し正規速度の93%前後になると調速機が作動状態にはい り以後調速機制御により電力系統への併入が行われる。背圧調整運 転にはいるとタービンはその速度制御を系統のほかの原動機の調速 性能に負担させる。すなわち同期装置の設定を正規回転数よりも高 い位置におき、これをタービンが過速した場合の先行非常調速機と しての機能をもたせている。一方切換えピストンをリセットするこ とにより背圧調整運転にはいる。もしなんらかの事故により単独運 転にはいる場合はただちに調速運転に切り換り回転数は正規回転数 よりわずかに高い調速運転にはいる。

このような基本的な考え方からそれを実際に適用した例として第 2図に 3,800kW 背圧タービンの制御系統を示している。

第2図において、調速機は引張バネと回転重鍾の遠心力のつり合いによって回転数変化をストロークに変化させる回転パイロット弁形でその機能、作動はすでに数多く製作され十分の信頼性をもったものである。なお調定率はレバーにあけられた孔の位置により自由に調整できるものである。

調圧機は圧力の変化をベローを介してノズル, フラッパに伝え, これによって油圧の変化をとらえて圧力リレー, ベローにつながる ロッドのストロークに変えて制御動作を伝える一方コレクタリレーの動きによって、初めそのストロークを早く応動させ、これを徐々に所定の値に近づける補正動作を有し、圧力制御を安定ならしめるコレクタボックス形が用いられている。

背圧調整機の動きは負荷制限器と同一のパイロット弁に作動するがこの場合には途中にバネ継手を用いて互に無理な力のかかることを避ける構造となっている。

これら各検出機器の動きはいずれも油圧による増幅を行い、高い 蒸気圧力によって生じる大きなサーボモータ反力に抗し十分速い、 確実な動作を行うように設計されている。

4. 背圧蒸気タービンの計画

背圧蒸気タービンの調速上の計画を行う場合,ほかのタービンと同様,すでにいくつかの研究報告がなされているとおり安定度の判別,および最高速度上昇率に対する検討を行う必要がある。ことに後者については回転数の上昇を非常調速機の作動回転数以下,すなわち定格回転数の109~111%以下とすることが要求される。

以下, 丸善石油株式会社松山精油所納 3,800 kW 背圧タービンを中心にその計画について述べる。

本 3,800 kW タービンの計画仕様は,

出 力 最大連続定格 3,800 kW 回転数 3,600 rpm

蒸気条件 初蒸気圧力 88 kg/cm²g 温度 445℃ 背圧 15.1 kg/cm²g ±1 kg/cm²g

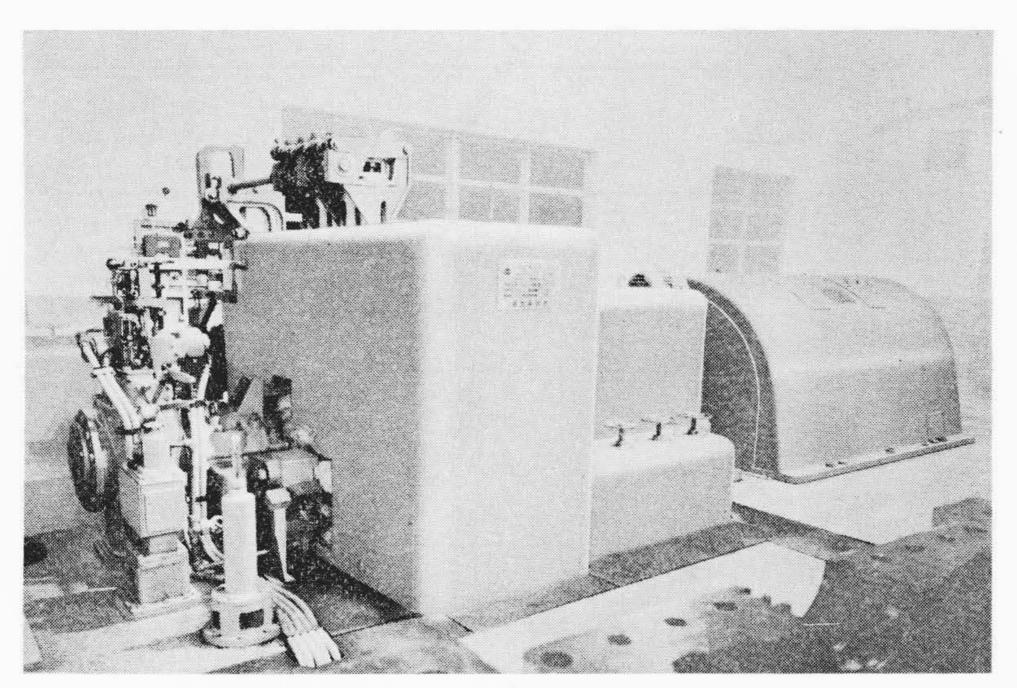
調 速 瞬時最大,非常調速機の作動しない範囲 整定 3~5%

であり本仕様によって計画されたタービンの完成後の状態を**第3**図 制御系統図を**第2**図に示す。

4.1 周波数特性

第4図に周波数特性線図を、ブロックダイヤグラムを第5図に示す。

この線図より特に著しく知られることはGD²の減少,すなわちタービンロータの時定数の低下に伴って生じる安定度の減少である。



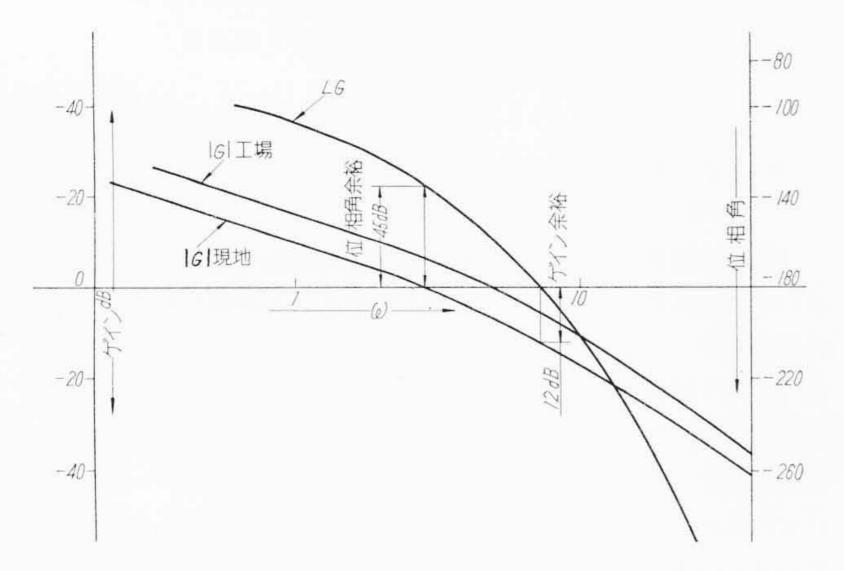
第3図 組立て完成時の外観

いま現地における状態すなわちタービン発電機をつないだ状態ではこの系のもつ位相余裕=45度、ゲイン余裕=12 dB となり ASME 自動制御部門の推奨値、位相余裕>30度、ゲイン余裕>8 dB を十分満足しているがこれが工場運転で代表したタービン単独運転の場合 $\overline{GD^2}$ の減少、すなわち時定数の低下により位相余裕=25度、ゲイン余裕=5dBで安定限界に近づくことが知られる。このことはこの種タービンにおいて現地において良い運転状態とするためには単独運転が困難さを加えてくること、また現在よりも高い蒸気条件における軽量大出力機、また高背圧のタービンが計画される場合注目して良い点と考えられる。

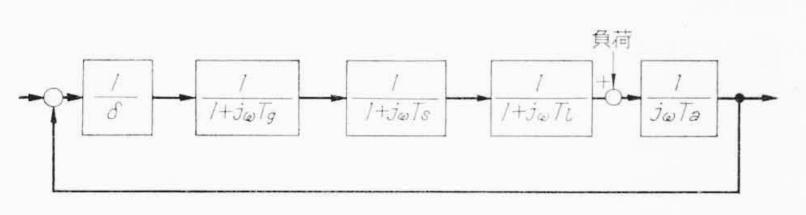
現在製作されているタービン、特に背圧蒸気タービンのロータの 始動時間は大略7秒前後である。これに対して再熱タービンにおい ては12秒前後であるから両者を比較して背圧タービンの始動時間が いかに小さな値であるかということが知られるであろう。

4.2 M-N 曲線, ニコルズ線図

4.1 の結果からさらにニコルズ線図, M-N 曲線によってその閉ループの特性を求めたものが**第6,7**図に示したものである。



第4図 3,800 kW 背圧タービン調速系の周波数特性

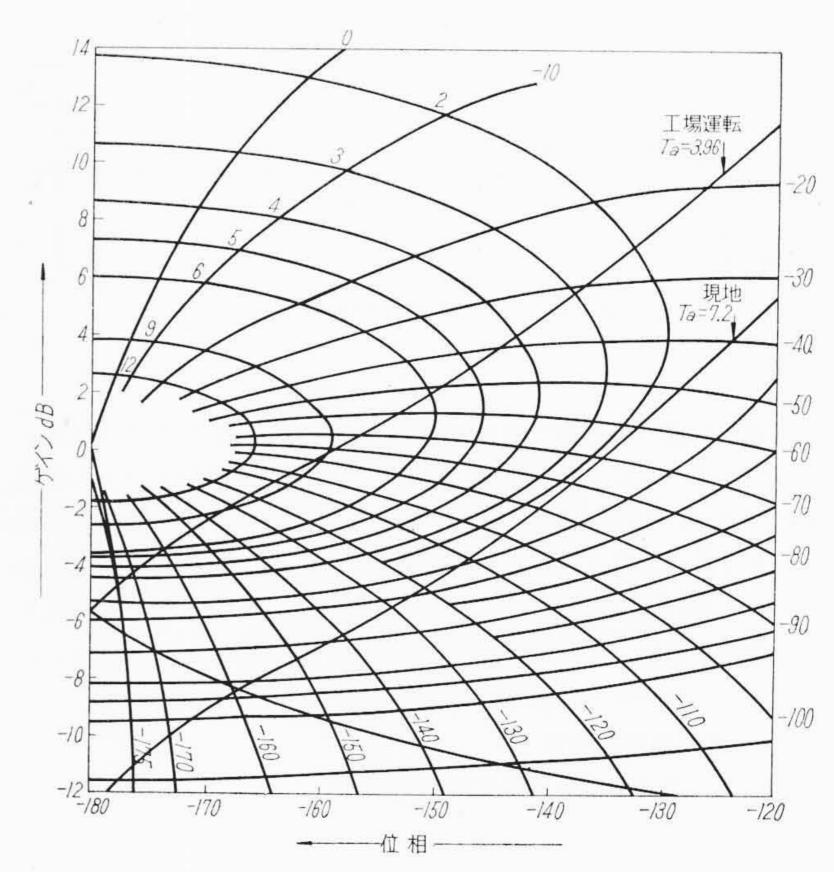


第5図 調速系統のブロックダイヤグラム

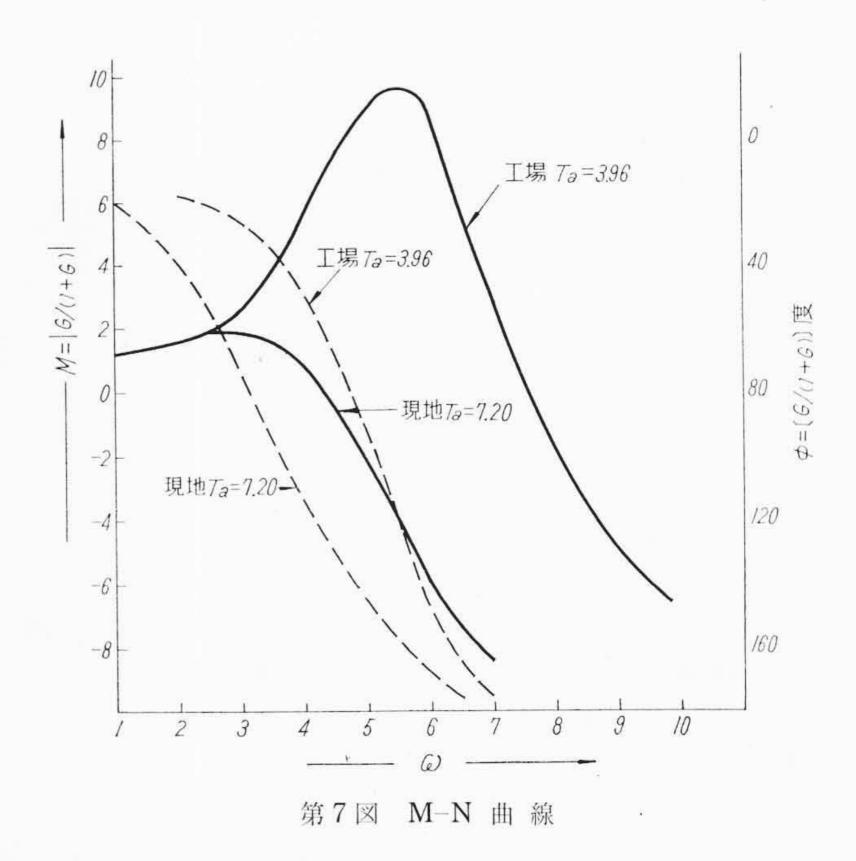
この結果をみると $\omega_c=3$ において, $M_p=1.8$, $\phi=74^\circ$ となり M_p については ASME の推奨値 1.3 に対し高い値を示しているが,これは次に記す最高速度上昇率をも含めて決定されたものである。

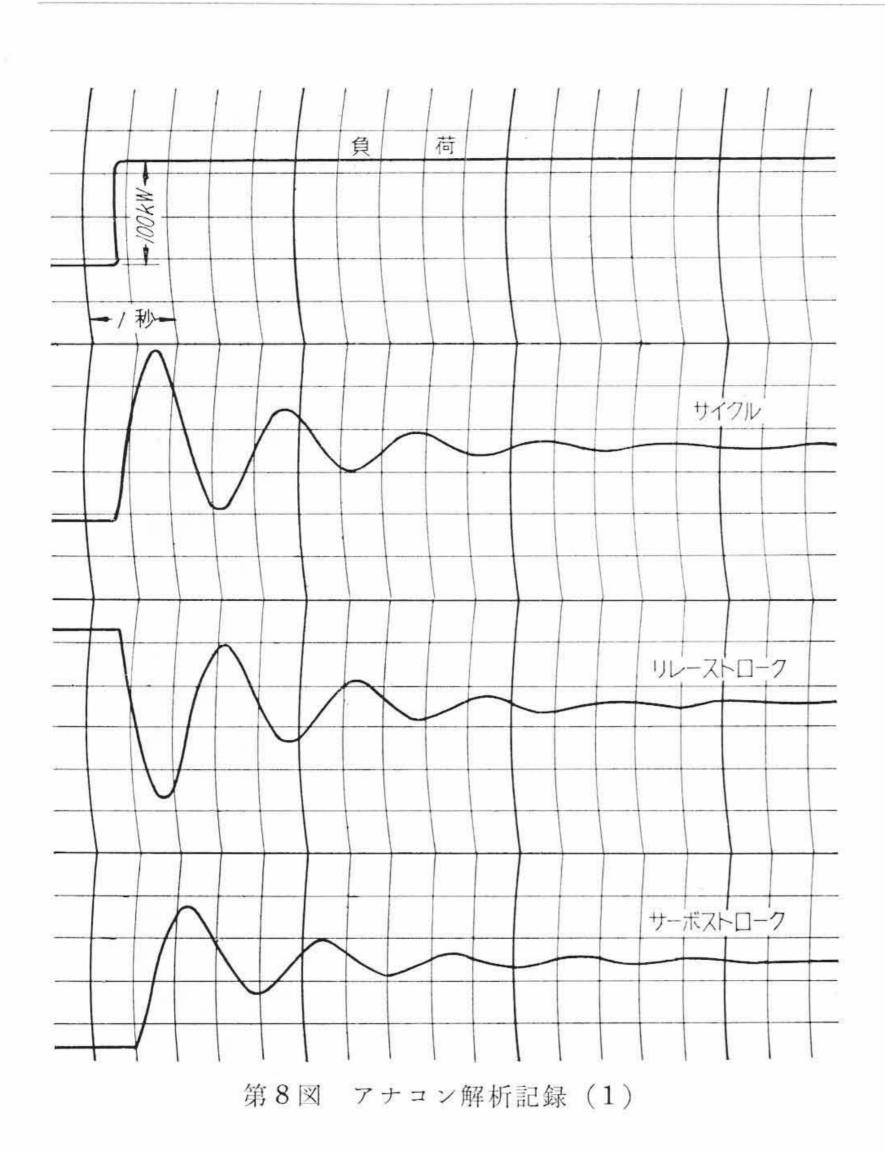
4.3 アナコンによる安定性の解析

4.1,4.2 において考慮された結果はいずれも完全にその制御状態が実現された場合であり、わずかに時間遅れのみがその非線形性として考慮されているが実際の機械的な制御においては、各部に生じるはめあいにおける公差そのほかの要素が多く、検討の結果、安定性が十分保証された場合でも実際の運転において、不安定な状態を示す場合が起りうる。このような場合も含めて系統にバックラッシュを伴った場合についてアナコンにより検討した結果が第8,9図に示したものである。すなわちサーボモータ復元機構中にバックラッシュを持たせた場合、系統中に0.4 7% 程度のがたを持たせた場合、このよ



第6図 ニ コ ル ズ 線 図





うな感度の高い系統中ではハンチングを生じることが予想される。 このことはバネによってその影響を消す。または各要素にかかる不 用意な力、(これはパイロット弁における油の切換時に生じ反力がそ の大きなものと考えられる。)を避けて、これらの影響を小さくする 方向へと設計を進める必要がある。ことにパイロット弁の反力はそ の自重をも含め、また大きな増幅率を用いた機構におけるリレーに かかる力が増大する場合があり十分な注意を払う必要がある。

4.4 最大速度上昇率

タービンの最大速度上昇率は下記の式によって求めることができる。

$$\phi_{\text{max}} = \frac{1}{T_a} (\tau + T_s + T_g + kT_l)^{(1)} \dots (1)$$

ただし ϕ_{max} =最大速度上昇率= $\Delta\omega/\omega$

ω: 正規回転速度

 $\Delta\omega$: 速度変動

$$k = \frac{1}{1 - L} \left\{ -2.303 L \log \frac{1 - e^{-\lambda}}{L^{\lambda}} + (1 - C) + \frac{1}{2} (1 - 2L) \lambda \right\}$$

 $\lambda = \delta T_a/T_l$

L=(無負荷蒸気量)/定格蒸気量

τ: 調速機死時間

Ta: タービンロータの時定数

 T_s : サーボモータ時定数

 T_g : 調速機時定数

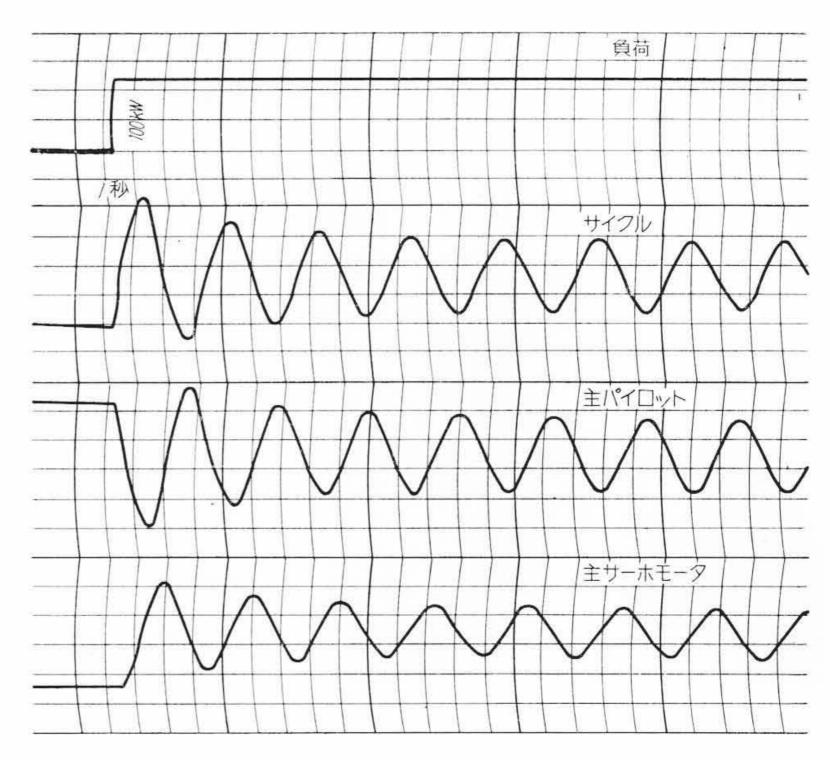
T1: 加減弁蒸気室の時定数

以上の式を用いて求めた値が**第10**図に示してある。この図中にはそれとともに現地における実測の結果を示しているが、これは種々の近似を用いていることからみて十分実用に耐えうる値である。

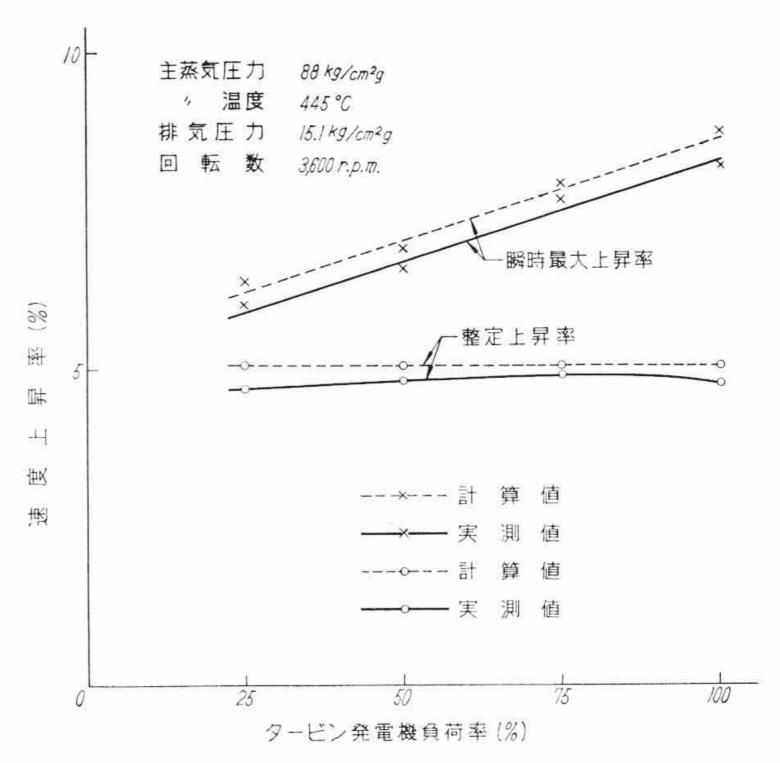
いまここで ϕ_{max} に与える諸要素の影響について検討してみると

Ta: タービンロータの時定数が低下を示し

Ts: サーボモータの時定数が大になる



第9図 アナコン解析記録 (2)



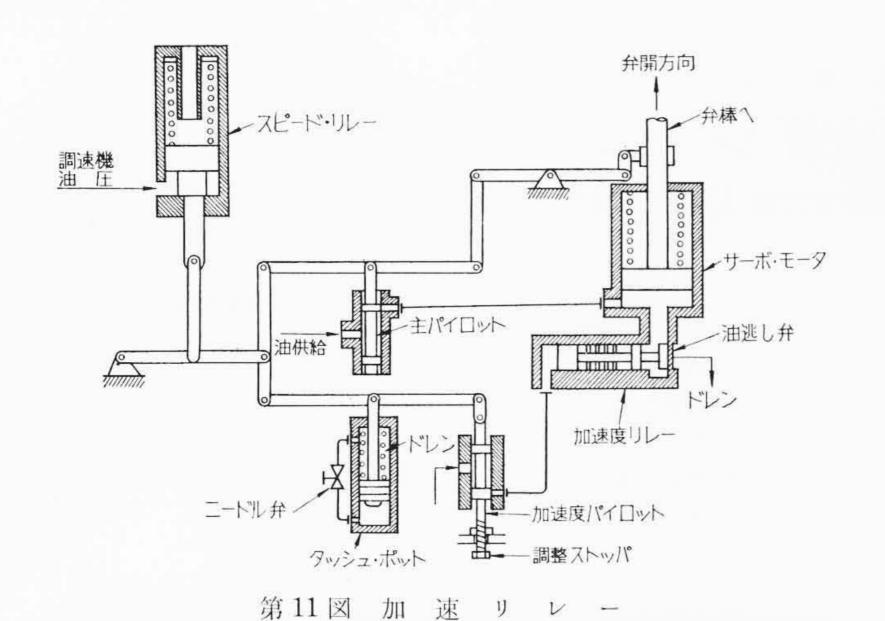
第10図 3,800 kW 背圧タービン調速機 試験記録 (調圧運転時)

k: $L=無負荷蒸気量/定格負荷蒸気量が増大し、また <math>\lambda=\delta T_a$ / T_l が減少していく場合

Ti: 加減弁蒸気室に残留する蒸気量が増加する

といったことにより ϕ_{max} は増加して行くことが知られる。このうち今日製作されている一般に高温高圧の小形背圧タービンについては T_a は7秒前後の値となることは避けられず,またサーボモータは蒸気圧力の増加に伴う加減弁よりの反力の増加に打勝つための容量,したがって時定数が増加の傾向を示し,また小形タービンにおいてはLが14%近い値を示し大形のそれに比して相当な増加を示している。一方 λ についても T_a の減少,また蒸気の高温高圧化に伴う比重の増大による T_l の増加によって小さくなっていく。このように個々について検討すると,小形高温高圧背圧蒸気タービンにおいてはいずれも本体側は速度上昇側への影響を示すもので,しかもこれらは各部を変更することは不可能であり,したがって T_g , T_s の改良が重要な意味をもってくる。

現在用いられている制御機構は,すでにその運転実績からみて十分その機能を満足しているが,この傾向がさらに一段と進み,ター



子パイロット弁 1 カバー 一親パイロット弁 Jillin 0 0 000 0 0 0

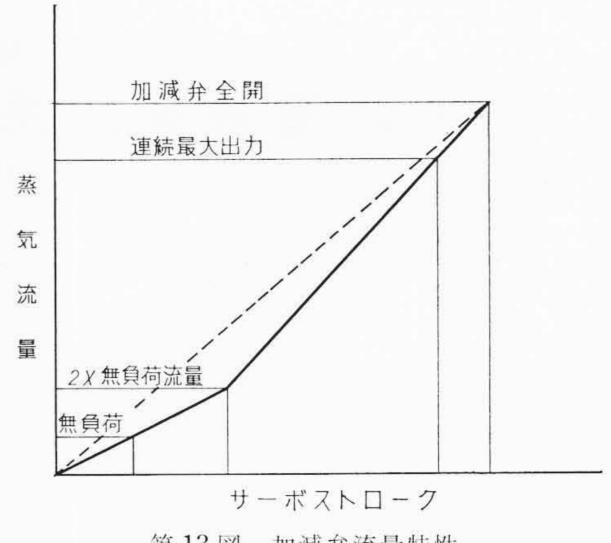
第12図 油圧式タービン制御装置

ビンロータの時定数が低下してきた場合, 当然次の段階への考慮 が必要とされてくる。

5. タービンロータの低慣性化とその制御機構

4. において述べたように、タービンロータの低慣性化は安定度の 上からみて、また最大速度上昇率の上からみて、非常に困難な問題 を制御装置の計画上に与えることになる。これは現在用いられてい る制御機構の改善のみでは十分その目的を達することができず、一 段と改良された機器の開発を必要とすることになる。

このような問題については、これを解決する方法として、加速度 調速, または急激な速度上昇の場合, ゲインを増大させるといった 方法が考えられる。加速度調速についてはすでに今日まで種々の試 みがなされているがこれとは別に急激な速度変化をとらえ,これを 機械的にまた電気的に拡大して, 急激に加減弁を閉鎖し速度の増大 を押えようとするものである。このような例を第11,12図に示す。 すなわち 第11 図 はアメリカにおいて製作された 225,000 kW 抽気 タービンの再熱系統に用いられた加速度リレーで,調速機が正常の 動作を行う場合にはダッシュポットに抵抗がなく、主パイロットに よる制御が行われているが,これが急激に変化した場合においては, ダッシュポットが支点となり,加速度パイロットを引いて油の回路 を開き, サーボモータ下部に設けられた。油逃し弁を開いて急激に 弁を全閉しようとするものである。この場合の作動の調整はダッシ ュポットに設けられたニードル弁により行なうことができる。第12 図は現在特許申請中のものであるが、平常の運転状態においてはダ



第13図 加減弁流量特性

ッシュポットの効果はないので,小弁を用いて制御しているが,急 激な速度上昇に対してはダッシュポットを支点として,外側の大弁 が作動して排油孔を拡大して、加減弁を急激に閉じタービン内部へ の, 蒸気の流入を遮断しようとするものである。

6. そのほか計画上の一般的な問題

タービン調速機の動作が直接運転に影響するのは, その流量特性 であり,一方それに伴なって生じてくる蒸気反力,サーボモータ容 量の問題がある。

加減弁の流量特性については 第13 図 に示されるとおりできるだ け直線に近い特性の加減弁を用いることが望ましいが, これに対し て調速上,特に問題となるのは電力系統に併入される場合,すなわ ち無負荷定格回転数周辺における調速である。このため現在におい てその特性は第13図実線に示されるとおり、無負荷流量の2倍の 流量までを、それ以後のこう配の1/2にとることによってこの部分の 調定率を大にしてその調速を容易に行うようにしている。

サーボモータにかかる反力は蒸気圧力の増大とともに大きくなっ ていくが、これはサーボモータの容量の増大をきたしこれによる時 定数の増加は制御性にも大きな影響を与えるので、これを避ける必 要があり、制御油圧の選定とともに計画時考えなければならない問 題である。

また今回,触れなかったが,圧力制御における圧力調整機の調定 率の選択, 各要素の時定数の決定, などの問題がある。

保安装置については, 非常調速機, 推力軸受摩耗温度継電器, 電 磁遮断装置, などによって危険な運転状態を的確に予測してタービ ンが危険な状態になることを避けるように計画されている。

7. 結 言

以上, 近時非常な発展を遂げてきた産業用火力のうち, 最も需要の 多い背圧タービンについて, その制御上の問題を中心として述べ, さらに新しく開発を予想される機器の性質について, その例を掲げ て説明した。

また速度上昇を求める式は十分実用性をもった値が得られ、今後 計画を行う上から十分に信頼できることがわかった。

- (1) 粂野: 日本機械学会誌 58,436,21
- LEE, BLACKBURN: TRHNS ASME 1952 p. 1006 (2)
- (3)GE 社特許 (昭 33-8703)