

第 1 章

— 総 論 —

エネルギー

最近エネルギーという言葉の使われることが多い。しかしこの言葉は読む人、書く人により狭くも広くも相当広範囲な解釈が成り立つ。本章も分類の都合上エネルギーというタイトルをつけているが、ここでは、水力、火力、原子力を含む発電設備および送配電設備、それに、いささか一般的でないかも知れないが化学プラントの関係を含ませたものとして定義させていただくこととする。

本章ではこれらの分野の中から、四つの論文を紹介するので以下主としてこれらの論文紹介に至る各分野の技術的背景を中心に、将来の展望する勢を述べて総論としたい。

■ 水 力 設 備

わが国の包蔵水力は、大容量貯水池式開発方式として昭和 31～34 年に行なわれた通産省の第四次発電力調査によれば、約 3,500 万 kW、電力量にして 1,300 億 kWh とされているが、このうち昭和 42 年度末現在においてすでに 1,700 万 kW が開発され、残された水力は小規模奥地化されており、従来の手法では開発の経済性が乏しいところが多くなっている。しかし水力以外においてはエネルギーの大部分を輸入しなければならないわが国にとっては、水力は貴重な国内資源であるうえ、電力の安定的供給にも寄与するところが大いなので、国民経済的見地からも、その開発促進が要請されている。このため昭和 40 年には水力開発経済評価研究会が設けられ、水力開発評価法の再検討が行なわれている。また近年国民生活の向上、産業発展の根幹としての水資源の確保が急務とされてきていることとあいまって、治水、利水の多目的ダム利用の大容量貯水池式水力の開発が、経済性のある水資源の高度有効利用計画として進められつつあって、昭和 41～50 年度の水力開発量は約 750 万 kW と、電力総開発量 4,220 万 kW の 18% を占めている現状である。

日立製作所における水力発電機器製作の歴史は古く、その第 1 号機はすでに明治 44 年に完成され、大正 4 年には 10,000 HP の日本における記録品の完成をみている。以来 50 数年常に最高の技術レベルをもって製作された機器は、日本国内はもちろんのこと、世界のいたる所で活躍している。その製作総容量は揚水機器も含めれば 14,800 MW に達している。その内容は国内向け 7,100 MW、輸出向け 7,700 MW となっており、国内開発地点減少に対処しての輸出努力と世界市場からみでの技術レベルの高さがうかがえる数字といえよう。これらの推移を年を追ってながめると、近年における揚水機器の伸びが特に大きい。これは昭和 30 年以降、大容量高効率の新鋭火力が相ついで開発建設されるとともに原子力発電所が実用期にはいり、その特性上連続運転を行なうのが経済的となってきたので、これと組み合わせてピーク負荷を受け持つ日調整式の揚水式水力がクローズアップされて来たためである。

現在までにわが国に建設された揚水発電所は、建設中のものを含めれば 314 万 kW に達している。世界における揚水発電が建設中のものを含めても 1,350 万 kW と推定されていることから、わが国における揚水発電の重要性がうかがえるであろう。日立製作所においては、これらのうち、海外向けを含め 231 万 kW の揚水機器を製作または製作中であり、タンデム形揚水機器の 1 号機である東北電力株式会社沼沢沼発電所、可逆式ポンプ水車の 1 号機である四国電力株式会社大森川発電所向け機器、その他、中部電力株式会社畑薙第 1 発電所、電源開発株式会社池原発電所、東京電力株式会社矢木沢発電所、電源開発株式会社長野発電所を始め

わが国最大容量である関西電力株式会社喜撰山発電所向け機器の製作、また斜流形可逆ポンプ水車である四国電力株式会社蔭平、中部電力株式会社高根第 1 発電所向け機器の製作、輸出向けとしてアメリカサンルイス発電所向け機器などその納入例は枚挙にいとまがない。これらの発電所においてはいずれのポンプ水車も、その後好調な運転を続けている。しかし、そのいずれもがその時点においては容量的にあるいは方式的にわが国はもちろんのこと、世界においても初めてのものが少なくない。これらの機器の製作、据付、運転調整の段階において、従来の普通形水車では遭遇しなかった多くの現象、たとえば特殊な振動、異常な水圧上昇などを経験し、これらについて電力会社各位のご協力により各種の解析を行ない解決してきたので、今後ますます大容量化し、高落差のものとなっていくであろう揚水発電所建設のための、重要な基礎を確定したものと確信するものである。

本論文集においては、これらの運転解析について収録し、その経緯と結果を紹介することとしたい。今後の揚水発電所の建設、ポンプ水車の設計に役だてば幸いである。

以上主としてポンプ水車について述べてきたが、日立製作所においては、これらポンプ水車に対応した発電電動機、一般水車としてのフランシス水車はもちろん、カプラン、斜流、チューブラ水車あるいはそれらの発電機とその製作範囲は広く、記録的容量のもの、技術的にみるべきものなど数多いが本稿においては割愛する。

■ 火 力 設 備

年々増大の一途をたどるわが国の電力需要をまかなうための電力設備近代化方策として、短期間に大容量電力の確保が可能である火力発電が着目され、旧来の水主火従の開発方式より、火主水従へ移行しはじめた昭和 30 年以降の火力発電所の建設は誠に目ざましく、これに伴う機器製作技術の進歩にも著しいものがあり、単機容量はますます増大化の一路をたどり、効率の向上、経済性の向上とともに、燃料費も順次低下し、火力発電の有利性は高まってきた。

図 1 は昭和 30 年以降の水力および火力発電の建設状況を示すもので、この間の事情を如実に物語っている。図 2 は、これからの 10 年間の電力需要予想に対処する水力、火力、原子力発電の建設計画を示すもので、原子力発電の発電単価が、その技術革新により火力発電のそれとほぼ同等あるいはそれを下回るものとして大きくクローズアップしてきているとはいえ、将来の電力需要のベースを満たすうえには、火力発電が大きな役割を占めていくものであることを示している。

現在、最新の火力発電所用として注目されている超臨界圧蒸気の適用は、15 年前の 1953 年、アメリカのファイロ発電所に採用

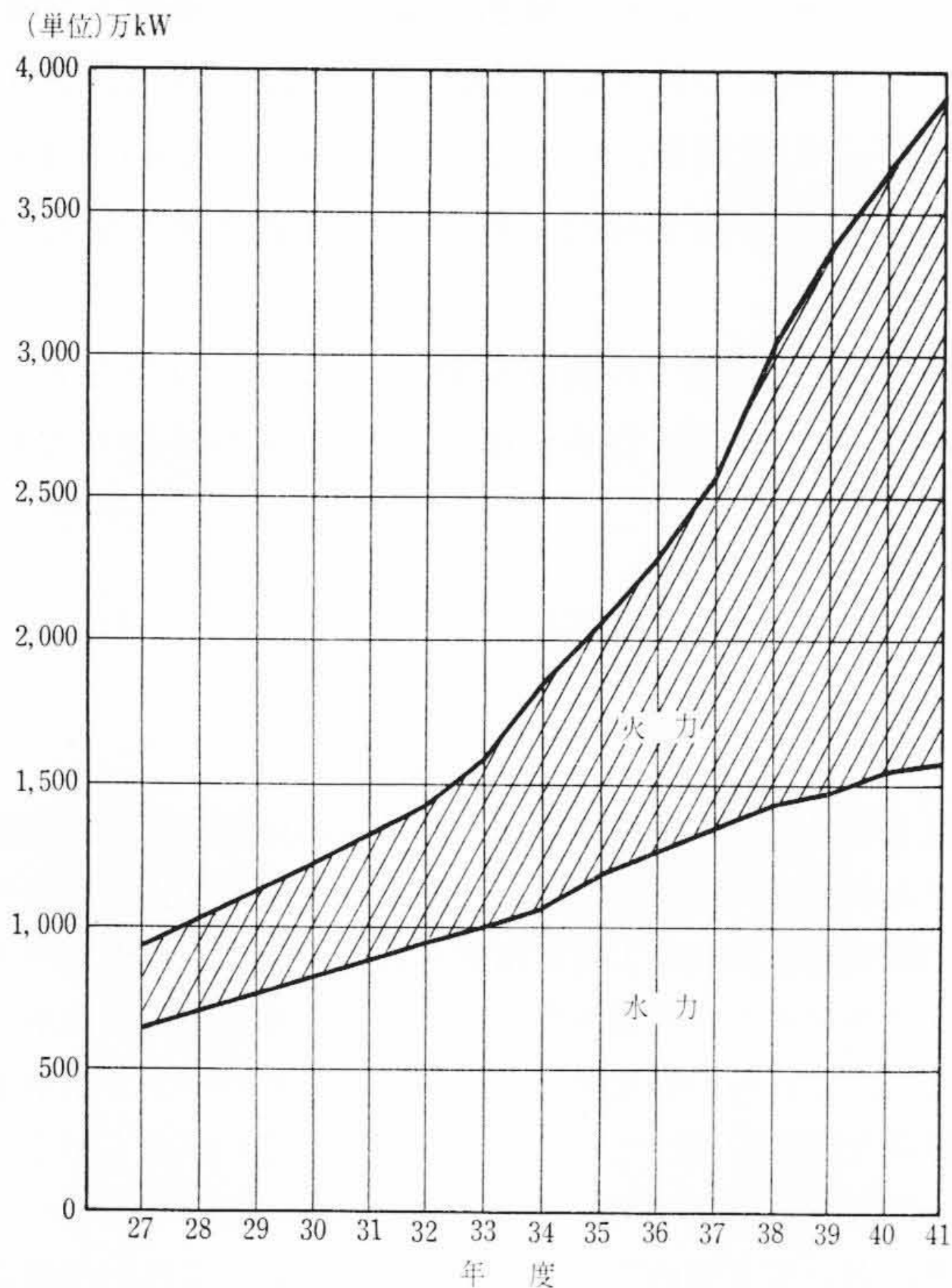


図1 事業用発電設備の推移

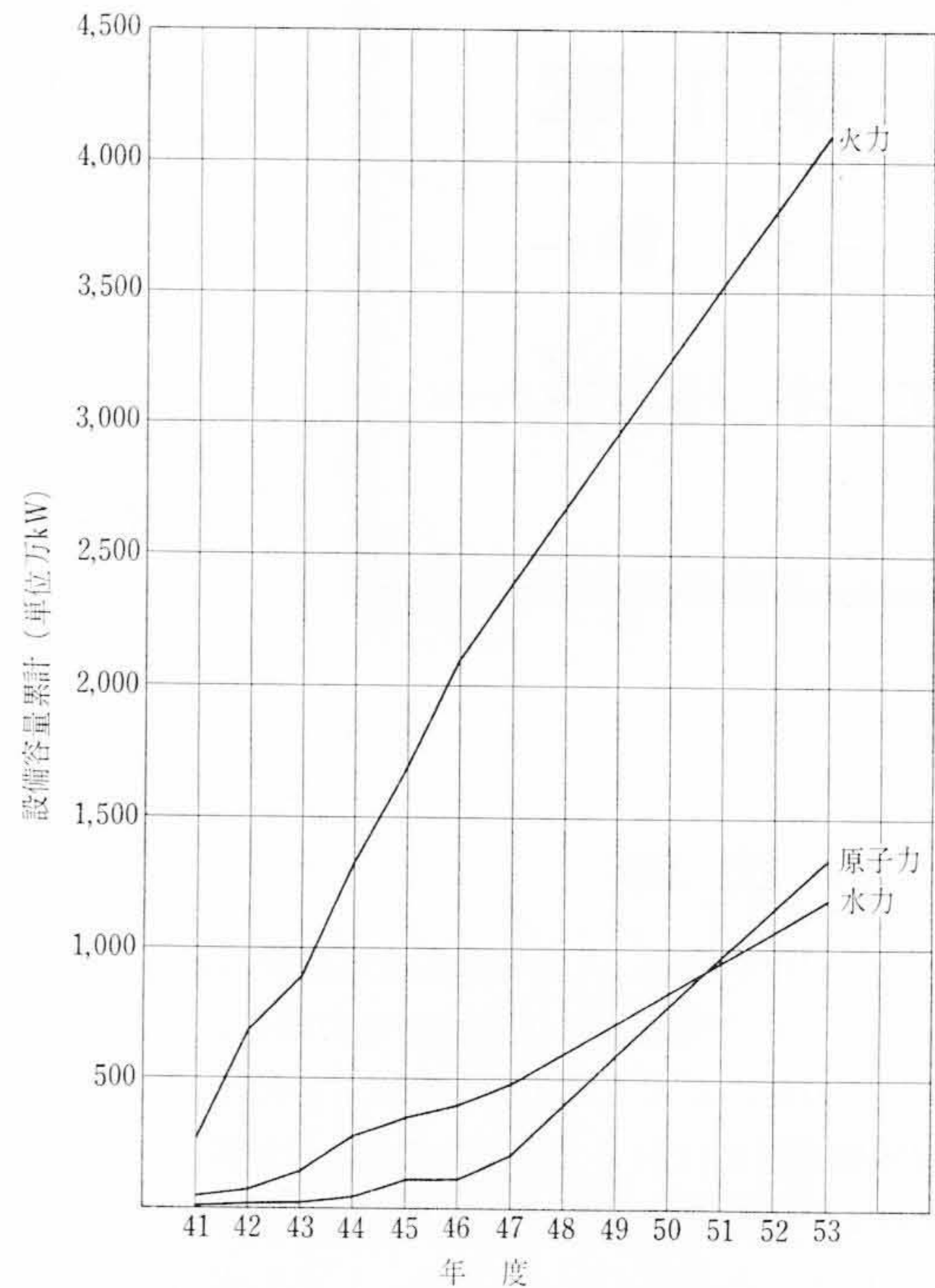


図2 事業用発電設備建設計画

され、引き続いて、いくつかの発電所に採用されており、これらは蒸気圧力 $316\sim 351\text{ kg/cm}^2\text{g}$ 、蒸気温度 $649\sim 593^\circ\text{C}$ といった高温高压のものであった。これらのいわば初期の超臨界圧発電所が実際の商業運転にはいり、超臨界圧発電所のもつ問題点に対する対策および超臨界圧に対する信頼性と経済性の見通しがつきはじめるに至って、火力発電所の建設計画はようやく超臨界圧の時代にはいったとみることができる。海外においては1960年以降きびすを接して大容量超臨界圧発電所が建設され始めている。しかしこれらの発電所における蒸気圧力は $246\text{ kg/cm}^2\text{g}$ 蒸気温度は過熱器出口で $538\sim 566^\circ\text{C}$ がほとんどで、初期のころのような高温、高压のものは見られず、信頼性、経済性よりみでの現段階における最適の圧力、温度が $246\text{ kg/cm}^2\text{g}$ 、 $538\sim 566^\circ\text{C}$ であることを物語っている。

日立製作所は昭和30年、超臨界圧火力についての調査研究に着手し、昭和34年には 351 kg/cm^2 、 593°C の実験プラントの建設を開始、翌年10月には火入れを行ない、すでに1万時間以上の研究運転を続けている。その研究内容も、超臨界圧水の熱伝達、溶解する銅量とその析出、管内やブレードへのデポジット、動特性の研究、プロッペン理論式の確立と実証的研究、給水处理、偏流の研究、さらには実運転による材料の研究など多岐にわたって、超臨界圧発電所の実用化への努力を積み重ねている。

これらの研究の結果をベースとしながら実機に対する経験も着着と進んでおり、 $169\text{ kg/cm}^2\text{g}$ 亜臨界圧貫流形ボイラとして東京電力株式会社五井火力発電所 265 MW、東北電力株式会社新潟火力発電所 250 MW、中部電力株式会社武豊火力発電所 220 MW の各ボイラがすでに運転にはいっており、超臨界圧では、わが国における大容量超臨界圧ボイラとしての第1号缶である東京電力株式会社姉ヶ崎火力発電所1号ユニット 1,950 t/h の設計、製作ならびに据付をアメリカ B&W 社と協力して実施している。なお引き続き東京電力株式会社姉ヶ崎発電所向けとして 1,950 t/h ボイラ2缶、関西電力株式会社海南発電所向けとして 1,380 t/h ボイラ2缶、東京電力株式会社鹿島発電所 600 MVA 超臨界圧タービン発電機を製作中である、など実績を積み重ねると同時に、今後に対

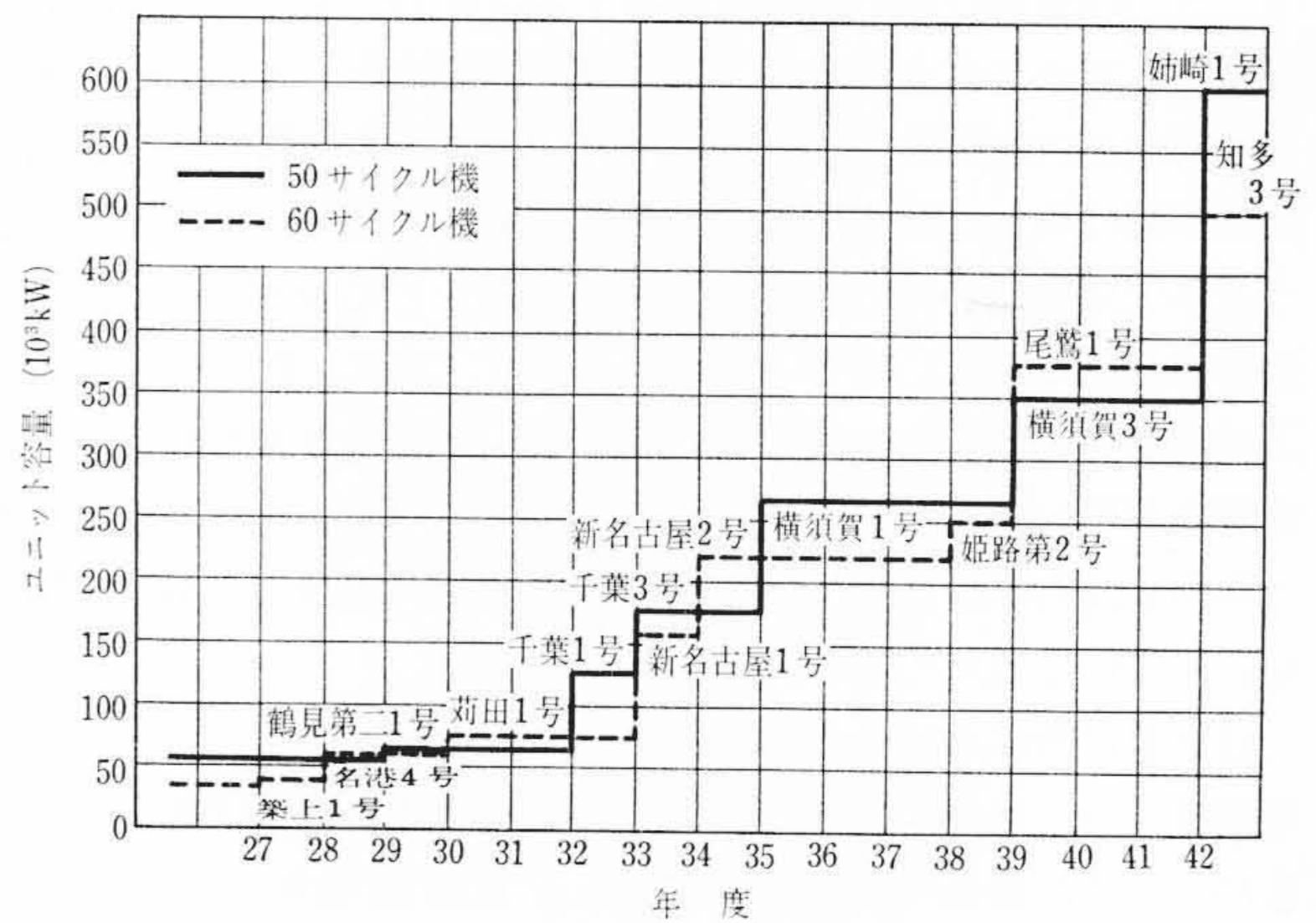


図3 火力ユニット容量の推移

する超臨界圧ボイラおよびタービンの信頼性向上と高効率化の研究に努力を続けている。

タービン発電機のがわ国における単機容量増大の様相は図3に示すとおりで、ここ数年間の増大は特に著しい。しかしアメリカにおいては 900, 1,000 MW のものがすでに運転にはいっており、1,130 MW のものも建設中であるなど大容量化が進んでいることから、わが国においてもさらに大容量化の傾向をたどるものと考えられる。タービンの単機容量増大を可能とする製作上の技術進歩の重要なものの一つとして、低圧最終段の長翼の開発をあげることができる。これにより低圧部において排気損失をある限度内におさめることができ、タービン全体の構造を複雑化することなく、単位容量の増加を可能にする。このため長翼に関しては世界各国で精力的な研究を進めている。

日立製作所では、かねてからこれらの点に着目し翼形に関する流体力学的、振動強度ならびに製作法の研究を進め、種々の長翼を開発して来ており、すでに 3,600 rpm に対し 33.5" 長翼の開発を完了している。これによればタンデムコンパウンド4流排気形の場合 500~750 MW の単機容量のタービンの製作が可能である。

翼の開発における最大の問題点は流体力学的翼の形状の問題と、振動系としての設計であって、電子計算機を縦横に駆使しての実験解析による集大成であり、本章における火力関係論文としてこの翼形開発の研究結果を収録し、世の参考に供することとする。

一方、発電機にあってはその構造上、主として内部冷却の問題から、従来大容量機にあってはクロスコンパウンド形が採用されてきたが、近年これらの点も漸次解決され、大容量のものまでタンデムコンパウンド形が採用されるようになっている。日立製作所にあっては、すでにこれらの冷却に関する諸問題を解明し、固定子水冷却、回転子水素直接冷却により 1,000 MW 級まで単機で製作し得る態勢にあり、前述のように、東京電力株式会社鹿島発電所 600 MVA 発電機をタンデムコンパウンド形で製作中である。

■原子力設備

原子力は将来の主要エネルギー源として、世界各国において、その実用化の努力が続けられているが、近年特にそのテンポが早く、あらゆる面で急速な技術進歩が図られており、著しい経済性の向上が見られるとともに、わが国でも実用化の段階にはいった。

わが国の原子力発電も、長い基礎開発の段階をへて、ようやく核燃料利用の、低廉な価格のエネルギー源としての実用段階に移りつつある。原子力発電所としてすでに完成しているもの 2 箇所、近く完成するもの 3 箇所、昭和 50 年までに運転開始の予定されているもの 10 箇所と、その計画が相ついでいる。これを発電量で見ると、昭和 50 年までに 600 万 kW、昭和 60 年までのそれは 3,000~4,000 万 kW が予想されており、昭和 60 年度においてはわが国全発電設備容量の 1/4~1/5 にも相当するものである。これらの設備容量は核燃料問題、経済性の問題、技術の問題、国産化問題などによって相当に左右されるものではあろうが、原子力発電が将来のわが国のエネルギー供給源として重要な部分を占めるものとなることは間違いないと考えられる。

原子力発電は新しい技術であり、急速な技術革新が進められつつあるので、開発着手のおくれたわが国としては現在のところ、重要部分を輸入によらざるを得ない状態にあるが、将来は輸入にたよらず国産化するものと期待している。

日立製作所においては、このような世界的すう勢にかんがみ、昭和 31 年、組織的研究開発を開始し、以来、わが国に設置された原子炉の建設に対し、表 1 に示すような幾多の役割を果たしてきており、その後の原子力発電所の建設に対してもいろいろの形で参与している。日本原子力発電株式会社 2 号炉の敦賀発電所、東京

電力株式会社福島発電所 1 号炉はいずれも沸騰水形 (BWR) の炉で、アメリカ GE 社が主契約者となっているが、これらの建設に対し日立製作所は国内における協力者として周辺機器の製作と建設作業の取りまとめを行ない、技術の習得、開発につとめ、現在の国産化率 50% 台をさらに高めるよう努力を重ねている。

特に今回国産化に成功し、現地据付を完了した上述の敦賀発電所の原子炉炉心を内蔵する圧力容器は、放射線による影響をうけるので、それに対する安全性が強く要求されており、建設中、運転中にかかると考えられるすべての静荷重、過渡的荷重についての応力解析を、細部にわたって行なって設計することが必要であり、応力計算用計算コードの開発と、実験による対比を重ねて完成されたものである。

本章に対する代表論文として、この応力解析による圧力容器設計製作と、実機による応力分布の測定結果との対比の概要を述べ、原子力機器国産化への努力の一端を紹介することとしたい。

原子力発電は、さらに核燃料資源の有効利用という面から新形転換炉から高速増殖炉の開発へと指向している。わが国におけるこの開発は国のプロジェクトとして推進すべきものであるとして、昨昭和 42 年動力炉核燃料開発事業団が設立されている。日立製作所も同事業団の方針に全面的に協力して、主務会社として新形転換炉の設計を推進するとともに高速指数炉の設置により核断面積の問題や、中性子スペクトルの不確定性などの研究を推進し、また機械式ナトリウムポンプの試作を行なうなど鋭意関連する研究を進めている。

■送配電設備

近年わが国の電力消費は急激に増大し、全国で年平均 10% に及ぶ伸びを示すとともに、超高層ビルの建設、工場の近代的オートメーションの採用などにより、電力の質的向上が望まれてきている。このような情勢から電力流通設備の近代化は必要であり、このためには、電力流通設備を構成する個々の要素の信頼度をさらに向上し、かつ極力、無保守、無点検化すると同時に系統強化の必要も出てくる。

わが国の大都市たとえば東京、大阪、名古屋などの周辺をとりかこむ外輪系は、現在いずれも 275 kV であって、水力、火力、原子力などの大容量電源で発電した電力は送電線で、この外輪系に輸送され、そこで相互にループされたのち、さらに各需要中心に向かって配分される。この外輪線の強化策あるいは送電容量増強策として、500 kV 送電線を新設する計画が進められている。

日立製作所では、このようなすう勢にこたえるため、早くから 500 kV 機器の開発に着手している。表 2 は現在までに製作した

表 1 (1) 原子力発電プラント

原子炉名	電気出力	原子炉形式	顧客名	設置場所	完成年月	日立製作所の主担当
J PDR	12.5 Mwe	BWR	GE-日本原子力研究所	東海村	S. 38. 12	原子炉圧力容器、主復水器、給水加熱器など
J APC-2	322 Mwe	BWR	GE-日本原子力発電	福井県敦賀	S. 44. 12	原子炉圧力容器、炉心構造物、原子炉補機など
—	800 Mwe	BWR	GE	アメリカ	S. 43. 12	蒸気タービン (L. P. Sec. 4 Sets)
Karachi 重水炉	138 Mwe	CANDU	C GE • Karachi	パキスタン	S. 45. 9	タービン発電機
TEPCO-1	460 Mwe	BWR	GE-東京電力	福島県大熊	S. 45. 10	原子炉格納容器、主復水器、給水加熱器など
Chugoku-1	460 Mwe	BWR	中国電力	島根県鹿島	S. 49. 6	原子力発電所設備一式

表 1 (2) 研究用原子炉

原子炉名	熱出力	原子炉形式	顧客名	設置場所	臨界月日	日立製作所の主担当
J RR-1	50 Kwt	Water Boiler	AI-日本原子力研究所	東海村	S. 32. 8	原子炉施設の据付
HTR	100 Kwt	Tank (Swimming Pool)	東京原子力産業研究所	川崎市	S. 36. 12	原子炉設備一式
J RR-3	10 Mwt	重水炉	日本原子力研究所	東海村	S. 37. 9	原子炉容器、炉心構造物、燃料取扱設備など
TRIGA-II	100 Kwt	Tank	GA-武蔵工大	川崎市	S. 38. 1	原子力研究施設コンサルタント、炉心タンクなど
KUR	5 Mwt	Tank	IN-京都大学	大阪府熊取	S. 39. 6	炉心タンク、炉心構造、制御棒など
J RR-4	1 Mwt	Swimming Pool	日本原子力研究所	東海村	S. 40. 1	原子炉設備製造据付
J MTR	50 Mwt	Tank	日本原子力研究所	東海村	S. 43. 3	炉心構造物、制御計装、原子炉設計

表2 500 kV 変圧器製作例

納入先		日立研究所	超高圧研究所	試作	超高圧研究所
容量 (MVA)		200	50	—	10
相数		1	1	1	1
周波数(Hz)		50	50	50	50
電圧	高圧 (kV)	350	330-220-160 -100	$520/\sqrt{3}$	$500\pm 27.5/\sqrt{3}$
	中圧 (kV)	220	—	$275/\sqrt{3}$	—
	低圧 (kV)	182	15	22	69
B I L (kV)		1,450	1,550	1,925	1,550
A C (kV)		630	680	860	680
製作年		1960	1962	1965	1966

変圧器の例を示すものであるが、これらの研究結果に基づきアメリカボンネビル電力庁 (BPA) より 500 kV 300 MVA 単相変圧器 3 台を受注製作中である。

また空気遮断器もすでに 500 kV、遮断容量 35,000 MVA のものの開発を完了し、現在はその 1 相分を超高圧研究所武山試験所に長期課電試験の供試品として設置、試験続行中であるが、これらの開発技術をもとめられ、カナダブリティッシュコロンビア水利電力庁から 500 kV 3,000 A 遮断容量 35,000 MVA のもの 3 台の受注に成功し、製作を進めている。

そのほか 500 kV 用コンデンサ形計器用変圧器、変流器、避雷器、断路器の開発も完了しており、避雷器、断路器は同じく超高圧研究所で実用に供している。コンデンサ形計器用変圧器、変流器はいずれも国内における実用にさきがけて、これまた、アメリカおよびカナダ向けに受注製作中である。

本章における送配電機器の代表論文としては、これらの中から、500 kV 空気遮断器をとりあげ、その概略構造、性能試験結果、特に 500 kV 系で問題となる開閉サージ試験、高速度再投入時の過渡電圧問題、地震に対する応答特性などについて紹介することとしたい。

これら機器の開発と並行して、系統運用の合理化も急務となっている。日立製作所においては、電子計算機を論理判断指令装置とした電力系統シミュレータを、電力中央研究所と共同で開発、これを同所へ納入、引き続き系統に関する研究を共同で行なうことにしている。

一方、都市内電力需要が増大し、負荷密度が高まるにつれて逐次高い電圧の系統が直接都心部に導入され、配電電圧も格上げされてくるすう勢にあり、さらに負荷密度に対応した経済性の追求、高信頼度の確保、自動化による保守運用の近代化が図られ、新しい配電方式の実施が強力に進められようとしている。

日立製作所では、このような新配電方式、配電機器の開発にも鋭意意を用いている。以下、その概要を紹介することとする。

変電所機器の縮小化 SF₆ ガスを絶縁に用いた 60 kV 級縮小形変電機器の試作を完了し、実負荷試験中であり、さらに引き続き 20~500 kV 級の開発を行なっている。地下変電所用変圧器としては寸法の縮小を最重点においての検討を進めている。

ネットワーク配電用機器 6 kV レギュラネットワークプロテクタおよび 3 kV スポットネットワークプロテクタ、20 kV ネットワークプロテクタなどを完成している。これらは路面下設置として考慮されており、異容量 V 結線用保護リレーの完成などにも留意されている。

20 kV 架空配電用機器 20 kV 級柱上変圧器の製作を完了、高信頼度、都市美化上の配慮を行なった 20/6 kV 配電塔の開発、そのほか美化装柱変圧器、地中埋設変圧器、パッドマウント変圧器、シールバック変圧器、高圧保護ブッシング付変圧器などの開発も

完了している。

架空配電線保護監視装置 6 kV 常閉ループ用事故捜査装置、樹枝状配電線用断線検出装置、常閉ループ用零相リアクタ、配電線用パイロットワイヤリレー、配電線集中監視制御装置コンビナトーンの製作など枚挙にいとまがない。

■ 化学プラント

最近の石油化学工業の発展は、装置産業といわれる化学工業全般の近代化をうながし、設備の大形化、複雑化、プロセスの多様化をもたらしたが、さらにここ二、三年の国内市場の急速な拡大と、資本自由化に対応するための合理化の要請から、大量生産方式による生産能率の向上と、それに伴うコストダウンを目的とするよりいっそうの大形化プラントが目だっており、すでにアンモニアプラントにあっては、1,000 t/d または 1,500 t/d、エチレンプラントでは 300,000 t/y といった大形装置の建設が進められている。またこれらのプラントに使用されるプロセスも、各国の化学会社やケミカルエンジニアリング会社が激烈な競争のもとに、次々と斬新なものを開発しており、まことに朝令暮改の観を呈している。ところでこうしたプロセスは、従来のものに比べ設計条件が高温、高圧、極低温というようにますます極限領域へと向かいつつあるため、プラント建設に当たっては、プラントを構成する各種化学機器、特に中心機器の設計製作技術、特殊材料に関する知識、加工技術、さらにそれに伴う配管計装の技術など、広範囲にわたる高度のハードウェア技術が要求されるに至った。この反面、化学機器のハードウェアに関する各種技術がプロセスの設計を従来にも増して強力に限界づけ、規制する結果となっており、新たに開発されたプロセスの優劣をも大きく支配するに至っている。すなわち今日では、プロセス設計(ソフトウェア技術)と、化学機器の設計・製作(ハードウェア技術)とは、ますます密接に関連し合い、また相互に規制し合う関係に立っている。例をアンモニアにとれば、最近各所に建設されているアンモニアプラントは、前述のように 1,000 t/d というような大容量のものが多く、容量が大きいということだけにとどまらず、プロセス条件も原料の前処理、改質炉の操作条件、精製工程などすべてにわたってきびしくなっており、また全体として経済性を図るため非常に効率のいいデザインになっている。しかしそれは同時に非常にきついデザインで、ある点ではより融通性の少ないデザインになっていることをも意味し、それが機器の設計・製作へのいろいろな形でのしわ寄せとなり、とかく事故の発生因ともなっている。日立製作所の化学プラント部門は総合的な機械メーカーとしての基盤に、プラントエンジニアリング技法の習得により、上述したソフトウェア技術とハードウェア技術の両面を兼ね備えるにいたっており、ますます多様化してゆく過酷なプロセス的要求を満足する機器の製作を可能とし、また化学機器に関する技術の蓄積が各種のプロセスの改良、新規のプロセスの開発のための大きなポテンシャルともなっており、すでにいくつかの刮目(かつもく)すべき成果をあげつつある。たとえばエチレン深冷分離技術、COG. ガス分離装置、水素精製装置、さらにはヘリウム液化装置の開発や、特殊材料に関する技術として、各種石油化学製品、合成繊維原料、合成繊維製造プラントがあり、またポリプロピレンの連続溶剤回収プロセス、3,000 気圧の高圧ポリエチレンプラント、ナフサのハイシビリティ分解による大形エチレン炉、リフオーミング炉、さらにこれに関連して炭化水素の熱分解プロセス、合成ガス製造プロセス、さらにはプラズマアーク利用による反応プロセスなどがあり、意欲的に進められている。

ポンプ水車の運転特性

Field Test Results of Pump Turbines

鈴木 克郎* 田中 鉄弥**
Katsurô Suzuki Tetsuya Tanaka
山本 景彦*** 井上 久男***
Kagehiko Yamamoto Hisao Inoue

要 旨

現在，わが国の最大容量機である電源開発株式会社長野発電所納 113,000 kW ポンプ水車 2 台および落差・容量において記録的な，四国電力株式会社蔭平発電所 47,700 kW 斜流形ポンプ水車が営業運転にはいった。これらの現地試運転に際し，各種の運転試験が実施されたが，実機製作に先だって行なわれた，各種の模型試験結果と合わせて，実機の運転特性について検討を加えた。そのおもなるものは，負荷の流量特性，起動特性，負荷および入力遮断特性，振動・サージング特性などである。

1. 緒 言

電源開発株式会社長野発電所納フランス形ポンプ水車は，昭和 43 年 7 月官庁試験を終了して営業運転にはいった。本発電所は福井県大野郡に所在し，九頭龍川と石徹白川の合流点より上流約 3 km の地点に建設された地下式発電所である。一方四国電力株式会社蔭平発電所納斜流形ポンプ水車は昭和 43 年 5 月 21 日現地試験および官庁試験を終了し，営業運転にはいった。本発電所は徳島県那賀川上流に新設された半地下式発電所で，発電を主とし，水車最大流量 60 m³/s に対し，最大揚水量を 40 m³/s に制限し，揚水運転のための追加建設費をおさえた仕様となっている。これら両発電所の現地試験結果，模型試験結果および計算結果などを対比して，運転特性について検討を加える。なお表 1 は両発電所の仕様である。

2. 特 性

2.1 水 車 特 性

長野発電所用ポンプ水車は，従来のわが国における実績に比べて比速度が高いため，ランナ形状を系統的に変えた一連の模型比較試験によって，有効落差 107.5 m から 66 m までの広い適用範囲にわたって，すぐれた性能を持つランナを開発した。現地出力一開度試験の結果は，図 1 に示すように，模型試験結果に対比して，きわめて高い一致度を示している。水車の軽負荷時騒音については，原因は部分負荷運転時，フランス形水車，ポンプ水車などのランナ出口の旋回流によって吸出管に生ずるセンターコアの週期的な生長消滅に起因するものであり，この現象はさきに，東京電力株式会社矢木沢，電源開発株式会社池原両発電所において経験されている。図 2 および図 3 は矢木沢発電所の実測結果であるが，無負荷運転時の連続的な騒音が負荷の漸増とともに静粛に変わっていく。この過程において 50%

表 1 ポンプ水車仕様表

発電所名	単 位	長 野	蔭 平
出 力	kW	113,000	47,700
落 差	m	107.5	89.7
流 量	m ³ /s	119.9	60.0
回 転 速 度	rpm	150	240

* 電源開発株式会社本店
** 四国電力株式会社本店
*** 日立製作所日立工場

負荷付近で，断続的な異音が発生し，騒音レベルが上昇する。これを緩和させるためには，上カバーあるいは吸出管側壁からの圧縮空気の供給も効果があるが，よりいっそう顕著な効果を現わすものとしては，ランナコーンの形状改良がある。

図 3 中に示すように，C 形のランナコーンに改良することにより，騒音が大幅に減少した上記両発電所の実績に基づき，長野発電所にはこの C 形ランナコーンが採用された。運転結果は，静落差 92 m において，軽負荷の振動・騒音は非常に小さく，給気の必要はないと判断された。

蔭平発電所においては，カレントメータ法により効率試験が行なわれた。図 4 は水車現地効率試験結果を示すものである。模型試験結果に基づいて製作された高能率運転用カムによって運転して測定された効率およびガイドベーン開度は，OFF カムで測定された実測効率の包絡線と一致し，模型ポンプ水車特性との相似性もよく合っていることが確認された。

また基準落差 85 m において，ランナベーン角度およびガイドベーン開度の関係を OFF-CAM にして，水車の運転状態を調査する試験が実施され，水車，発電電動機的主要部の振動測定，振動周波数分析，騒音測定が行なわれた。図 5 は水車の振動を代表するランナベーンとガイドベーンの水圧脈動の分布を示したものである。H_{st}=85 m のランナベーン角度とガイドベーン開度の ON-CAM 関係曲線に沿って，運転状態の最も良好な領域が存在し，部分負荷の ON-CAM 関係よりガイドベーン開度の小さい所で，ドラフトの水圧脈動がいくぶん大となる領域が存在する。ON-CAM 関係において，水車メタルケースの垂直振動 5~8 μ，径方向振動 18~23 μ，水車主軸の軸振 5/100 mm，水圧脈動は表 2 に示す程度であり，運

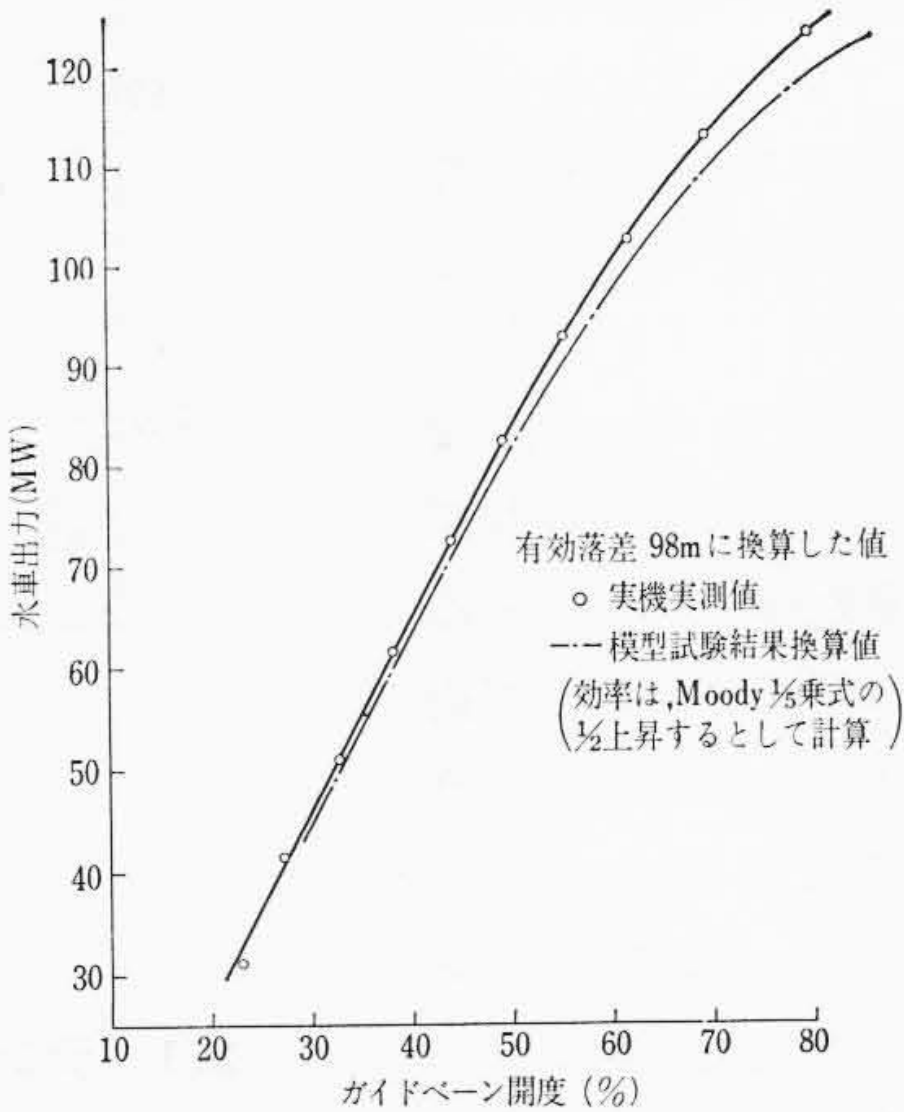


図 1 長野発電所 水車運転時開度～出力曲線

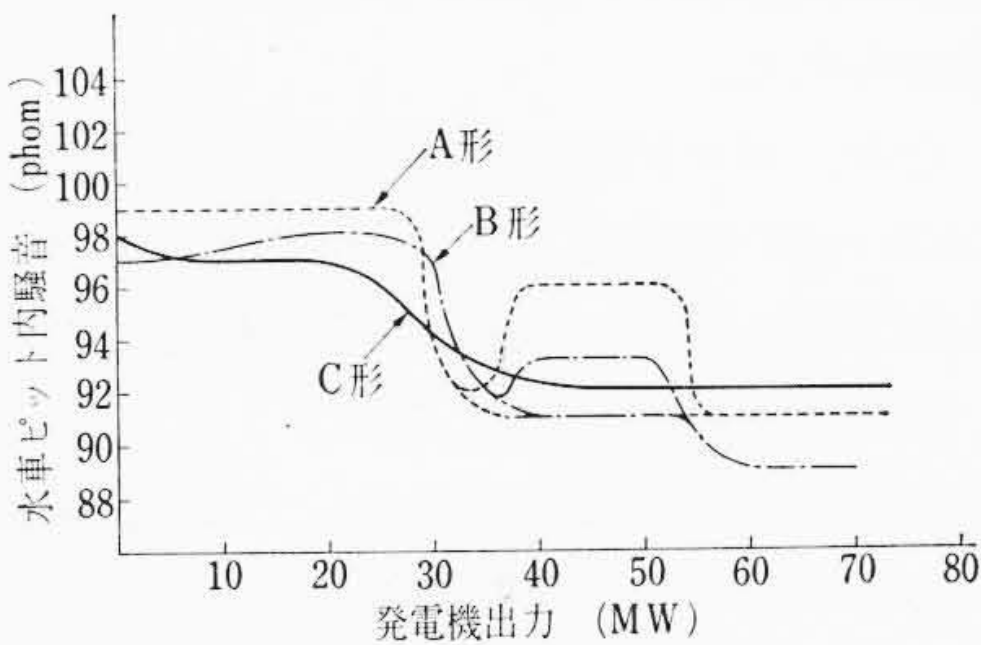


図 2 矢木沢発電所 水車部分負荷運転時騒音記録

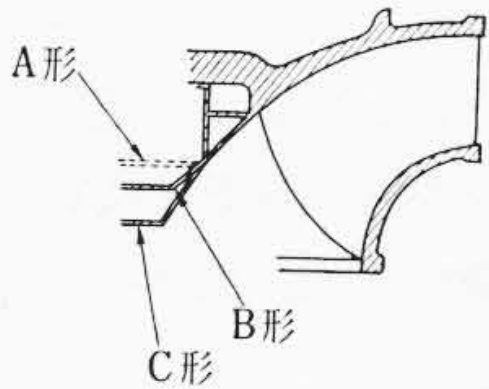


図 3 ランナコーン形状

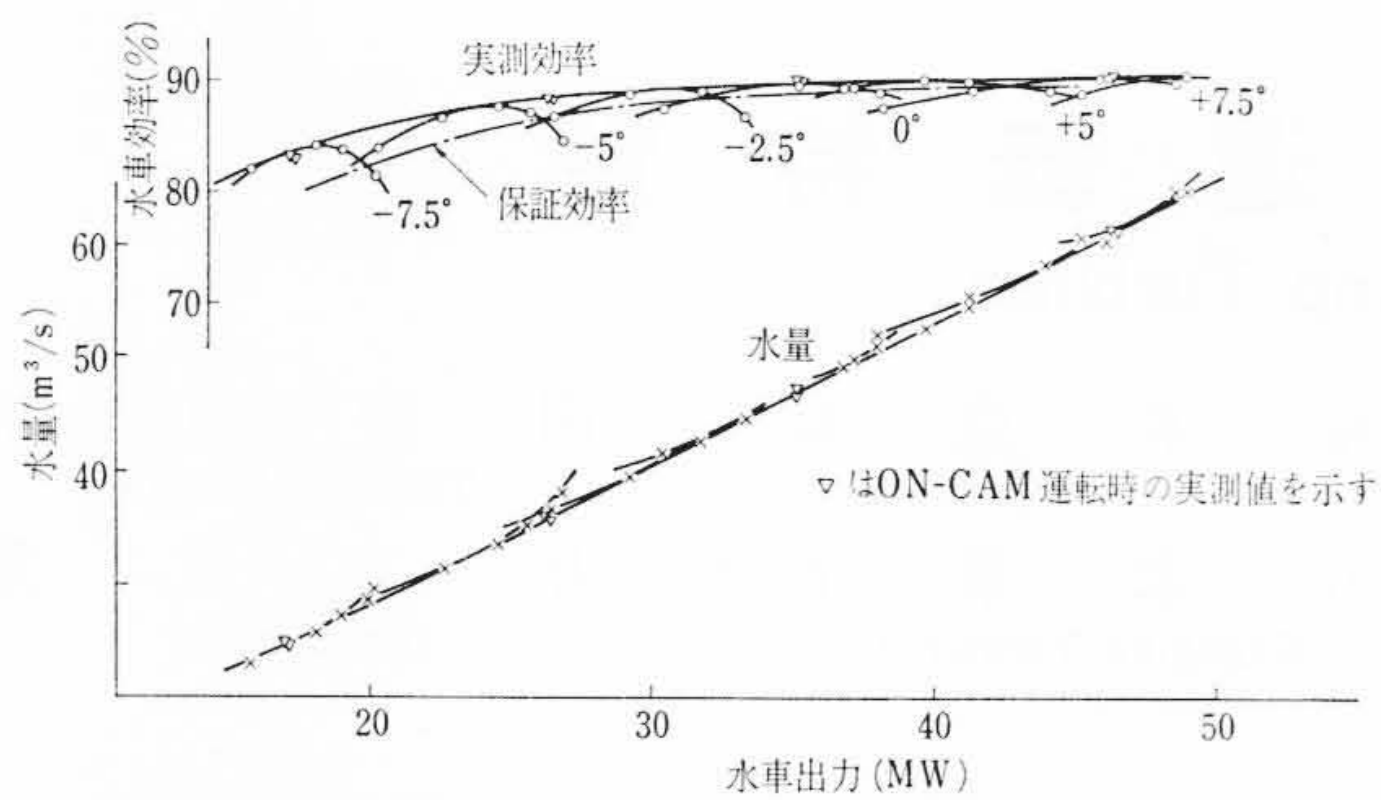


圖4 蔭平發電所 水車現地効率試験結果 (落差 $H_T=85\text{m}$)

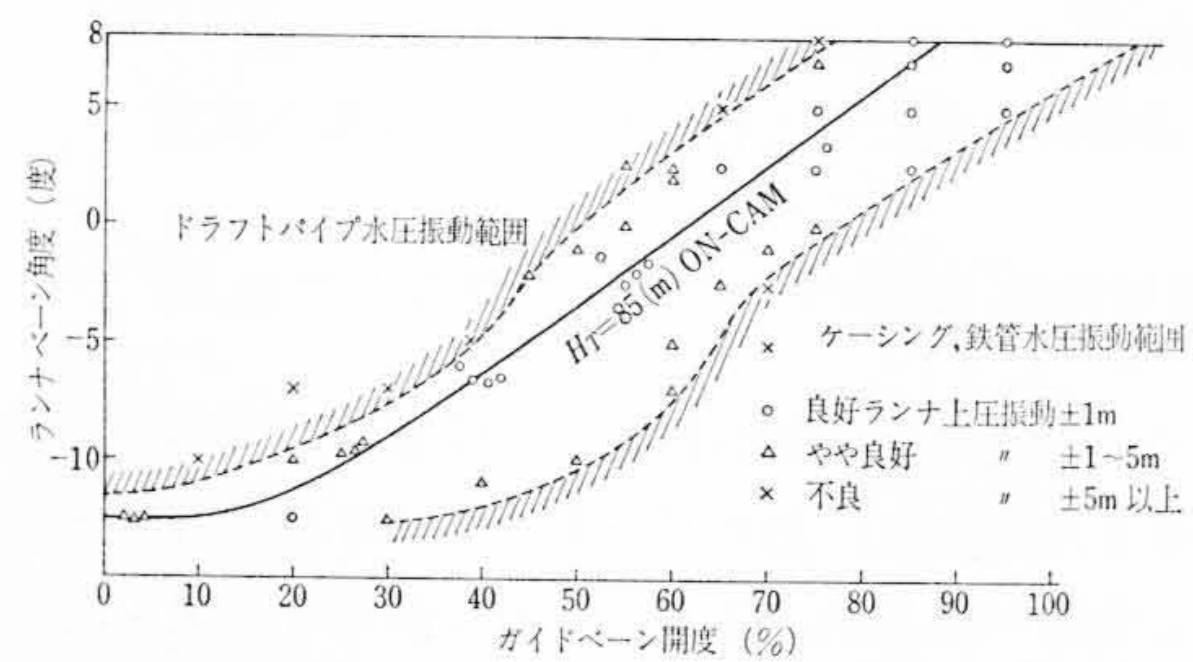


図5 蔭平発電所 水車運転ランナ上圧振動分布 (落差 $H_T=85\text{m}$)

表2 蔭平發電所水圧脈動 ($H_T=81\text{ m}$, $H_P=86\text{ m}$)

	測 定 個 所	揚	水	発 電
		模 型 水 車	実 機	実 機
水 圧 振 幅 (m)	鉄 管	—	4.5	—
	ケーシング	4.2~4.8	4.9~6.6	1.0
	ランナ上圧	6.6~7.6	4.0~5.9	1.3
	ランナ背圧	—	0.8	0.8
	ドラフトパイプ	2.4~3.7	1.1	0.5
周波数 (Hz)	ランナ上圧	20	2	—
回 転 速 度 (rpm)		2,400	240	240

転状態はきわめて良好であることが確認された。

2.2 ポンプ特性

長野発電所におけるポンプ運転時のガイドベーン適正開度は、図 6 に示すように、実揚程約 100 m にて 64.5% で最も静粛な運転が可能であり、この開度は模型試験結果より得られた特性上の最適開度ときわめてよく一致している。

またポンプ入力についても、図6に示すように模型よりの換算値に非常に近い結果が得られている。

薩平発電所におけるポンプ効率試験は図 7 に示すとおりである。フランシス形ポンプ水車の場合と同様に、ポンプの $Q-H$ 特性は相似則換算より、図の $\sqrt{\eta}$ 換算のほうが実機特性によく合うことが認められた。

なお、ポンプ運転領域を決定するために、模型ポンプ水車を約 2,400 rpm で運転して実揚程試験を行ない、図 8 に示すように吸込み高さ H_s を変えて運転状態を確認した。

現地試験の結果、前述のようにポンプ $Q-H$ 曲線のへいたんな部分がポンプ運転領域となっており、吸込み高さも浅く選定されているなどきびしい運転条件にもかかわらず、正常な運転状態であることが確かめられた。水圧脈動の大きさは表 2 に示すように、実揚程試験時の水圧脈動とほぼ等しいか、いくぶん小さい値であり、ランナ上圧の水圧脈動のサイクルは、実揚程試験時約 20 Hz、実機は約 2 Hz とほとんど一致していることが注目された。ランナベーン角度とガイドベーン開度を OFF-CAM 関係とした振動試験においても、水圧振動の増加する傾向は少なく、水圧脈動に対して安定した運転特性を示した。

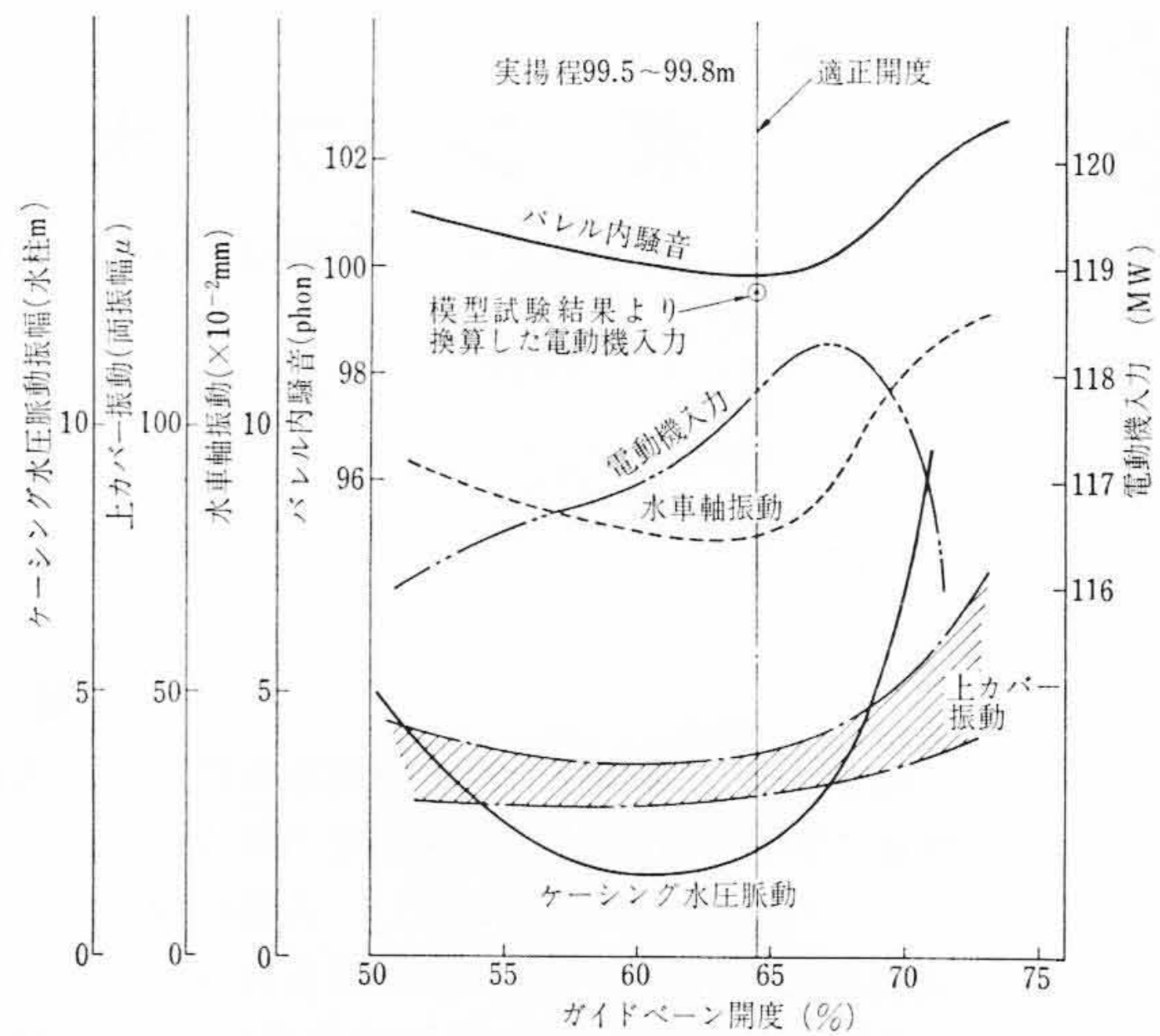


図6 長野発電所 ポンプ適正開度運転試験

$$H=H_m\left(\frac{N}{N_m}\right)^2\left(\frac{D_1}{D_{1m}}\right)^2\sqrt{\frac{\gamma_{lm}+J\gamma}{\gamma_{lm}}}$$

$$Q = Q_m \frac{N}{N_m} \left(\frac{D_1}{D_{1m}} \right)^3 \sqrt{\frac{\tau_{im} + \Delta \tau}{\tau_{im}}}$$

 D_1 : ランナ直径
 4π : 熱伝率係数

添字 m : 模 型

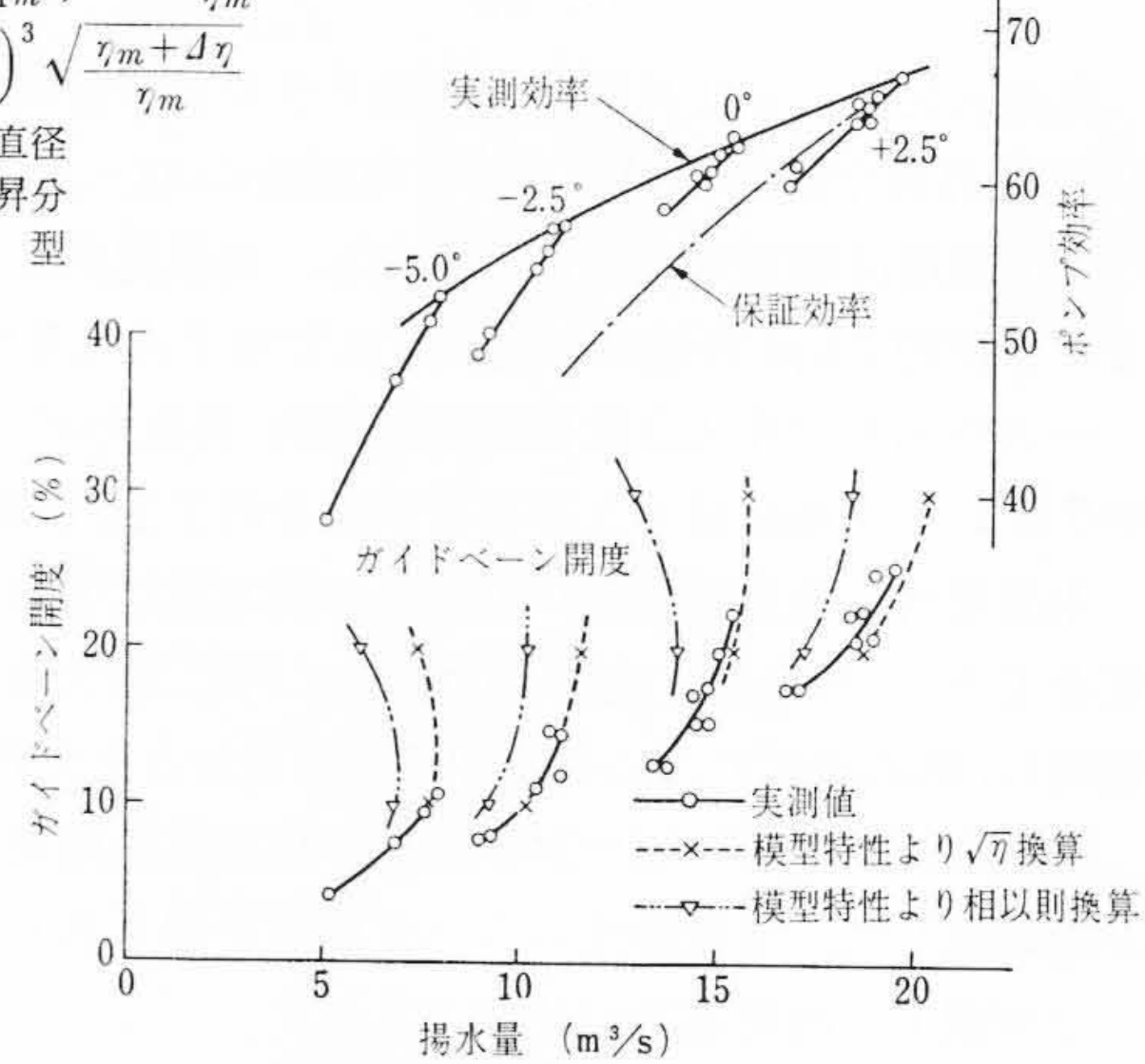


図7 蔭平発電所 ポンプ現地効率試験結果 (揚程 $H_P=91\text{m}$)

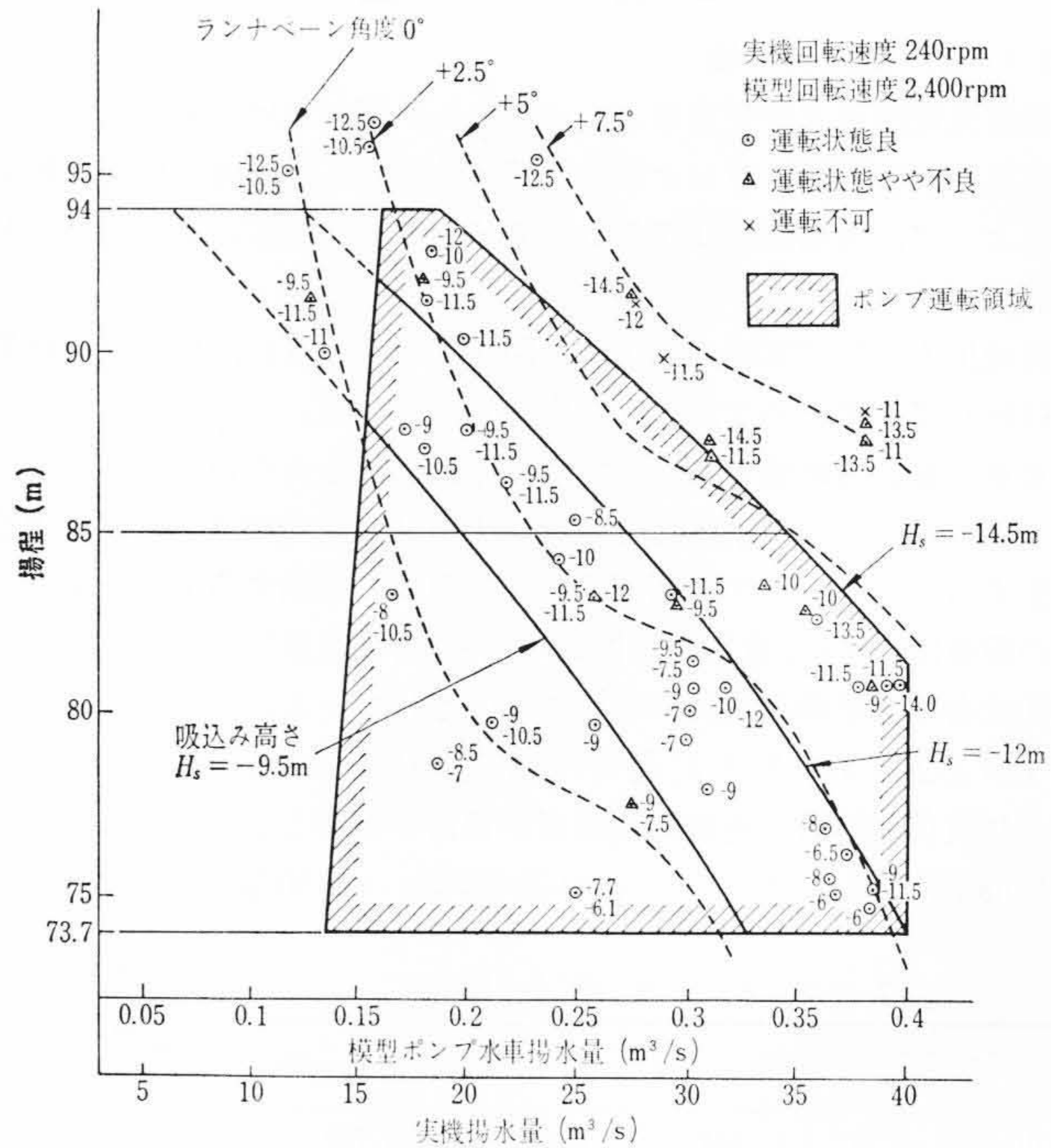


図8 蔭平発電所 実揚程試験結果

3. 諸特性試験

3.1 ランナベーン操作力

蔭平発電所用模型ポンプ水車によるランナベーン操作力の測定⁽²⁾は実機と同様に、操作油圧を測定し、ランナベーン操作力を算出し

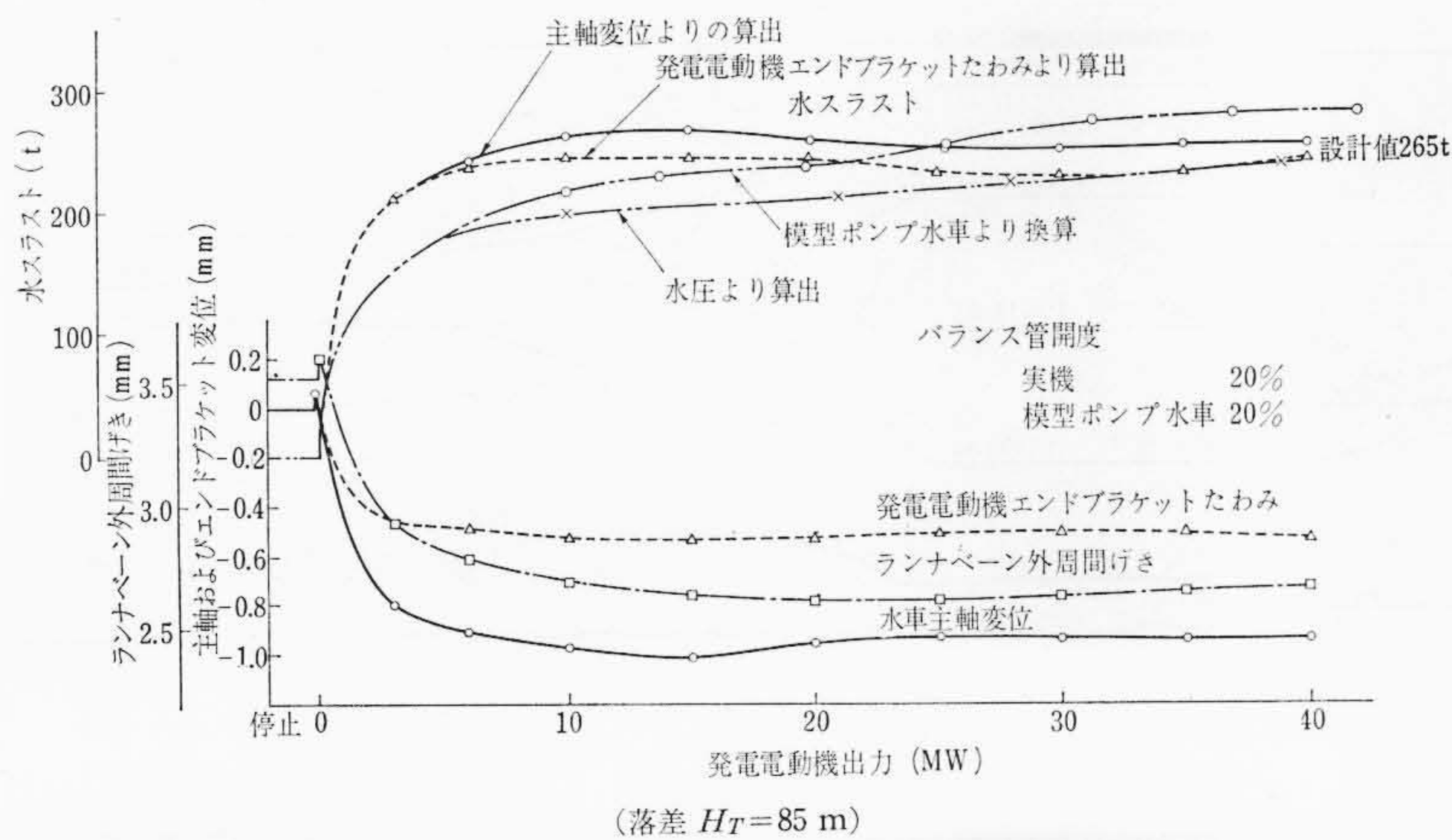


図9 蔭平発電所 ランナベーン外周間げきおよび水スラスト測定結果

た。水車運転時の水圧不平衡力による操作力は模型ポンプ水車による測定結果と傾向的にも絶対値も約5%程度の誤差で合っていることが認められた。

3.2 水スラストおよび主軸変位

3.2.1 水スラスト

蔭平発電所用模型ポンプ水車による水スラストの測定⁽²⁾はストレーンゲージを使用して行なった。

図9は定常運転時の水スラストの実測結果の一例を示したものである。全負荷時付近では、実機実測値のほうが模型ポンプ水車換算値よりいくぶん小さくなり、最終的にバランスパイプは1/5開度に決定された。

3.2.2 ランナベーン外周間げき

ランナベーン外周に対向して設けられているディスチャージリングのランナベーンシステム中心線延長上の位置に、ランナベーン外周間げき検出用の電磁誘導変換器が設けられており、この装置によって、始動、停止過程および定常運転時のランナベーン外周間げきを直接測定した。図9に示すように、負荷および水スラストによって、ランナベーン外周間げきが増加する。すなわち、回転開始と同時に発電電動機の推力軸受の油膜形成、シェアの傾斜などによって、ランナベーン外周間げきは約0.1mm程度増加し、負荷が5~10%になると、水スラストの増加によって、急に減少し、10%負荷より全負荷まで、ほぼ一定となる。

4. 過 渡 特 性

4.1 ポンプ起動

長野発電所のポンプ起動方式は、試運転に当たっては、ガイドベーン方式のみで進み、将来ガイドベーンシールの摩耗などによって空転損失が増加し、入口弁起動方式が必要となった場合に切り換えることに決定した。

ランナ回りの水面押下げ用空気圧として、初めて70kg/cm²の高圧空気圧を使用するため、特に配管途中に設けられた3段の絞り装置相互の絞り効果のバランス、配管各部の温度低下の度合、下池水位変化による押下げ時間の変化の確認など慎重に試験を行なった。

もちろん、配管系統の温度低下、凍結による材料の低温脆性を考慮して、弁、ストレーナ、絞りなどの配置、材質については事前にじゅうぶんな検討を行ない、必要箇所には-20℃に耐える特殊材質を採用し、工場で実機配管系統を組み立てて噴射試験を行ない、安全性を確かめたうえで現地に納入した。現地実測結果では配管系の最低温度はマイナス3℃程度でじゅうぶん信頼性のあることが確認された。

蔭平発電所の属する電力系統の構成上、ポンプ起動時の電圧降下

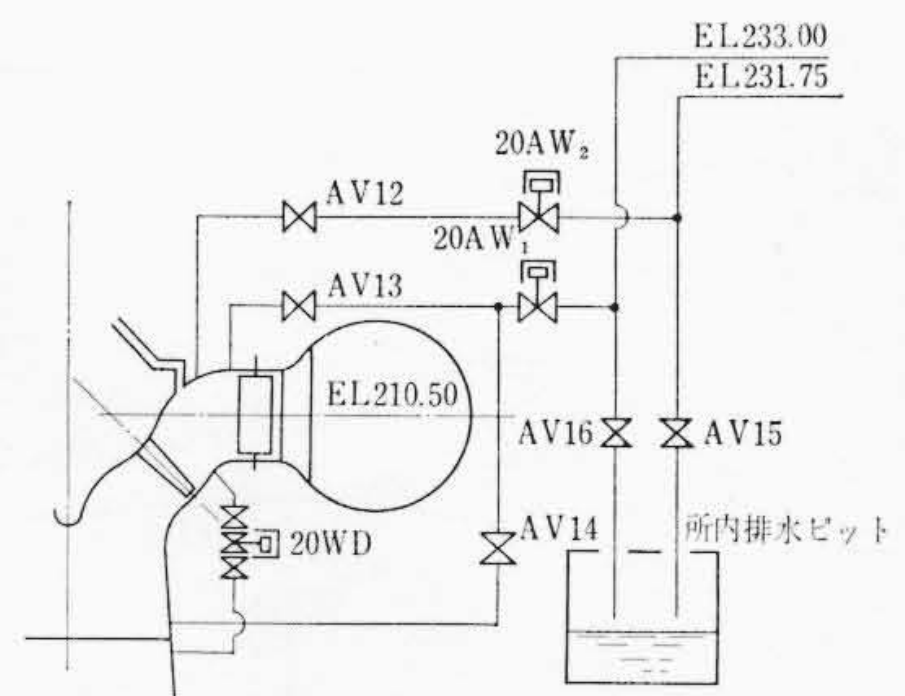


図10 蔭平発電所 水面押下時排気系統図

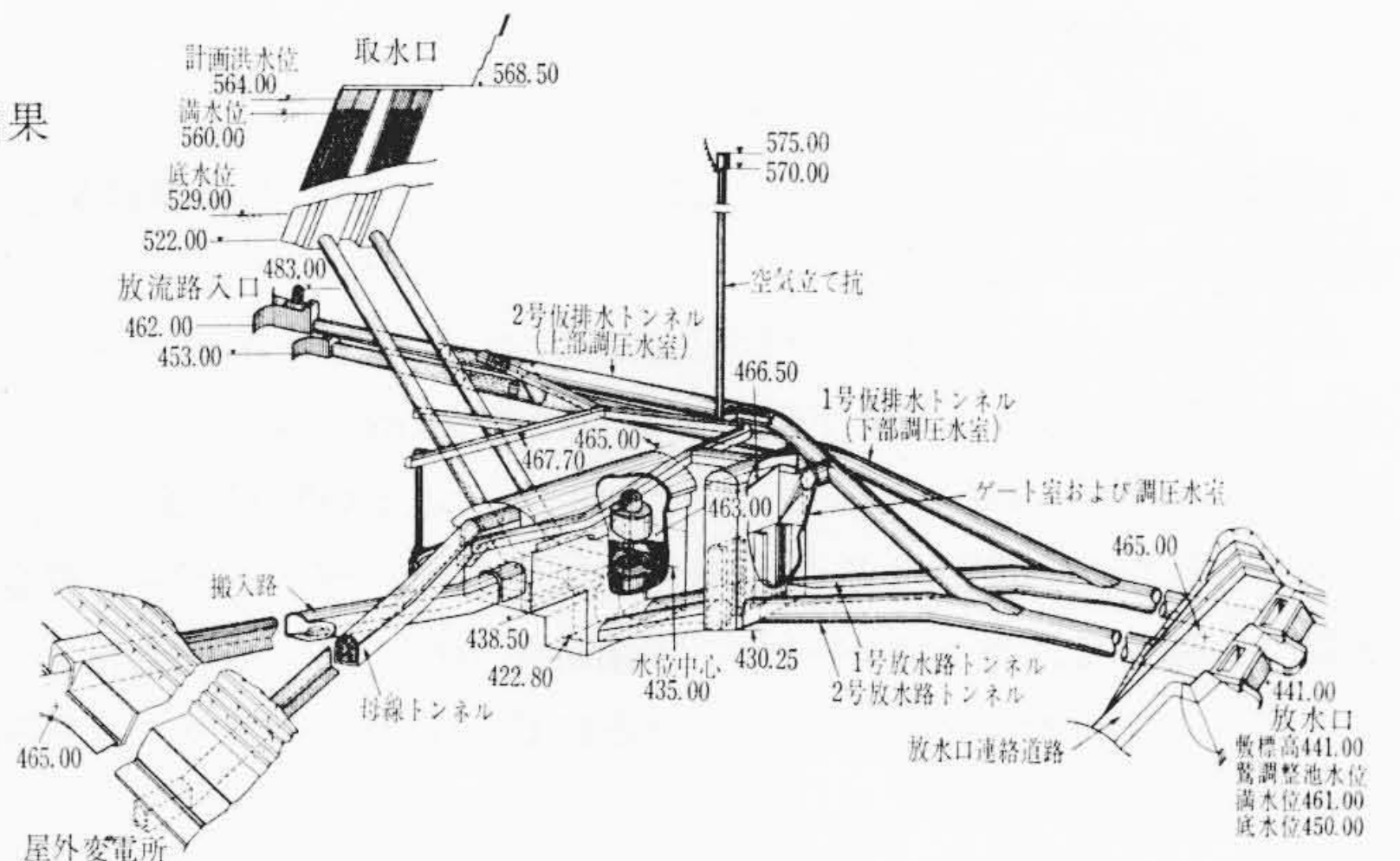


図11 長野発電所 水路系鳥瞰(ちょうかん)図

を極力少なくすることが望まれ、上カバーより圧縮空気を送入し、ランナ部の水を押下げてポンプ起動する方式が採用されている。水面押下げ方式が斜流形ポンプ水車に採用されたのは最初であったので、模型ポンプ水車で水面押下げ、排気などを確認する試験を行なった⁽²⁾。

当初排気が不完全であった。その原因は図10に示すガイドベーン漏水排水弁20WDを並列を条件に閉鎖したことによるものと考えられたので、20WDを排気弁20AW閉操作を条件にして閉操作するように変更し、再試験した結果、排気完了、プライミング水圧確立と順調に揚水開始できた(特許出願中)。

4.2 負 荷 遮 断

長野発電所の放水路は図11に示されたように、長くかつ複雑な水路系を形成している。図中ほぼ水平に近い2本の円形トンネルは、長野ダムの建設中のダイバージョントンネルとして建設したものをそのまま上部および下部調圧室として流用したもので、これにより、従来の調圧水槽の概念を大きく変えた著しい特色を有している。しかし、ポンプ起動時を含めて、水車の負荷遮断時、ポンプ入力遮断時などの過渡現象に対して、サージタンクの容量および水圧反射衝撃波の影響など、その信頼性を確認する必要がある。このため電源開発株式会社土木試験所における模型実験、日立製作所日立研究所における、実長140mの放水路をもった模型試験装置による、定常・過渡状態確認試験、サージングとウォーターハンマ現象を組み合わせた新しいプログラムを使った電子計算機による容量確認と、多岐にわたった研究が進められた。

しかし上記のように実験、計算による解析を行なっても問題はなお、完全に結論を出すに至らぬほど複雑であり、結果的には、下記の諸点が、現地試験結果をまけて決定されることになっている。

- (1) 低揚程ポンプ運転時、必要であればいくぶんガイドベーン開度を絞って運転する。
- (2) 放水路のアップサージ実測結果を集積検討し、その結果によっては、回転体のアップリフトを押えるため、逆スラス

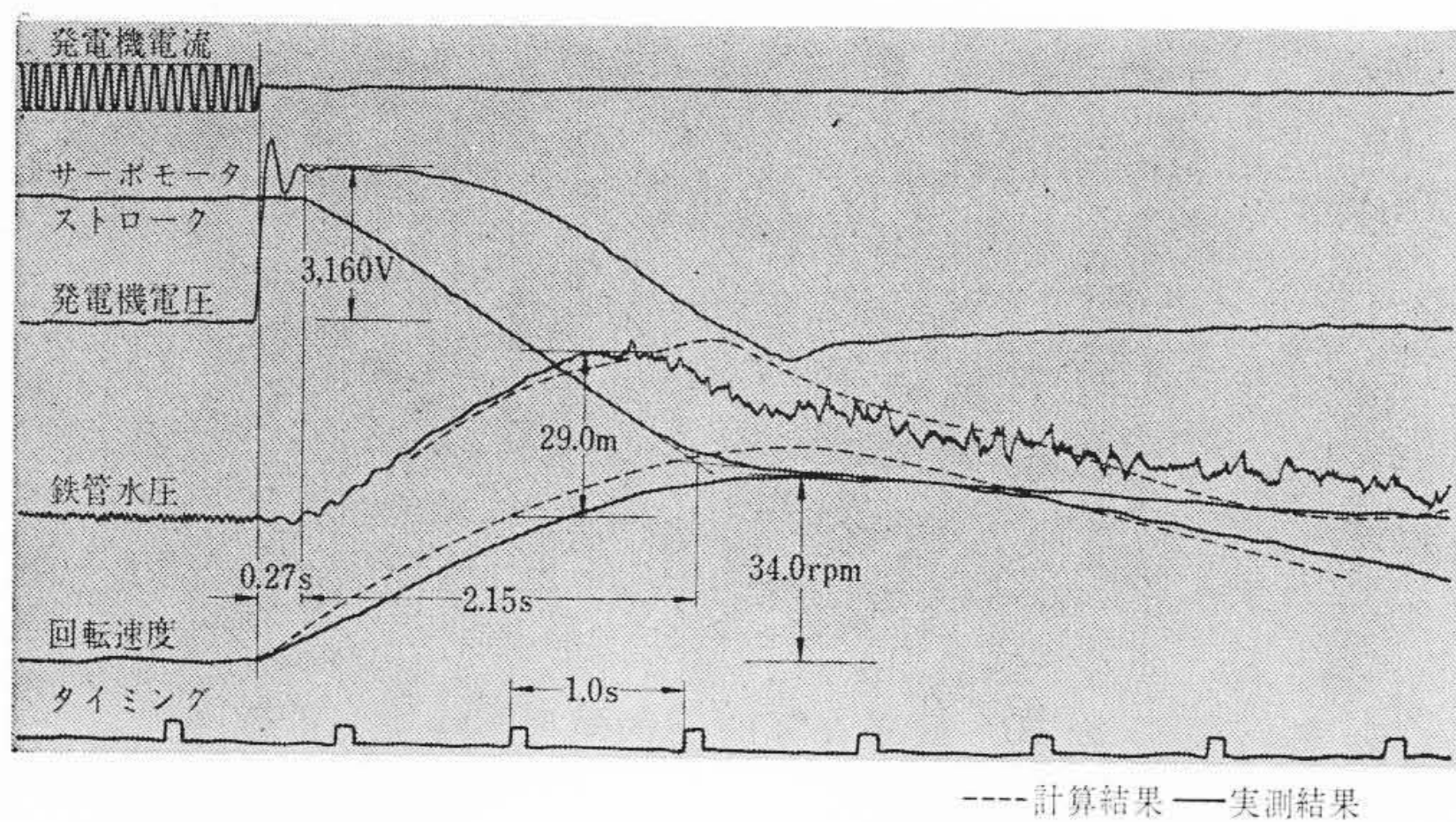


図12 長野発電所 水車負荷遮断試験例 (遮断負荷 109,500 kW)

ト軸受(必要あれば、取り付けられるように軸受は準備されている)を取り付ける。

図12に負荷遮断時の過渡特性について点線で示した計算結果と、実測値との対比を示す。

蔭平発電所では、最初の全負荷遮断において水圧上昇曲線に異常な水圧脈動が発生し、水圧脈動の高さは約20mに達した。負荷遮断においても、ガイドベーンとランナベーンはON-CAMの関係に保持されながら閉鎖するのが理想的であるが、ガイドベーン閉鎖時間に比較して、ランナベーンの閉鎖時間が長くなっていたため、ガイドベーン腰折点付近で極端なOFF-CAM関係となり、水圧脈動の発生しやすい領域にはいり込んだものと考えられた。

ガイドベーンの腰折点の開度を約20%と大きく変更し、ランナベーンの閉鎖時間を短縮することにより図13に示すように改善された。これらの閉鎖条件を使って電子計算機にて過渡特性を計算すると図13に示すようになり、計算結果は水圧上昇曲線のほぼ平均値を示すことになり、水圧上昇の最大値は計算結果に水圧脈動を加算して考える必要がある。

4.3 ポンプ入力遮断

図14は長野発電所のポンプ入力遮断結果を示すオシログラムである。図中点線で表示したものは、電子計算機による計算結果である。長放水路を有するため、サージングについては格別の考慮を払ったが、特に通常の発電所の例と変わりなく、ガイドベーンの閉鎖時間、腰折開度はともに、当初設定値のまま無調整で試験された。

蔭平発電所では最初のポンプ入力遮断においてランナベーン全閉付近で、ランナベーンとガイドベーンの間で圧力(ランナ上圧)が異常上昇する現象が見られた。この原因は、ポンプ入力遮断においても、水車負荷遮断の場合と同様に、ガイドベーン開度約20%より腰折するようになっていたため、ガイドベーン腰折後、逆流が多くなり、約6秒で閉鎖するランナベーンによって、この逆流が遮断され、このような現象が生じたものと考えられた。ガイドベーンの緩閉鎖をやめて、ガイドベーンを直線的に閉鎖することにより図15に示すように改善された。電子計算機による計算結果は水車負荷遮断の場合と同様に、水圧変動のほぼ平均値を表わすことになっているので、水圧脈動分を加算して考える必要が認められた。

4.4 急速切換え試験

通常、ポンプ運転中の主機を、発電運転に切換えるには、数分ないし十数分を要するのが普通である。しかし送電網中に重大な事故が発生した場合には、できるだけすみやかに揚水運転を発電運転に切り換えることが望ましく、このような要求は将来ますます強くなるものと考えられる。

長野発電所においては、参考試験として、揚水-発電切換え試験を行なった。すなわち、静揚程98mにおいて揚水運転中、ガイドベーン開度をこの落差における無負荷開度にセットしたのち、遮断器を開いて、部分的なポンプトリップを行なわしめた。

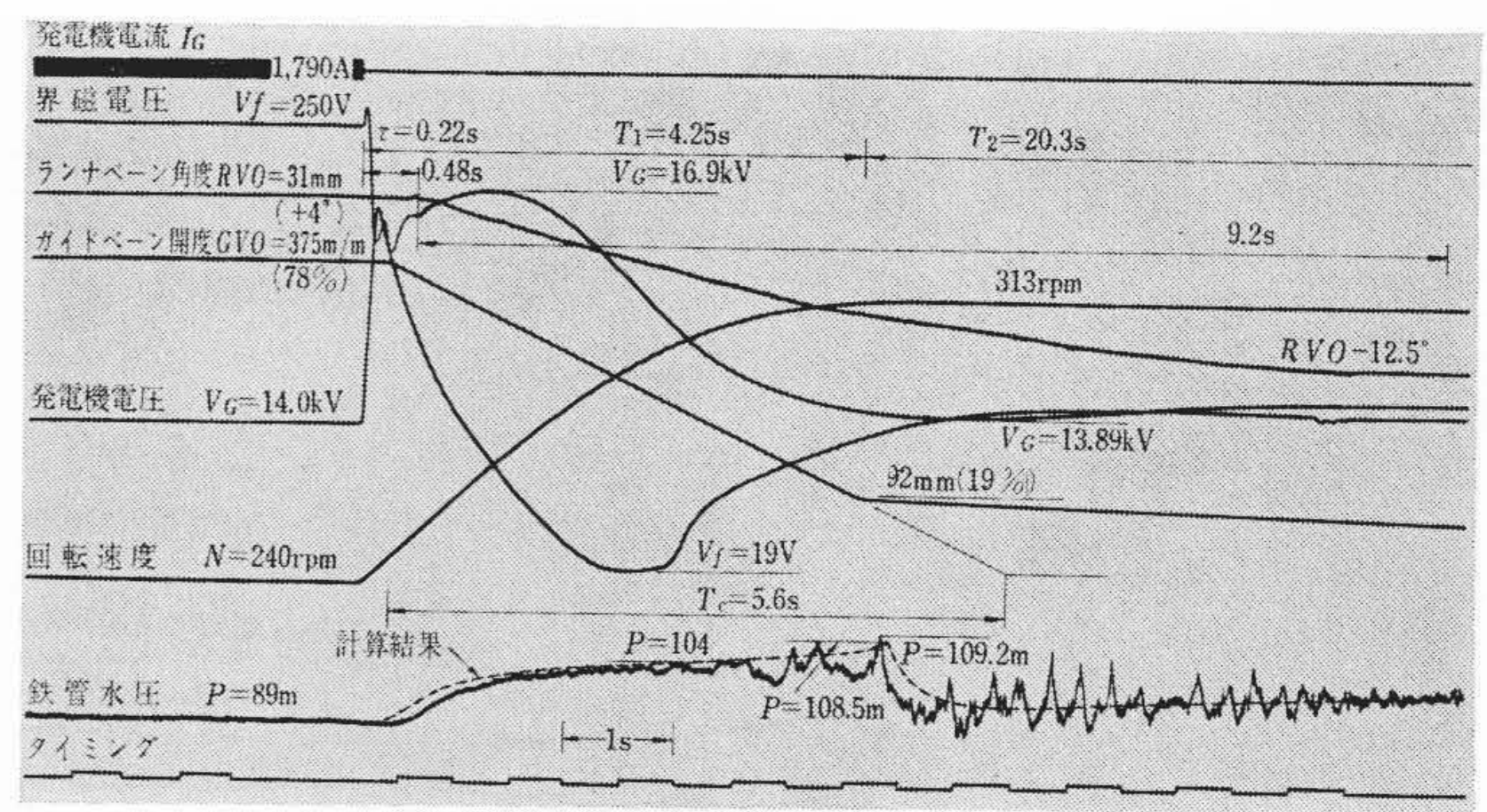


図13 蔭平発電所 水車負荷遮断試験例

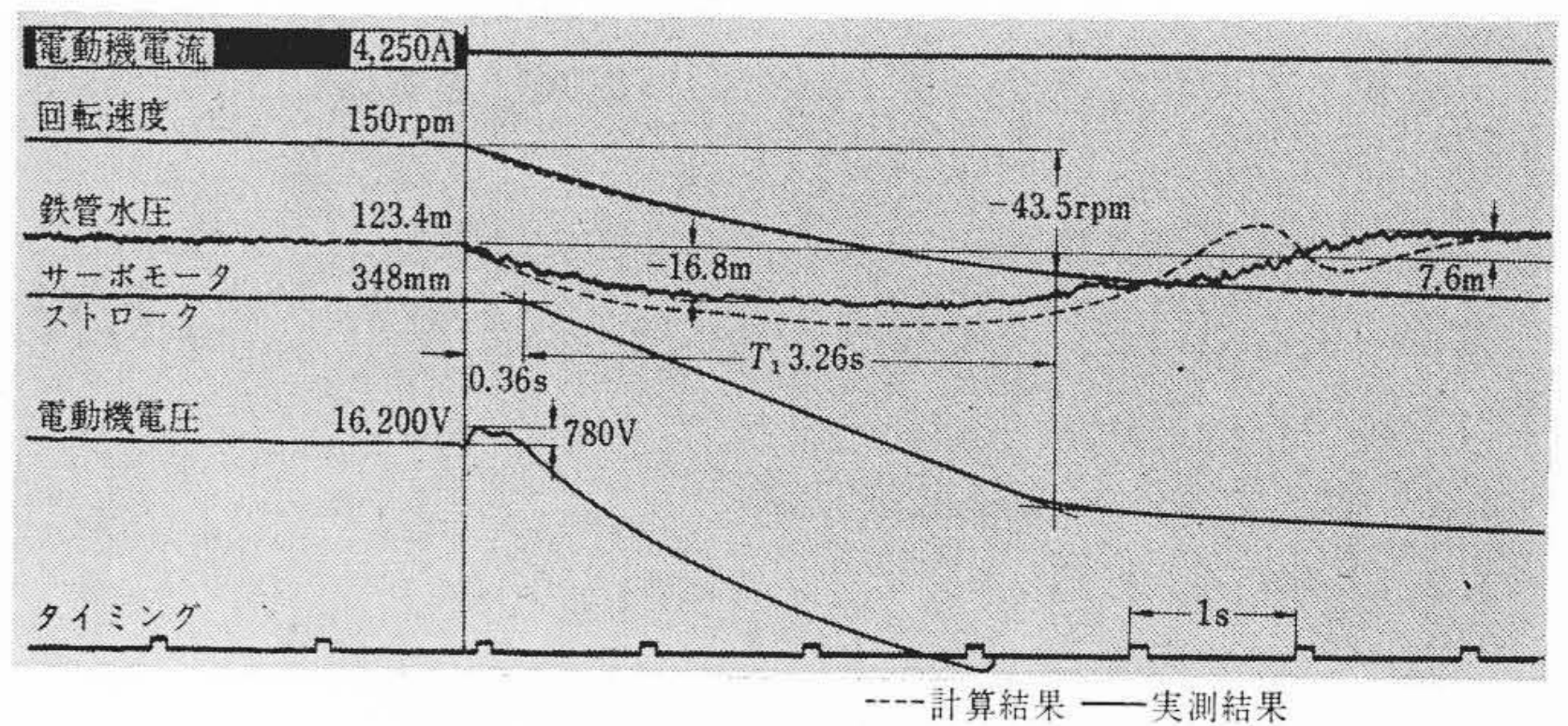


図14 長野発電所 ポンプ入力遮断試験例

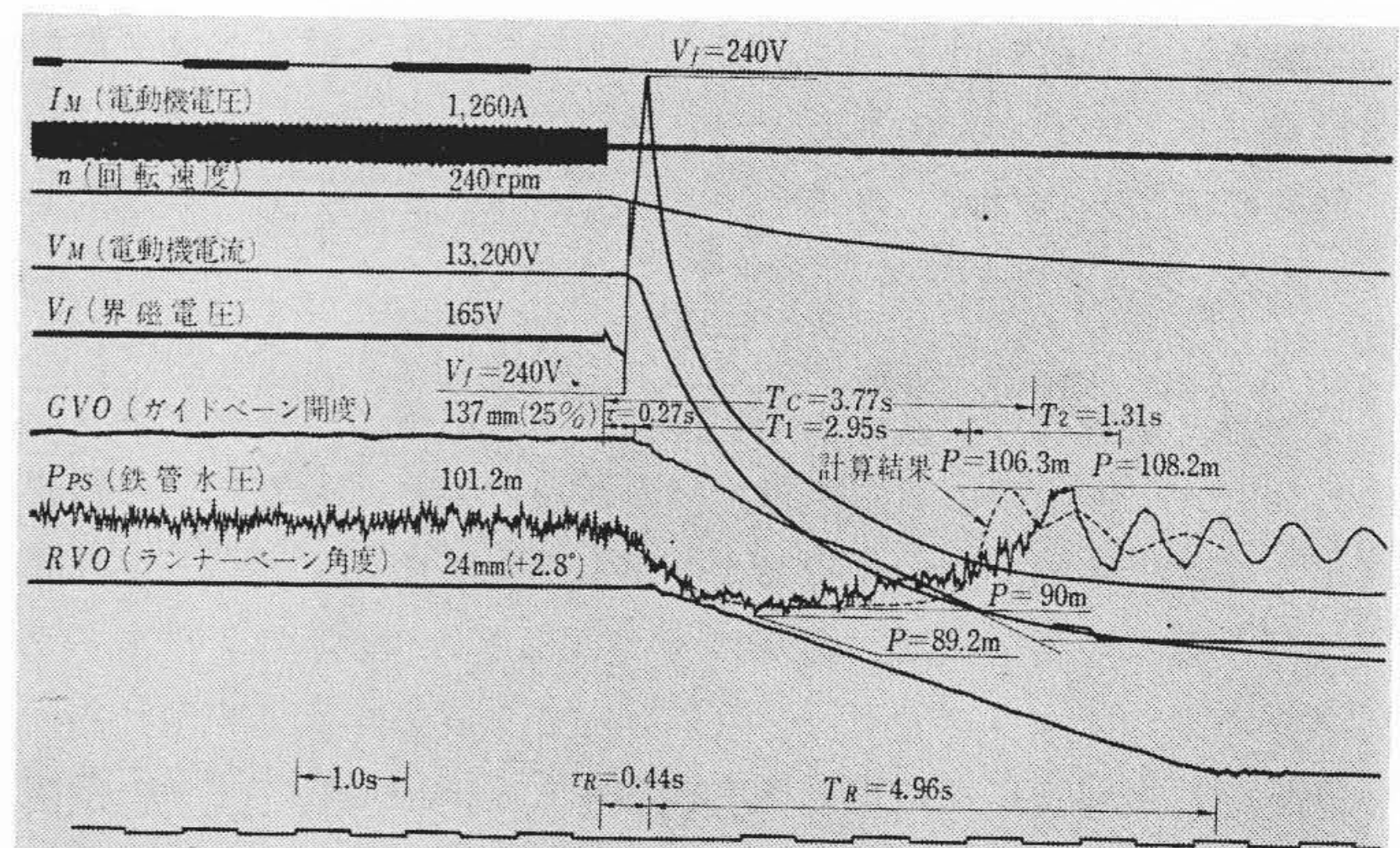


図15 蔭平発電所 入力遮断試験例

その結果、入力遮断後1分以内に、水車無負荷運転に到達することが確認された。ただし過渡状態における振動、雑音はかなり大きくなることは避けられないので、機器設計に当たってじゅうぶん注意が肝要である。

5. 結 言

以上長野発電所、蔭平発電所ポンプ水車の現地試験結果の概要を模型試験結果と計算値との関係について述べた。両発電所の水車およびポンプの運転状況はきわめて良好であり、純国産技術によってこれら両機種が今後わが国の揚水発電所の水力主機の基礎を確立したものとする。

終わりに、両発電所の設計、製作に当たり、貴重な指針を与えていただいた電源開発株式会社および四国電力株式会社の各位に厚く謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 井上ほか3名：日立評論 46, 1881 (昭39-11)
- (2) 田中ほか4名：日立評論 50, 1075 (昭43-12)
- (3) 深栖ほか1名：日立評論 49, 661 (昭42-6)
- (4) 外岡ほか2名：日立評論 49, 666 (昭42-6)

原子炉压力容器の応力解析

Stress Analysis for Reactor Pressure Vessel

浜田 邦雄* 林 勉*
Kunio Hamada Tsutomu Hayashi

要 旨

原子炉压力容器については、ASME 規格 Sect. III によって詳細な応力解析が要求される。応力解析に当たっては比較的高度の技術が要求されるが、ここでは応力解析の方法の概要を述べるとともに、日立製作所がこれまでに確立してきた応力解析技術の内容を紹介し、容器各部の応力解析の具体例を示して問題点を検討した。

1. 緒 言

原子炉压力容器（以下 RPV）は、原子炉発電プラント機器の中で安全性、経済性などの立場から考えて、最もたいせつな压力容器であることは周知のことである。従来の压力容器設計法では、じゅうぶんな余裕をみて安全係数を設定して経験的にその安全性を保証するという方法であったが、RPV の設計に関しては、ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III がその基本となる。

Sect. III による設計法では、すべての応力を正しく求めてこれを合理的に評価し、技術的経済的見地から安全係数を下げ、つり合いのとれた限界設計に近づこうとするものである。この考え方は化学プラントなどの重要な压力容器にまで拡張して使用される傾向にある。

日立製作所においては、ここ 10 年間に応力解析を中心とする RPV 設計技術を開発するとともに、設計の実績としては日本原子力研究所の沸騰水形動力試験炉 (JPDR) および日本原子力発電株式会社敦賀発電所 (JAPC-2) 用として納入した RPV がある。ここでは、JAPC-2 の設計例を参考にして、RPV の応力解析の概要について述べる。なお、JAPC-2 RPV の形状とおもな仕様は図 1 に示すとおりである。

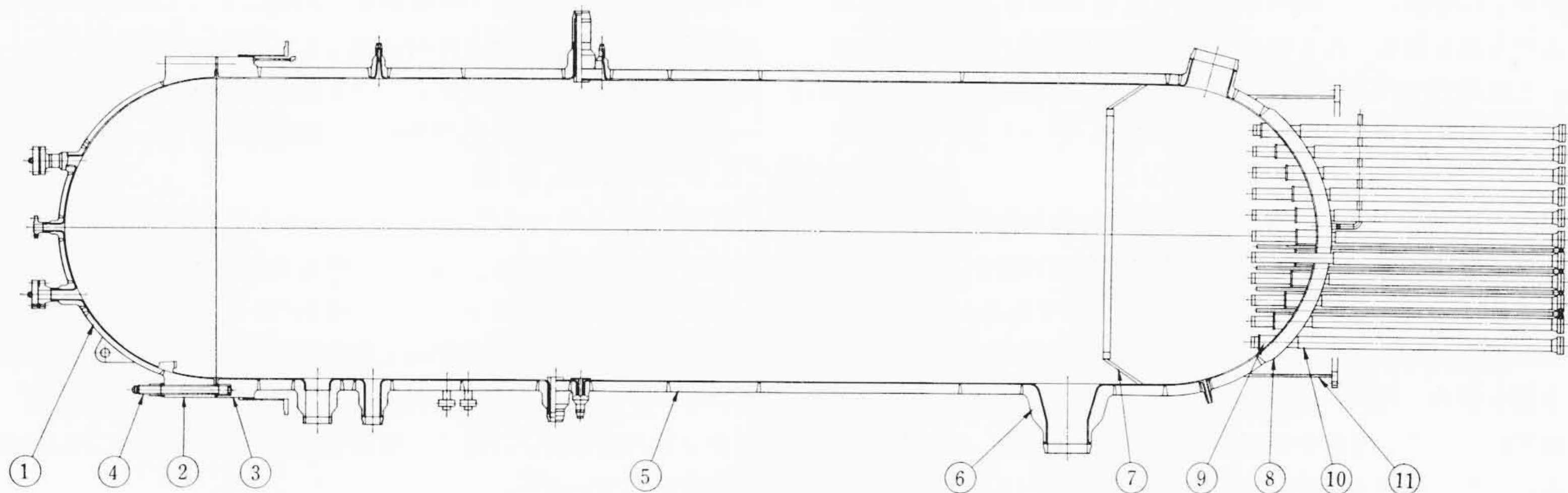
2. 応力解析の方法

現在の RPV に対する応力解析は、理論的な解析から出発し、光弾性実験などによってその妥当性を検討したり、理論的に困難な問

題を実験によって解決するという方法がとられている。しかし実験による解析では、パラメータが少なくなったり、熱応力の解析が困難であるなど限界があるため、理論計算が主体となってくる。理論計算では、Sect. III による応力解析に対する考え方の根本が弾性基礎に基づいているため、現在のところほとんど弾性殻理論による解析が中心になっているが、特殊な荷重条件に対しては塑性学的検討または限界解析を行なう必要性も出てくる。

過去の理論解析においては、電子計算機の普及していなかったこともあって、軸対称荷重の殻理論であっても多くの近似式が提案され、利用されている場合が多く、また内圧力のように比較的簡単な荷重に対する最大応力値のみを求めたものが多かった。しかし Sect. III の要求を満足する解析を行なうためには、種々の荷重条件下での応力分布を求め、これらを重ね合わせ、容器の各部の各時点での応力をじゅうぶんな精度で求めなければならない。このために電子計算機が広範囲に活用されている。ここで現在までに日立製作所が完成した計算コードのうち RPV 用のおもなものを示すと表 1 のとおりである。計算機を用いることによって従来は計算不可能であったような厳密解に近いものを求めることが容易になり、解析の精度は一段と向上している。しかし近似式でもその適用限界をじゅうぶんには握しておれば、必要な精度での計算は可能であり、むしろ計算時間の短縮のうえからは近似解をできる限り用いることが望ましい。

RPV は形状として細部については複雑な部分もあるが全般的には簡単であり、ほとんどの部分が軸回転対称体であるため、特に内



- ① 上 鏡 板
- ② 上 鏡 フ ラ ン ジ
- ③ 胴 体 フ ラ ン ジ
- ④ ス タ ッ ド ボ ル ト
- ⑤ 胴 体
- ⑥ 再循環水出口ノズル
- ⑦ 炉 心 サ ポ ー ト
- ⑧ 下 鏡 板
- ⑨ ス タ ッ プ
- ⑩ 制御棒ハウジング
- ⑪ 容器支持スカート

お も な 仕 様		
圧力および温度	運 転 圧 力 (kg/cm ²)	70.3
	設 計 圧 力 (kg/cm ²)	87.9
	運 転 温 度 (°C)	285
	設 計 温 度 (°C)	305
主 要 材 料	胴 板、鏡 板 材	SA-302 Gr. B Mod. SA-336 Mod.

図 1 JAPC-2 RPV の全体図とおもな仕様

* 日立製作所日立工場

表1 原子力压力容器に対する主要応力解析用コード

計算コード名	計算内容	用途
TRTM シリーズ	二次元および三次元の過渡的温度分布の計算	温度分布一般
TETRASHELL	回転対称体对内圧、熱荷重、自重などの軸対称荷重の加わる計算	容器胴部の熱応力 ノズルエンド部熱応力 ノズルエンド部内圧応力
TERESS シリーズ	任意形状の二次元および三次元軸回転対称体の熱応力計算	フランジ部ノズル部 その他各部の熱応力
FLANDERS シリーズ	上下フランジおよびボルトの相互作用を考慮したフランジの変形および応力の計算	フランジ
SKAPAR シリーズ	容器支持スカート軸対称荷重の加わる計算	スカート
ANCY	容器支持スカートに非対称荷重の加わる計算	スカート
COMUS シリーズ	炉心シェラウドサーポートに各種荷重の加わる計算	シェラウド サーポート
PENEROD	CRDハウジングの下鏡貫通部に各種荷重の加わる計算	CRDハウジング下 鏡貫通部
TROIKA シリーズ	テーパー部のある殻一般	ノズルエンド
SPHERIC SHELL	殻についてノズルの内圧応力	ノズル
NOX シリーズ	円筒殻についてノズルの内圧応力	ノズル
BSKIRT	燃料交換用シールスカートに加わる各種荷重時の変形および応力の計算	シールスカート

圧力、自重、温度分布などのような軸対称荷重による応力を求める場合には解析が比較的容易である。この場合は応力を求めようとする対象物を、部分球殻、円筒、円すい胴、平板、リングなどの殻要素に分割し、これらのおおのの単体要素に荷重が加わったときの応力および端部変位を計算し、これら各変位が、各殻要素の結合点で連続であるように端部荷重が働くと考え、この端部荷重による応力をさらに求め、さきに求めた単体要素としての応力分布に重ね合わせて、真の応力分布を求める方法が用いられる^{(1)~(5)}。この方法を利用したものが、表1の解析コードのうち FLANDERS, SKAPAR などである。上記方法では軸対称荷重であっても一般に複雑な分布を示す温度分布や、各種外荷重による応力分布を求めるのは困難な場合がある。このような場合には、軸回転対称体に軸対称荷重の加わる場合の基礎微分方程式を差分式に変換し、対象とする部分を細かいメッシュに分割して、消去法により解を求める方法がとられる⁽⁶⁾。この方法を利用したものが、TETRASHELL, TERESS などである。これら二つの方法にもそれぞれ利害があるため片方に偏することなく、必要な計算精度を考慮して使い分けることが必要である。

軸回転対称体であっても、地震荷重のように非対称荷重の加わる場合は計算が複雑になる。压力容器で非対称荷重の加わる部分で特に重要な部分は、炉心サポート容器支持スカートであるが、これらに対しては、円筒胴あるいは円すい胴に対する非対称荷重による膜理論による解を求め、周囲の支持条件を考慮して応力を求める方法⁽⁷⁾がとられている。この方法を利用したものが、ANCY, COMUS などである。一方、一般軸対称殻に非対称荷重の加わる場合の基礎微分方程式から応力を求める方法⁽⁸⁾も用いられる。ノズル、ブラケットなどに外力の加わる場合も非対称荷重の一例であるが、容器に及ぼす応力評価としては、広いパラメータ範囲にわたって図表としてまとめられた Bijlaard 氏の方法⁽¹⁰⁾が一般に用いられている。

熱応力を求めるためにはまず温度分布を求めなければならない。対象とする部分をフランジやノズルの容器との連結部のように複雑な形状の部分もあり、二次元または三次元の形状について求められ、周囲より熱伝導、熱伝達、熱放射による加熱冷却のほかに原子炉

特有のものとして放射線加熱が考慮される。これら周辺の熱条件が時間とともに変化する状態での過渡的温度分布を求める必要があり、電子計算機を用いてはじめて正確な解析が可能となる。この温度分布を求めるのが TRTM⁽³⁾ である。温度分布から熱応力を求めるに当たっては、容器の板厚が薄い場合には、軸方向に複雑な温度分布をしても電子計算機を用いて比較的簡単に熱応力が求められる。この方法は前述した軸回転対称体に軸対称荷重の加わる一般的取り扱いの方法であり、TETRASHELL⁽⁶⁾, TERESS などが用いられる。板厚方向に温度分布がある場合でも、この分布が比較的簡単な場合には、板厚方向温度分布を平均して、軸方向の温度分布成分のみによる応力分布を前述の方法で求め、板厚方向の温度分布成分による応力を別の方法により評価して合成する方法がとられる。板厚方向温度分布と軸方向温度分布が複雑で分離できないような場合には、軸回転対照体に三次元の任意温度分布のある場合の一般的な取り扱い方⁽¹⁰⁾が用いられる。この方法を利用したのが TERESS シリーズの一つであり、RPV の主フランジについて求めた温度分布と応力分布の相互関係を示したのが図2である。

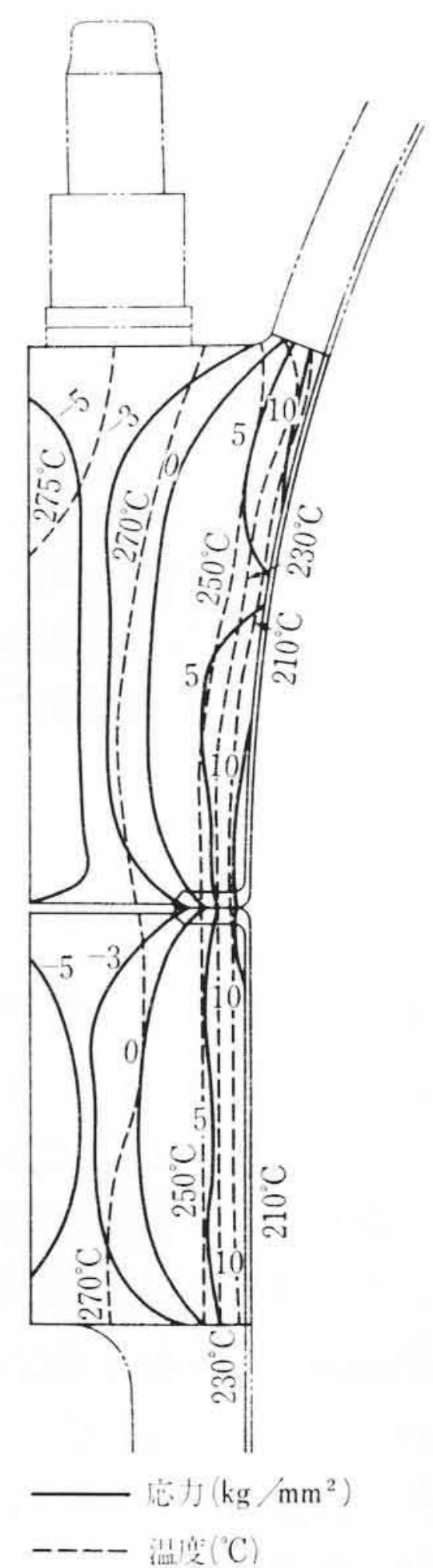


図2 フランジの温度分布と熱応力分布

3. 压力容器各部の応力解析

3.1 胴板および鏡板

胴板および鏡板は内圧力のほかに、地震力、自重などの機械的荷重、起動停止時の温度変化による熱荷重などを受ける。特異点としては放射線加熱による熱応力を発生する炉心回り胴板、水と蒸気との境界近辺で内部流体の熱伝達率の相違によって熱応力の発生する水面付近、胴板と鏡板との接合部などがある。いずれにせよ、鏡板には全半球形が使われていることもあって、内圧による応力以外は一般に比較的小さく、応力解析上の問題点は少ない。

3.2 フランジ部

RPV の主フランジ部にはボルト締付け荷重、内圧力、起動停止時の熱荷重などが作用し、容器中で最も大きな応力を発生する部分の一つであり、またOリングにより蒸気のシールを行なっている場所でもあるので詳細な応力解析と変位解析が必要となる。このため上下フランジおよびボルトの相互作用をできる限り正しく考慮して、フランジの変形および応力の解析を行なう計算コード FLANDERS が完成されている⁽²⁾。

フランジの応力解析に当たっては、大径のボルトの曲がりとそのフランジへの影響、断面の急激に変化するフランジと胴板または鏡板との接合部(ハブ)の応力、一般には一つのリングとして取り扱われているボルト穴のあるフランジの応力などをいかに正しく評価するかが課題となる。これらに対しては一部実験的解析に頼らざるを得ないが、一連のモデル容器実験および光弾性実験を行ないデータを集積している。光弾性実験の一例は図3に示すとおりである。

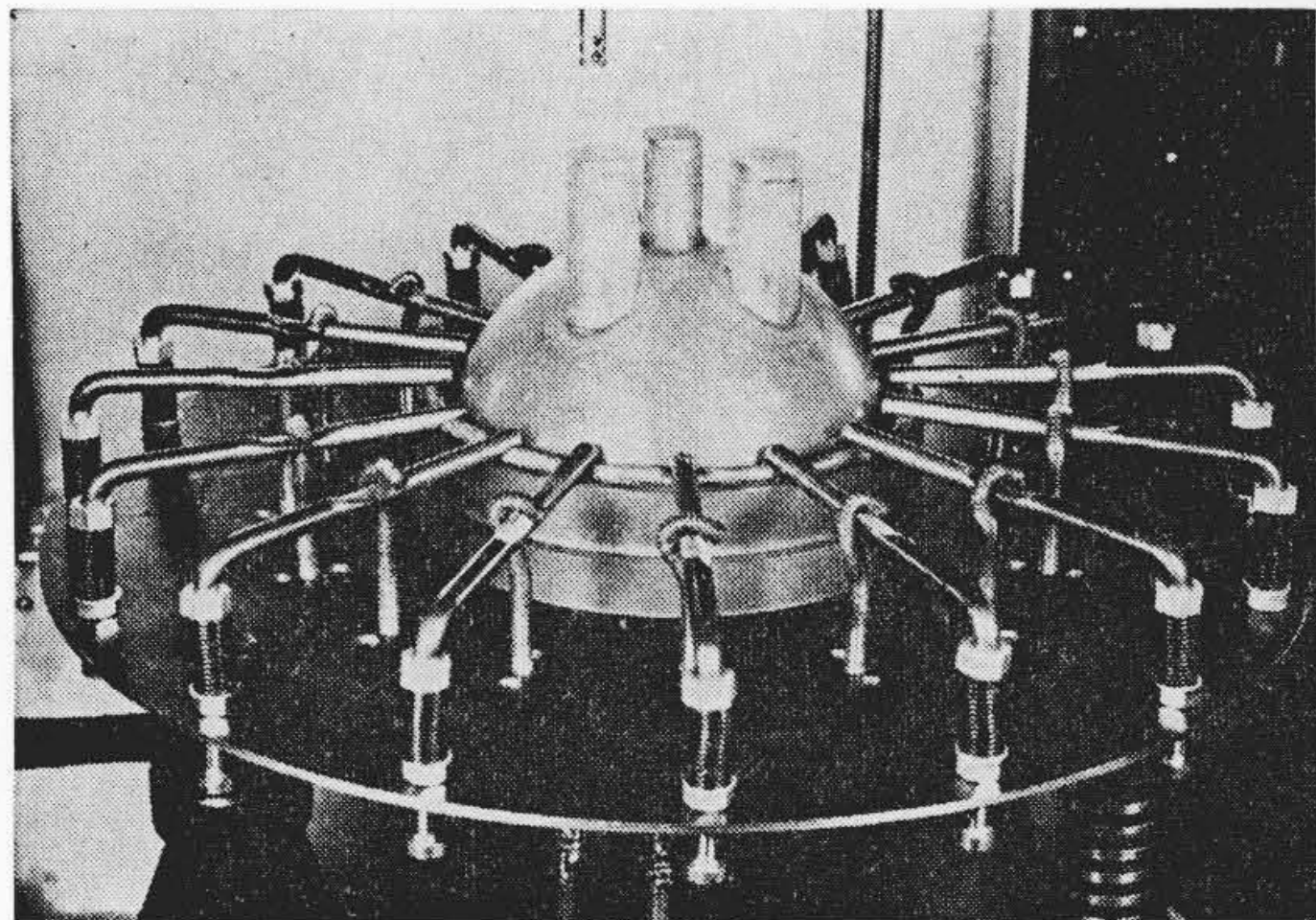


図3 フランジ部の光弾性実験

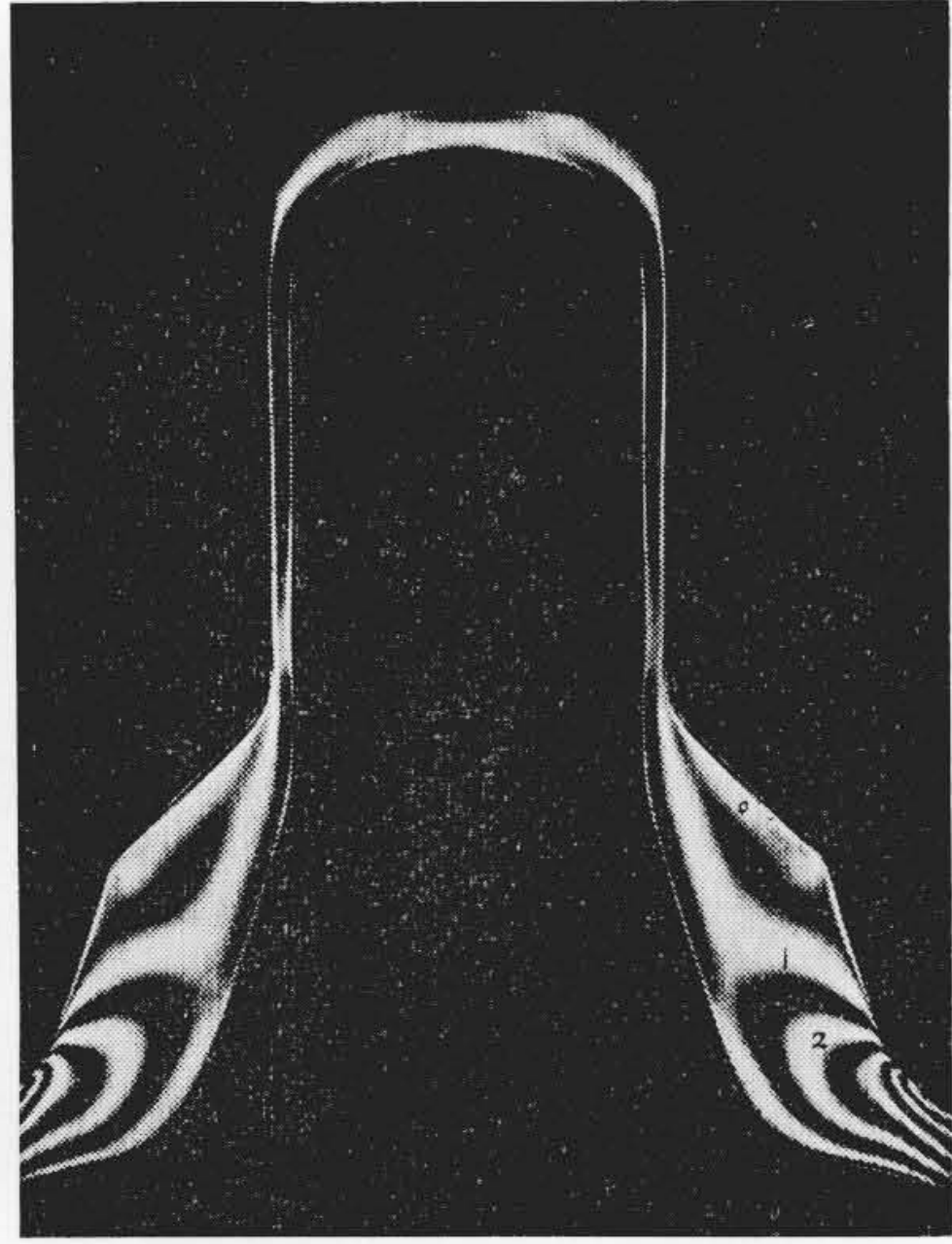
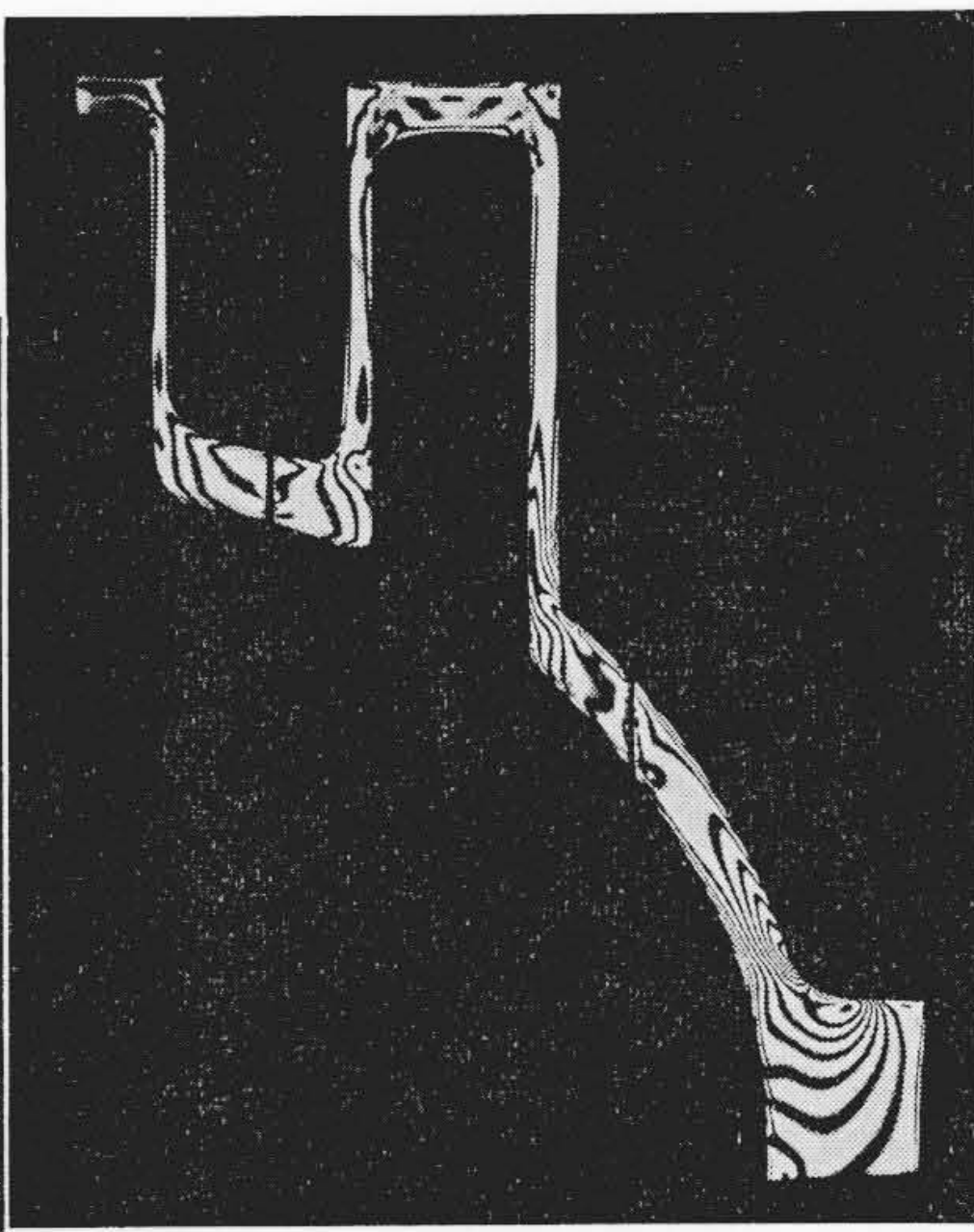


図4 再循環水出口ノズルの光弾性実験

3.3 ノズル

ノズルに対しては、内圧、温度分布による熱荷重、配管反力による外力などが加わる。外力に対しては Bijlaard 氏によって作製された設計線図が利用されているが、内圧および熱荷重に対する応力解析はその困難さもあっていまだ完成されたものではない。Sect. IIIにおいても従来の規格と同じような面積補強法を採用し、ピーク応力に対してはこれまでの実験データによる応力係数を提示している。

内圧によるノズルの応力は一般にノズルと胴板との結合部の内面コーナ部に生ずる。この部分の応力は狭い範囲に限られているが、仕上げ程度や内面コーナ半径の大きさなどにも依存するので計算で評価するのは困難である。実験値についてはすでに国内外にて多数のデータが集積されているが、系統的な整理、考察は完了していない。したがって現状では実際の容器のノズルに適合した値を求めたい場合には、モデル容器や光弾性モデルによる測定を行なうのが望ましい。ここで、BWR の RPV で最大のノズルである再循環出口ノズルに対する光弾性実験およびモデル容器によって求めた応力分布の結果を示すとそれぞれ図4, 5のようになる。

実験によって熱応力解析を行なうことが困難であることもあって、ノズルの応力分布を計算で求めることも行なわなければならない。球殻の半径方向にノズルが取り付けられている場合には、ノズルの軸を中心として回転対称体になるため比較的簡単な取り扱いで応力が求められ、TETRASHELL⁽⁶⁾、SPHERIC SHELL⁽³⁾などの計算コードによって妥当な解が得られている。しかし主要なノズルに対して問題となる円筒殻についたノズルの場合には、軸回転対称体とならないために解析は非常に困難である。この問題については東京大学鶴戸口教授、山本教授らの指導のもとに解析方法を開発した⁽¹¹⁾。この計算コードがNOXシリーズである。この計算により最大応力の推定は可能であるが、小径ノズルではまだ実験値との一致はじゅうぶんでない。

ノズルと配管との接合部付近はノズルエンドといわれるが、この部分では板厚が段階的に変化したり、炭素鋼ノズルとステンレス鋼配管との継目のように異種金属接合が存在することもあり、比較的高い機械的荷重による応力や熱応力が発生する。このために用いられるのが、TROIKA⁽¹⁾、TETRASHELL⁽⁶⁾などの計算コードである。図6は内圧力および定常時の温度分布を受けたときの応力分布の一例を示したものである。

炉心スプレーノズル、給水ノズル、制御棒駆動水戻りノズルなどには、炉心冷却水よりかなり低温の水が注入されるため、高い熱応

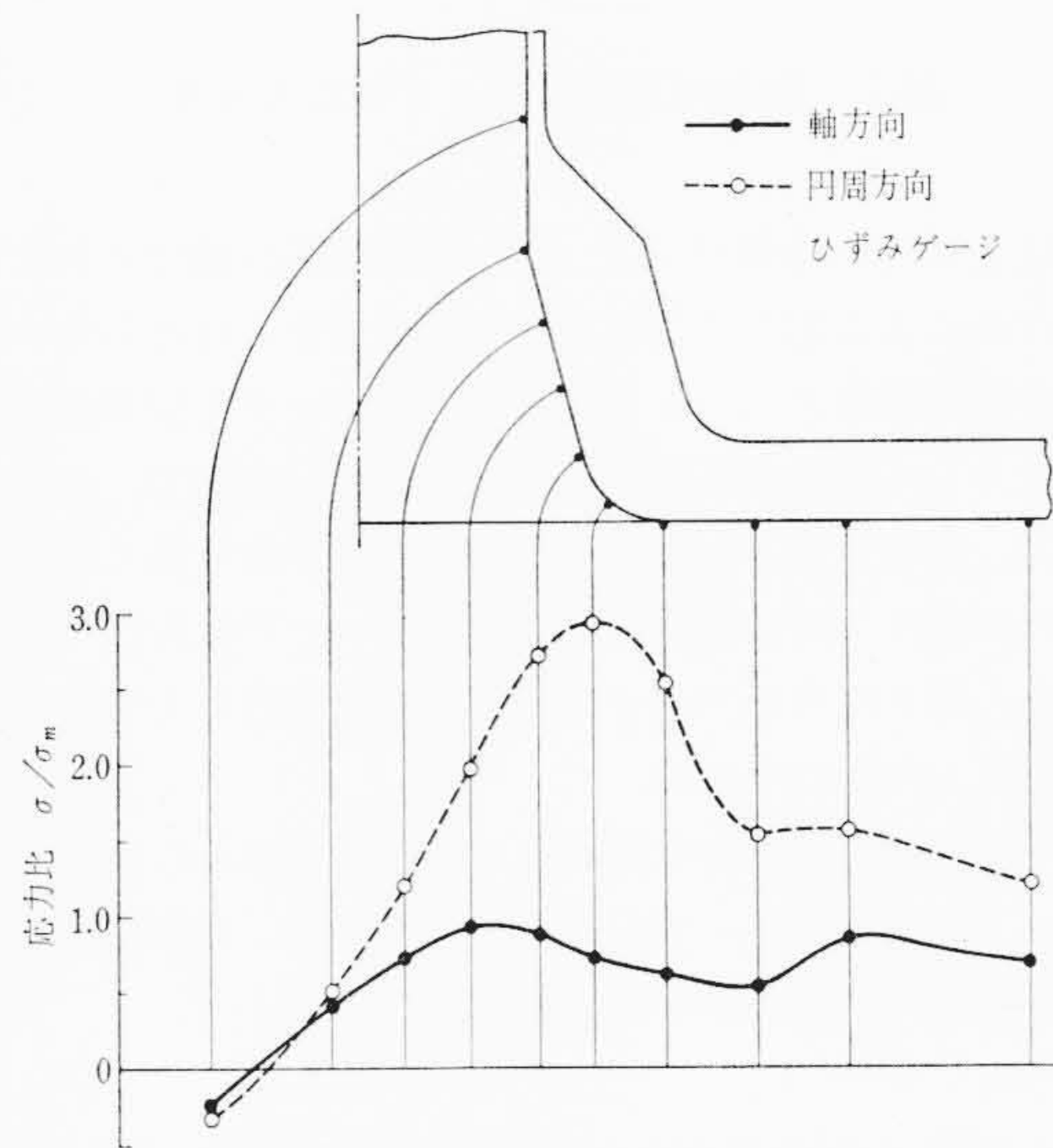


図5 再循環水出口ノズルの内表面長手断面応力分布

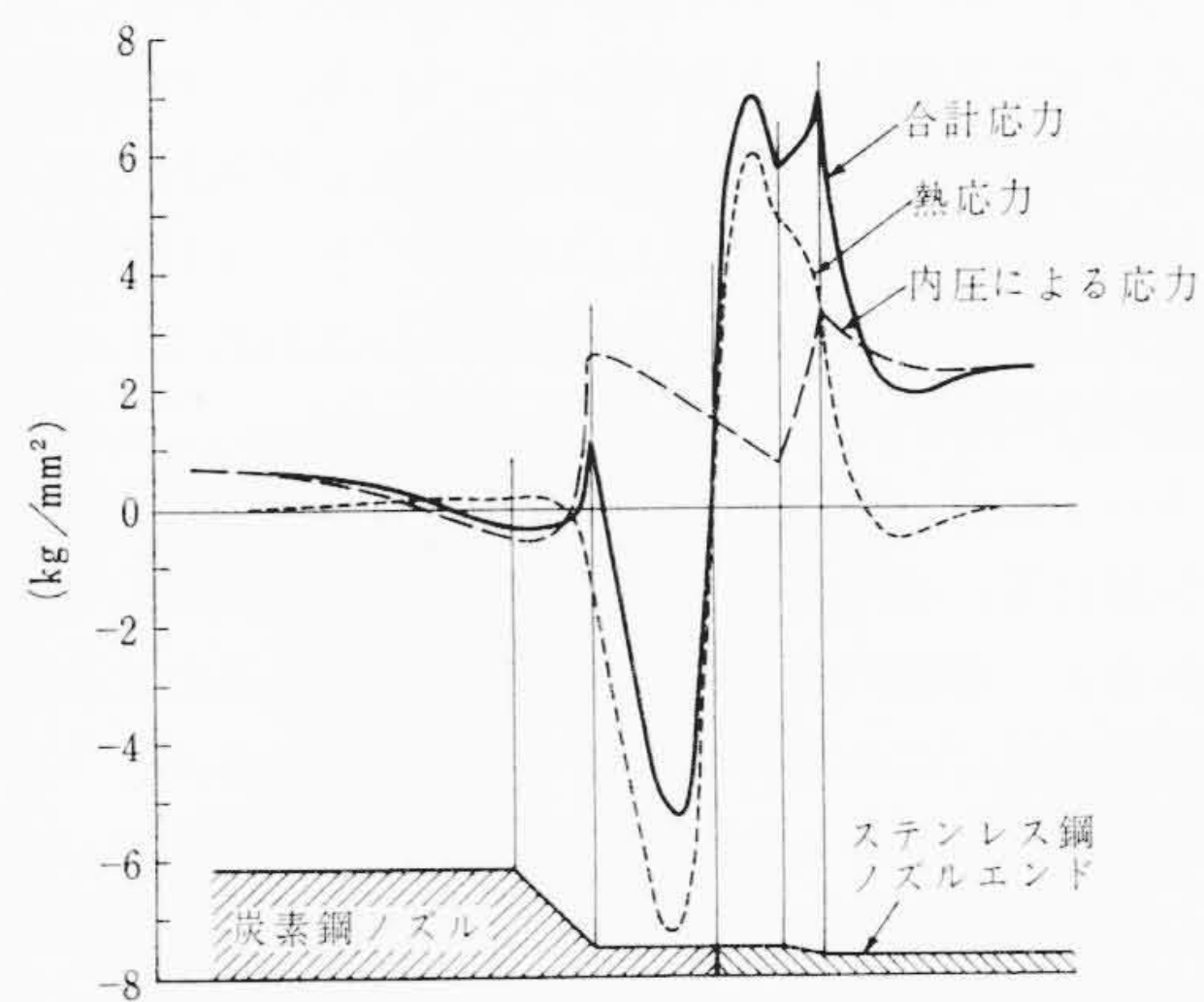


図6 ノズルエンド部の外面軸方向応力分布

力が発生する。このため必要に応じてノズル内にサーマルスリーブを設けて、ノズルに直接急激な温度変化が伝わらないように設計される。それでも一般熱応力強さの制限値である $3S_m$ の中におさめるのはかなり困難を伴うことが多く、設計上種々のくふうが行なわれている。

3.4 制御棒貫通部

下鏡板には制御棒を取り付けるため多数の穴がけられている。

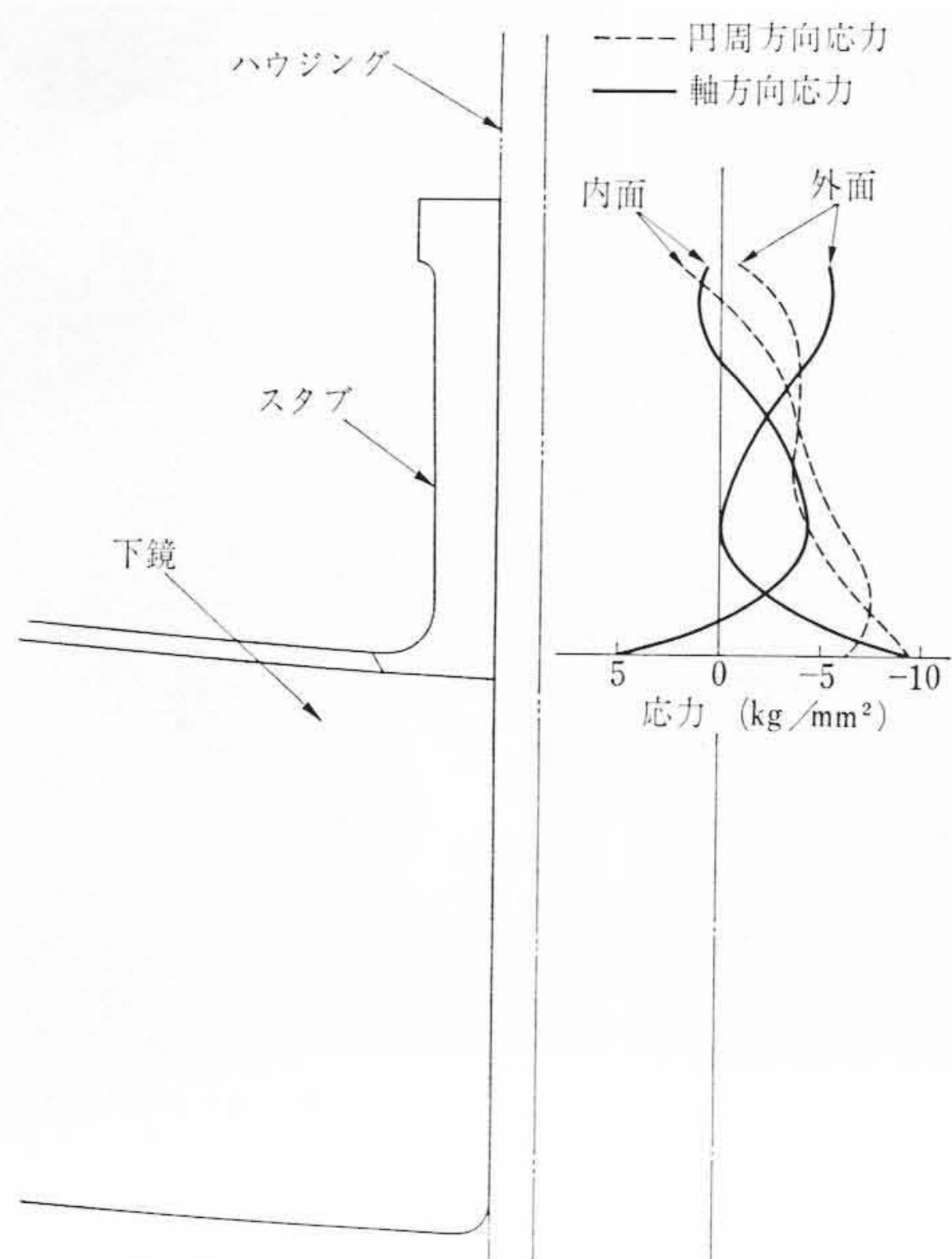


図7 制御棒貫通部スタブの応力分布

この部分はこの穴を補償するための必要板厚が設けられているため、穴の存在による応力は問題となるほど大きくはならない。ただし制御棒の貫通部はステンレス鋼製のハウジングと炭素鋼の下鏡とをスタブを介して連結する構造となっており、内圧力、地震力、スクラム反力、熱荷重などが加わるため応力はかなり高くなる部分である。この部分はPENERODという計算コードを用いて詳細解析が行われる。図7は内圧力および定常時の温度分布を受けたときの応力分布を示したものである。

スタブの材料の選定、形状決定などには計算のみならず実験的なバックアップも必要であって、鋼製モデル実験、光弾性実験および異種金属溶着部の疲労実験が行なわれている。

3.5 炉心サポート

JAPC-2 RPVの炉心サポートは円すい状をしている。下端は炭素鋼の容器に取り付けられ、上端はステンレス鋼製の炉心構造物に連結されているため、熱応力を緩和する意味で、下半分インコネル、上半分がステンレス鋼という構成をもっている。この部分には炉心上下面の圧力差、地震力、炉心構造物重量などが加わるため、かなりの応力が発生する。この部分はCOMUS⁽⁴⁾という計算コードによる詳細解析および光弾性実験による確認が行なわれている。

3.6 容器支持スカート

支持スカートには、容器および内蔵物重量、地震力、内圧力、熱荷重などが加わる。特にスカート部は外気に囲まれているため比較的低温であるが、容器内部には高温の冷却水があるためスカートと容器との連結部近辺にかなりの温度分布が生ずるため、スカート周辺の保温材の構造をくふうしながら、詳細な応力解析が行なわれる。この部分の応力解析に用いられるのが、ANCY、SKAPARの計算コードであり、地震力の非対称荷重、内圧力、熱荷重などの軸対称荷重に対する計算がそれぞれ行なわれる。図8は定常運転時の応力

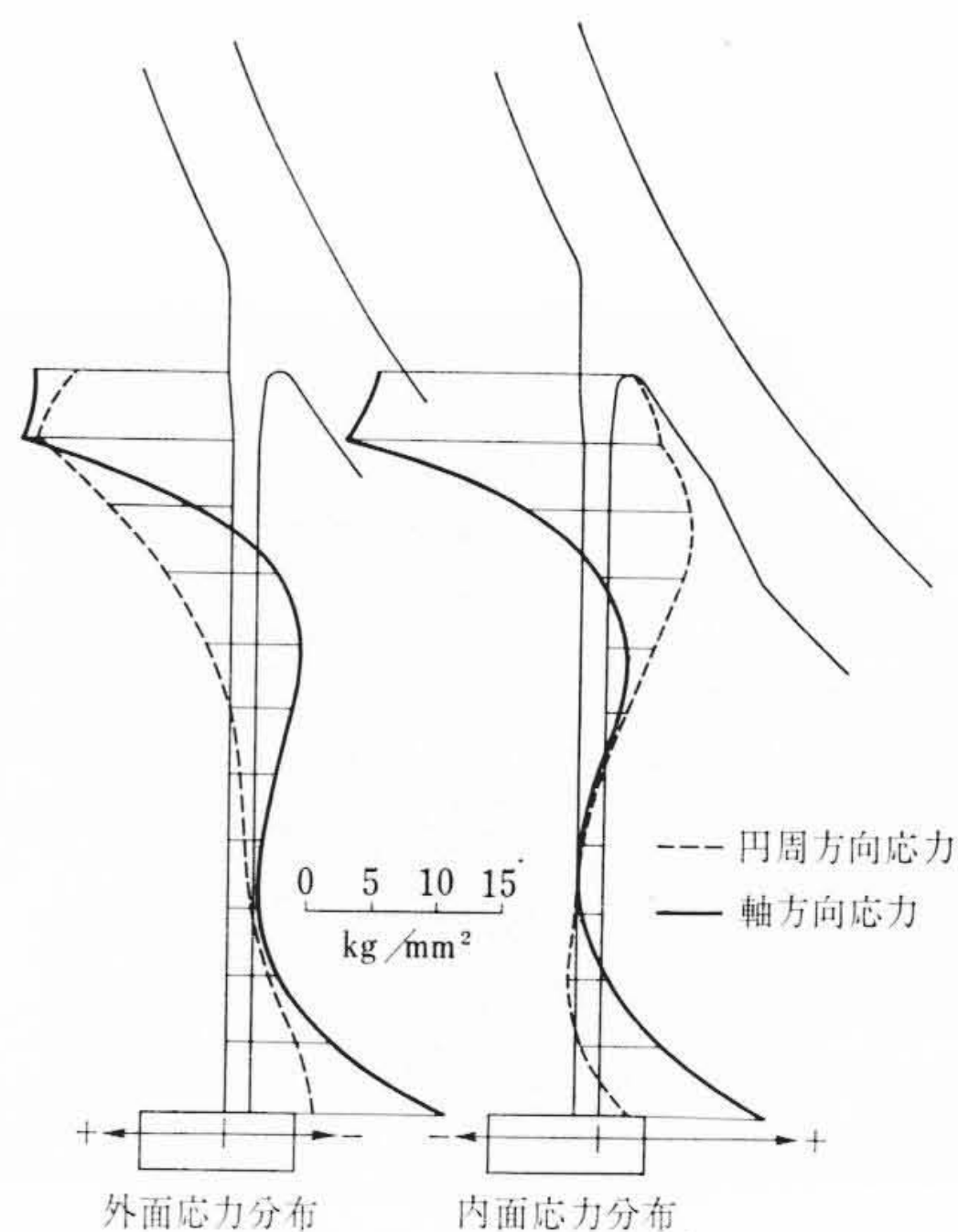


図8 容器支持スカートの応力分布

分布を示したものである。なお、鋼製モデルによる実験も行なわれているが、その詳細は文献⁽⁵⁾⁽⁷⁾を参照されたい。

4. 結 言

ASME規格Section. IIIを基礎にして行なわれるRPVの応力解析について、現在までに日立製作所が開発してきた状況を、電子計算機による応力解析を中心にして紹介し、その問題点の一部を指摘した。現状ではRPVのすべての部分に対して詳細に応力を求めることが可能な段階になったが、円筒殻についたノズルなどいまだ不完全な分野も多い。今後の課題として、現在までに集積された実験データを系統的に整理してこれを理論的な解析と組み合わせて、より正確で、迅速な解析手段を確立する努力を続けていかなければならない。

終わりに本応力解析技術の確立に当たり、終始ご指導を賜った日立製作所日立工場嶋井部長、日立研究所大内田部長、楠本室長、岩崎主任、解析に協力された宇梶、小口の両氏に謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) 浜田, 林, 小口: 日立評論 48, 812 (昭41-7)
- (2) 浜田, 林, 宇梶: 機械学会日立地方講演会前刷集, 28 (昭42-11)
- (3) 浜田: 日立評論 45, 2021 (昭38-12)
- (4) 浜田, 林, 小口: 日立評論 48, 1387 (昭41-12)
- (5) 岩崎, 清水ほか: 日立評論 50, 581 (昭43-7)
- (6) 浜田, 林ほか: 日立評論 50, 503 (昭43-6)
- (7) 岩崎, 清水ほか: 日立評論 50, 681 (昭43-8)
- (8) B. Budiansky, D. P. Radkowski: AIAA Journal, 1, 1833 (Aug. 1963)
- (9) K. R. Wichman, A. G. Hopper, J. L. Mershon: Welding Research Council Bulletin, No. 107 (Aug. 1965)
- (10) P. P. Bijlaard, R. J. Dohrmann: J. of Engg. for Industry, Tr. ASME, Series B, 314 (Aug. 1963)
- (11) 山本, 一色ほか: 日本機械学会論文集, 34, 811 (昭43-5)

500 kV 空 気 遮 断 器

500 kV Air-blast Circuit Breaker

仲 野 善 一* 平 田 敬 一*
Zen'ichi Nakano Keiichi Hirata

要 旨

500 kV 送電はすでにソ連、カナダ、アメリカにおいて広く採用されており、国内においても実用化を目前にひかえ各方面で検討が進められている。本文は 500 kV 系統用遮断器として開発された操作圧力 30 kg/cm² の OPH 形空気遮断器について実施した、各種の特性試験の結果を述べたものである。

1. 緒 言

世界的に 500kV 送電の採用が進められ、国内においても数年後の 500kV 送電の実用化を目ざして、各方面において種々の検討が進められている。日立製作所において開発した 500 kV 用遮断器は操作圧力 30 kg/cm² の OPH 形空気遮断器(以下 ABB という)である⁽¹⁾が、その後本器について各種の特性試験を実施して性能を確かめ、きたるべき 500 kV 送電に対する準備を進めている。本器は基本構造において、すでに多数の納入実績を有する OPF 形、OPG 形 ABB⁽²⁾⁽³⁾と同じであるが、操作圧力 30 kg/cm² の大容量遮断ユニットを採用し 500 kV で一相 3 ユニット構成と高電圧用であるにもかかわらず小形でコンパクトな遮断器とした。500 kV 用遮断器で特に問題となるのは開閉サージとその抑制法で、これは今までの超高压系統には見られなかった新しい問題である。このほか機器の高さの増加に伴う耐震性能の問題や耐汚損特性など 500 kV 特有の諸問題がある。本稿ではこれらの諸特性試験結果を中心に述べる。

なお、本器は 500 kV 送電実証試験研究委員会の要請により、超高压電力研究所武山研究所において目下実用性能検証試験を実施中である。

2. 定 格, 仕 様

表 1 に OPH 形 500 kV ABB の定格仕様の一覧、図 1 に外観を示す。図 1 は武山研究所に設置された供試 ABB 1 相分で、別置のユニットコンプレッサキュービクルが設けられている。また、一次タンクは占有面積を減らすため、架台の直下に取り付けられている。

3. 構 造, 動 作

1 相が 3 柱より構成され、各柱間は図 1 に示すように柱間接続がい子とステーがい子により連結され、耐震上の配慮からステーがい子は直接架台に取り付けられている。図 2 は操作系統説明図、図 3 は遮断部動作説明図である。

3.1 遮 断 動 作

1 遮断ユニット中の 2 遮断点を橋絡する可動接触子を上方に引き上げて、固定接触子との間に発生したアークに高压空気を吹き付けて遮断する。可動接触子の開閉動作は遮断部近傍に設置された受信弁により行なわれる。受信弁は引張棒を介して大地側の送信弁と機械的に連結されて、投入状態では受信弁に働く高気圧により操作系統が上方に引き上げられているが、開路用電磁弁を開くと送信弁に働く差圧力がこれに打ち勝つので受信弁は下方に引張られる。受信弁の排気口が開くと投入状態を保っていた機構部の背圧が抜けて遮断動作を行なう。この場合、排気特性の差により、まず遮断部が開き次いで一定時間おくらせて抵抗接点が開く。抵抗は 1 相当たり 900Ω で、遮断時の接点間の電圧分布の均等化と再起電圧の抑制に効果が

* 日立製作所国分工場

表 1 定 格 お よ び 仕 様

形 式		OPH-3500B-PAR
電 圧	圧	525 kV
電 流	流	2,000/4,000 A
遮 断 容 量	量	35,000 MVA
絶 縁 耐 力	衝 撃 波	1,800 kV
	商 用 周 波	805 kV
	開 閉 サージ	1,250 kV
	対 地 極 間	1,250 kV + 430 kV *
遮 断 時 間	間	2/3 サイクル
投 入 時 間	間	0.1 秒
標 準 動 作 責 務	務	O—0.25 秒—CO—1 分—CO
制 御 電 圧	圧	DC 100 V
操 作 圧 力	力	30 kg/cm ²
遮 断 点 数	数	6 点/相

* (開閉サージ 1,250 kV) + (商用周波 $\frac{525 \times \sqrt{2}}{\sqrt{3}}$ kV)

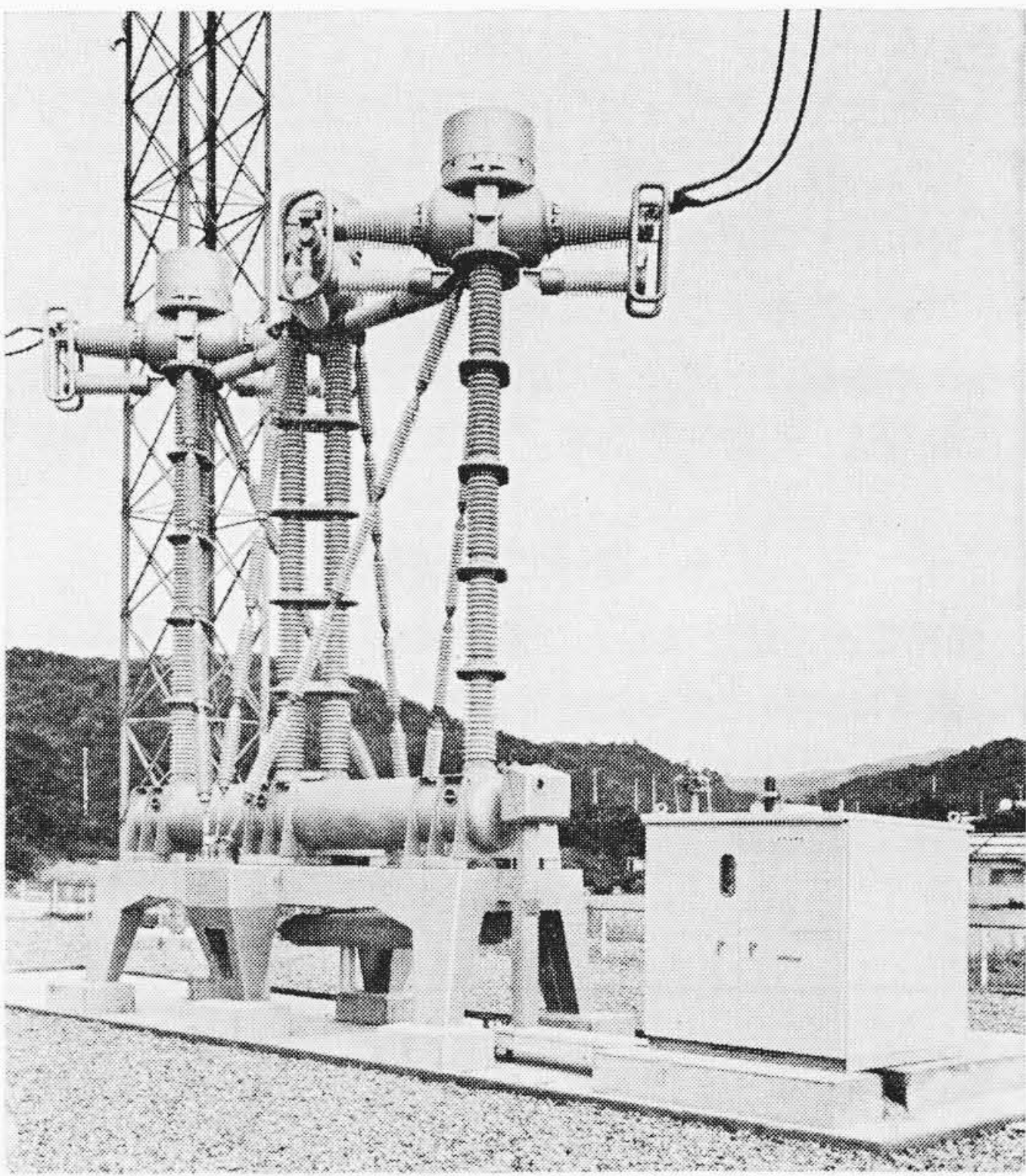


図 1 525 kV, 4,000 A, 35,000 MVA 空気遮断器

ある。同一相内の受信弁はすべて機械的に連結されているので相内での動作時間のばらつきはない。

3.2 投 入 動 作

閉路用電磁弁を開くと送信弁に働く差圧力が解消されて操作系は受信弁に働く力により上方に引張られ、受信弁の排気口が閉じてふたたび遮断部および抵抗接点に給気して投入動作が行なわれる。投

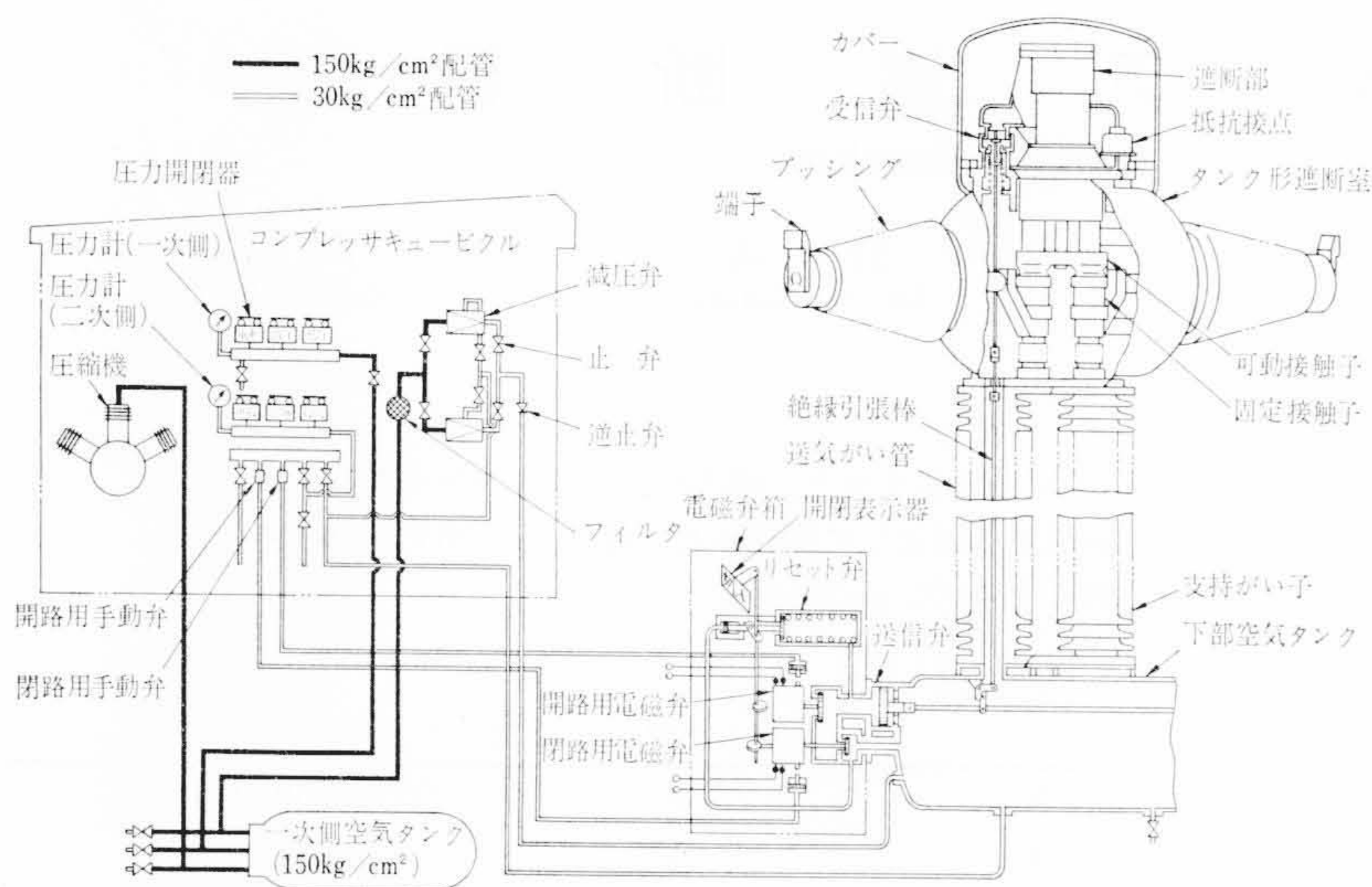


図2 操作系統説明図

入の際も給気特性の差によりまず抵抗接点が入力され、続いて主接点が入力される。

3.3 おもな特長

- (a) 構成遮断部ユニット数が少なく、かつ各ユニット中の2遮断点が1個の可動接触子で開閉されるため保守点検の手数が著しく少ない。
- (b) 据付面積が小さい。
- (c) 遮断部、支持がい管部、下部空気タンク部、電磁弁部の4ユニットが単独に製作管理されるので信頼度が高く、互換性も完全である。
- (d) 4ユニットを積み重ねるだけで機械的、空気のな連結が完了するので組み立てに時間がかからず、また本体まわりの配管がいっさいないため空気漏れの心配がない。
- (e) 低抵抗遮断方式と高気圧の採用により遮断性能がよい。
- (f) 遮断、投入時とも抵抗をそう入する方式であるため、再投入時に発生する開閉サージの低減に効果がある。
- (g) アーク接触子のほかにチューリップ形主接触子を持つ構造であるため接触面がアークで損傷されず、4,000 Aのような大電流通電に最も適した構造である。

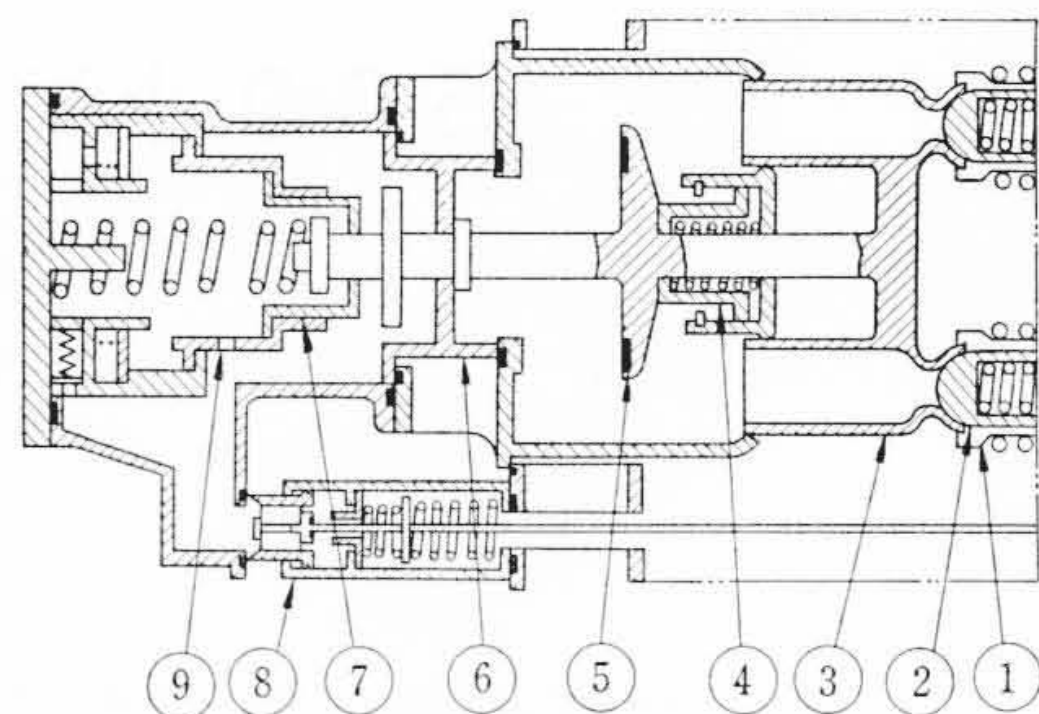
4. 諸特性試験結果

4.1 短絡電流遮断試験および温度試験

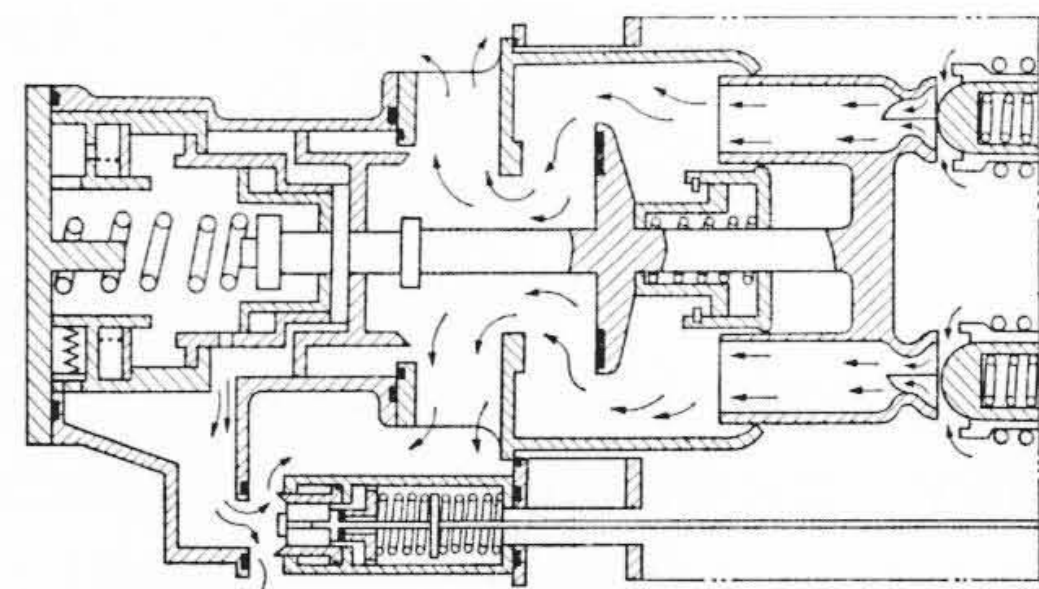
表2、表3は試験結果の要約である。

4.2 開閉サージ抑制に関する検討

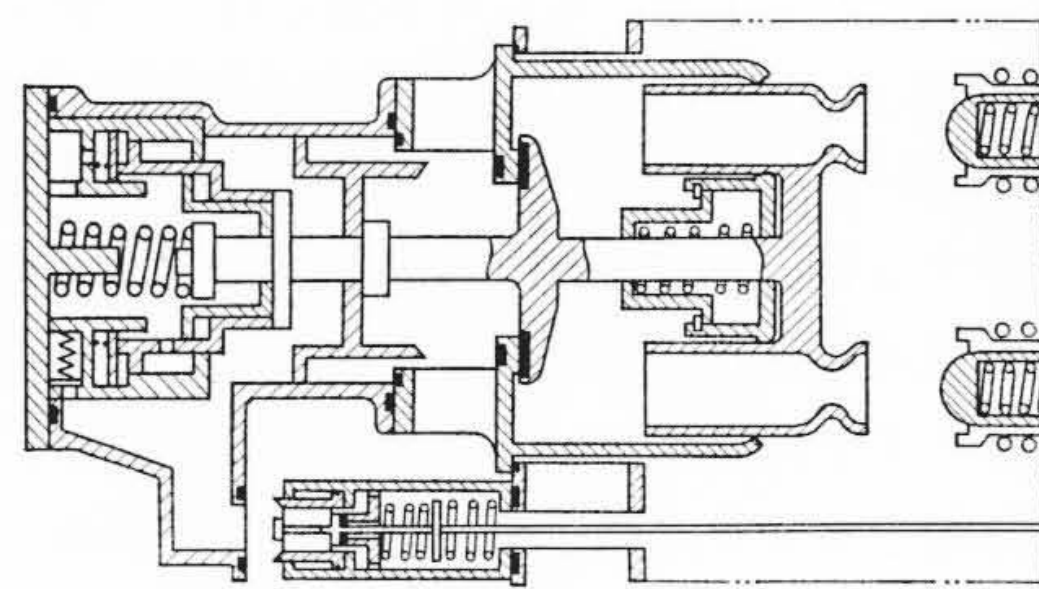
500 kV 系では線路の絶縁設計を低くとるために線路開閉時、特に



(a) 閉路状態



(b) 遮断行程



(c) 開路状態

- ① 主接触子 ② 回定接触子 ③ 可動接触子
- ④ 投入ダンパー ⑤ 下 受 弁 ⑥ 主 受 弁
- ⑦ 第1緩衝ピストン ⑧ 受 信 弁 ⑨ 第2緩衝ピストン

図3 遮断部動作説明図

表3 温度試験結果

通 電 電 流	4,000 A			
周 波 数	60 Hz			
通 電 時 間	11 時 間			
充 て ん 圧 力	30 kg/cm ²			
試 験 条 件	代表的な箇所における温度上昇値 (°C)			
	可動接触子	固定接触子	遮断部タンク外面	端 子
1,000 回連続開閉試験終了後に実施。端子から1 m離れた導体の温度を50°C一定として実施。	39	38.5	27	34
56.2 kA の電流を9回遮断後	42	41.5	26.5	34.5
JEC-145 規 格 値	55	55	70	55

(注) 可動接触子、固定接触子の温度は抵抗温度計により測定。
ほかはアルコール温度計により測定。

表2 短 絡 電 流 遮 断 試 験 結 果

試験の種類		操作圧力 (kg/cm ²)	動作責務	遮断点 数	試験電圧 (kV)	遮断電流対称値 (kA)	アーク時間 (サイクル)	遮断時間 (サイクル)	再起電圧		投入電流波高値 (kA)	
									周波数 (kHz)	振幅率		
短絡電流		30	O-0.25秒-CO-1分-CO	6	412	0.66~0.73	0.12~0.28	2.07~2.23	1.4	1.5	1.5~2.0	
		30	O-0.25秒-CO-1分-CO	2	22	56.5~59.7	0.08~0.39	2.03~2.34	12.5	1.4	101.8~136.5	
		24	0	1	69 相当	57.3~58.7	0.37~0.38	2.41~2.42	2.5	1.3		
		26	0	1	111 相当	26.6~26.7	0.41~0.42	2.36~2.37	2.5	1.3		
S L F	60% 75% 90%	26	0	1	53 相当	23.7	0.36~0.38	2.31~2.33	電源側固有再起電圧		線路側固有再起電圧	
									周波数 (kHz)	振幅率	周波数 (kHz)	振幅率
									1.16	1.3	4.65	1.6
			26	0	1	53 相当	29.8~29.9	0.37~0.38	2.32~2.33	1.16	1.3	9.3
	26	0	1	53 相当	35.5~35.7	0.35~0.37	0.30~2.32	1.16	1.3	27.8	1.6	

無負荷線路の再投入時に発生する開閉サージを抑制することが必要になる。現在、投入時に抵抗を直列にそう入するいわゆる抵抗投入方式が一般に用いられているが、図4は120 kmの線路長の送電線についての模擬回路で、国内の500 kV系を対象として投入抵抗の有無について行なわれた開閉サージの解析結果である。表4は最大開閉サージ倍数についてまとめたもので、投入抵抗の有無のほか、再投入条件、投入時の相間の不ぞろい、故障条件についての比較で示されている。この結果、1相当たり900 Ωの抵抗をそう入すれば抵抗がない場合の開閉サージ倍数3ないし4倍を1.7倍以下に低減することができる。本器では同一の抵抗を投入時のみならず遮断時にもそう入する方式を採用しているため遮断時の線路残留電圧が低くなりさらに開閉サージを低減することが可能である。本方式を用いた場合を単相模擬回路により解析した例では、線路長が400マイル(640 km)の場合、受端において抵抗のない場合3倍以上であった開閉サージ倍数を、1.6倍以下に低減できることを確認した。

4.3 耐電圧特性

4.3.1 衝撃波および商用周波耐電圧

衝撃波耐電圧は乾燥、注水とも1,800 kV、商用周波耐電圧は乾燥1分、注水10秒で805 kVを満足した。

4.3.2 開閉サージ耐電圧

抵抗投入方式を採用することにより高速度再投入時の開閉サージを2倍以下(525 kVベースで考えれば860 kV以下)に抑制することが可能であるが、耐電圧としてはこれに余裕を見込んで1,250 kVとし、この値を満足することを確認した。また、線路側遮断器の場合には、開極状態において電源側商用周波電圧と線路側開閉サージ電圧とが互いに異極性となるように極間に印加される場合が考えられるが、この場合極間に現われる電圧は見かけ上両電圧の和となる。この状態を想定して図5の回路を使用して商用周波と開閉サージの重畳試験を実施した。表5は試験結果の要約で、より低いせん絡値を与える100×2,800 μs波形について商用周波との重畳を行なった。この結果、開閉サージ単独印加でも商用周波との重畳印加でもせん絡値には大差ないことが判明した。せん絡の状況を図6に示す。

4.3.3 耐汚損特性

等価霧中耐電圧試験および活線洗浄試験を実施して耐汚損特性を求めた。系統最高電圧を525 kVとすれば、常規対地電圧では塩分付着量0.06 mg/cm²、1線地絡時の健全相電圧を考慮すると0.03 mg/cm²まで耐えることを確認した。

4.4 耐震性能

500 kV遮断器では絶縁上、大地と導電部間の距離が長くなるため、耐震性能をじっくりと検討することが必要になる。500 kV遮断器は寸法的に大きいため、従来とられてきたような実機による振動試験⁽⁴⁾が困難となる。本器では1/4モデルABBを製作して、モデル試験により耐震性能の検証を行なった。図7は1/4モデルABBの外観と振動試験の状況を示したもので、モデルABBは支持がい子とがい子金具のみは実機と同一の材質で製作し、ほかの部分は銅製として質量および質量分布のみを実機に合わせるようにした。振動試験は、共振状態において正弦波による連続加振を行ない、応答倍数(振動台の加振加速度に対するABB頭部加速度の倍数)を求めた。図8は試験結果で、曲線は各方向に現われる加速度のうち大きな値をつらねたものであり、加振加速度が大きく

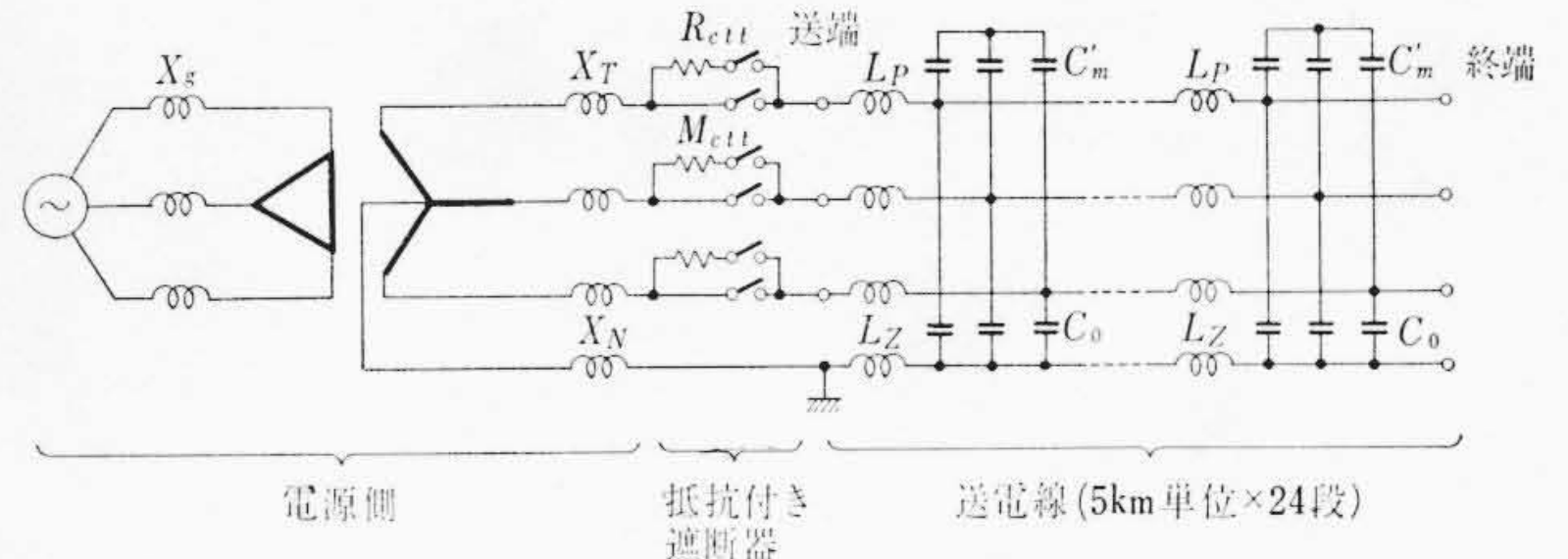


図4 三相模擬回路

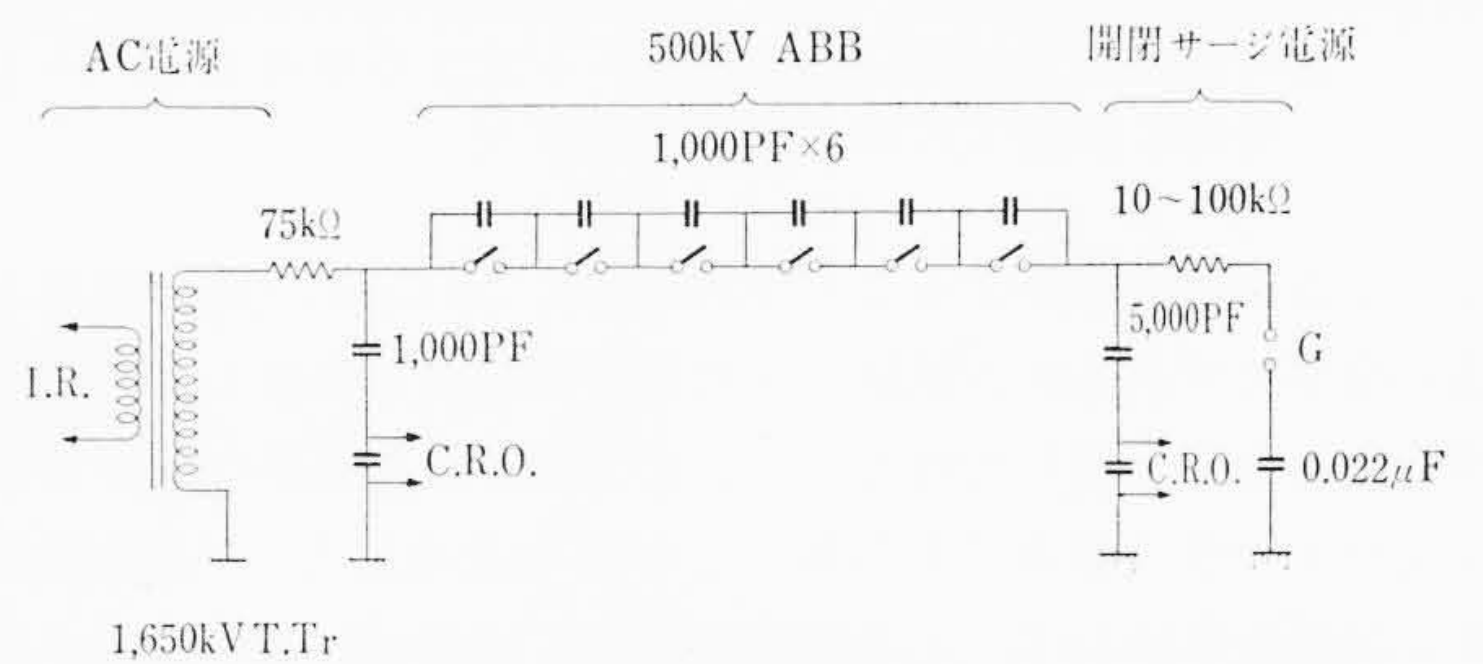


図5 商用周波と開閉サージを重畳した極間耐圧試験回路

表4 各条件下での開閉サージ倍数

再投入の条件	測定箇所	投入抵抗(Ω)	最大開閉サージ倍数	最大開閉サージが発生する線路の状態	発生箇所	発生時点
三相再投入	対地	0	3.5	IL-G	終端	
		900	1.3	健全, IL-G, IL-G'	終端	主接点投入時
	線間	0	3.2	健全	終端	
		900	1.3	健全	終端	主接点投入時
	対地	0	4.0	健全, IL-G'	終端	
		900	1.7	健全	終端	主接点投入時
単相再投入	対地	0	2.6	IL-G'	終端	
		900	1.4	IL-G	終端	抵抗接点投入時
	線間	0	2.1	IL-G'	終端	
		900	1.2	IL-G'	終端	主接点投入時

- (注) 1. IL-G : A相終端が永久接地故障となるもの
2. IL-G' : A相終端が接地故障となるが投入動作以前に回復しているもの
3. 抵抗そう入時間: 10 ms
4. 不ぞろい投入の場合は発生開閉サージができるだけ大きくなるよう投入位相を調整した

表5 極間の開閉サージと商用周波重畳せん絡電圧

波	形	せん絡電圧(平均値)	せん絡径路	備考
開閉サージ電圧	商用周波電圧			
100×2,800 μs	なし	1,490 kV以上	印加端シールドリングより大地へ	正極性開閉サージを印加
480×3,900 μs	なし	1,610 kV以上	印加端シールドリングより大地へ	
100×2,800 μs	50 Hz	1,590 kV以上 (1,590+450=2,040 kV)	印加端シールドリングより支持がい子下端金具へ	商用周波の負ピークで正極性開閉サージを印加

- (注) 1. 大地側支持がい子4段積み状態で施行した(正規は5段積み)
2. 乾燥状態での試験結果

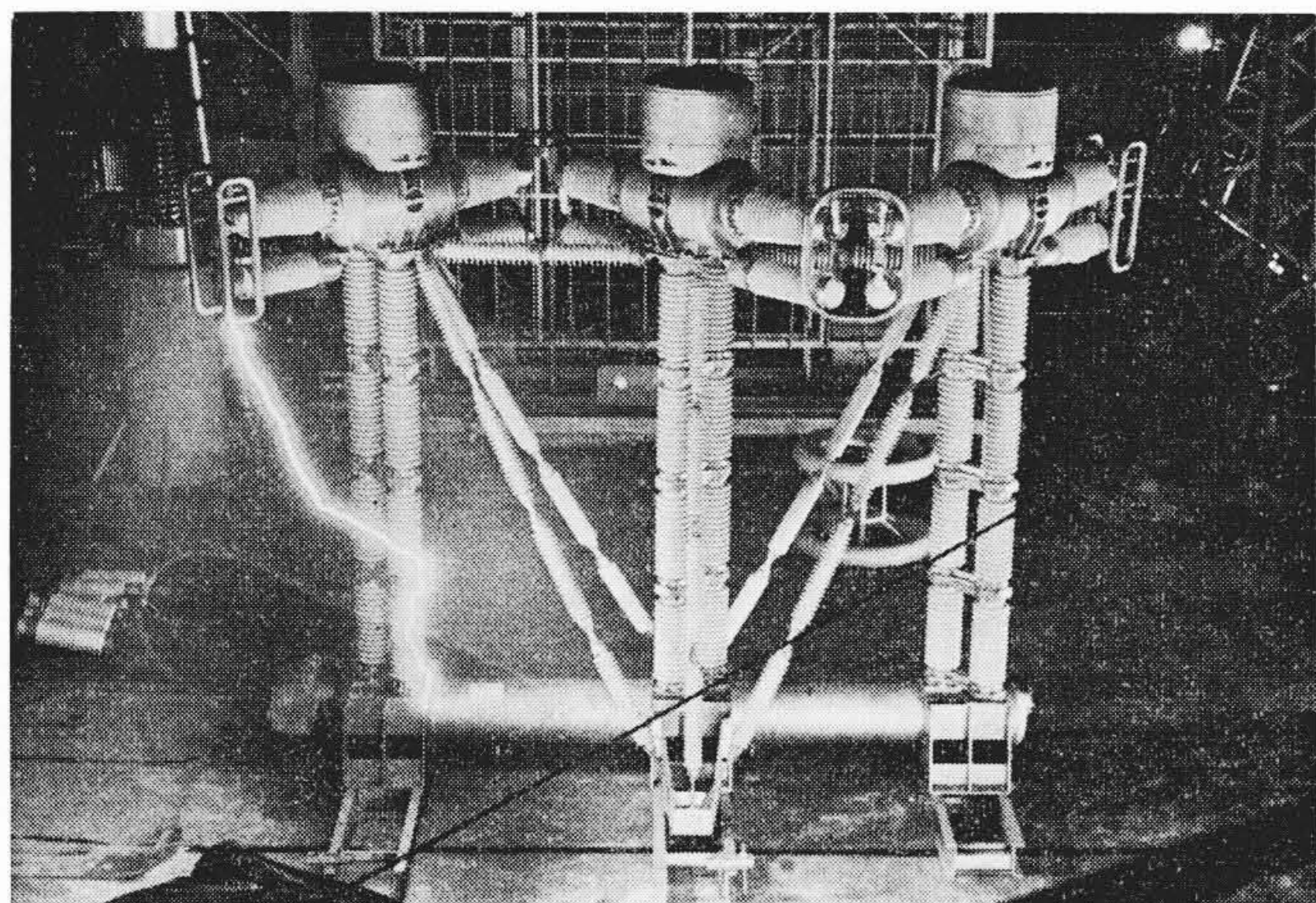


図6 商用周波電圧と開閉サージ電圧を重畳して極間に印加した場合のせん絡状況

なると応答倍数が低下することがわかる。このほか共振周波数も若干低いほうにずれるが、試験はその都度周波数を調整して常に共振周波数となるようにして行なった。応力的に最も過酷な条件となるのは支持がい子の根本であるが、この部の発生応力と ABB 頭部加速度の関係を求めれば、応答倍を用いて支持がい子が破壊する限界の振動台加速度を求めることができる。このようにして本 ABB に対する限界地動加速度を求めると約 350 Gal になる。これは観測された史上最高の加速度波形をもつアメリカ エルセントロ地震 (330 Gal) を上まわる値である。実地震波の場合は ABB 設置個所の地盤などにより条件が変わるため、モデル試験により実 ABB の耐震性を判定するには数多くの波形について試験する必要がある。国内で観測された 2～3 の波形について加速度ピーク値を正弦波加振時の加速度に合わせて試験した結果では、応答倍数が正弦波の場合の 50～70% に下がることを確認した。すなわち実地震の場合は正弦波連続加振に比べて楽な条件になると考えられる。

4.5 ユニットコンプレッサキュービクルの特性

超高压電力研究所武山研究所において実用性能検証試験中の 525kV ABB には、これまでの国内向け高電圧 ABB には見られなかったユニットコンプレッサ方式が採用されている。ユニットコンプレッサキュービクルは点検を容易にするため 2 面両開き、1 面片開きの構造で、空気圧縮機を中心に圧縮機用制御盤、減圧装置から成り、さらに ABB 制御盤、圧力開閉器、手動弁なども内蔵されている。空気圧縮機から出た高圧空気は、いったん外部に導かれて ABB 架台下に取り付けられた 1 次タンクにたくわえられ、再びコンプレッサキュービクルに引き込まれ、減圧装置を経て ABB に供給される (図 2 参照)。減圧装置の特性は、O—0.25 秒—C O—1 分—C O 操作時の最後の C O 動作でも 17 秒以内に定格操作圧力に復帰する再充気特性を有している。このほか空気圧縮機の運転に伴うキュービクル内の過熱を防ぐために、サーモスタットにより制御された換気扇が設けられている。

5. 結 言

以上 OPH 形 525 kV ABB について各種の特性試験を中心に述べた。もちろんこれらの試験以外に単なる工場試験では検証しきれない実用上の種々の性能チェックもあり、これらの点については据付

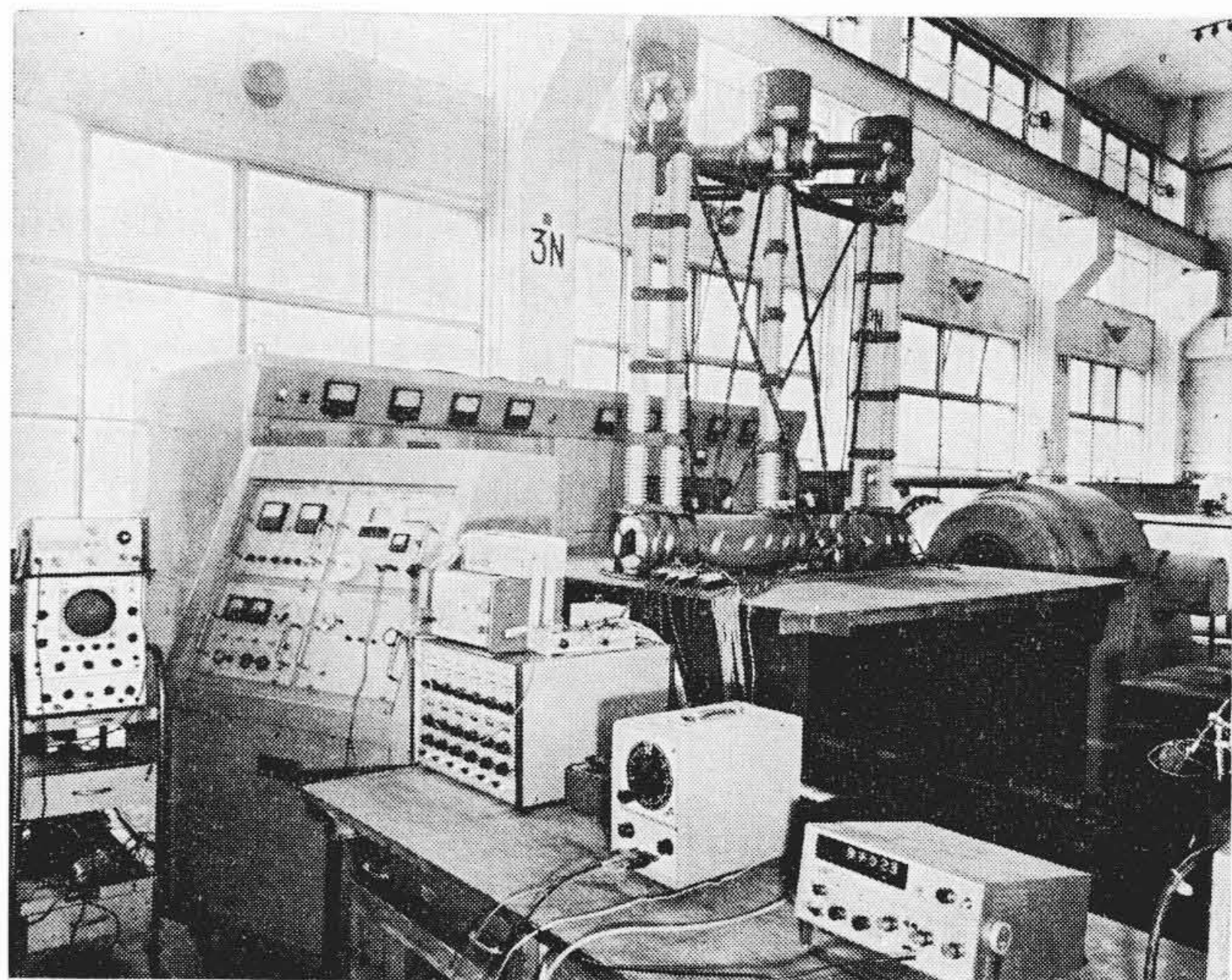


図7 500 kV ABB の 1/4 モデル振動試験状況

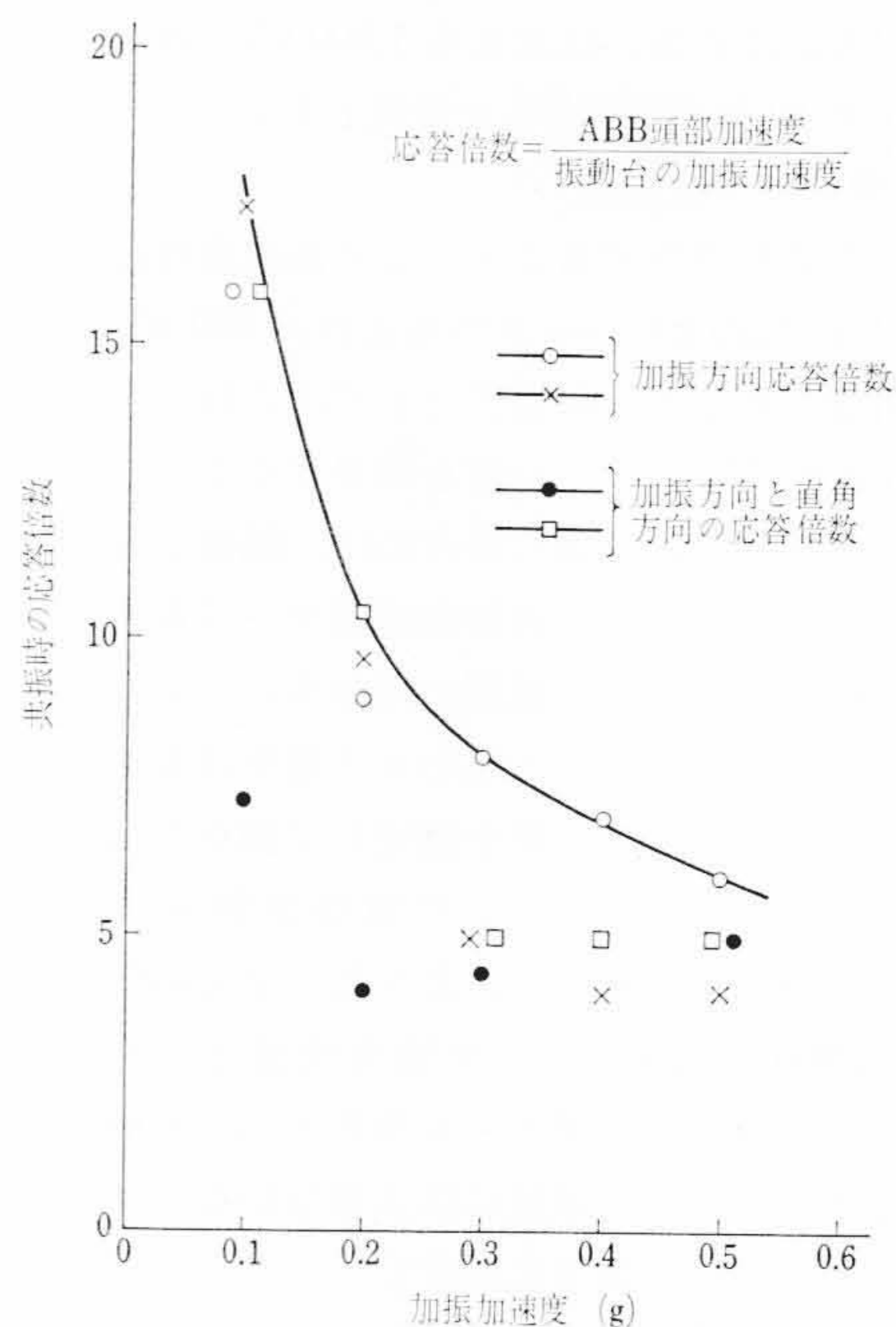


図8 モデル ABB の加振加速度と応答倍数の関係

現場あるいはこれに近い形での試験が望まれる。500 kV 送電実証試験研究委員会の提案による実機での実用性能検証試験はこの点において意義あるもので、試験の結果を参考にしてさらに充実した ABB へと発展させてゆく考えである。終わりに本 ABB の試験にあたり有益なご助言をいただいた 500 kV 送電実証試験研究委員会各位に深甚の謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) 仲野, 平田, 佐藤, 鎌田, 山崎: 日立評論 48, 1164 (昭 41-10)
- (2) 仲野, 平田, 黒岡, 細川: 日立評論 45, 1055 (昭 38-7)
- (3) 細川, 臼木, 伊藤, 山崎: 日立評論 45, 1241 (昭 38-8)
- (4) たとえば仲野, 大島, 小堀: 昭和 42 年電気学会東京支大予稿 183

高性能タービン翼形の研究

Design and Development of Steam Turbine Cascades

糸野 幸三* 植西 晃**
Kôzô Kumeno Akira Uenishi

要 旨

タービン効率を向上させるためには静翼、動翼の性能が最も重要な要素となる。これまでの翼列に関する多くの研究のように、実験だけに頼って性能改善を図ろうとすることはその資料が必ずしも有効に活用できない場合が多く、どうしても理論解析を基礎とする実験的検討が必要である。ここでは日立製作所がすでに実際に用いている高性能翼形を短時間で計算する方法について述べ、また実験結果からその方法の有効性を明らかにした。また、これらの方法をさらに発展させて、実際に即したよりすぐれた方法が導ける可能性のあることも示した。

1. 緒 言

大形蒸気タービンの場合、性能の少しの違いが経済性にきわめて大きな影響を及ぼすので、タービン効率向上に対して今日ほど強い関心が寄せられていることは今までになかった。このタービン効率の良否は主として静翼、動翼の性能で決まることが多く、翼列性能向上が最も重要な課題の一つになっている。従来の翼列に関する研究は実験的に性能の改善を図ることがほとんどであった。したがって、ある流れの条件のもとですぐれた性能が得られたとしても、新しい仕様のタービンを設計する場合にはその翼列が使用できず有効な資料としてじゅうぶんに活用できない場合が多い。これに対して、一つの設計理論に基づいて翼形が設計され、実験的にじゅうぶんな検討がなされている場合には実験結果を設計理論に反映させることによって異なる条件においても高い性能の翼列を短時間で設計を完了することができる。

この基礎となるタービン翼形の設計理論としてはホドグラフ法が適しており、流れの圧縮性の影響を考慮したものであることが望ましい。それは、蒸気タービン最終段落においては流出マッハ数 $M_2 > 1$ であり、そのほかの段落においても高亜音速流において静翼、動翼は使用されているからである。また、翼列内部の流れを圧縮性流体として扱うことができれば、実際に近い状態で翼列性能を把握でき、設計結果の良否を判断しやすいので、性能向上に対する対策を適格になし得る。

このように、流れの圧縮性を考慮した理論については多くの研究が行なわれている。しかし、タービン翼形のような複雑な境界条件においては厳密解がほとんど期待できないと考えられる。したがって近似的に取り扱うことになるが、今井氏⁽¹⁾、Cohen 氏⁽²⁾などの理論が応用できる。

2. 複素ポテンシャルおよび翼形の座標

二次元、定常、非粘性の流れにおけるホドグラフ方程式において、流れはすべて亜音速流であるとして

$$\left. \begin{aligned} \omega = \ln q^* = \int \frac{\sqrt{1-M^2}}{q} dq, \quad \eta = -\theta \\ \zeta = \omega + i\eta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

のような変数変換を行なえば、基礎方程式は

$$\frac{\partial \phi}{\partial \omega} = T \frac{\partial \phi}{\partial \eta}, \quad \frac{\partial \phi}{\partial \eta} = -T \frac{\partial \phi}{\partial \omega} \dots\dots\dots (2)$$

で与えられる。ここに、比熱比 $\gamma > 1$ の場合には

$$\left. \begin{aligned} \frac{q^*}{a_0} &= \left\{ \frac{1-\sqrt{1-M^2}}{1+\sqrt{1-M^2}} \left[\frac{1+\sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}}\sqrt{1-M^2}}{1-\sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}}\sqrt{1-M^2}} \right]^{\frac{\sqrt{\gamma+1}}{\gamma-1}} \right\}^{\frac{1}{2}} \\ T &= \frac{\rho_0}{\rho} \sqrt{1-M^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

である。

ここで、Bergman 氏⁽³⁾が最初に試みたように

$$\phi = T^{\frac{1}{2}} \phi', \quad \psi = T^{-\frac{1}{2}} \psi' \dots\dots\dots (4)$$

と置けば、(2)式は次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \phi'}{\partial \omega} - \frac{\partial \psi'}{\partial \eta} &= -T^{-\frac{1}{2}} \frac{d(T^{\frac{1}{2}})}{d\omega} \phi' \\ \frac{\partial \phi'}{\partial \eta} + \frac{\partial \psi'}{\partial \omega} &= -T^{\frac{1}{2}} \frac{d(T^{-\frac{1}{2}})}{d\omega} \psi' \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

この(5)式において、流速があまり大きくなければ T はほぼ一定、したがって $d(T^{\frac{1}{2}})/d\omega = 0$ 、また物体の表面では $\phi = 0$ であるから、 $\psi' = 0$ となることに着目して、実際に重要な場合には

$$\left. \begin{aligned} -T^{\frac{1}{2}} \frac{d(T^{-\frac{1}{2}})}{d\omega} \psi' &= 0 \\ \phi' = \psi_i &= \frac{1}{2i} (W_i - \bar{W}_i) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

と近似することができる。このとき、基礎式は Cauchy-Riemann 方程式に変換でき非圧縮流の拡張として扱える。しかも、

$$-T^{\frac{1}{2}} \frac{d(T^{-\frac{1}{2}})}{d\omega} = 0$$

として導いたものであるが、今井氏が確かめているようにかなりよい近似度を与える⁽⁴⁾。すなわち、

$$\begin{aligned} -T^{\frac{1}{2}} \frac{d(T^{-\frac{1}{2}})}{d\omega} &= -\frac{\gamma+1}{4} \frac{M^4}{(1-M^2)^{3/2}} \\ &= -\frac{\gamma+1}{4} M^4 \left(1 + \frac{3}{2} M^2 + \dots \right) \\ &= 0(M^4) \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

で与えられるから、 $0(M^4)$ を省略できるとすれば(6)式が導かれるからである。 $\gamma = -1$ とする仮想気体の場合には $T = 1$ とし圧力と密度の関係を近似するのであるが、(6)式の場合には $\gamma = -1$ の近似法と同様に $0(M^4)$ を省略するけれども $T = T(\zeta + \bar{\zeta})$ とし扱い、圧力と密度の関係を厳密に扱うことができる。以上の近似関係を用いれば、圧縮流の複素ポテンシャルは

$$dW = \frac{1}{2} \left(\sqrt{T} + \frac{1}{\sqrt{T}} \right) \frac{dW_i}{d\zeta} d\zeta + \frac{1}{2} \left(\sqrt{T} - \frac{1}{\sqrt{T}} \right) \frac{d\bar{W}_i}{d\bar{\zeta}} d\bar{\zeta} \dots\dots (8)$$

* 日立製作所日立工場

** 日立製作所日立研究所

で与えられる。

したがって、複素ポテンシャル $W_i, \bar{W}_i$ がわかっているときには物理面の座標 $z=x+iy$ は次式の積分によって求められる。

$$dz = \frac{e^{i\theta}}{q} \left(d\phi + i \frac{\rho_0}{\rho} d\phi \right) \\ = \frac{e^{-i\eta}}{q} \left(H \frac{dW_i}{d\zeta} d\zeta + K \frac{d\bar{W}_i}{d\bar{\zeta}} d\bar{\zeta} \right) \dots\dots\dots (9)$$

$$\text{ここに, } H = \frac{\sqrt{T}}{2} \left(1 + \frac{\rho_0}{\rho T} \right), \quad K = \frac{\sqrt{T}}{2} \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho T} \right) \dots\dots\dots (10)$$

次に物体表面上では $\phi=0$ であるから流れの圧縮性を考慮した場合の物体の座標は

$$dz = \frac{q^*}{q} \sqrt{T} dz_i \dots\dots\dots (11)$$

で与えられ、非圧縮流面の翼形 z_i と圧縮流面の翼形 z との対応関係が得られる。また、 z は z_i の $q^{-1}q^*\sqrt{T}$ 倍に縮小される。この方法に従えば非圧縮流における値が基礎となるので、Cantrell 氏ら⁽⁵⁾ による理論の概略について述べる必要がある。

3. ホドグラフ変換法

非圧縮流の場合には音速は無限大、密度 ρ は一定と与えられるから基礎式(2)は Cauchy-Riemann 方程式になる。このとき $\omega = \ln q_i$ のように非圧縮流に対する値を用いるとすれば、物理面と対数ホドグラフ面の対応は図1の(a),(b)のようになる。物理面の無限上流、下流の点はホドグラフ面で ζ_1, ζ_2 に、前、後縁の岐点 L.E., T.E. はそれぞれ $-\infty$ の3と9に写像される。この写像は直線無限翼列(a)を一つの流れの場合(b)に対応させている。物理面における無限の帯状流れを無限枚数の Riemann 面に対応させることができ、物理面の一つの帯状流れと対数ホドグラフ面の Riemann 面の一枚が1対1の対応をなしていることになる。したがって、対数ホドグラフ面の流線を調べれば翼列中における流線を示すことができる。対数ホドグラフ面で物理面における境界条件を考慮するには無限上流、下流における複素ポテンシャル W_{i1}, W_{i2} を次のように置けばよい。

$$W_{i1} = A \ln(\zeta - \zeta_1), \quad W_{i2} = B \ln(\zeta - \zeta_2) \dots\dots\dots (12)$$

ここに A, B は複素定数でその実数部がひとしくなるような値である。また、翼面上という条件は対流ホドグラフ面の流線形状(ϕ_{st})に相当している。ただし、この境界形状をこのままでは積分できないため、等角写像により新しい平面に写像し、積分しやすくせねばならない。(b)に示す多角形のように最も簡単な境界形状の場合には新しい平面(c)の実軸上に容易に写像される。この面で図に示すような放射状の流線を ζ 面に移すと定めらる境界が得られる。したがって、 ζ 面で定めらる変化する流線を考えるとき、流れは R 面における放射状の半直線の上側に写像され、その流れの領域は再び S 面の上半分に写像されることになる。すなわち中間に補助平面を設けることにより、 ζ 面の定めらる流線は S 面の実軸上に写像されることになる。結局、 ζ 面の多角形を R 面の半平面に写像する変換式は

$$\zeta = C \int \frac{(R-P_6)(R-P_7)}{(R-P_8)\sqrt{(R-P_4)(R-P_5)}} \cdot \frac{dR}{R} + \zeta_0 \dots\dots\dots (13)$$

R 面の放射状半直線の上側の領域を S 面の半平面へ変換する式は

$$R = \frac{e^{i\delta_0} S \left(1 - \frac{\delta_0 + \delta_\pi}{\pi} \right)}{1 - \frac{\delta_0 + \delta_\pi}{\pi}} \dots\dots\dots (14)$$

で与えられる。また、 S 面から物理面への変換は

$$z_i = \int e^{-\zeta} \frac{dW_i}{dS} dS \dots\dots\dots (15)$$

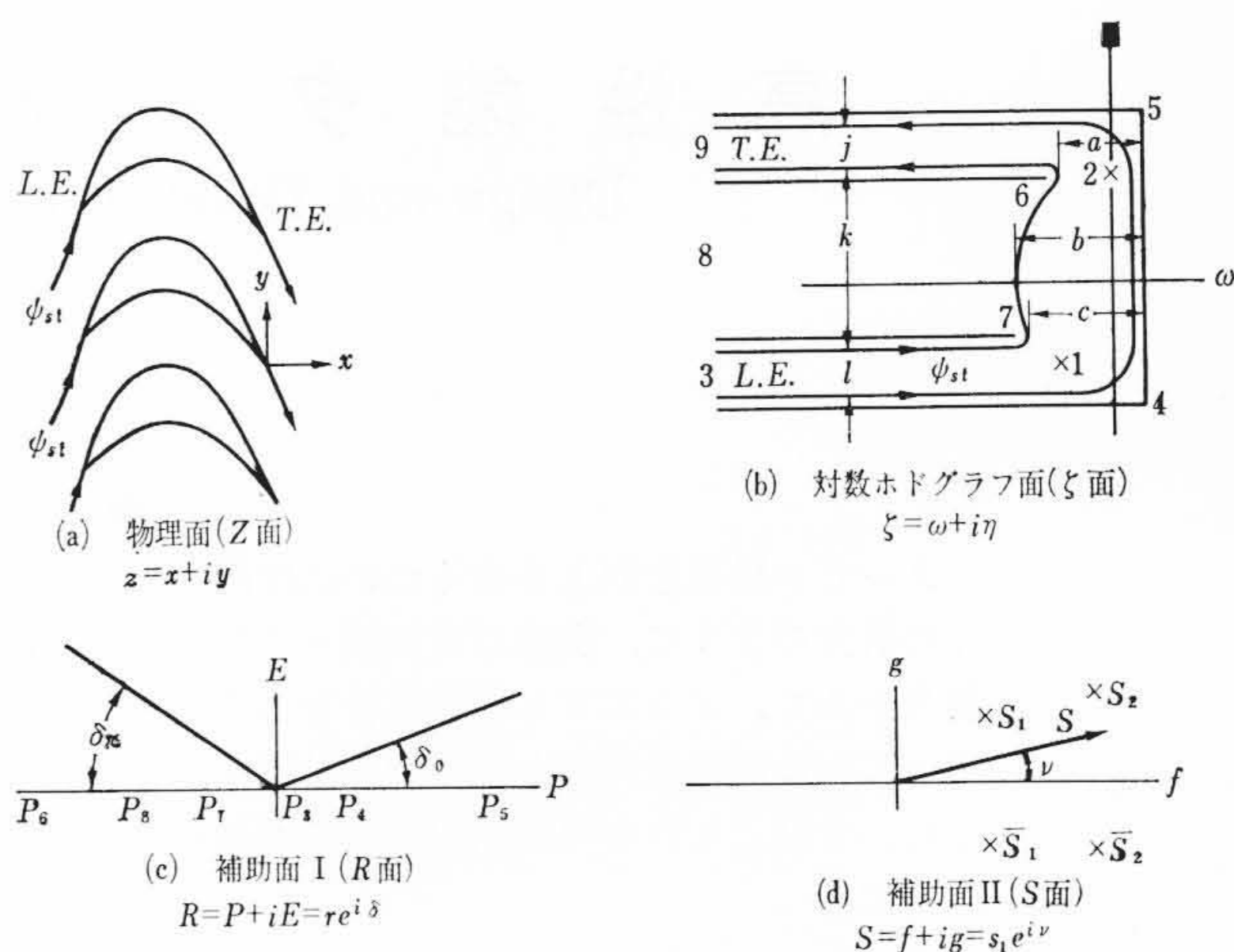


図1 計算に使用される写像面

となり、翼形は実軸に沿って積分すれば求められる。 $W_i(S)$ は ζ 面における値と同様に与えられるが、翼面に対し速度の垂直成分をもたない条件を考慮すればよい。 S 面においては ζ 面における翼面上と無限上流、下流点に対応する境界条件のみを考慮すればよく、流れの領域すべてを詳しく調べる必要はない。それは、流れの全領域に流線と等ポテンシャル線を描くことは無用だからである。これで計算は非常に簡単になる。

4. ζ 面における境界条件と翼形

図1から明らかなように翼形を設計する場合に必要な変数は $a, b, c, j, k, l, \delta_0$ と流れ角 η_1, η_2 および流れの圧縮性を考慮する場合には q_1/a_0 あるいは q_2/a_0 の合計10個が考えられ、これらはいずれも翼形状に影響を及ぼす。翼列の性能に重要な影響を及ぼすと考えられる背面側においては境界層の発達に都合のよいように圧力こう配を設定されねばならない。しかし、与えられた速度分布からどのような翼形が得られるのかあらかじめ知ることはむずかしいので、これら理論を実用化するには実際に使用できるような翼形が得られるように ζ 面の境界条件を与えねばならないことである。これは理論的というよりもむしろ経験的に決められる部分が多い。しかし、9あるいは10個の変数を任意に選んでも実用的な解はなかなか得られないし、それら変数の相関関係をあらかじめ知っておくことが必要である。それには実験結果あるいは翼形を与えて流れを解く直接法(Direct method)を利用すればよい。この直接法には種々な方法⁽⁶⁾があるが計算精度をあまり問題にしなければ基礎方程式の差分法による数値解法を用いて解くことができる。このときの基礎方程式は渦なし流れの条件から

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = \frac{\rho_0}{\rho} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial y} \right) \dots\dots\dots (16)$$

で与えられる。非圧縮流の場合には(16)式の右辺はゼロとなり Laplace の方程式となる。翼列の無限上流で正方形の分割を用いると翼形表面付近および翼列下流の一部では不等間隔の分割となるので、それを考慮して次式のような差分方程式を用いる。 $\phi^{(n+1)}, \phi^n$ をそれぞれ $n+1, n$ 回目の近似値を示すものとする図2の記号を用いて

$$\phi^{(n+1)} = \frac{2}{\frac{1}{\delta_1 \delta_3} + \frac{1}{\delta_2 \delta_4}} \left\{ \frac{\phi_1^{(n)}}{\delta_1(\delta_1 + \delta_3)} + \frac{\phi_2^{(n)}}{\delta_2(\delta_2 + \delta_4)} + \frac{\phi_3^{(n+1)}}{\delta_3(\delta_3 + \delta_1)} + \frac{\phi_4^{(n+1)}}{\delta_4(\delta_4 + \delta_2)} - 0.5 F^{(n)} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

$$F^{(n)} = \frac{\rho_0}{\rho^{(n)}} \left\{ \frac{\partial \phi^{(n)}}{\partial x} \cdot \frac{\partial \rho^{(n)}}{\partial x} + \frac{\partial \phi^{(n)}}{\partial y} \cdot \frac{\partial \rho^{(n)}}{\partial y} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

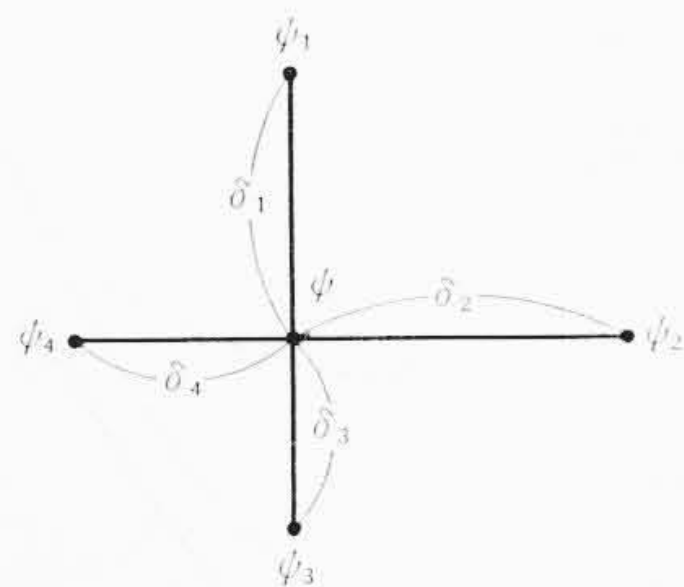


図2 不等間隔分割

となり、 ϕ の $n+1$ 次の近似値が求められる。全領域にわたってこのような計算を行ない $\phi^{n+1}-\phi^n$ がある誤差範囲にはいるまで収れん計算をくり返す。このようにして求められた ϕ から翼面上の速度分布が求まり、それを ξ 面に移せばよく、 ξ 面における境界条件の与え方と、境界形状と翼形の関係ある程度求めることができる。しかし、 $a \sim \delta_0$ の7個の変数を固定して置いても η_1, η_2 を変えると翼形は変化する。また q_2/a_0 を変えただけでも翼形状は変化するの、直接法から $a \sim l$ の6変数の与え方を知ったならば、とにかくある条件を与えて解を求めてから翼形を描き、また境界条件を修正しなおさねばならない。この圧縮性の影響は次のように考えることができる。圧縮流においても写像面で最後に積分し、物理面に変換するとき非圧縮流の流線に沿って積分する方法をとっている。圧縮流における流線関数 ϕ と非圧縮流における流線関数 ϕ_i は異なるため、 ϕ は ϕ_i にある修正を施さねばならないからである。これは $\phi \neq \phi_i$ より起こる基本的問題であり、さけられない。翼形を与えてまわりの流れを求める場合でも流線が修正されることに対応する。こうして計算された翼形は前縁、後縁ともにとがったものが得られるが、前縁部は循環の減少あるいは速度分布を考慮して丸め、また後縁部は機械的強度および出口角を考慮して適当に厚肉のものにする。計算結果の一例は図3に示すとおりである。

実際のタービン翼の場合はねじれていて、一つの断面が適当であっても根元から先端の翼形がなめらかに接続され、しかも重心の座標が一致していなければならない。一つの断面としてすぐれたものであっても一本の翼を構成するためにはまた若干の修正が必要となる。すなわち、重心の座標、最大肉厚部の位置と厚さ、食い違い角

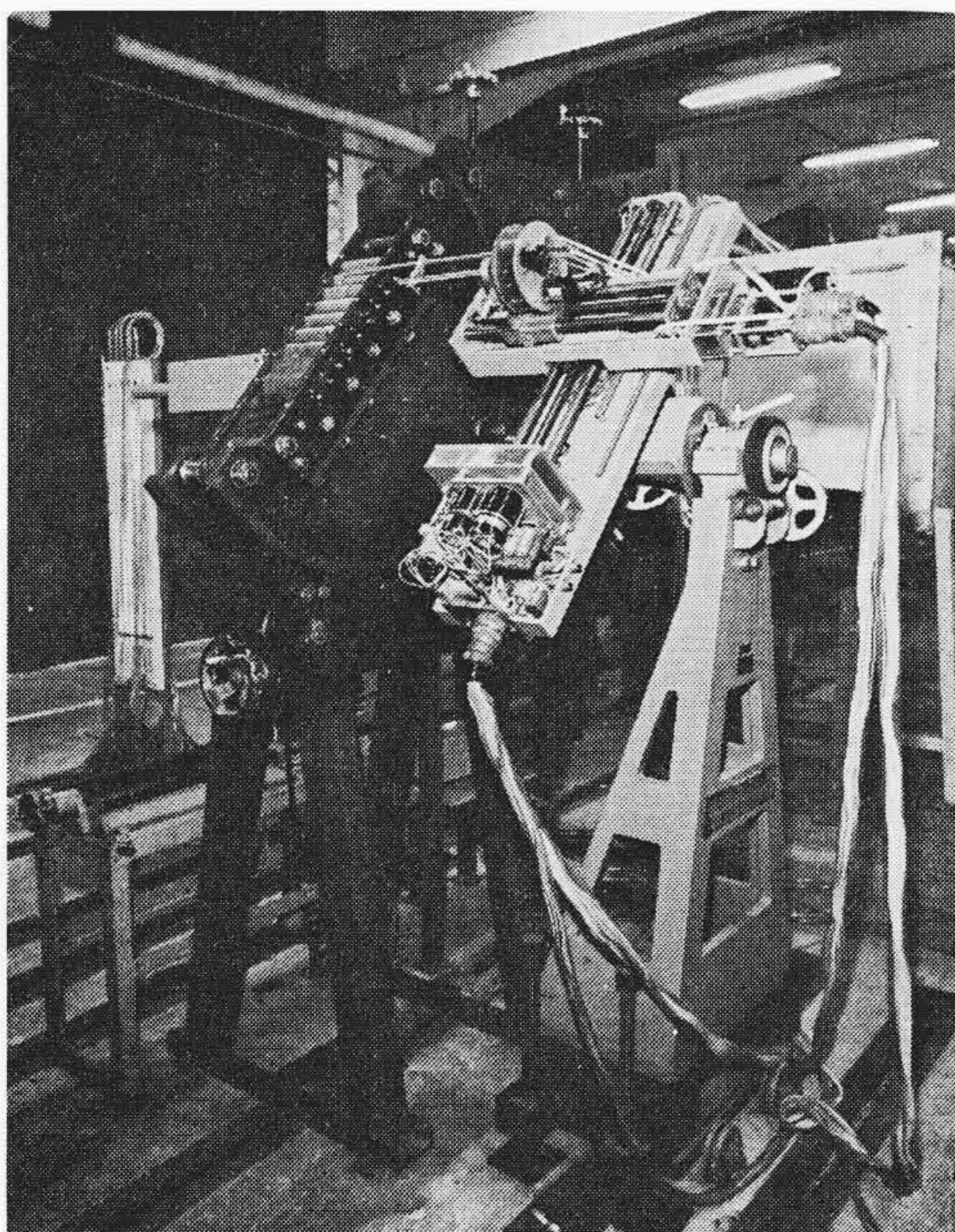


図4 翼列風洞とトラバース装置

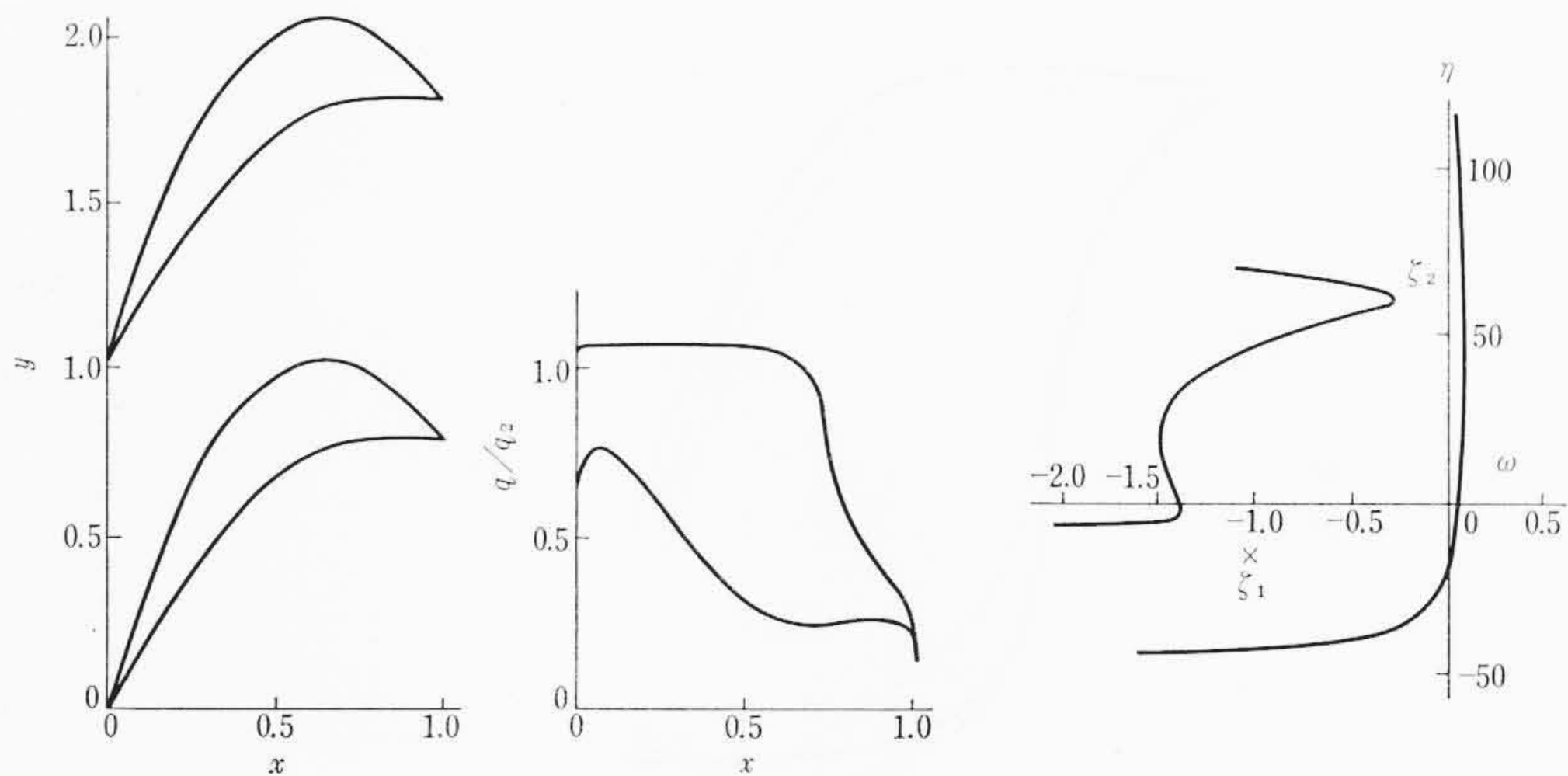


図3 計算例

および翼列ピッチなどはお互いの関連において決定されねばならない。それには $a \sim \delta_0$ および η_1, η_2 などがどのような影響を及ぼすのか量的に知る必要がある。それにはたとえば食い違い角 σ に対し

$$\sigma = m_1 a + m_2 b + m_3 c + m_4 j + m_5 k + m_6 l + m_7 \delta_0 + m_8 \eta_1 + m_9 \eta_2 + m_{10} \dots \dots \dots (19)$$

のように σ が各変数の一次多項式で表わせるものと仮定する。ここに $m_1 \sim m_{10}$ は定数である。一般には(19)式のような単純な関係ではないが、各変数の狭い範囲に対しては差しつかえないと考えられる。各変数の組合せによる値 σ が N 個あれば(19)式についてそれぞれ N 個の式が与えられる。これに対して最小自乗法を適用し、最も確からしい係数 $m_1 \sim m_{10}$ を求める。そのほか、重心の座標などについての各係数が定められたならば各変数の影響の度合いを定量的に求めることができるし、修正の回数が少なく済み、したがって好ましい性能の翼を短時間で設計することができる。このように電子計算機を駆使すれば設計計算に要する時間はほとんど不要となるから、最も重要なことはその性能がすぐれていることを実験的に確かめることである。

5. 実験装置と結果

これまでの解析から実用的な翼形が計算できることを示したが、さらに理論圧力分布と実験値との関係および翼列の損失係数を明らかにせねばならない。理論的に設計された翼形の場合、幾何学的形状としてあまり多くの要素を考慮する必要はなく、実験結果から好ましい ξ 面の境界形状を求めることが主眼となる。

翼列性能を明らかにするには翼列入口、出口の全圧、静圧、流れ角の測定および翼形まわりの圧力分布の測定などであるが、使用し

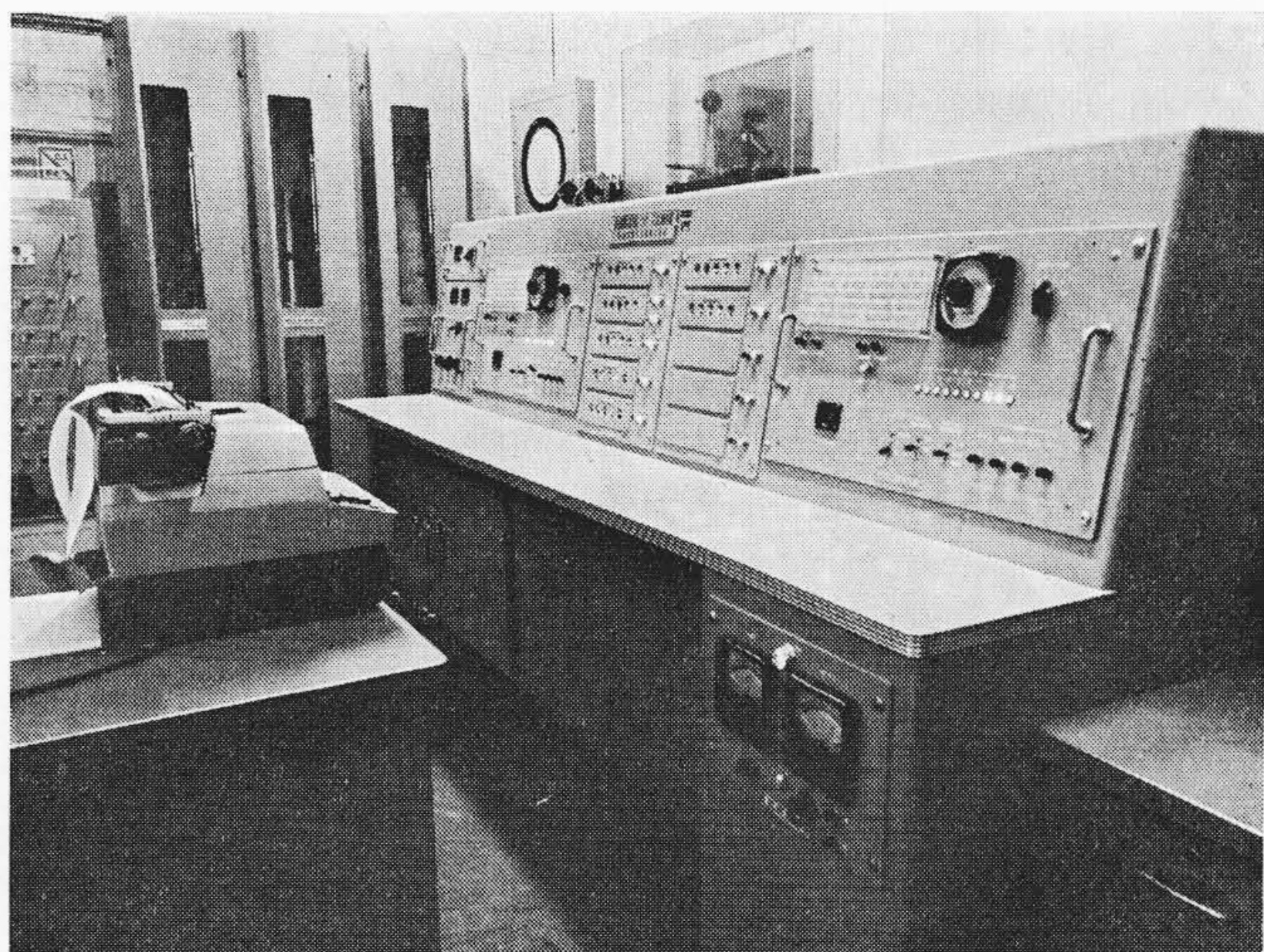


図5 自動計測装置

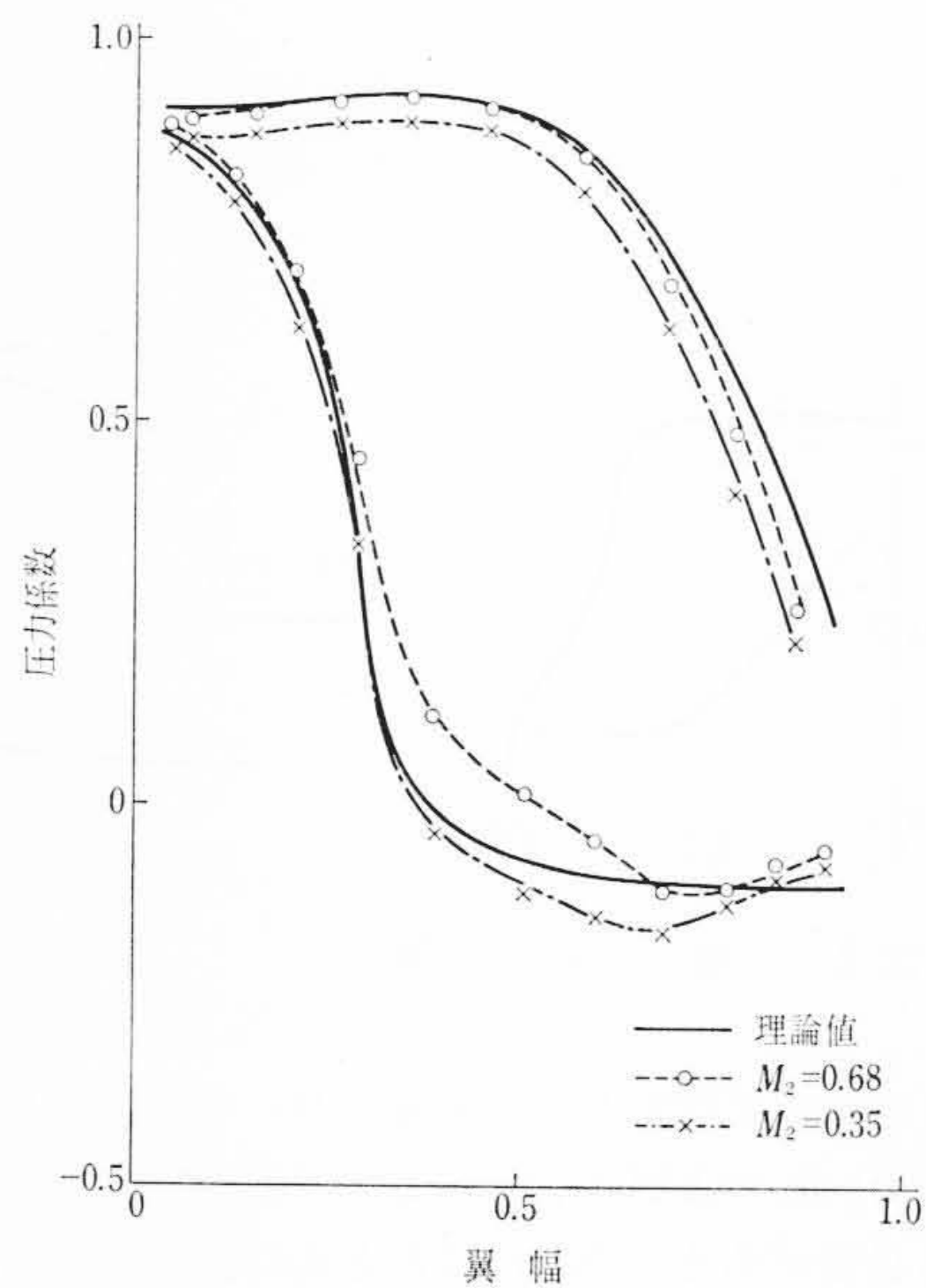


図6 翼面圧力分布

た風洞は大気吹出し形式であるため、翼列付近は騒音と高温がはなはだしく、測定精度の向上と能率化を図るため、自動トラバース装置を使用した。この装置は図4に示すように翼列軸方向と翼列幅方向にそれぞれ独立に移動することができる。ピトー管の圧力から流れの方向を自動的に探知して、流れ角、温度、全圧、静圧、トラバース位置などは図5に示す計測装置によってアナログ量からデジタル量に変換され、データ処理装置で記憶、作表され、タイプライターで印字される。また測定位置はあらかじめ定められたプログラムに従って自動的に測定をくり返す。

図6は圧力分布の一例を示したものである。腹面側の圧力分布は理論値と実験値とは非常によく一致しているが、背面側の一部では多少の差がある。これらは境界層の影響やポテンシャル流との差などによるものと考えられるけれども全般的には満足な結果を示していると言える。図7は種々な形状の翼形の損失係数を示したものである。転向角が大きい場合には迎え角の変化にやや敏感になるが、最小損失係数はほとんど影響を受けない。Ainley氏⁽⁷⁾やSoderberg氏⁽⁸⁾の与えた最小損失係数と比較すれば転向角の大きい範囲できわめて大きな性能向上が達成されていることが明らかである。

6. 結 言

タービンの効率向上を図るため、ホドグラフ変換法を利用したタービン翼形の計算法について述べた。また、この方法によって設計された翼形について一部の試験結果を示した。それらによれば、圧力分布は理論値とかなりよく一致し、また種々な転向角の翼形について性能がすぐれていることを確かめ、この翼形設計法の有効性を明らかにした。この方法はすでに実際に使用されているものであるが、損失係数をさらに減少させるため、あるいはまた最小損失係数の限界を見きわめるための研究を行なっている。

終わりに、本研究を実施するに当たり種々ご援助、ご協力いただいた日立製作所日立工場、日立研究所の関係各位に対し厚く感謝の意を表す。

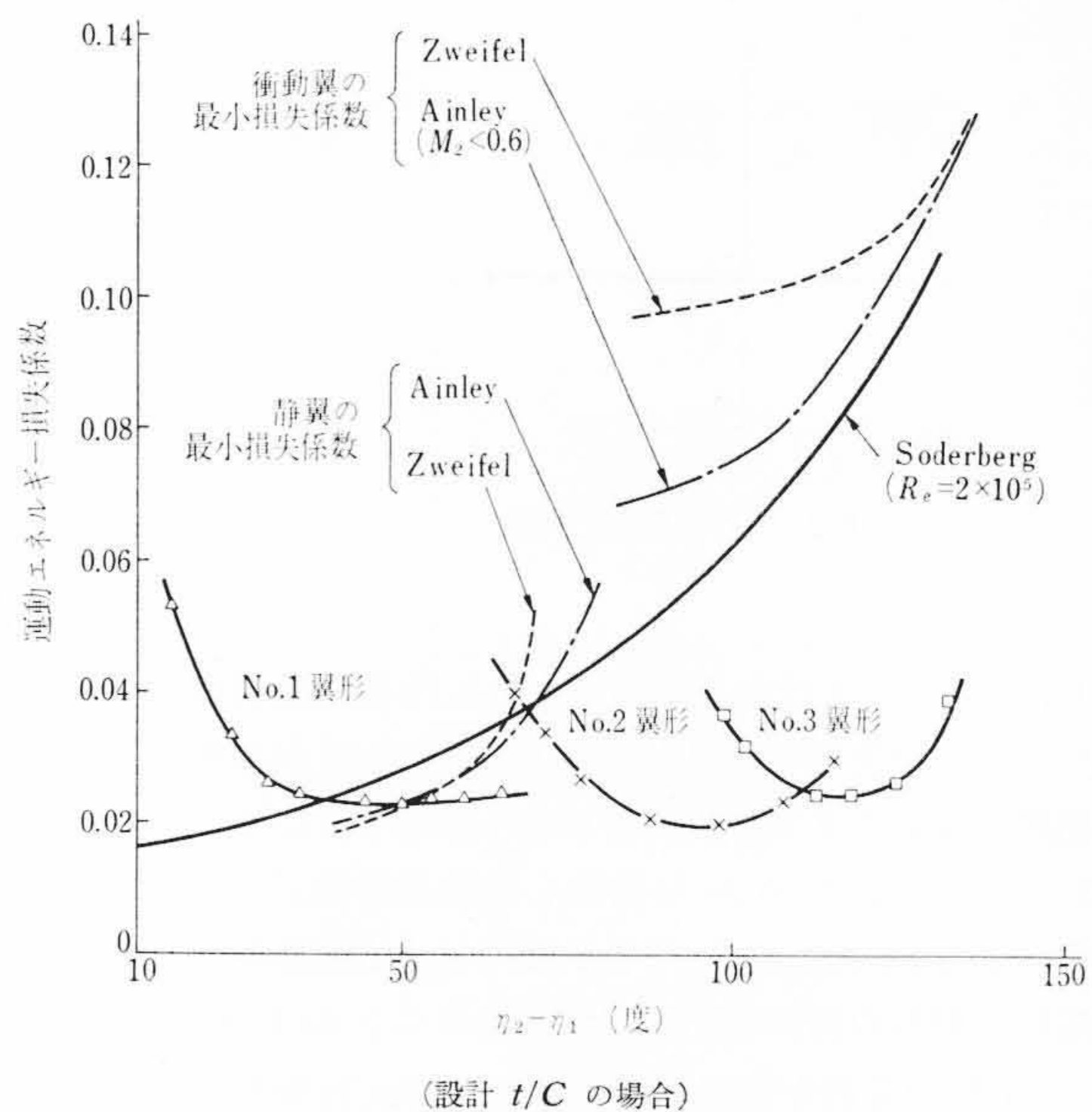


図7 流れの転向角と損失係数

7. 記 号

- A, B : 複素定数
 ζ : 対数ホドグラフ面
 ω : $\ln q^*$
 θ : x 軸からの流れの傾 ($= -\eta$)
 q^*, T : (3) 式
 q : 流速
 R : 補助面 I
 S : 補助面 II
 a, b, c, j, k, l : ζ 面の値
 δ_0, δ_π : R 面の角度
 M : マッハ数
 ρ : 密度
 γ : 比熱比
 ϕ : 速度ポテンシャル
 ϕ : 流線関数
 z : 物理面 ($= x + iy$)
 t/C : 節弦比
添字
 i : 非圧縮流の値
 0 : 静止点における値
 $-$: 共役関数
 $1, 2$: 無限上流, 下流の値

参 考 文 献

- (1) I. Imai: J. Maths and Phys. Vol. 28, p. 173 (1949)
- (2) M. J. Cohen: Trans. ASME. ser. E. (1962)
- (3) S. Bergman: NACA. TN. 973 (1945)
- (4) I. Imai: J. Maths and Phys. Vol. 28, p. 205 (1949)
- (5) H. N. Cantrell & J. E. Foulner: Trans. ASME. ser. D (1959)
- (6) C. H. Wu and C. A. Brown: NACA. TN. No. 2407
- (7) D. G. Ainley and G. C. R. Mathieson: R & M No. 2891 (1951)
- (8) J. H. Horlock: Int. J. Math. Sci. Vol. 2 (1960)