

最近の火力発電所蒸気条件の傾向

The Recent Trend of Steam Condition in Thermal Power Stations

齊 藤 良 造* 黒 坂 満*
Ryōzō Saitō Mitsuru Kurosaka

内 容 梗 概

最近アメリカにおいて、3,500 psig 級の蒸気温度の選定について熱効率および経済性の面から種々の検討が行なわれ、その結果が新鋭の大容量火力発電所に次々にとり入れられている。

すなわち従来再熱蒸気温度は主蒸気温度と同じか、あるいは低いものが一般的であったが、3,500psig 1,000°F/1,025°F/1,050°F あるいは、3,500 psig 1,000°F/1,050°F/1,000°F など再熱蒸気温度の高いものが採用されている。

この新しい蒸気温度の傾向の開発とともに、大容量のプラントについて、あらためて蒸気温度の検討がなされようとしている。

本文はこれらの傾向および問題点について紹介するとともに、蒸気条件を種々に変えた場合の効率および建設費に及ぼす影響と経済性について検討してみた。

ことをお許し願いたい。

1. 緒 言

火力発電所の熱効率は、蒸気圧力、温度の上昇あるいは再熱数の増加、また個々の設備装置の改善によって、かなりよくすることができる。しかしこのような熱的利得が火力発電所の経済性にどのように影響し、発電原価がどのようになるかが問題になる。

特に蒸気圧力、温度を高くすることによってもたらされる熱的利得は大きく、年々高压高温化してきた事実は周知のとおりであるが、現在高温材料の面からこの傾向は大きな壁につき当たっているといえる。すなわち、有名な philo プラントの運転で、4,500 psig に見合う温度として 1,150°F を実現できることが示されたが、高温材料をその熱的利得に見合う価格でうることがむずかしいことがわかった。

かかる意味から最近アメリカにおいて、3,500 psig 級の火力発電所の蒸気温度があらためて種々検討されているが、以下これらの問題について紹介するとともに、いろいろ蒸気条件を変えた場合の効率および建設費に及ぼす影響について検討してみた。

経済性に大きく影響する要素としては、燃料の価格であるが、わが国の燃料費はアメリカのその約2倍近くにもなる。またこれらの比較ではオーステナイト系材料の価格が問題になるが、これらは市場の状態によって変わりうるものであり、正確な数値がつかみにくいので、建設費の推定はアメリカおよびドイツの文献の例により試算してみた。

なお本文中、圧力温度の単位は便宜上フィート・ポンドを使用する

第 1 表 AIEE-ASME PREFERRED STANDARD による蒸気条件

出力 (kW)	12,650	16,500	22,000	33,000	44,000	66,000	100,000	150,000
主さい止弁前圧力 (psig)	600	850	850	850	850	1,250	1,250	1,450
主蒸気温度 (°F)	825	900	900	900	900	950	950	1,000
再熱蒸気温度 (°F)	—	—	—	—	—	—	—	1,000

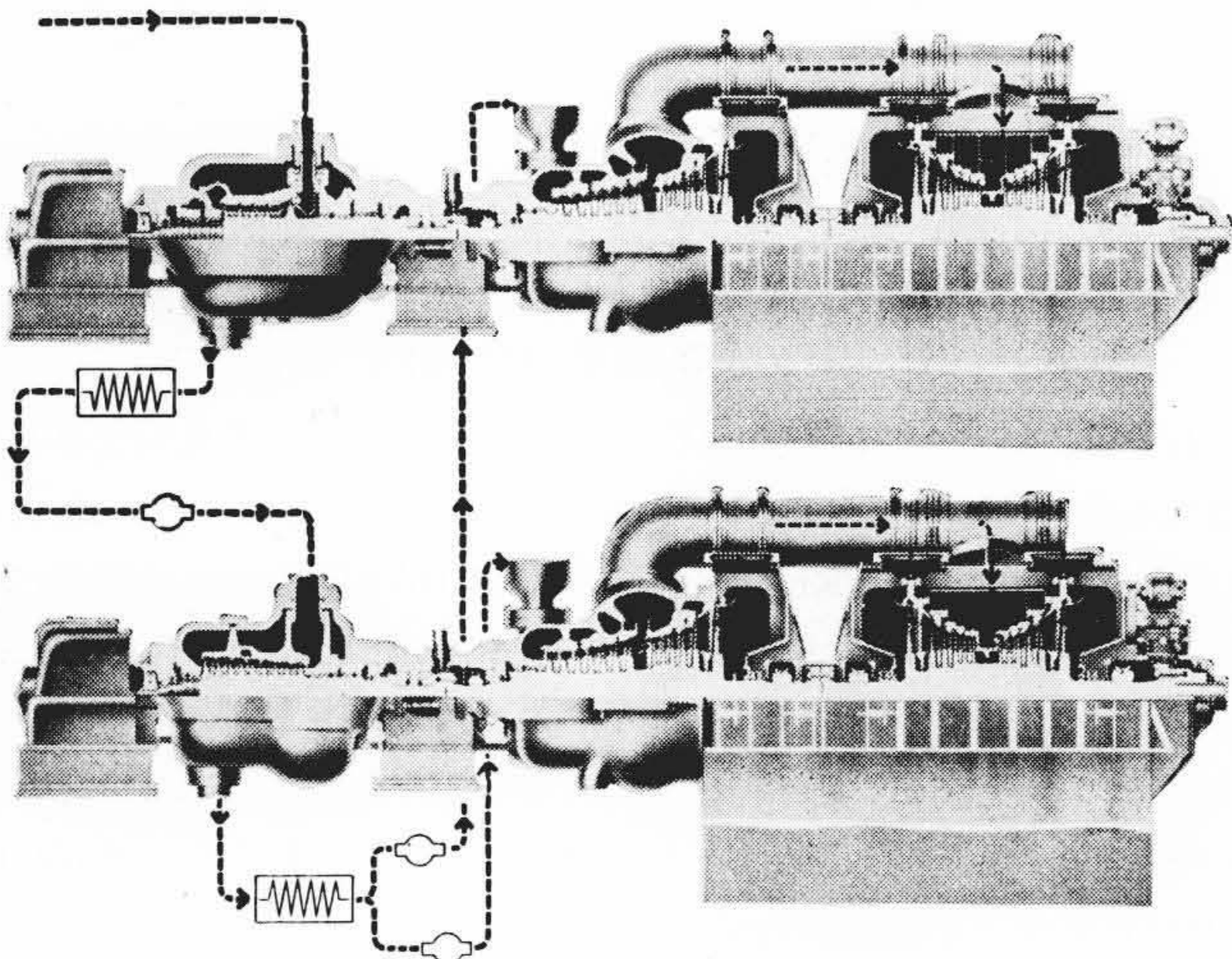
第 2 表 わが国に建設された大容量プラントの蒸気条件

出 力 (kW)	75,000	125,000	155,250	175,000	220,000	250,000	265,000	325,000	350,000	375,000
主さい止弁前圧力 (psig)	1,450	1,800	2,400	2,400	2,400	2,400	2,400	2,400	2,400	2,400
主蒸気温度 (°F)	1,000	1,000	1,050	1,050	1,050	1,050	1,050	1,050	1,050	1,050
再熱蒸気温度 (°F)	1,000	1,000	再熱温度は 1,000°F または 1,050°F							

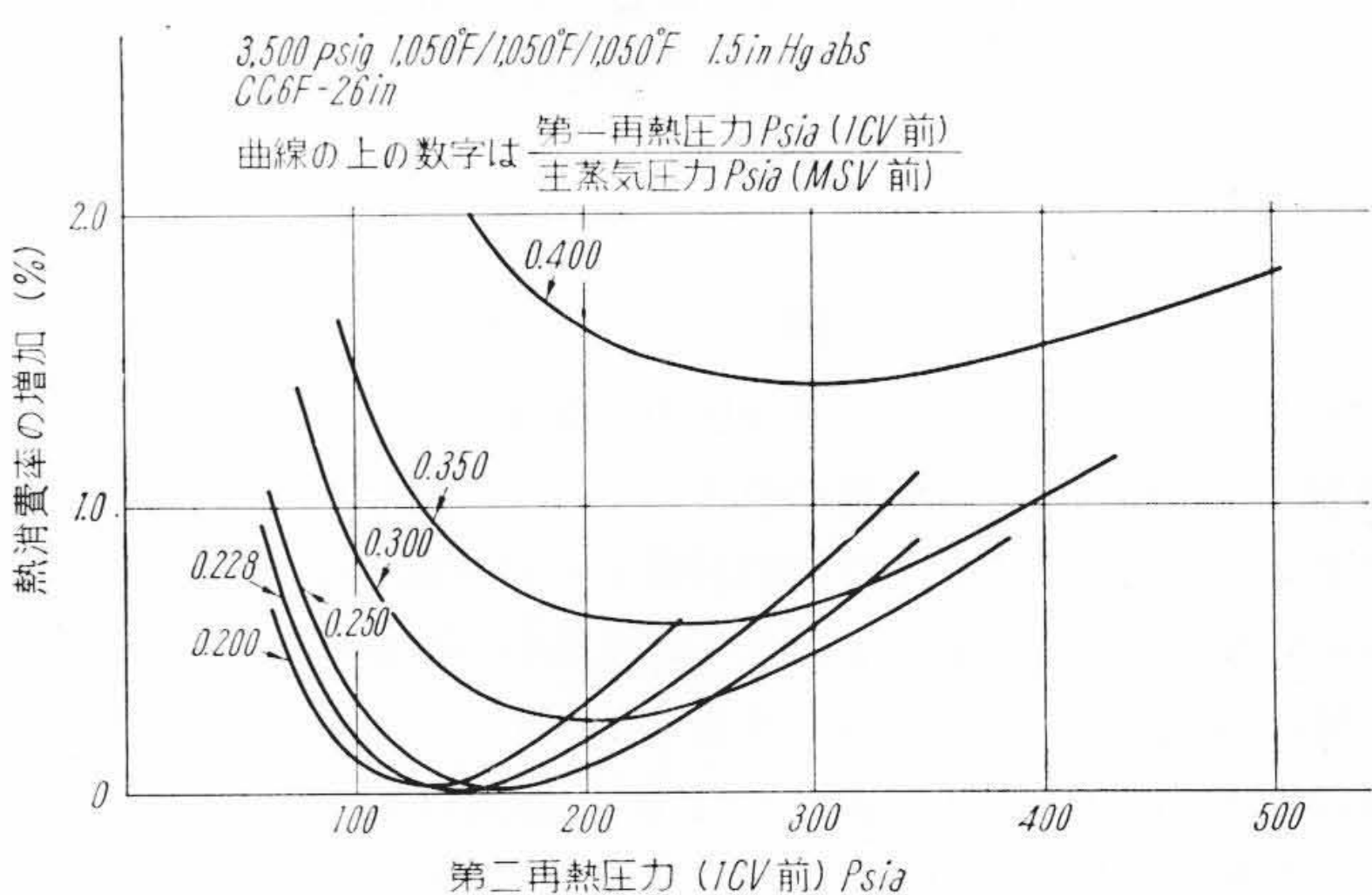
* 日立製作所日立工場

第 3 表 欧米の代表的大容量プラントの蒸気条件

電力会社名	発電所名	出力	蒸気圧力	蒸気温度
Ohio Power Co. (米)	Philo No. 6	125MW	4,500 psig	1,150°F/1,050°F/1,000°F
Philadelphia Electric Co. (米)	Eddystone No. 1	325MW	5,000 psig	1,200°F/1,050°F/1,050°F
Ohio Power Co. (米)	Philip Sporn No. 5	500MW	3,500 psig	1,050°F/1,050°F/1,050°F
Indiana & Michigan El. Co. (米)	Breed No. 1	500MW	3,500 psig	1,050°F/1,050°F/1,050°F
Philadelphia Electric Co. (米)	Eddystone No. 2	325MW	3,500 psig	1,050°F/1,050°F/1,050°F
Indiana & Michigan El. Co. (米)	Tanners Creek	600MW	3,500 psig	1,000°F/1,025°F/1,050°F
Public Service El. Gas Co. (米)	Hudson No. 1	400MW	3,500 psig	1,000°F/1,025°F/1,050°F
Potomac El. Pr.		350MW	3,500 psig	1,000°F/1,050°F/1,000°F
Chemischo Werke Hbbs AG (独)	Hüls	88MW	309 atg	605°C/565°C/565°C
Goßkraftweek Fran Ken AG (独)	Gebersdorf 11	100MW	250 atg	525°C/535°C/535°C
Cleveland El. Il. Co. (米)	Avon No. 8	215MW	3,500 psig	1,100°F/1,050°F
TVA (米)	Bull Run No. 1, 2	900MW	3,500 psig	1,000°F/1,000°F
CEGB (英)	Drakelow, C	375MW	257 atg	593°C/565°C
TVA (米)	Paradise No. 1,2	650MW	2,400 psig	1,050°F/1,000°F
Commeniscalth Ed. (米)	Will County No. 4	532MW	2,400 psig	1,000°F/1,000°F
TVA (米)	Widows Creek	500MW	2,400 psig	1,050°F/1,000°F



第 1 図 CC 6 F-26 in タービン断面図



第 2 図 第 2 再熱圧力と熱消費率の関係

より Tanners Creek 580 MW, Hudson 400 MW では 3,500 psig/1,000°F/1,025°F/1,050°F という、主蒸気温度を 1,000°F まで下げ、再熱蒸気温度がしだいに上昇する蒸気条件が採用された。また POTOMAC EL. CO のある発電所で出力 350 MW、ボイラとして B & W 社の UP-15 が採用されるものは、その蒸気条件は 3,500psig/1,000°F/1,050°F/1,000°F が採用されるものと聞いている。さらに TVA の Bull Run No. 1, No. 2 では 3,500 psig/1,000°F/1,000°F が採用されている。これらの蒸気条件の選定は各電力会社の事情と発電所の立地条件などの要素によって決めるべきものと思うが、いずれも高圧部の高温材料を減少しようとする傾向は軌を一にしているものとみられる。

3. 熱効率および材料

3.1 蒸気条件と熱消費率

蒸気条件と熱消費率の関係については従来より種々の研究結果が公表されているが、ここに 3,500 psig 級の蒸気条件を中心にして検討を新たに行なう。

検討する対象の出力としては、最近わが国において建設の決定した最大出力の火力発電機が 375 MW であることから今後 500 MW より大きい出力となるのはまだ若干の時間の経過を必要とするものと考えられる。一方わが国における大容量機のユニット数が少ないことから、この種の計算を行なううえにおいて既知の資料の外そうの精度が失われない出力として 500 MW を採用するものとする。タービン機種としては日本における 1,800 rpm または 1,500 rpm の低速機を採用した経験がないことから、対象を高速機のみに関り Breed や philip Sporn において採用されすぐれた実績を有する CC 6 F-26

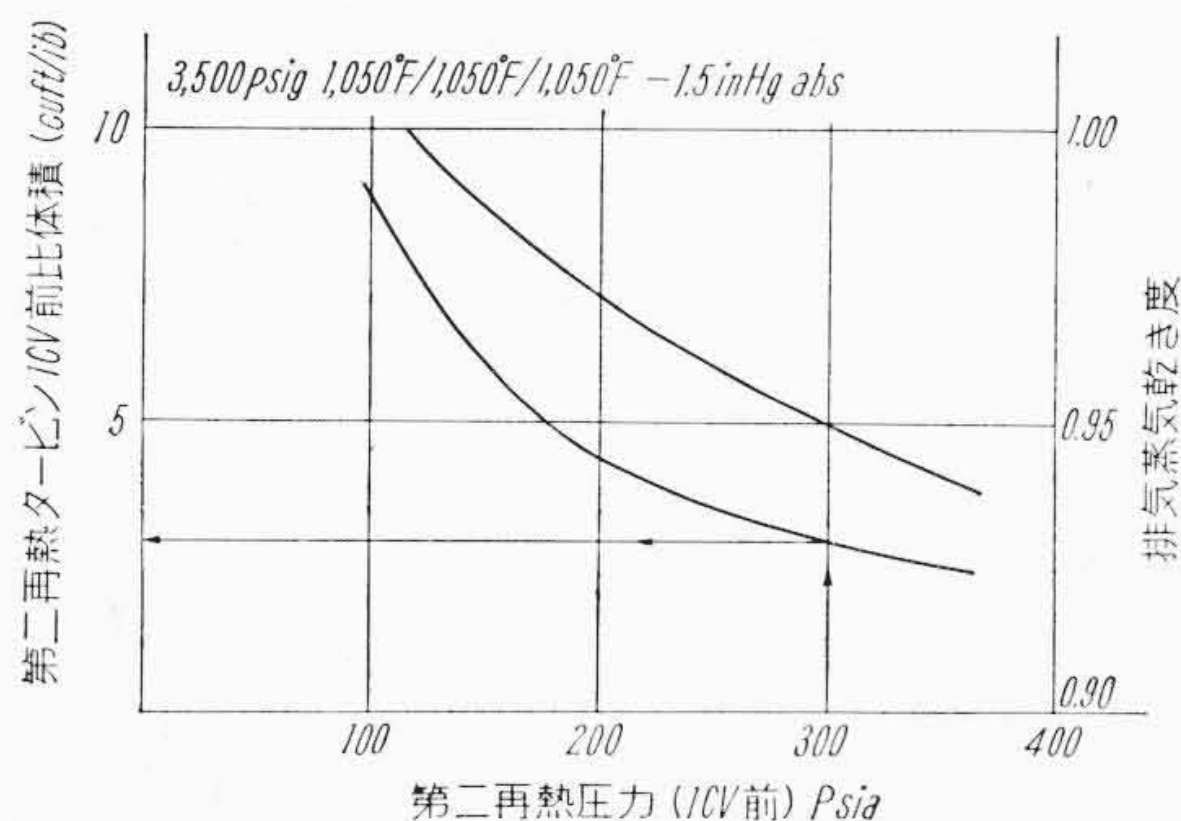
in を用いる。第 1 図にこの形式のタービン断面図を示す。発電機冷却方式は固定子油冷却、回転子冷却はギャップピックアップ方式とする。この冷却方式は最近日立製作所において 60 サイクル 250 MW の機種に採用され、大容量発電機においてすぐれた冷却性能が期待されるものである。

再熱方式には超臨界圧の特色を生かすために二段再熱サイクルを用いることとし、検討対象としては次の (A)～(E) の 5 種類の場合を選ぶ。

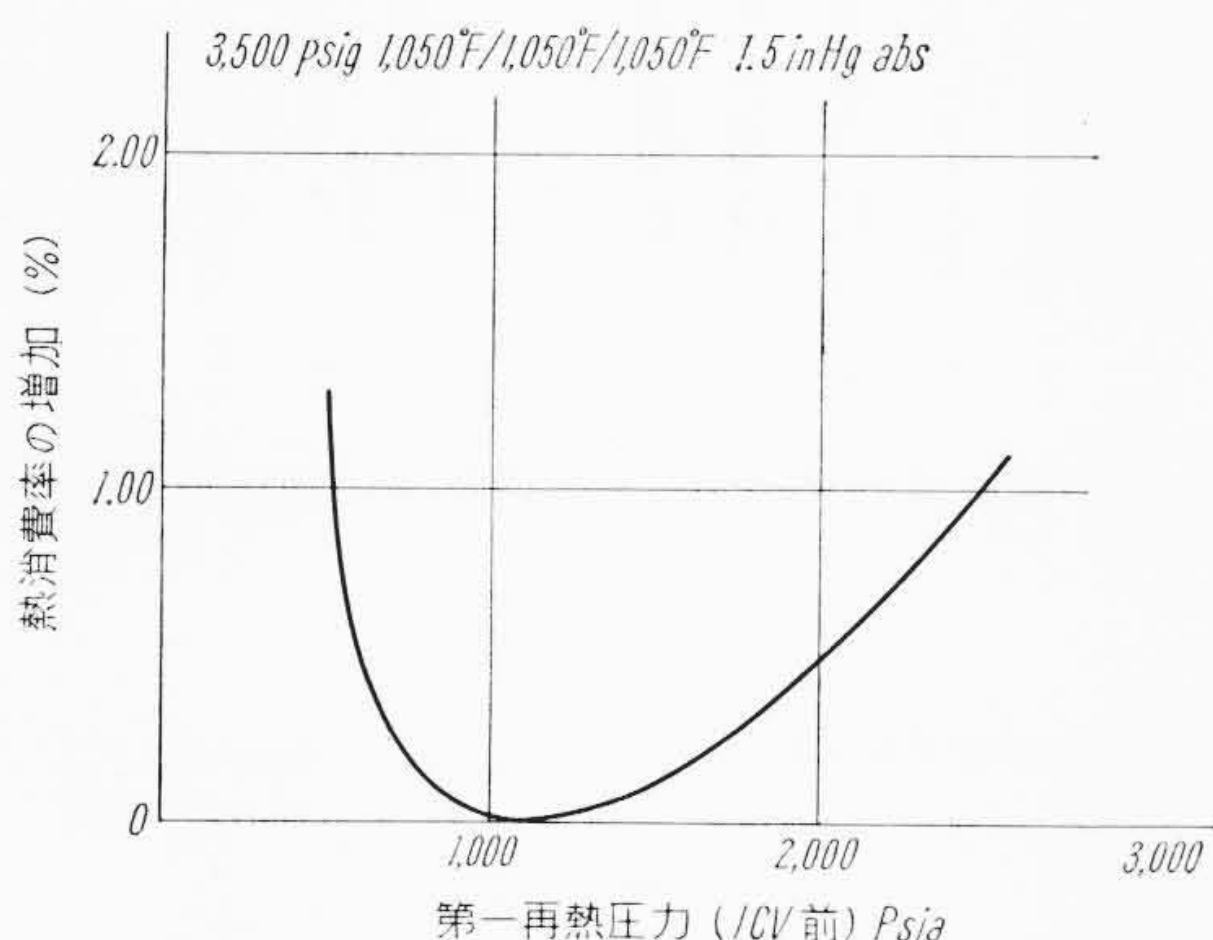
	蒸気条件	出力	タービン機種	排気圧	ヒータ数
(A)	3,500 psig 1,000°F/1,025°F/1,050°F	500MW	CC 6 F-26 in	1.5 in Hgabs.	8
(B)	3,500 psig 1,050°F/1,050°F/1,000°F	500MW	CC 6 F-26 in	1.5 in Hgabs.	8
(C)	3,500 psig 1,050°F/1,050°F/1,050°F	500MW	CC 6 F-26 in	1.5 in Hgabs.	8
(D)	3,500 psig 1,150°F/1,050°F/1,050°F	500MW	CC 6 F-26 in	1.5 in Hgabs.	8
(E)	3,500 psig 1,150°F/1,150°F/1,050°F	500MW	CC 6 F-26 in	1.5 in Hgabs.	8

なお第 1 高圧ヒータは高圧タービンの低温再熱より抽気するものとし、タービン出口より再熱タービン入口までの圧力損失は第 1 再熱、第 2 再熱とも 10% とする。給水ポンプ駆動用としては、大容量プラントにおいて熱効率の改善が期待される背圧タービンを採用する。

さてこのようにサイクルを定めたとき、最適の再熱圧力についてまず検討しよう。第 2 図は一例としてケース (C) の 3,500 psig 1,050°F/1,050°F/1,050°F の蒸気条件のときの熱消費率と第 2 再熱圧力の関係を第 1 再熱圧力をパラメータにして表わしたものであるが、これによりわかるように熱消費率を最小とする再熱圧力の組み合わせがただ一つのみ存在し、それはこの場合第 1 再熱圧力 800 psia、



第3図 第2再熱圧力と第2再熱蒸気比体積および排気蒸気かわき度の関係

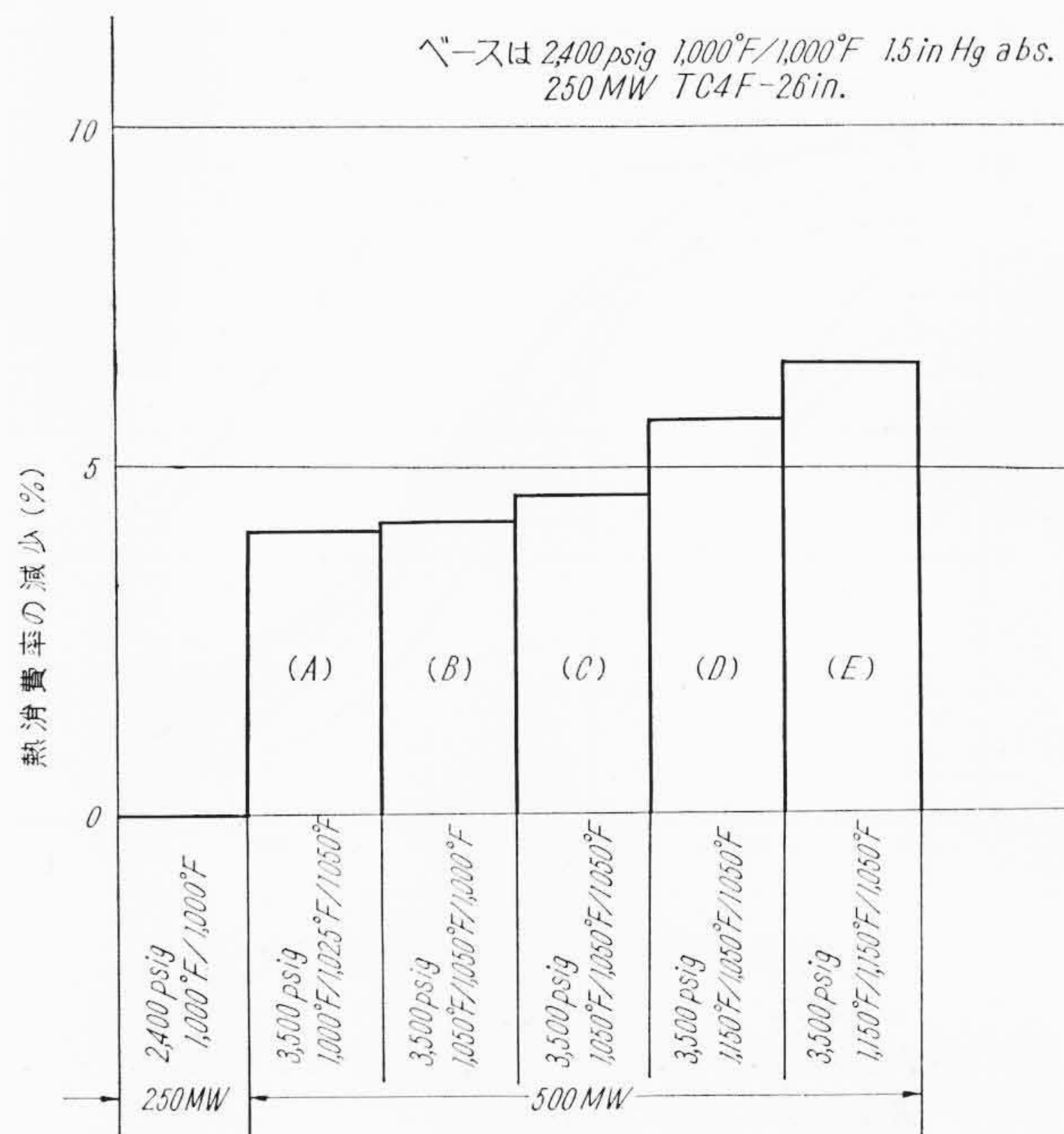


第4図 第2再熱圧力をと300 psia したときの第1再熱圧力と熱消費率の関係

第2再熱圧力145 psiaである(ただしこの場合圧力はいずれも中間阻止弁前の圧力をさしている)。

第3図は第2再熱圧力と第2再熱タービン中間阻止弁前比体積および排気蒸気乾度の関係を示したものである。蒸気条件はやはり3,500 psig/1,050°F/1,050°F/1,050°F/1.5 in Hg absの場合である。これよりただちにわかるように、この熱効率上の最適圧力を採用しようとすれば第2再熱器中を通過する蒸気の比体積は激増し、再熱器、再熱蒸気管、中間阻止弁などの口径を増大させねばならず、これにより機器の価格は増加する。また一方この再熱圧力では最終段翼出口排気蒸気の乾度は約99%となり部分負荷においては、過熱蒸気となり排気温度が上昇して好ましくない。これらの理由により第2再熱圧力は最小限度200 psiaとされ、通常は300 psia前後に押えるのが普通である。このように第2再熱圧力に制限があるために、実際においては最小熱消費率は達成できないため、2,400 Psig級の主蒸気圧力において2段再熱サイクルを採用したとしても、これによる熱消費率の減少は少なく、2段再熱サイクルを3,500 psig以上に採用する理由はここにある。

このように第2再熱圧力を300 psiaに押えたとき、熱消費率を最



第5図 蒸気条件と熱消費率の関係

小とする第1再熱圧力はケース(A)～(E)のいずれにおいてもほぼ900～1,200 psiaの間にある。しかし第1再熱圧力が最適値より多少はずれてもそれによる熱効率の減少は少ない。第4図は第2再熱圧力を300 psiaとしたときの第1再熱圧力と熱消費率の関係をケース(C)の蒸気条件の例について計算したものであるが、最適再熱圧力より±10%はずれても、それに伴う熱消費率の増加は0.02%程度なので、この圧力の選定方法としてはタービンの段落設計が最も容易な圧力を900～1,200 psiaの間で選ぶのが通常である。今ここに第1再熱圧力を1,000 psia、第2再熱圧力を300 psiaと固定するとき、上記のケース(A)～(E)までの熱消費率を計算すると、第5図のようになる。ただしこの熱消費率は給水ポンプ用動力も含む正味熱消費率である。ベースは250,000 kW, 2,400 psig 1,000°F/1,000°F/1.5 in Hg abs, タービン形式 TC 4 F-26 in, ヒータ数7, 高圧第1ヒータへの抽気は高圧排気よりとったサイクルの熱消費率を用いた。

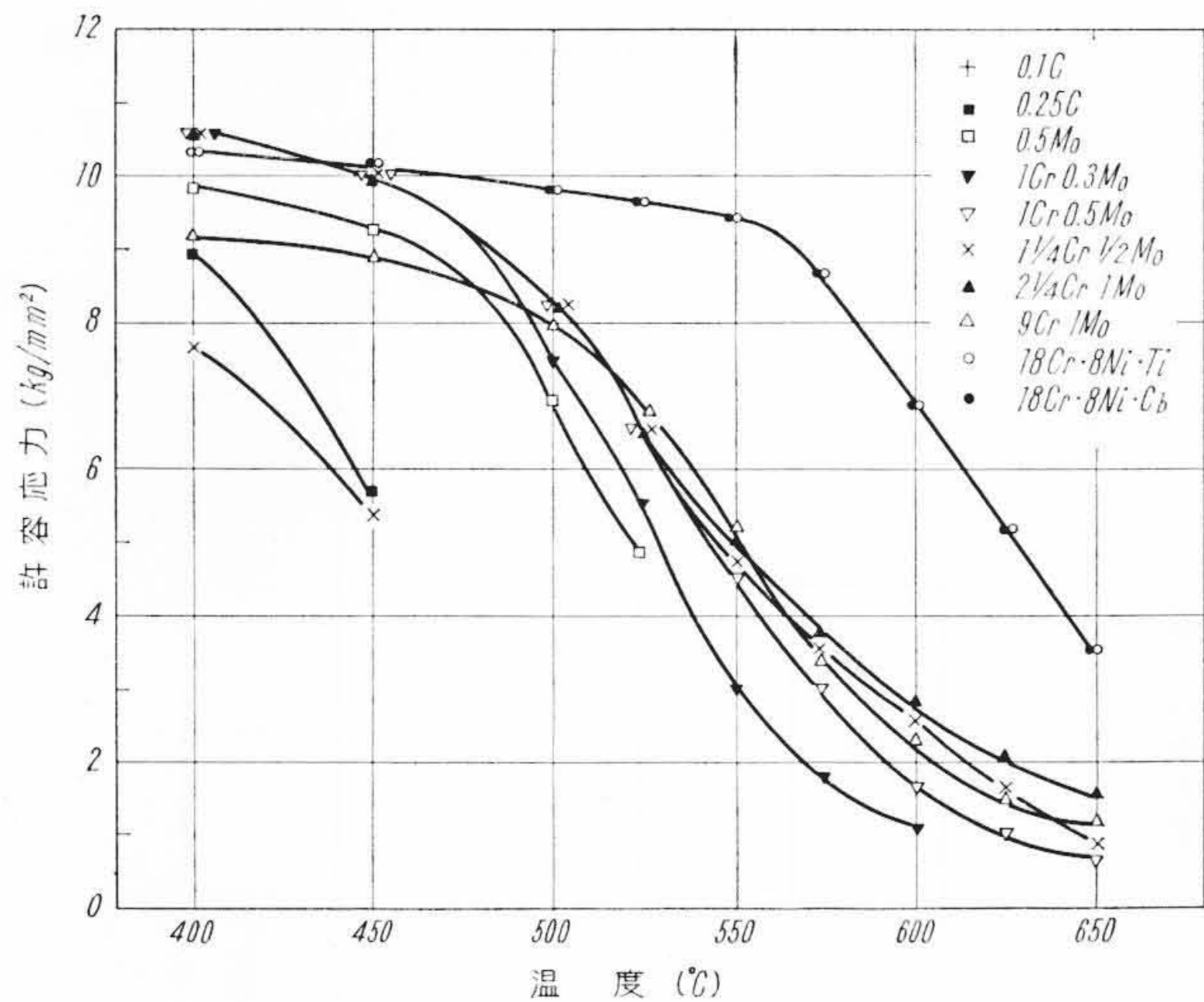
これによるとベースに比べ、ケース(A)の500 MW 3,500 psig 1,000°F/1,025°F/1,050°Fでは4.1%熱消費率が減少し、ケース(B)の1,050°F/1,050°F/1,000°Fでは4.2%、ケース(C)の1,050°F/1,050°F/1,050°Fでは4.6%、ケース(D)の1,150°F/1,050°F/1,050°Fでは5.7%、ケース(E)の1,150°F/1,150°F/1,050°Fでは6.5%減少することがわかる。

3.2 材料

第4表は現在火力発電所のボイラに使用されている代表的な鋼管

第4表 ボイラ鋼管のおもな材質

鋼種形式	JIS記号	化学成分%				
		C	Ni	Cr	Mo	その他
0.15C	STB35	0.08~0.18	—	—	—	—
0.25C	STB42A	<0.32	—	—	—	—
1/2 Mo	STB39	0.10~0.20	—	—	0.45~0.65	—
1Cr 0.3 Mo	STB42B	0.10~0.20	—	0.80~1.20	0.20~0.45	—
1Cr 1/2 Mo	STB42C	≤0.15	—	0.80~1.20	0.45~0.65	—
1 1/4 Cr 1/2 Mo	STB42G	≤0.15	—	1.00~1.50	0.45~0.65	Si 0.50~1.00
2 1/4 Cr 1 Mo	STB42D	≤0.15	—	2.00~2.50	0.90~1.10	—
9Cr-1 Mo	STB42H	≤0.15	—	8.00~10.00	0.90~1.10	—
18-8-Ti	STB52D	≤0.08	9.00~13.00	17.00~20.00	—	Ti 5×C%~0.60
18-8-cb	STB52E	≤0.08	9.00~13.00	17.00~20.00	—	Cb 10×C%~1.00
16-13-2 Mo	STB52C	≤0.08	11.00~14.00	16.00~18.00	2.00~3.00	—



第 6 図 各種鋼管材料の許容応力

第 5 表 Philo プラントのボイラに使用されている鋼管の鋼種別使用比率

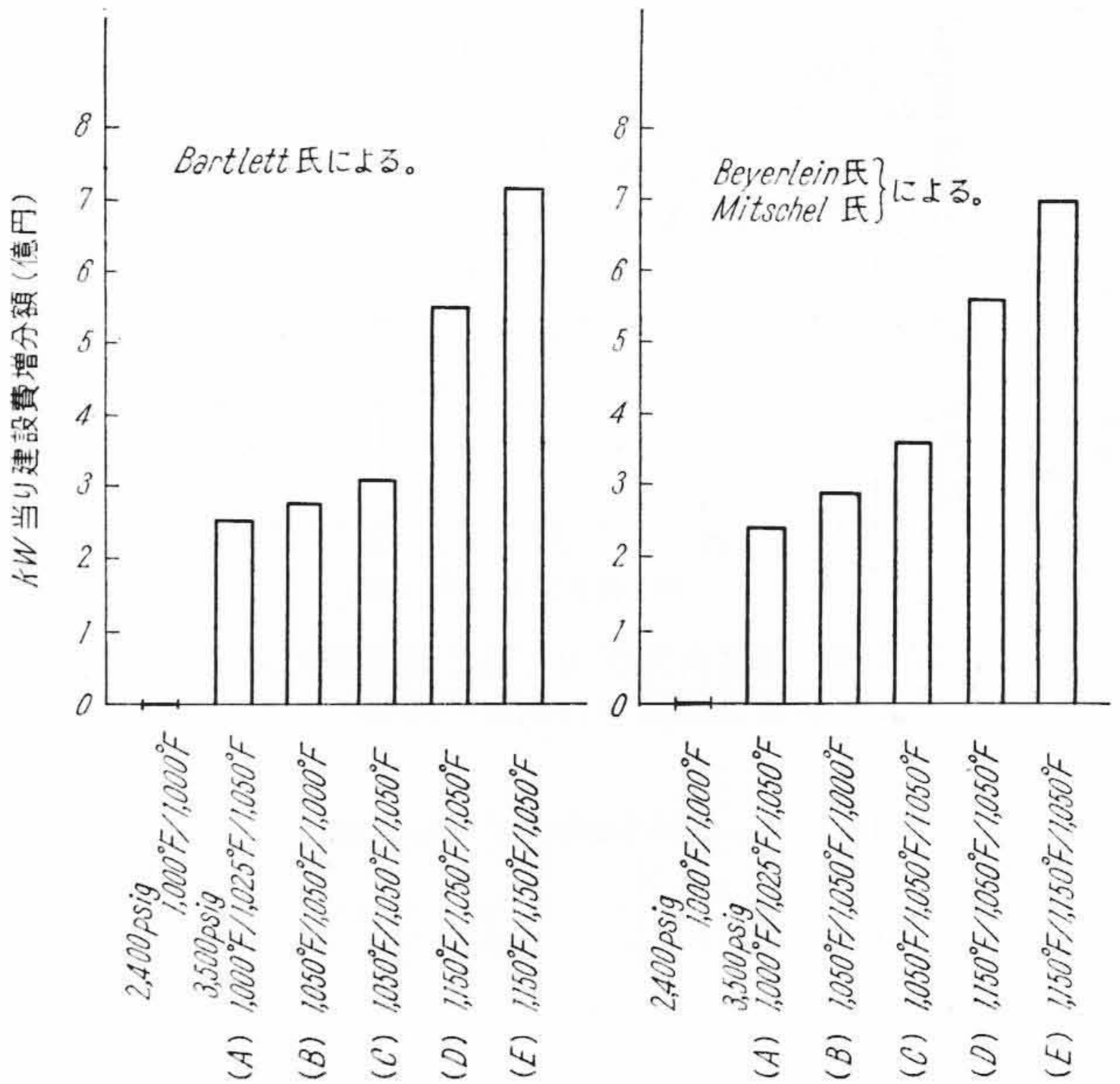
鋼 種	(%)
Steel	37.90
Carbon moly	8.80
Croloy 1/2	1.95
Croloy 1	15.30
Croloy 1 1/4	7.35
Croloy 2 1/4	16.10
Croloy 3 M	1.20
Croloy 9 M	1.60
Croloy 18-8	9.80
	100.00

材の種類を示している。上の二種類は炭素鋼で温度 450°C 以下の部分，すなわち蒸発管，節炭器に使用される。三番目のものは 0.5Mo 鋼で比較的高温強度は高い。

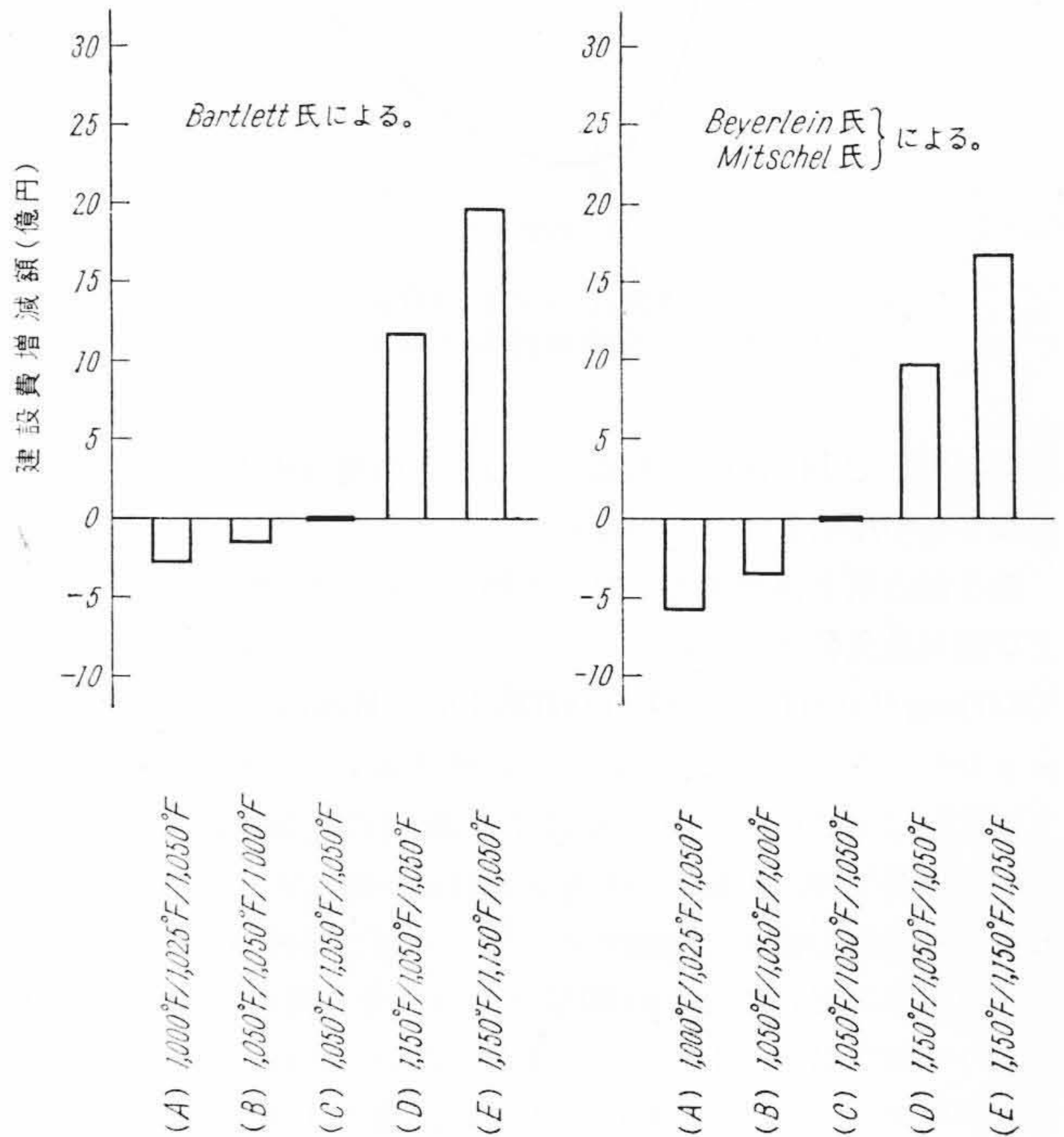
次の五種類のものは Cr-Mo 鋼で過熱器管，主蒸気管に多量に使用されているものである。最後の三種類はいわゆるオーステナイトステンレス鋼で温度 566°C (1,050°F) 級あるいは，それ以上のボイラに使用される。これらの使用範囲は主として，その材料の高温強度によって決められるが，第 6 図はボイラ技術基準に規定されている許容応力を図にしたものである。炭素鋼は 400°C から急激に低下しており，その上の 6 本のグループは Mo 鋼と Cr-Mo 鋼である。いちばん上のオーステナイト・ステンレス鋼は 500°C 以上で他に比べ，きわだって高温強度の高いことがわかる。

現今のボイラの圧力部分の管にてこれら炭素鋼と特殊鋼の使用されている比率は，大体出力 75~125 MW すなわち主蒸気温度が 1,000°F 級では特殊鋼が 20~40% であり，炭素鋼が多く使用されているが，出力 156~265 MW すなわち主蒸気温度が 1,050°F 級では特殊鋼が 50~60% となり炭素鋼より多く使用されている。第 5 表は philo プラントの鋼管鋼種別使用比率であるが，特殊鋼が 62.1% 使用されている。また 1,050°F 級のボイラでのオーステナイト系鋼管の使用は約 2% 程度なのに対し，philo では 9.8% と多量に使用している⁽¹⁾。

オーステナイト鋼の高温強度は他の材料に比べきわめてすぐれているが，その成分にニッケルなど高価なものを使用するために価格が高くなる。また熱膨張係数がフェライト鋼より大きく，熱伝導率が低いことなどから，熔接加工がフェライト鋼の場合より高度の技術を要し，さらに熱間加工性が悪く冷間加工の工数が多くなる。材料の価格を炭素鋼を基準にして示すと大体次のようになるといわれる。



第 7 図 蒸気条件による kW 当り建設費増分額



第 8 図 蒸気条件による建設費増減額

	価格比 ⁽²⁾
炭 素 鋼	1.00
2 1/4 Cr-1 Mo	2.52
18-8	10.16
18-8-Ti	11.73

次に主蒸気条件として 3,500 psig を採用した場合のタービン構造について簡単に触れてみると超臨界圧の採用によりタービン構造も種々な変更を伴う。たとえば従来のノズルガバニングを採用すると，部分負荷時において，第一段翼の応力が過大となるので，効率は若干落ちるが圧力差を緩和できる絞り调速法を採用することが多い。また超臨界圧タービンでは高圧タービン部分のみを一車室内に納めて高圧車室をできうるかぎり小さくし，この部分の応力を軽減する構造を採用することが多いが，このようなとき高圧タービンをささえる軸受の荷重が低下するので，オイルウィップを避けるためにティルティングパッド式軸受を採用することがある。またタービンの弁類が全閉したときには第一再熱タービン内の蒸気は閉じ込め

られてしまうため風損により翼が過熱されるおそれのあるときには逃し弁を設けることがある。

4. 経済的考察

3.1項において、500 MW で 3,500 psig 級の蒸気温度の条件をいろいろ変えた場合、ケース(A)～(E)について熱効率を検討したが、これらについて参考のために経済性を比較してみる。

熱効率の改善がわかれば、利用率と燃料価格を決めて年間燃料費の節約額が出る。この節約額を資本費率で割れば熱効率の改善を正当化する建設費増分の限界値が求まる。この限界建設費増分額と実際に要する建設費増分額を比較すれば、熱効率改善の正当化の有無を判断できよう。

建設費

ケース(A)～(E)の経済性の検討のためにオーステナイト系材料が問題となる。この材料の加工性のむずかしさのための製作費の増加分の推定のほかに、材料の市場価格を正確には握る必要がある。わが国において 3,500 psig 級の建設実績のないために正確な推定は困難であるから、本検討では建設費についてはアメリカの Bartlett 氏⁽³⁾、ドイツ Beyerlein 氏と Mitschel 氏⁽⁴⁾の文献に発表されている仮定によった。

第7図はケース(A)～(E)の蒸気条件に対するkW当りの建設費増加をそれぞれの文献より写したものである。

文献にない条件については一部推定している。いずれも比較のベースは 2,400 psig/1,000 F/1,000 F である。なお Beyerlein 氏、Mitschel 氏の資料は出力 200 MW のものなので、500 MW の検討のために容量による建設費の低減を 20%⁽⁵⁾ みた。第8図はこれらの図から、出力 500 MW の建設費増減をケース(C)、すなわち 3,500 psig/1,050 F/1,050 F/1,050 F を基準として書き変えたものである。Bartlett 氏の図によればケース(A)の建設費はケース(C)より 3 億円安く、ケース(D)は 12 億円高くなっている。本図からも蒸気温度を 1,050 F 以上にし、オーステナイト系材料をふやすことは非常に建設費の増加することがわかる。なおこれらの間に大きな相違がないので以後 Bartlett 氏によって検討するものとする。

燃料費、利用率、資本費率

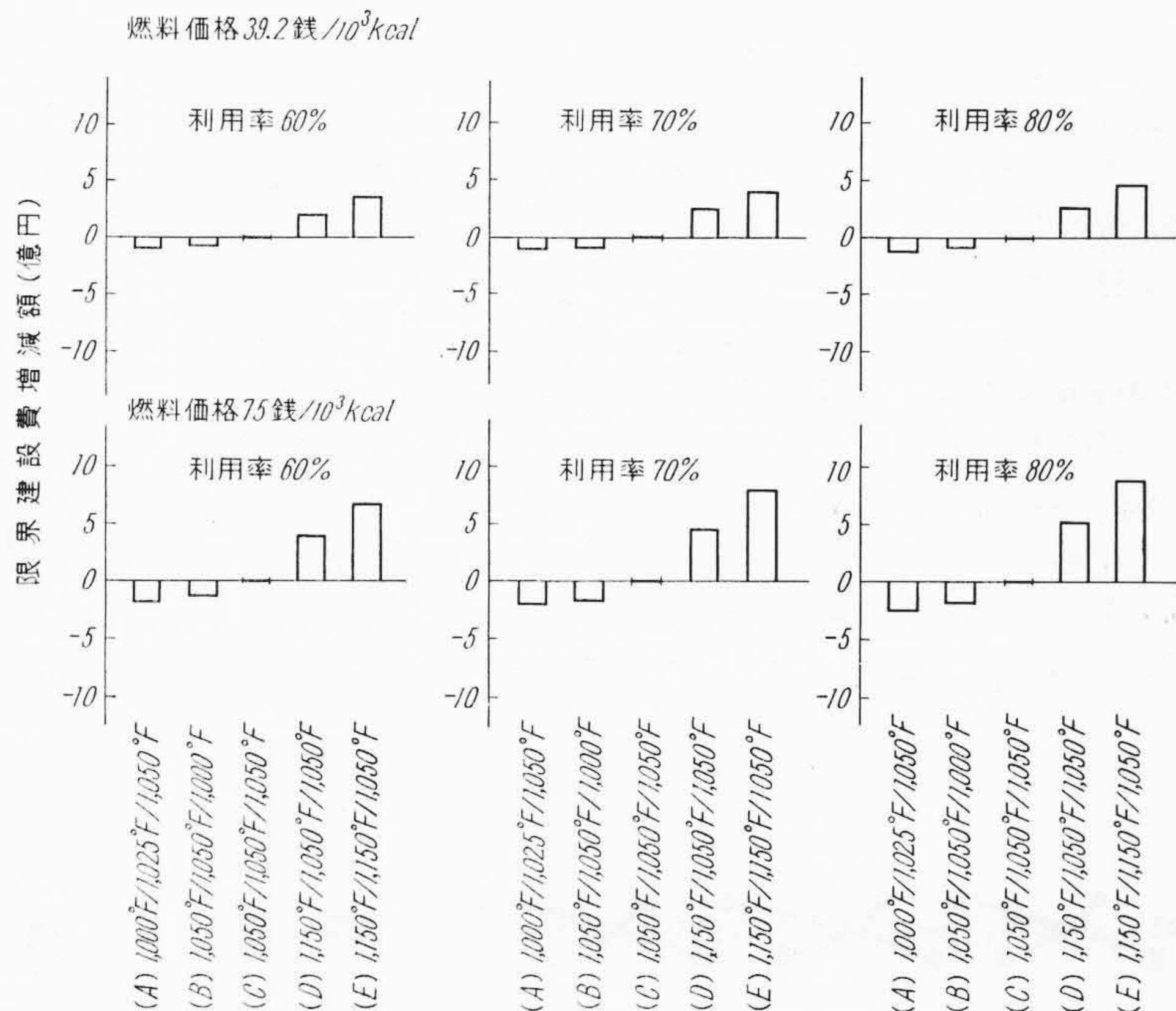
燃料費はアメリカの重油の平均価格⁽⁶⁾、27.45 ¢/10⁶ Btu (39.2 銭/10³ kcal) の場合と、わが国の事情を考慮して 75 銭/10³ kcal の場合のおのおのについて試算した。

資本費率は 12.5% とし、利用率は 60, 70, 80% のおのおのについて試算した。

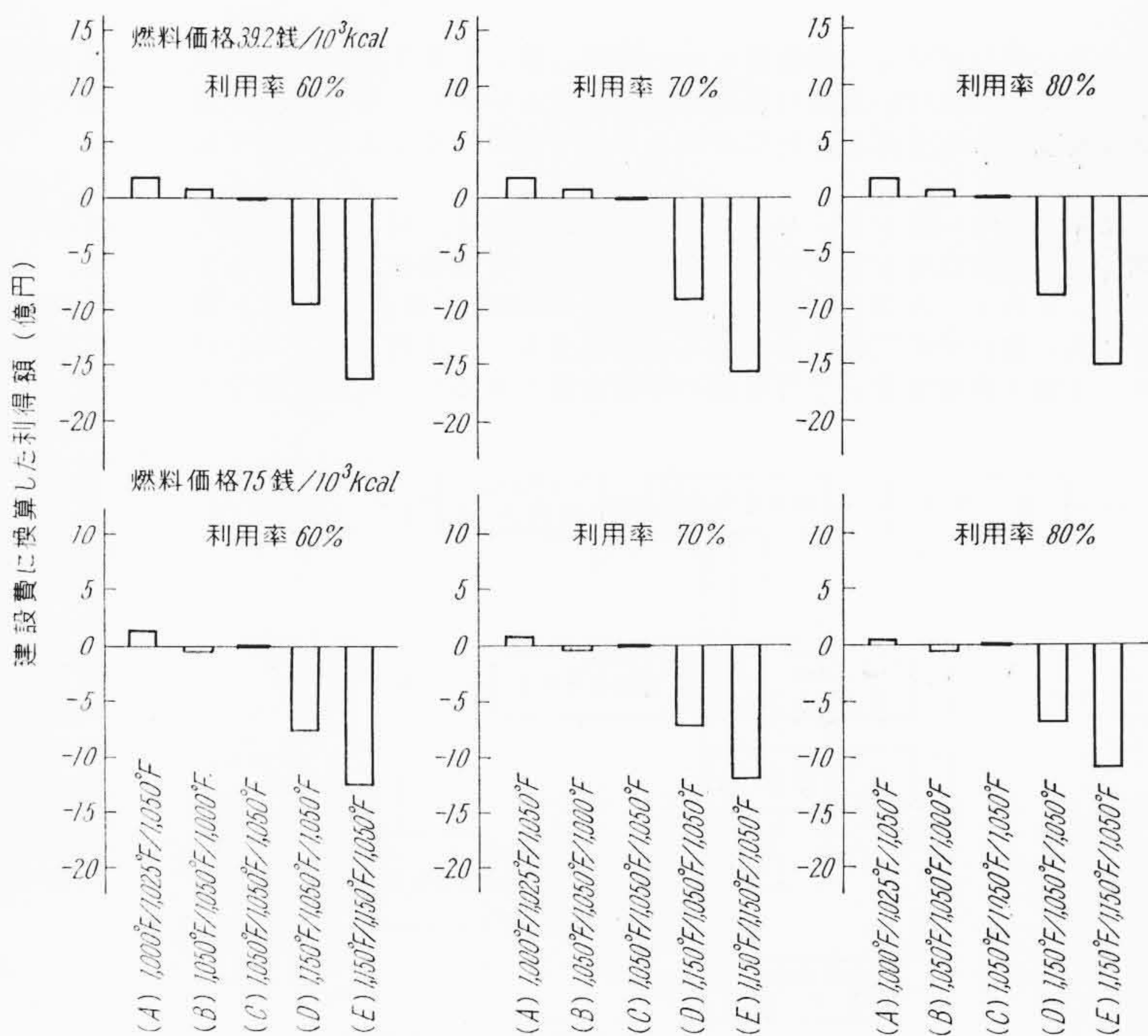
第9図は熱効率の相違による燃料費の増加あるいは節約分を、資本費率 12.5% として建設費の増減に換算したものである。これを利用率 60%, 燃料費 39.2 銭/10³ kcal の場合の図についてみると、ケース(D)はケース(C)に比べ熱効率は上昇するが、熱効率上昇に要する建設費増分が 2 億円であればケース(C)と経済的に同等であることを示す。

またケース(A)は 1 億円安ければケース(C)同等である。この建設費増減額を限界建設費増減額と呼ぶものとする。

この限界建設費増減額と第8図の建設費との差を求めたものが、第10図である。(+)側が蒸気条件を変えることによってケース(C)よりも有利になることを示し、(-)側が不利になることを示し



第9図 蒸気条件による限界建設費増減額



第10図 蒸気条件による利得額

ている。

これらの図によって、次のことがわかる。

(i) 本試算では燃料価格が一定の場合は、ケース(C)に対する有利、不利の傾向は、利用率を 60~80% に変えても変わらない。

ただし燃料価格が変われば、この傾向はケースによっては変わってくる。すなわちケース(B)は燃料価格 39.2 銭/10³ kcal の場合はケース(C)より有利であるが、75 銭/10³ kcal の場合はわずかに不利になっている。

(ii) 蒸気温度 1,150 F の場合ケース(D), (E) は明らかに不利になっているが、ケース(A), (B), (C) の差はわずかである。特に燃料価格が 75 銭/10³ kcal の場合は、その最大の差は建設費にして 1 億円である。これら三者の比較はもっとも精密に検討する必要がある。

5. 結 言

最近主としてアメリカにおいて計画されている超臨界圧力プラントの蒸気条件の傾向について紹介するとともに、蒸気条件の効率と建設費に及ぼす影響について検討してみた。

試算では蒸気温度に 1,150°F を採用した場合は経済的に不利になることはわかったが、3,500 psig/1,050°F/1,050 F/1,050°F と 3,500 psig/1,000°F/1,025°F/1,050°F の場合についてはその差は小さく、特に燃料価格を高くした場合はわずかな差であり、試算の精度の範囲ではいずれが有利とも断定できかねるものであった。今後もっと詳細に検討する必要があるものと思われる。幸い電力中央研究所を中心に電力会社、製作会社共同で 3,500 psig 級、2,400 psig 級の発電原価比較を進めているのでその結果に期待したい。

現在高温材料の経済的な入手の困難から、熱効率の上昇において大きな壁に突き当たっているわけであるが、われわれとしてはいつかはこの壁が開かれ、さらに大きな発展の始まることを期待するものである。

参 考 文 献

- (1) W. H. Rowand and A. M. Frendberg; ASME paper Feb. 1957
- (2) 池島：火力発電，第 66 号，1961，992-15
- (3) R. L. Bartlett: Steam Turbine Performance and Economics, 1958
- (4) H. Beyerlein und H. Mitschel; BWK 13, Nr 7, Juli, pp 320-326
- (5) K. Schröder; VGB. Heft 73 Aog. 1961, pp 227-242
- (6) Dan Braymer; Electrical World oct, 1961, pp 69-83



特 許 第 294853 号

特 許 と 新 案



竹 内 万 巳

カ ラ ー テ レ ビ ジ ョ ン 方 式

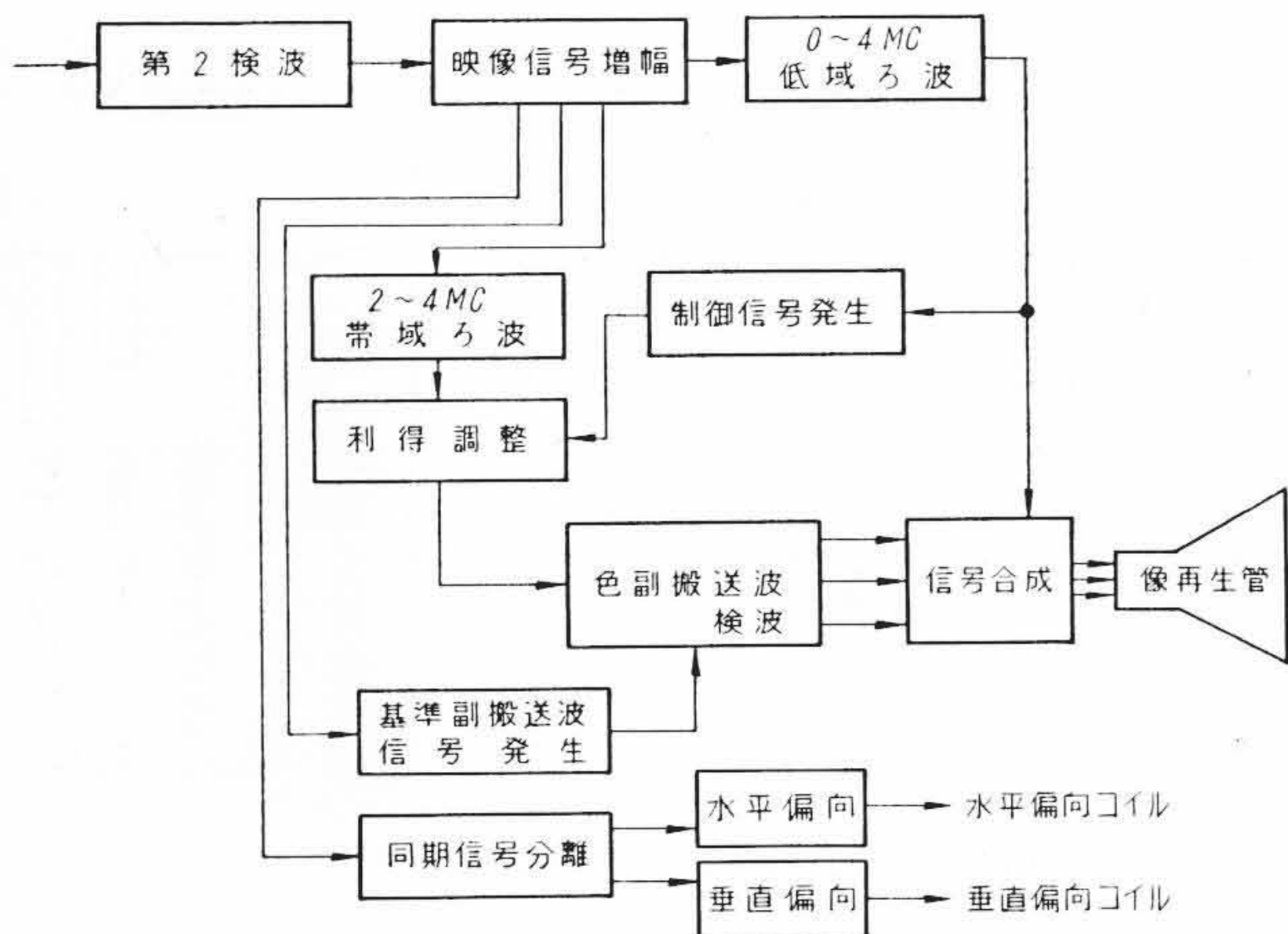
カラーテレビジョン受像管においては、個々の電子銃の特性の不ぞろいあるいはけい光体の発光能率の不ぞろいから、けい光膜の全輝度範囲にわたり再生原色間の明るさの平衡を得ることは困難である。

従来のカラーテレビジョン方式では映像信号は、対象物の明度に関係なく輝度信号と色度信号を発生し、これを送像並びに受像している。このような方式にあつては前記した困難は解決できず、輝度の高い部分での三原色の不ぞろいが生ずることは好ましくないもので、比較的高輝度部分で三原色の平衡を保たせるが、低輝度部分で

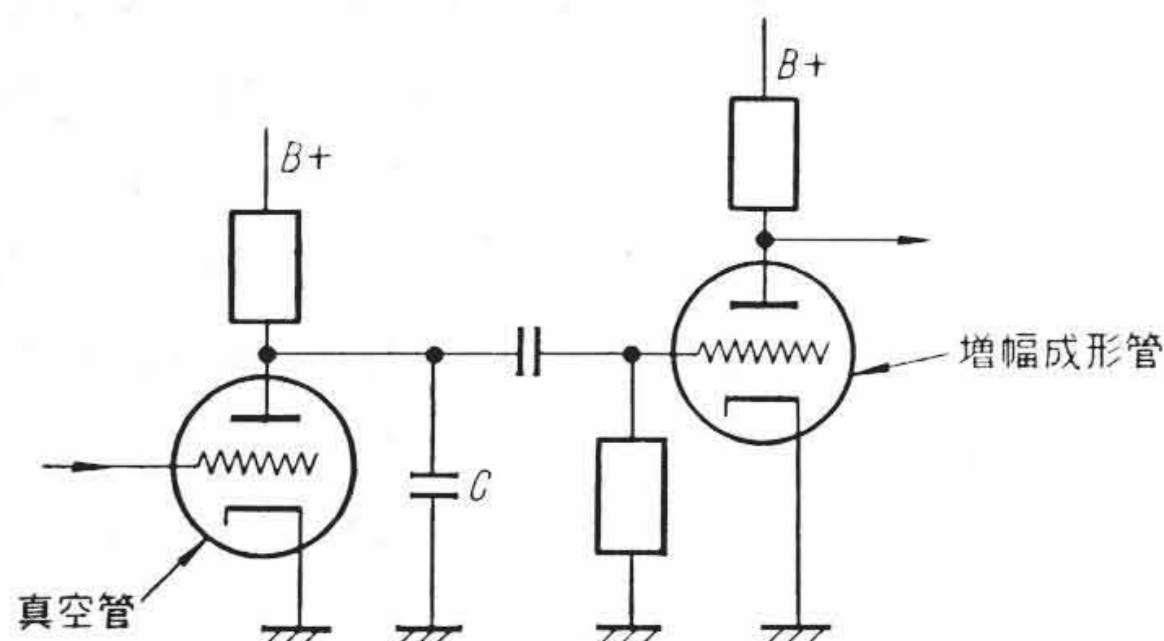
は平衡のくずれたままになっているのが現状である。このような状態で低輝度部分で輝度信号以外に色信号を加えることは好ましくない。

本発明は映像信号のうち輝度信号出力を、この発明特有の制御信号発生回路に加え、変換してそのレベルに関連した制御信号を発生し、この制御信号を利得調整回路に加え、低輝度部分において色信号の利得を低下させるようにしたものであり、この発明の目的は輝度信号出力があるレベル以下になるような部分では、人間の目の特性から色の識別が不可能となることを利用し、この付近の輝度以下では色信号出力は輝度信号にひずみを与えるだけとなるので、色信号チャンネルの動作を停止させるかまたは減衰させるところにある。

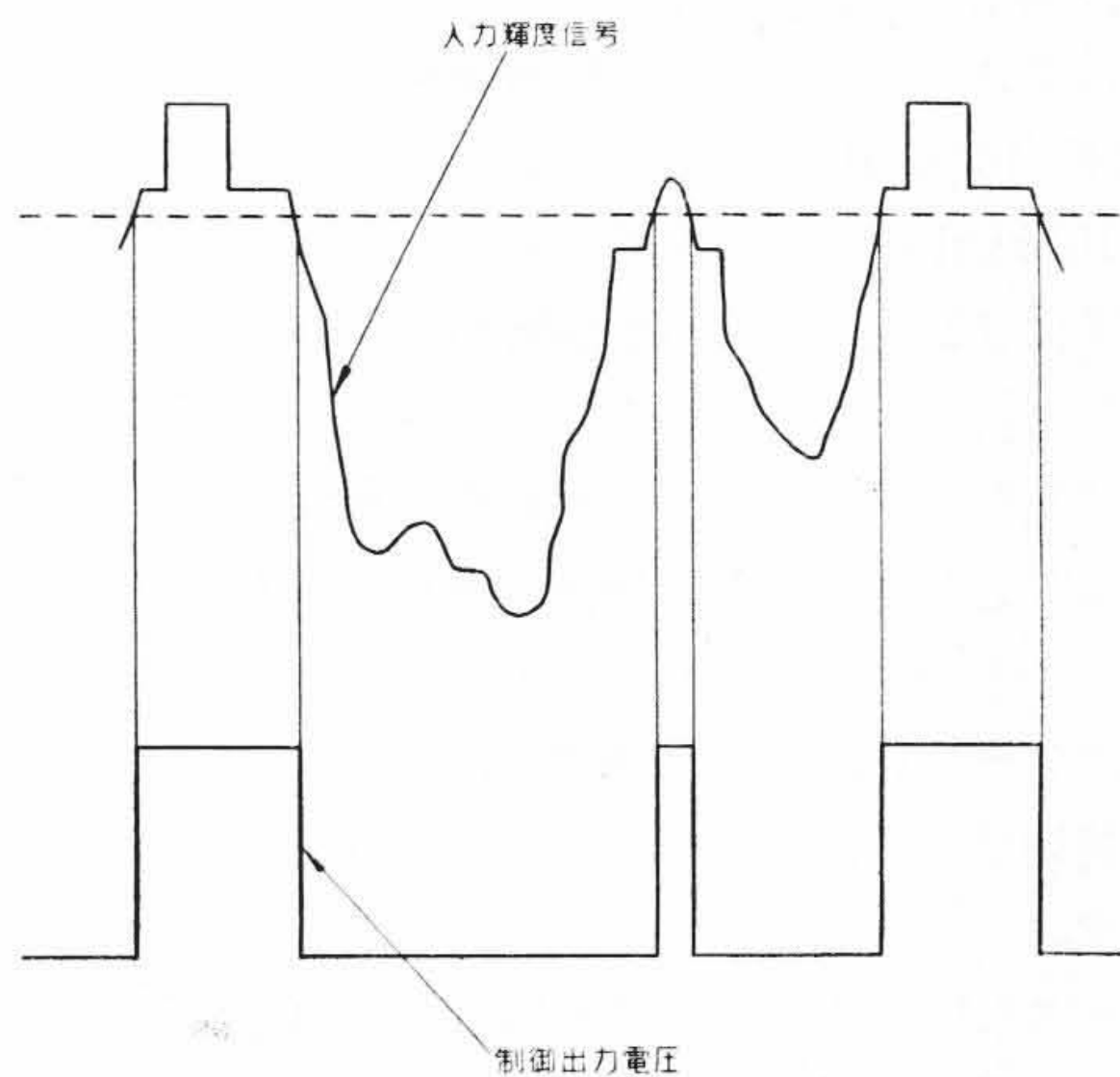
第 2 図はこの制御方式を用いた場合の制御信号発生回路の一例であり、真空管の選定と動作状態の設定により、第 3 図に示す入力輝度信号が加えられた時に、一定レベル以下（第 3 図では点線以上の部分）において、真空管が導通状態となるようにすることができ、内部抵抗を導通時に十分小さくするようにしておくと、蓄電器 C の端子電圧は真空管の導通時に急激に低下し、このようにして増幅成形管の出力に、第 3 図に示す制御出力電圧が得られ、これを利得調整回路に加え、ある一定の輝度信号レベル以下で急激に色信号レベルを小さくしたものである。（橋 戸）



第 1 図



第 2 図



第 3 図