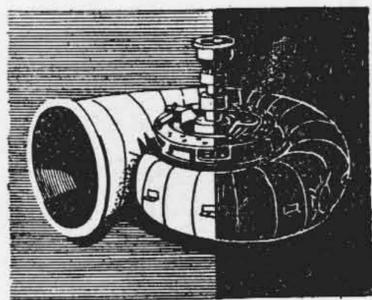


〔I〕 原 動 機

PRIME MOVERS



昭和 27 年度は、電源開発及び造船計画の実施も愈々最高潮に達し、引続く大容量機の受注と共に、幾多記録的製品が陸続として産み出され日立技術の輝かしい成果を見た。工場設備に於ては大型回転機工場も復修全く成り、又嘗つて当時の記録品松花江発電所納 85,000 kW フランシス水車発電機を試験した大型試験用ピットも従前を上廻る規模に再建なり、新型工作諸機械の充実、試験設備の整備、或は又研究諸設備の拡充等々あらゆる面に於て幾多新機軸をとり入れ、単に戦前に復旧したに止まらず、遙か旧に倍する規模と能力を具うるに至つた。かくて技術的にも量的にも着実な前進を見せ、斯界の期待に添い得たのみならず、広く海外の需要に応ずるに十分な態勢にあることは欣快に堪えない。

かかる状態のもとに、水力火力両面に於ける設計製作にひたすら着実な精進が続けられ、長い歴史を有する有形無形の日立技術の蘊蓄が傾けられた。

即ち水車に於ては昭和 24 年を初年度とし同 28 年に至る電源開発五箇年計画実施の最も充実すべき年度に当り、特に龐大な大容量発電所の建設計画に呼応して、本邦最大容量を誇る関西電力丸山発電所納 70,000 kW フランシス水車を始め、四国電力松尾川第一発電所納 21,400 kW、同第二発電所納 22,200 kW の各ペルトン水車、北陸電力神通川第一発電所納 48,000 kW フランシス水車或いは我国最初の東京電力白根発電所納 12,000 kW 堅軸ペルトン水車、本邦最大容量最高落差を有する東北電力本名発電所納 30,000 kW カプラン水車等各種別にそれぞれ本邦最大容量をもつ水車が相ついで受注され設計製作に移された。先に斯界注視の裡にあつた東北電力沼沢沼発電所納 23,000 kW 横軸フランシス水車は優秀な試運転成績を以て送電運転に入り、又戦後の輸出第一陣として特に内外の関心を高めたブラジル国マカブ発電所納 3,300 kW ペルトン水車は既に良好な運転を開始し、台湾電力公司天冷発電所納 26,500 kW フランシス及びアルゼンチン国エスカバ発電所納 9,000 kW フランシス水車は何れも据付中である。一方技術的側面では改増築成つた水力実験室の拡充整備と相俟つて、堅軸ペルトン水車模型試験、ペルトン水車能率向上、自動閉鎖案内羽根の実施、カプラン水車空洞試験研究、キャビネット型調速機の製作等幾多の新機軸が結実し、且つ応用面に具体化された。

船用タービン、ボイラ及び補機類も亦その後順調に造

船計画の高潮にのり、着実な成果を収めた。即ち汽罐に於ては「あらびあ丸」用水罐汽罐の優秀な成績に引続き製作完成した日立造船納日光丸 10,000 HP タービン用船用二胴型水管汽罐は、小型高能率而も大容量のものとしてその製作に特に慎重が期された。蒸気タービンに於てはこれ又「あらびあ丸」8,000 HP タービンに見せた優秀な経験を生かし、米国キャラス社納テニー船ゼニー船用 8,000 HP タービン主機が好調裡に海を渡つた。更に北海丸用 5,000 HP、日聖丸日洋丸用 4,000 HP タービン主機等が何れも良好なる試験結果を以て運転され我国海運界に貢献した。今後益々斯界の活況に伴い、活潑な躍進が期待される。

陸用汽罐及びタービンにあつては、江別火力発電所用 65t/hr 汽罐につゞき四国電力西条発電所納 60t/hr 汽罐に良好な実績をあげ、その他多数の中、小型機が続々と運転に入つた。又大容量火力機器としては、東京電力潮田発電所納 50,000 kW タービン及び 150 t 汽罐が何れも製作を完了し、近く現地据付を見んとしている。陸用タービンでは川崎製鉄納 12,500 kW タービン、常陸セメント納 5,000 kW 復水タービン、或は又十条製紙納抄紙機部分駆動減速機等々枚挙に遑ない。技術的には陸用タービン用全油圧式調速機の採用が著明なものとして注目される。

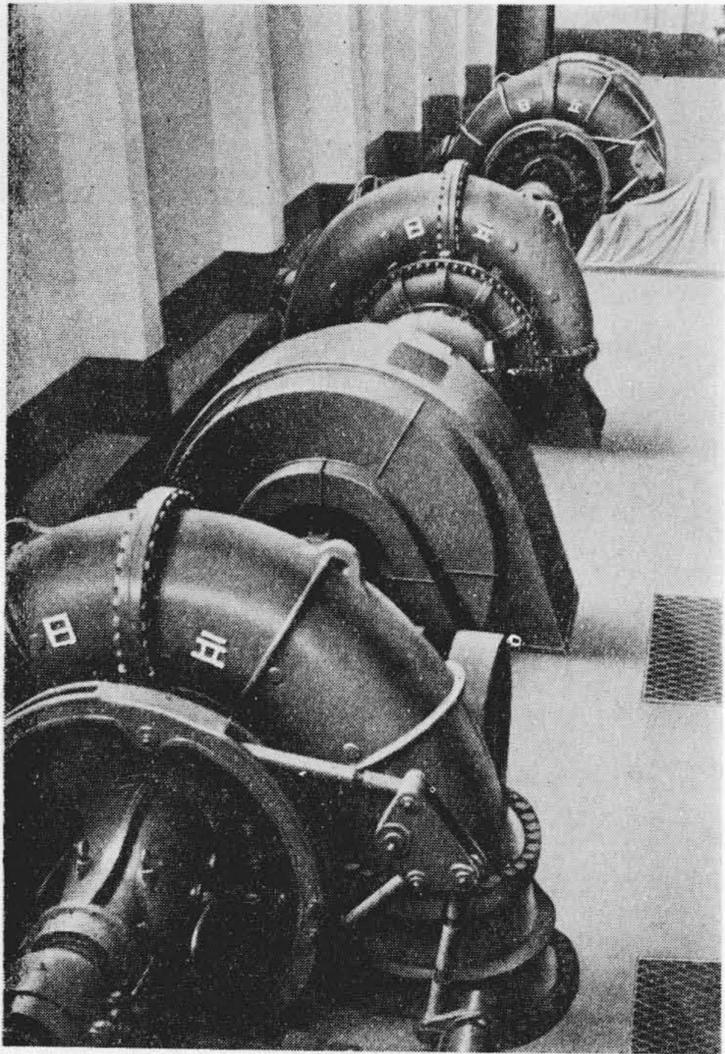
以上の如き水車、タービン及び汽罐の製作途上に於ける幾多の諸問題は、戦後の荒廢した姿から面目一新し多くの新機軸をとり入れて戦前を遙かに凌ぐ充実振りを見せた工場諸設備の完備と、幹部以下全員一致した不断の研鑽とにより逐一解決され、この輝かしい総合成果を得つゝあるものである。かくて大物品製作技術は目覚しく向上して万全の消化態勢を確立し、今や国際的水準に堂々の足跡を印したが、これら内容充実の結果はやがて因となり今後益々飛躍的發展が十分期待されるであろう。

以下昭和 27 年度の製作成果と技術進歩の跡をふり返つてみる。

水 車 Water Turbines

〔I〕 新製品の内容紹介

昭和 27 年度中に新たに運転を開始した水車、若しくは製作した水車に就き、その主なるものを第 1 表 (8 頁参照) に掲げる。



第1図 東北電力沼沢沼発電所納 23,000 kW 横軸フランシス水車——発電機——ポンプ直結現地据付状況

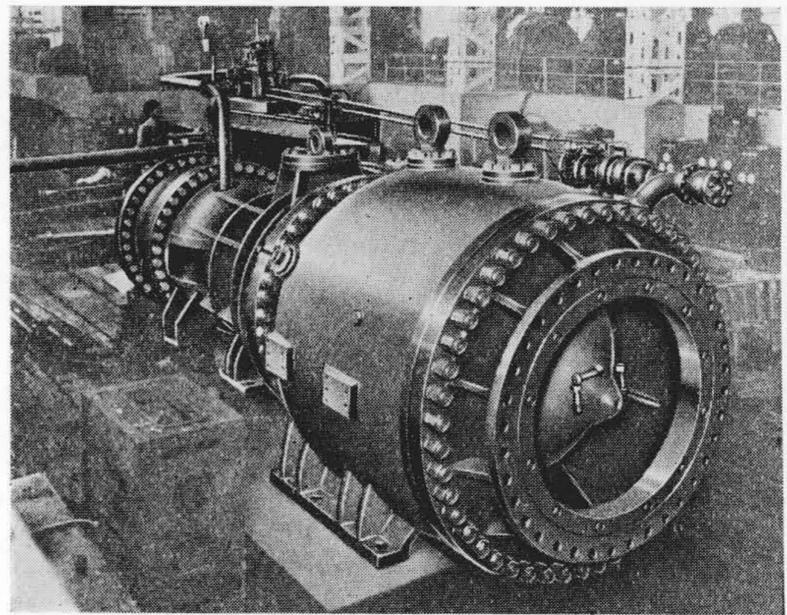
Fig. 1. Erection at Site of 23,000 kW Francis Horizontal Water Turbine, Direct Coupled to 23,000 kVA Alternator and 21,000 kW Turbine Pump

(1) 運転開始したもの

世界記録的規模を持つ東北電力沼沢沼揚水発電所用機器(日立評論 Vol. 34, No. 5, 昭27—5 参照)は、多くの実験研究と斬新な技術によつて製作されて来たが、この程恙なくその据付を全部完了し、近く揚水運転に入らんとしている。ここに納められた 23,000 kW 横軸フランシス水車は、昭和26年12月既に送電を開始しており、運転状況は極めて良好である。

21,000 kW 揚水ポンプの揚水量を制御する 1,400φ ニードル吐出弁も 27年6月完成した。本吐出弁はポンプの運転時は順序制御器によつて自動運転されるが、尚揚水量の調整は配電盤より電動操作されるものである。

関西電力新庄発電所 3,700 kW 縦軸フランシス水車は、先般既に営業運転に入つたが、その後特に無拘束速度試験を行い、保証値 1,080 r.p.m. (規定回転数 600 r.p.m.)



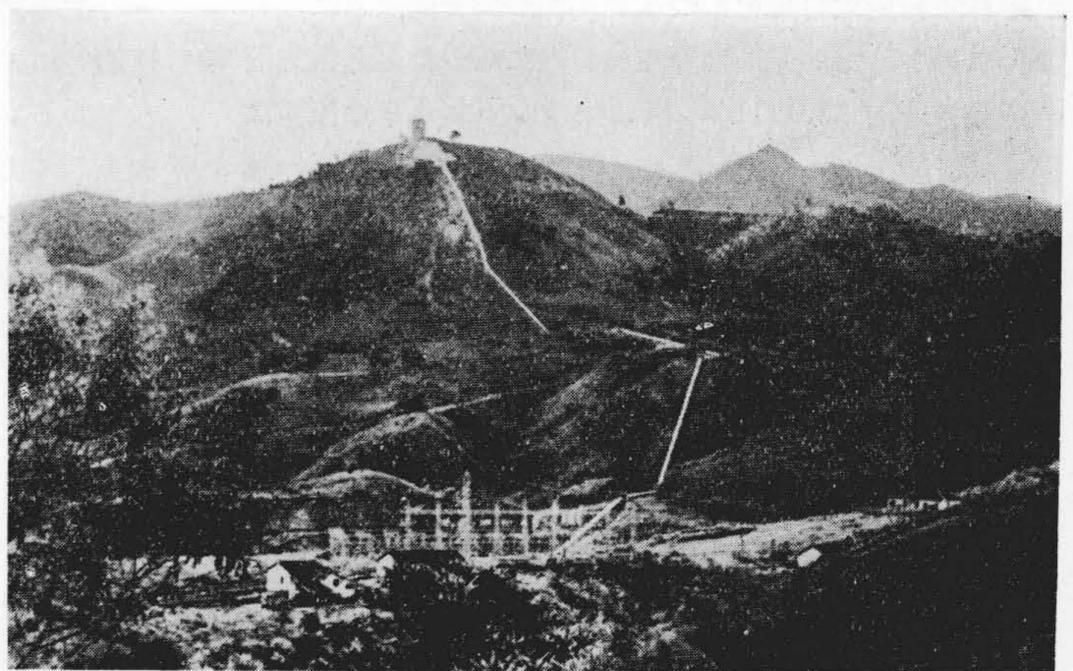
第2図 東北電力沼沢沼発電所納 21,000 kW 揚水ポンプ用 1,400φ ニードル吐出弁工場組立
Fig. 2. Shop Assembly of 1,400 mmφ Needle Valve of 21,000 kW Turbine Pump

に於て振動 5/100 mm の好成績を収めた。

東京電力奈川渡発電所縦軸フランシス水車は、ケーシングを除き改造を加え、水車最大出力 10,500 kW より 11,000 kW になるよう出力増加を行つたが、効率試験の結果、保証効率を上廻る値を得、改造前に比べて平均約 10% の効率向上を見た。

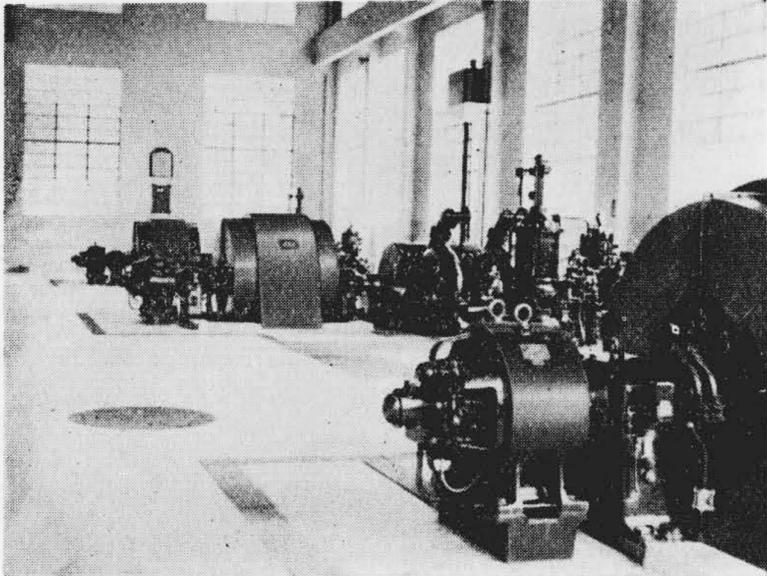
北海道電力蘭越発電所 6,500 kW カプラン水車は据付開始以来全く事故を生ずることなく運転に入ることが出来、振動又はその他の障害もなく優秀な実績を挙げている。

海外にあつてはブラジル国マカブ発電所用 3,300 kW ベルトン水車第三号機が終戦後輸出の第一陣として納められたが、その据付も既に全く完了し極めて順調に運転している。第3図にマカブ発電所の全景を第4図に所内据付状況を示す。



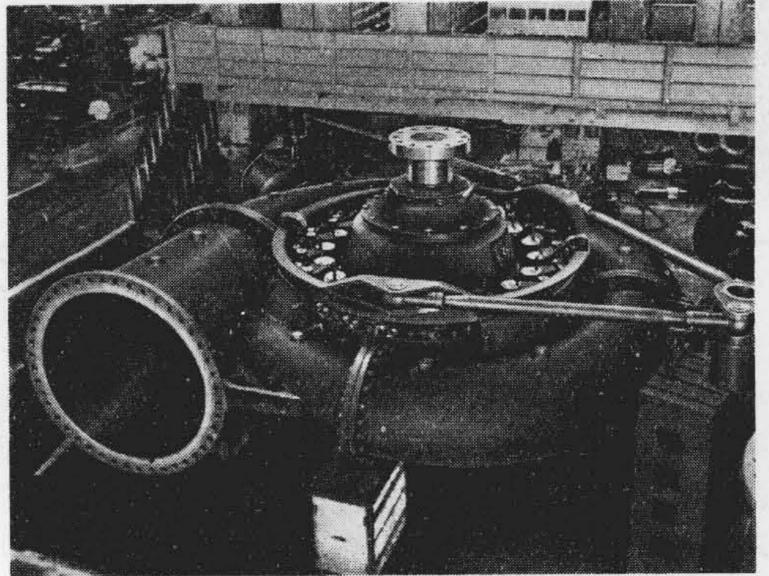
第3図 マカブ発電所全景

Fig. 3. General View of the Macabu Power Plant, Brazil



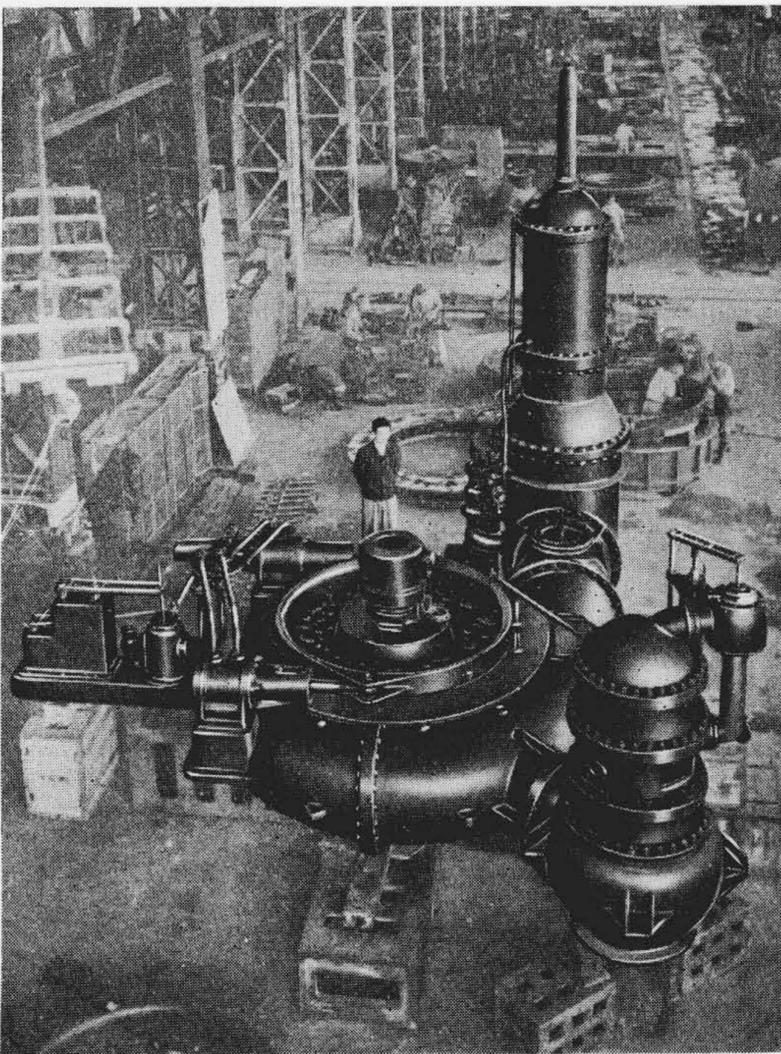
第 4 図 ブラジル国マカブ発電所 3,300 kW
横軸ペルトン水車室

Fig. 4. 3,300 kW Horizontal Pelton Wheel



第 6 図 台湾電力天冷発電所納 26,500 kW 縦軸
フランシス水車工場組立

Fig. 6. Shop Assembly of 26,500 kW Vertical Francis Turbine



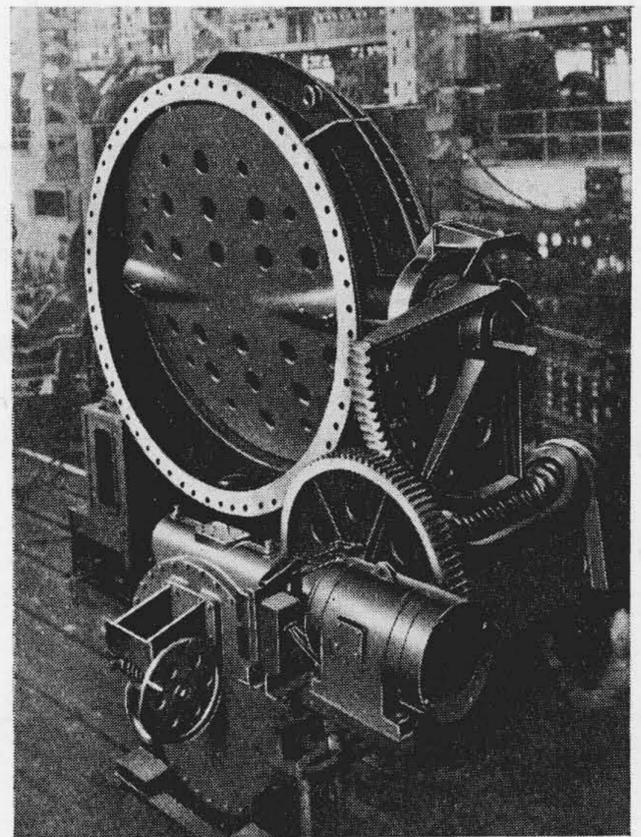
第 5 図 アルゼンチン国エスカバ発電所納 9,000 kW
縦型フランシス水車工場組立

Fig. 5. Shop Assembly of 9,000 kW Vertical Francis Turbine

(2) 据付中のもの

工場に於ける製作が完成し据付中のものは、第 1 表 (2) に示す如くである。

アルゼンチン国エスカバ発電所用機器一式は総て日立製作所製品であり、9,000 kW 縦軸フランシス水車は目下据付中である。据付方式は二床式、ケーシングは鋳鋼製である。1,000 mmφ 油圧式仕切弁を有し、調速機は発電



第 7 図 天冷発電所電動式 2,700 mmφ 鉄管弁工
場組立

Fig. 7. 2,700 mm Motor-Operated Upper Penstock Valve under Shop Testing

機床面に据付けられ、一人制御方式である。

台湾電力公司天冷発電所納水車及び発電機は戦後最大容量の輸出品としてその第一号機は 8 月に現地据付を完了し、第二号機も工場組立を終了した。ケーシングは鋳鋼製で、その入口部は 1,800 mmφ の蝶形弁に接続し、水車上カバーは内外に分かれ、且つガイドリングはガイドベーンの外側に設けられて、水車の分解は水車室に於て容易に行う事が出来る設計となつている。運転制御は一人制御方式である。性能に関しては、模型試験の結果、最高 89.5% の効率が得られ、これを実物水車に換算すると 92.3% となり、保証値 91.0% を遙かに上廻る好成

第1表 新設発電所 (昭和27年度)
Table 1. Power Stations Newly Erected in 1952

(1) 既納品の運転開始せるもの

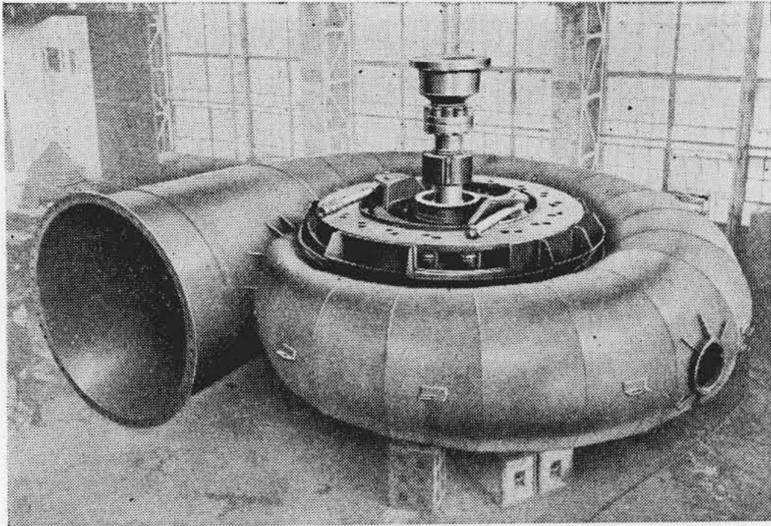
納先	所名	(kW)	H(m)	Q (m ³ /s)	N (r.p.m.)	Ns (m-kW)	型式	台数	備考
北海道電力	蘭越	6,500	13.0	57.4	167	546	PMS-V	1	
関西電力	成出	16,800	48	39.8	200	205	FSS-V	2	
関西電力	新庄	3,700	72.5	5.8	600	172.5	FSS-V	2	
東北電力	沼沢沼	23,000	200	12.18	500/600	67.5	FDS-H	2	揚水式発電所
東北電力	滝淵	2,900	120	2.77	500	67.3	FSS-V	2	
北海道電力	漁川	860	31	3.33	600	168	FDS-H	2	1台は既納品改造
東京電力	奈川渡	11,000	119.5	10.6	500	133	FSS-V	2	ケーシングを除き 水車改造
ブラジル	マカブ	3,300	306.5	1.265	750	17.2	P ₂ N ₄ -H	1	増設第3号機

(2) 新製品の据付中のもの

納先	所名	(kW)	H(m)	Q (m ³ /s)	N (r.p.m.)	Ns (m-kW)	型式	台数	備考
北海道々庁	鷹泊	6,350	28.5	25.4	333	440	PMS-V	1	
新潟県	三面	16,500	69.49	27.3	300	200	FSS-V	2	
アルゼンチン	エスカバ	9,000	135	7.68	600	124	FSS-V	3	
台湾電力	天冷	26,500	173	17.7	400	103.8	FSS-V	1	
国鉄	小千谷	27,500	48.2	64.7	167	216.5	FSS-V	1	第3号機
中部電力	久野脇	17,500	49.3	40.5	200	205	FSS-V	1	第2号機

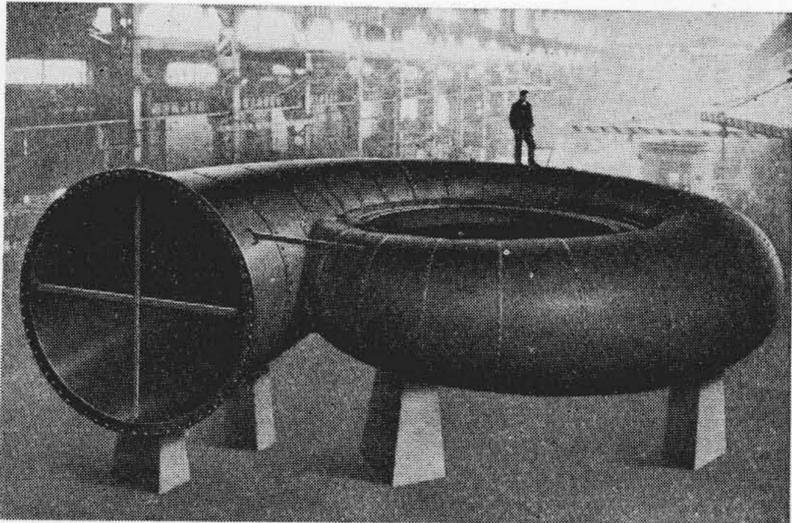
(3) 工場にて製作中のもの

納先	所名	(kW)	H(m)	Q (m ³ /s)	N (r.p.m.)	Ns (m-kW)	型式	台数	備考
昭和電工	青木	5,500	279.5	2.065	428	18.8	P ₁ N ₂ -H	2	
台湾電力	天冷	26,500	173	17.7	400	103.8	FSS-V	1	第2号機
北海道電力	然別第一	14,250	263.3	6.13	375	20.9	2P ₁ N ₂ -H	1	
北陸電力	神通川第一	48,000	65.0	81.3	172	207	FSS-V	2	
関西電力	丸山	70,000	80.0	96.5	164	181.8	FSS-V	1	{ 本邦最大フランシス 水車
中国電力	明塚	14,500	26.14	64.1	150	305	FSS-V	2	
北海道電力	班溪	10,600	13.3	86.7	150	595.0	PMS-V	1	
東北電力	片門	22,500	20.0	120	125	462.0	PMS-V	2	
四国電力	松尾川第一	21,400	375	6.45	450	19.85	2P ₁ H ₂ -H	1	{ 本邦最大ペルトン水 車
四国電力	松尾川第二	22,200	375	6.45	450	19.85	2P ₁ H ₂ -H	1	
九州電力	夜明	12,700	17.85	80	164	503.0	PMS-V	1	
東京電力	白根	12,000	204.15	6.66	300	21.4	P ₁ N ₄ -V	1	{ 本邦最初縦軸ペルト ン水車
東京電力	花園川	2,230	170	1.57	428	23.08	P ₁ N ₂ -H	1	
日本鋳業	鮫川	2,800	101.32	3.22	600/720	118.6	FSS-V	2	
東北電力	本名	30,000	36.1	92.9	167	334	PMS-V	2	{ 本邦最大最高落差カ プラン水車
九州電力	桑野内	6,700	55.4	15	360	214	FSS-V	1	



第 8 図 北海道々庁鷹泊発電所納 5,200 kW
カプラン水車——工場組立

Fig. 8. Shop Assembly of 5,000 kW Kaplan
Turbine



第 9 図 日本国有鉄道小千谷発電所納 27,500 kW
縦軸フランシス水車ケーシング(第三号機)

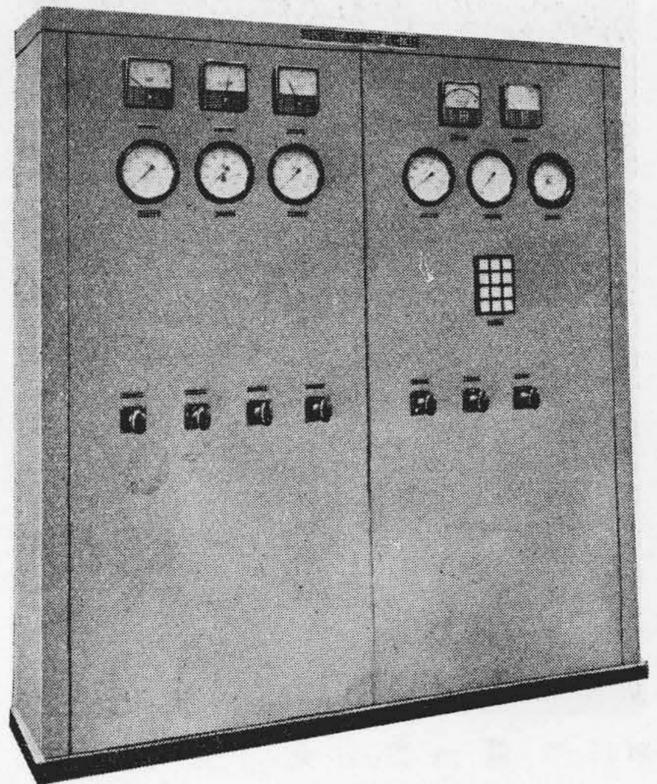
Fig. 9. Spiral Casing of 27,500 kW Vertical
Francis Turbine

績を示した。尚水圧鉄管の上方には、電動操作式 2,700 mmφ の鉄管弁が設けられる。その工場組立を第 7 図(7 頁参照)に示す。

北海道電力鷹泊発電所用 6,350 kW カプラン水車は、単床式建家構造でスピードリング及びケーシング共全溶接で製作された。蝶形弁は 2,800 mmφ である。本発電所の著しい特長はその落差が基準 24.5 m に対し最高 28.5 m より最低 14.5 m に大きく変動することで、このため水位連動装置(特許出願中)により落差に応じて羽根角度を自動的に調整して効率の上昇を計る方法が採られている。

新潟県三面発電所用 16,500 kW フランシス水車は二床式で、水車掘鑿着手前に工場に於て実物と相似の水車により空洞現象試験が実施され、許容吸出高が決定された。本発電所は新潟県営、初の発電所であり、その成果は大いに期待される所である。

国鉄小千谷発電所並びに中部電力久野発電所用の水車は、それぞれ既納品の第三号並びに第二号機で目下据付



第 10 図 台湾電力公司天冷発電所納水車計器盤

Fig. 10. Instrument Panel for Turbine Controlling

中である。

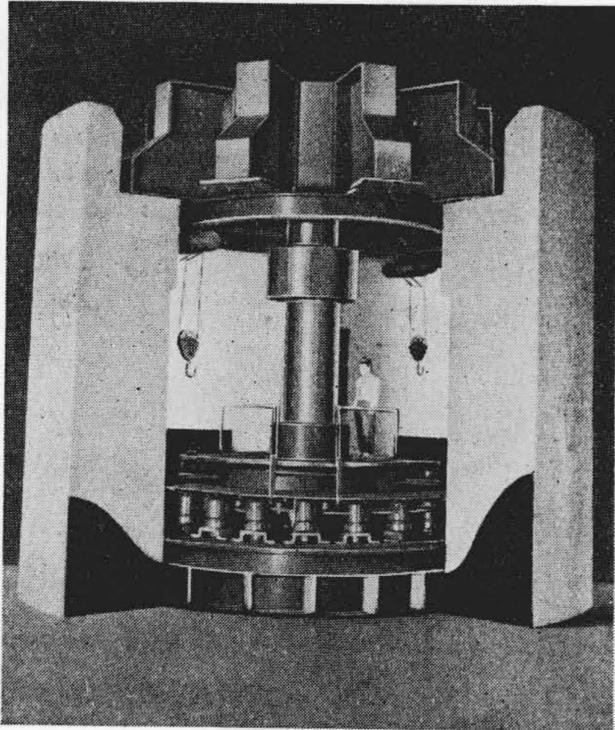
尚、各発電用として水車計器盤が新たに設計製作された。これは従来の所謂電磁弁盤に代り自動運転の中核をなす電磁弁類及び各種計器類を一体のキャビネットに納め、外観、運転保守等に著しい向上を計つたものである。

(3) 設計製作中のもの

(i) フランシス水車

関西電力丸山発電所用 70,000 kW 縦軸フランシス水車は、その容量に於て本邦最大の記録品であり、その設計計画に当つては特に内外の最近の実績を深く検討し慎重に研究を重ねて鋭意製作中である。例えば、水車効率については、数次の模型試験を行い、各部改良により優秀なる結果に到達した。又案内羽根は水圧自動閉鎖式で、運転中に油圧系統の非常事故等により油圧が降下した場合には、水車ケーシング内水圧で自動閉鎖する機構を有する外、圧油筒油面降下検出装置並びに上記に依り応動する自動阻止弁等、完全なる保護装置がつけられる。又调速機は斬新な内容を有するキャビネット型を採用した。これは、调速機アクチュエータ及び配圧弁は体裁優美なキャビネットの中に収納され、内部照明付とし点検、保守を極めて容易にした。その外部正面には、水車、発電機の運転に必要な諸計器を配列したものである。又羽根車及び案内羽根は効率の経年低下を極力防止する為特殊不銹鋼製とした。これ等、長期に亘る研究結果を基として更に斬新な設計を採用の上、大型水車として構造上性能上最高の水準を実現せしめるよう努力している。据付方式は単床式、運転制御は一人制御方式である。

北陸電力神通川第一発電所用 48,000 kW 水車の据付方式は単床式建家構造を採用され、ケーシングは鋼板製



第11図 関西電力丸山発電所納
70,000 kW 縦軸フランシス水車模型

Fig. 11. Model of 70,000 kW Vertical
Francis Turbine

で 4,000 mm ϕ の油圧式蝶形弁を有している。丸山発電所用水車と同様、水圧自動閉鎖式案内羽根機構、キャビネット型调速機等新機軸は余す所なく生かされている。中国電力明塚発電所納 14,500 kW フランシス水車は単床式建家構造で、水車の点検、補修を便ならしめるため水車分解搬出装置（特許出願中）を装備した。

その他フランシス水車としては、日本鋳業鮫川発電所用 2,800 kW 水車、九州電力桑野内発電所用 6,700 kW 水車等をそれぞれ製作中である。

(ii) ペルトン水車

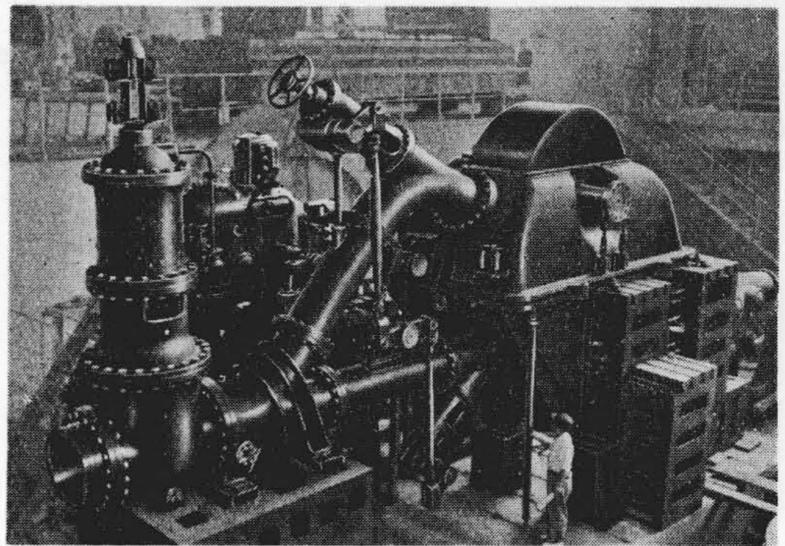
ペルトン水車に於ては、その製作台数、容量の点で戦後最も目覚しく、性能の点に於ても優秀な成績を示している。

即ち昭和電工青木発電所 5,500 kW 水車 2 台は既に 8 月工場組立を完成し、現地据付を待っている。本機の特長は上部のノズルのみを手動にて簡単に切換え高能率運転を為しうることである。

北海道電力然別第一発電所 14,250 kW 水車は二輪四嘴管で発電機の両側に水車を各 1 台直結した型式のもので既に工場完成し据付を待つばかりである。模型試験の立会も好成績で終了している。第13図にそのランナーを示す。

北陸電力中宮発電所 1,790 kW 水車ランナーは比較回転度の関係からバケット全部一体の鋳造としてある。

四国電力松尾川第一発電所 21,400 kW 水車 1 台、同松尾川第二発電所 22,200 kW 水車 1 台は本邦最大容量のペルトン水車であり、基準落差 375 m で共通の設計で



第12図 昭和電工青木発電所納 5,500 kW
ペルトン水車工場組立

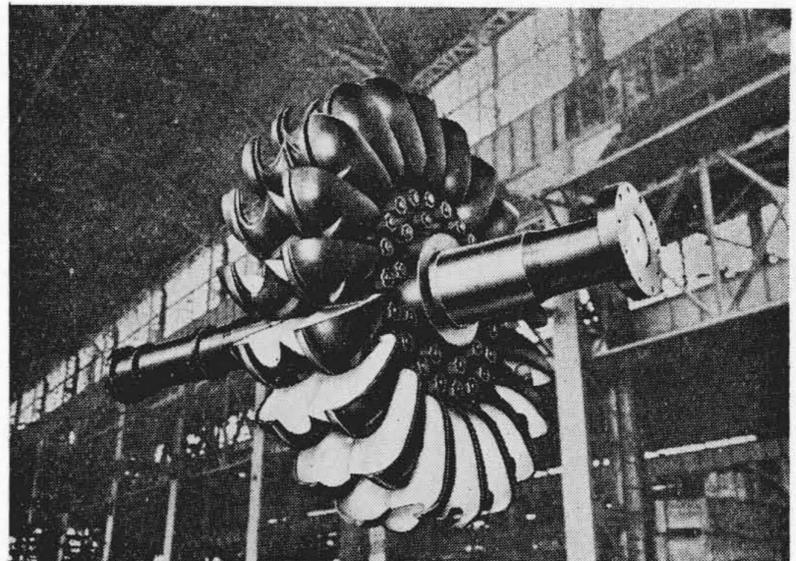
Fig. 12. Shop Assembly of 5,500 kW Pelton
Wheel

製作されている。型式は上記然別発電所と同様であり、バケットは 13 クローム不銹鋼とした。

又松尾川第一、第二発電所の運転方式は第二発電所を親発電所とし、上流に位置する第一発電所の放水を直ちに圧力鉄管により導水し、第一発電所は放水位に連動する水位調整機により、下流の第二発電所のとる負荷に応じ、放水位を一定ならしめるよう負荷をとる自動発電所であり、運転制御は第二発電所より遠方監視制御を行うものである。（第14図参照）

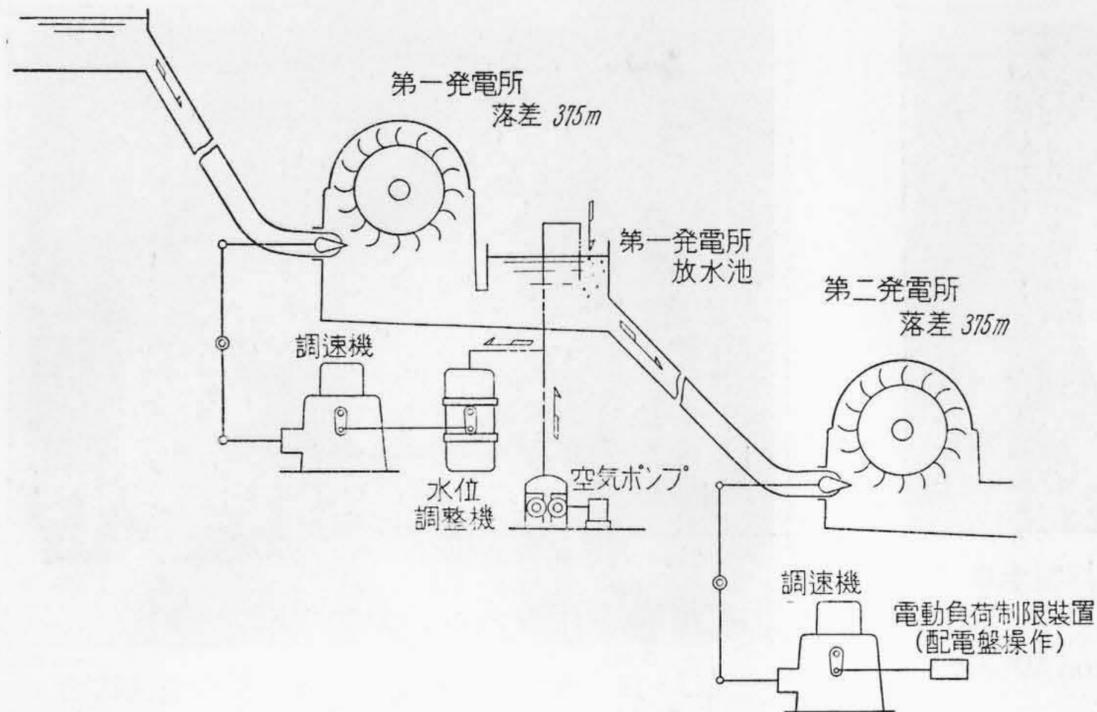
縦軸ペルトン水車として目下製作中の東京電力白根発電所 12,000 kW 水車 1 台は我国最初の縦軸として注目すべきもので、その設計製作に当つては、各種の模型実験を実施し、あらゆる点に慎重の検討を加えた。

この水車は単輪四嘴管であるが、各嘴管に別箇にサーボモータを有し、負荷に応じて、任意のニードルを開き高能率運転をすることが出来る。（第15図参照）



第13図 北海道電力然別第一発電所納
14,250 kW ペルトン水車ランナー

Fig. 13. 14,250 kW Pelton Wheel Runner

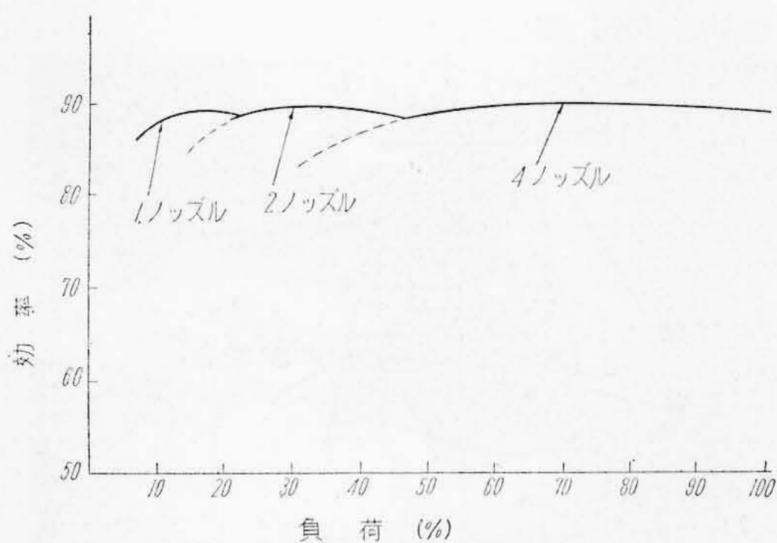


第 14 図 松尾川第一、第二発電所運転方式
Fig. 14. Skeleton Diagram of Chain-Load-Control

縦軸ペルトン水車は横軸に比し、建家面積、機械重量の軽減、主軸を分解せずランナーのみを下方に分解出来る等幾多の利点を有し、今後大いに発達するものと思われる。

東京電力花園川発電所 2,230 kW 水車 1 台は、単輪二嘴管で、我国最初の試みとして水圧鉄管末端にペンチューリー管を設け、水量の比較測定により、長年使用された後の磨耗による効率の低下を検出するようにした。

尚、然別第一、松尾川第一、第二、白根では何れも新形式の高効率運転方式が採用されている。これは従来の機械的方法と異なり、水位調整機（松尾川第一、白根）又はパワーレギュレータ（松尾川第二）を検出部として負荷制限電動機により後続水車を運転停止せしめるものである。



第 15 図 東京電力白根発電所納 12,000 kW 縦軸ペルトン水車効率曲線

Fig. 15. Efficiency Curve of 12,000 kW Vertical Pelton Wheel

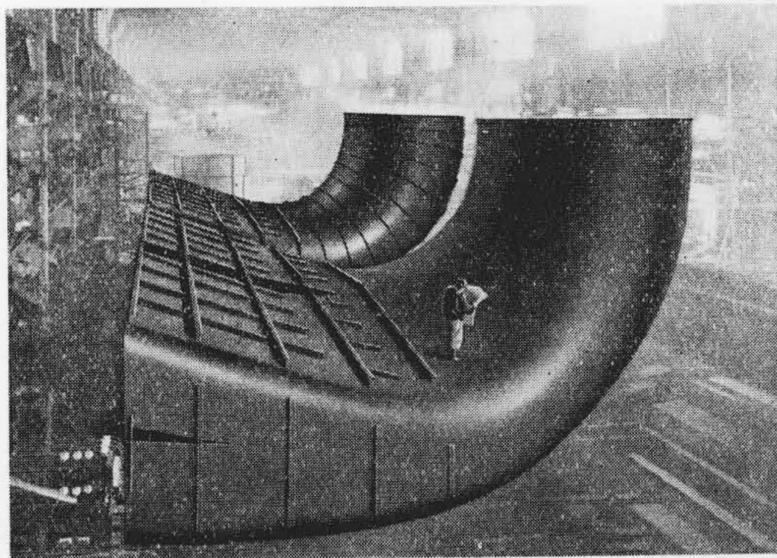
(iii) カプラン水車

北海道電力蘭越発電所の 6,500kW 水車で示された優秀なる運転実施はよく日立技術の真価を發揮したものであるといふべく、本結果により北海道電力班溪発電所用 10,600kW 水車を特命で受注したことは特筆されるであろう。引続いて東北電力片門発電所用 22,500 kW 水車、九州電力夜明発電所用 12,700 kW 水車等大容量水車の受注があり、更に最近東北電力より本名発電所の 30,000 kW 水車が受注されたが、その 36.1 m という落差はカプラン水車にあつて本邦最高のものであり、これら各水車は目下鋭意製作中である。

〔II〕 技術的に向上せるものに就いて

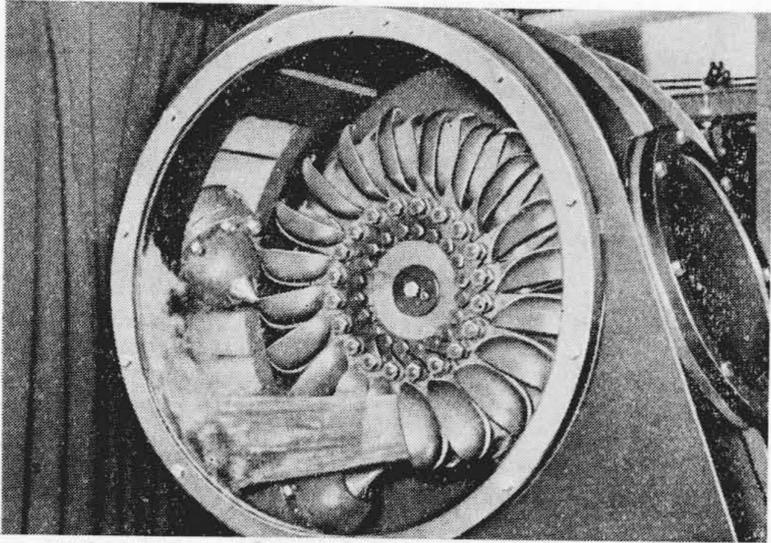
(1) ペルトン水車の効率向上

従来ペルトン水車に就いては理論的解析は非常に困難であり、効率の高いバケットの設計及び製作は仲々容易でなかつたが、今回日立工場に於て新たに模型を製作し種々具体的研究の結果、バケットの形状の改良及び取付位置の比較検討を行い、従来の形状よりも同一模型試験装置により約 3% の効率上の差を生ずる事が明らかとなつた。これ等の試作研究の結果、日立ペルトン水車の優秀性が実証され、前述の然別第一発電所 14,250 kW、松尾川第一発電所 21,400 kW、若しくは松尾川第二発電所 22,200 kW 等の大容量ペルトン水車の受注及び製作に大いに寄与するところがあつた。



第 16 図 東北電力片門発電所納 22,500 kW カプラン水車吸出管ライナー——工場組立

Fig. 16. Shop Assembly of Draft Tube Liners of 22,500 kW Kaplan Turbine



第 17 図 北海道電力然別第一発電所横型水車
排棄水流状況

Fig. 17. Draining Jet of Model Pelton Wheel

(2) 堅軸ペルトン水車

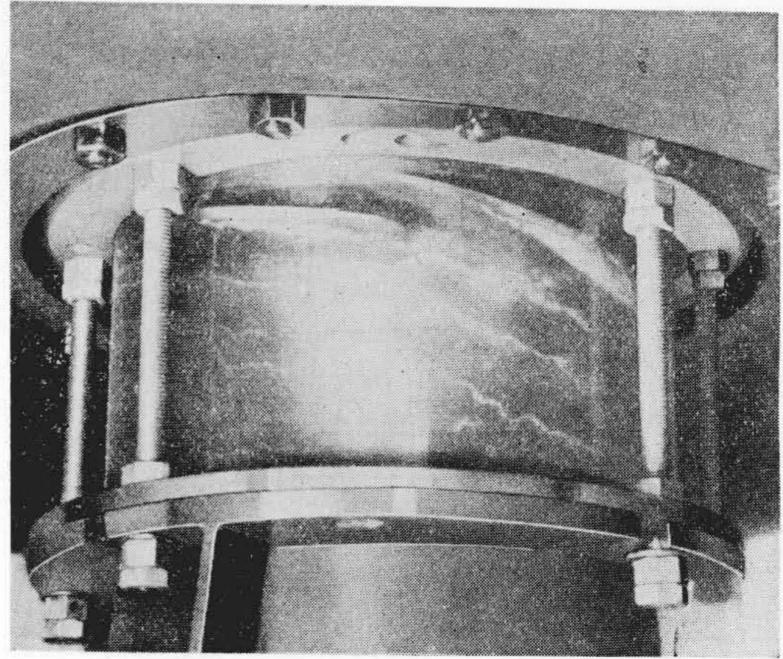
堅軸ペルトン水車は横軸に比し多くの利点を有していると考えられてはいたが、裏付けとなる実験が伴わず我国に於てはその実現を見なかつたものである。最近に至り東京電力白根発電所の建設計画に際し横軸ペルトン水車効率向上の諸実験と併行して堅軸ペルトン水車横型を製作研究した。最も問題となる点はバケットより上側に排棄される水の処理如何ということで、この排棄水がランナーに悪影響を及ぼすようなことがあつてはならない。この点につき種々実験の結果適当な形状を有する上部カバーを選ぶときは、何等の懸念なく好結果が得られることが確認された。

(3) カプラン水車の空洞現象試験

空洞現象が水車羽根車の性能及び腐蝕に及ぼす影響については古くから問題とされており、特に最近この問題はカプラン水車の高落差水域への進出等により重要視されて来た。日立研究所水力実験室でも昭和 15 年以降本問題を取り上げ基礎的な研究を続けて来、5枚羽根カプラン水車のキャビテーションに就いては既にその結果を発表した。最近当実験室では強力な瞬間写真撮影並びにストロボ観測装置の完成によりカプラン翼の周りのキャビテーションの生成状況を明らかにすることが出来、今後の本問題究明の為一段の進歩を期待しうるようになった。(この詳細は「日立評論測定特集号」に発表の予定)

(4) Index Test 法

最近各所で関心をもたれている Index Test 法の中で、Peck 法による測圧孔の位置に就いて、模型水車ケーシングを使用して研究し、一応の成功を見た。この方法はいわゆる相対的効率測定法で(日立評論 Vol. 34 No. 10 参照)流水面の適当部位に設けられた所要数の測定孔のうち、2箇をマンメータに通じ水流に応ずるマンメータの読みを両対数方眼紙にとるとき流量と水頭差との関係



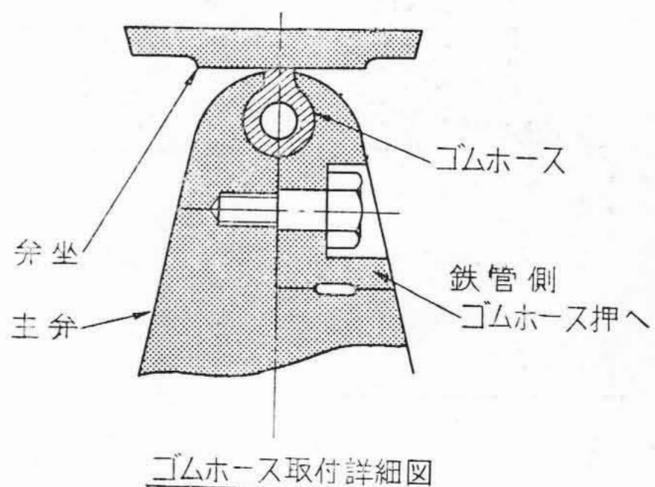
第 18 図 カプラン水車ランナー模型空洞試験

Fig. 18. Cavitation Test of Kaplan Runner Model

がほぼ直線的であり、且つ水頭差が大きく現われ而も振動を生じることなく測定容易なることが最も肝要な点である。このような条件を満足させる測定孔の位置については未だ明らかにされていながつたものであるが、種々実験研究しほゞ満足すべき結果が得られたので実物水車に適用して実際的な試みを開始した。

(5) 蝶形弁漏水防止装置

従来蝶形弁の漏水防止装置として弁外周にゴムリングを取付け、弁全閉時に於て該ゴムリングを弁に密着せしめ水密を保たしめていたが、高落差大口径のものに対しては第19図の如く弁周に中空ゴムホースを取付け、弁の全閉時に圧力水を通じてゴムの突起部を膨脹させて弁座に密着させ、完全に漏水を防止する。この方法を台湾電力公司天冷発電所用 1,800φ 油圧式蝶形弁に実施したが、工場に於ける水圧試験結果良好な成績を収めた。これを仕切弁を使用した場合と比較すると資材を約 45%、操作圧油を約 25% 節約出来た。



第 19 図 蝶形弁漏水防止装置

Fig. 19. Leakage Prevention Device of Butterfly Valve

本方法は 200~300 m に及ぶ高落差の場合にも使用出来、弁座と弁の摺り合せを必要とせず工作が簡単で、又ゴムホースは予備品と容易に交換する事が出来る。

操作方式は水車停止、運転に応動してゴムホース内圧力水（特殊自動式給水ポンプにより鉄管内水圧より稍々高い圧力を与えてある）が給排水される機構を有している。

ボ イ ラ

Boilers

発 電 機 用 ボ イ ラ

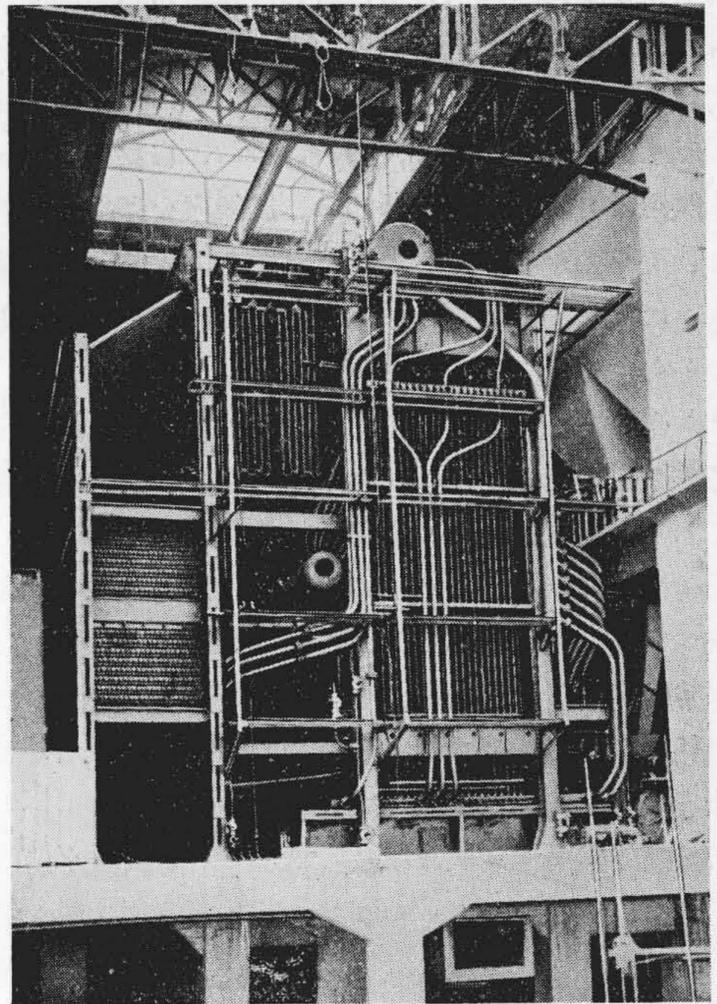
Boilers for Generator

四国電力西条発電所納 60 t/hr 汽 罐

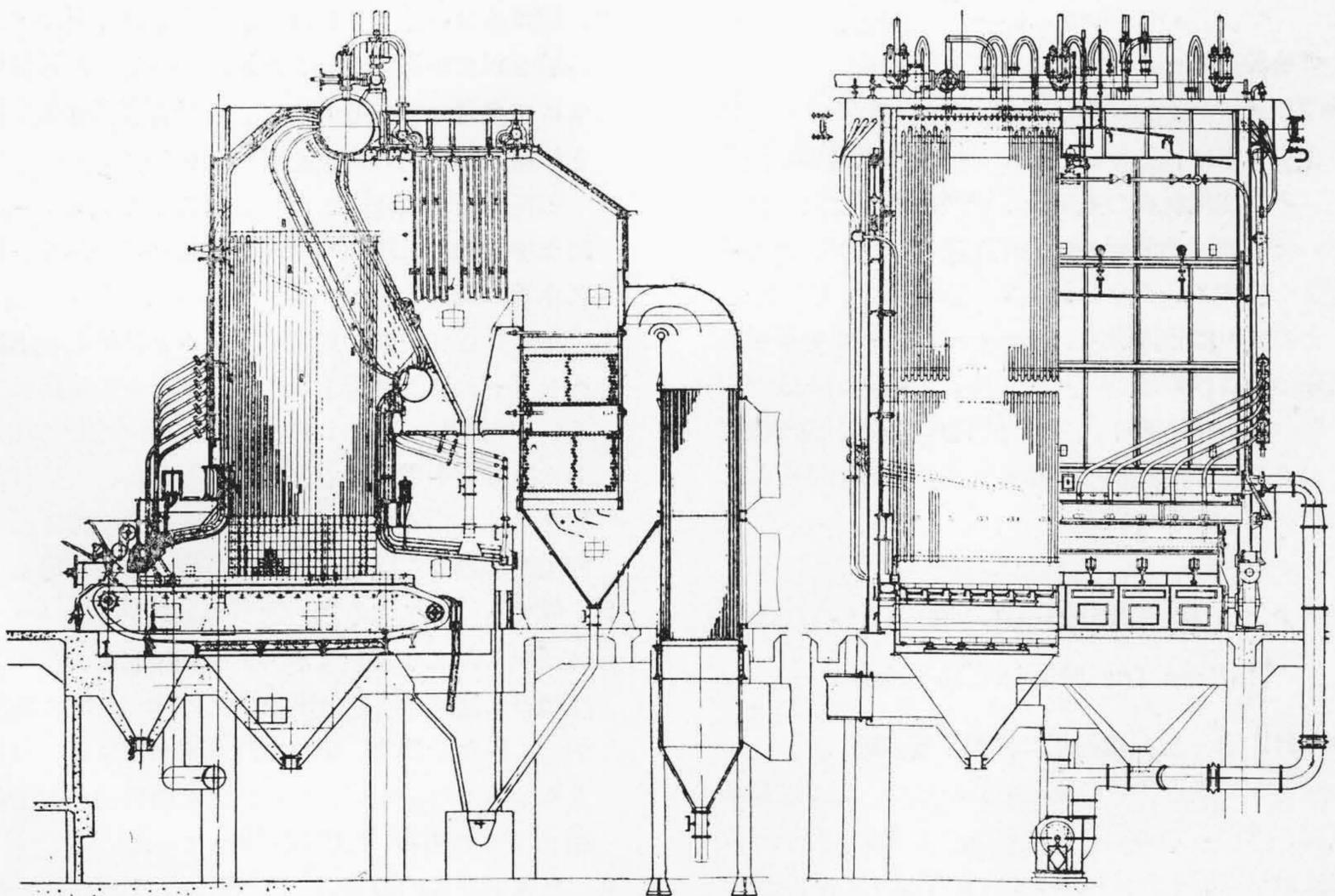
本汽罐は昭和 16 年に納入した 60 t/hr 日立水管汽罐 4 罐の増設として計画されたもので仕様は下記の通りである。第20図は本汽罐の組立図、第21図は組立中の写真を示す。

汽罐の仕様

台 数.....	1 罐
蒸 発 量 (最大速度).....	60 t/hr
蒸 気 圧 力 (於過熱管出口).....	33 kg/cm ² g
蒸 気 温 度 (於過熱管出口).....	425°C



第 21 図 四国電力西条発電所納 60 t/hr 汽 罐
Fig. 21. View of 60 t/hr Stoker Fired Boiler



第 20 図 四国電力西条発電所納 60 t/hr 汽 罐組立図
Fig. 20. 60 t/hr Stoker Fired Boiler

給水温度.....	120°C
汽罐効率(最大連続時).....	84.3%
通風方式.....	平衡通風
燃焼方式.....	自動給炭機焚

本汽罐は長時間の連続運転と、高能率を保持せしむるよう、従来のヤロー型日立水管汽罐の型式に新しい構想のもとに、数多の改良を加え、その構造を一新したもので、その主要なる点を次に記す。

1. 燃焼室は汽罐建家の制限を受けたが、設計上十分なる高さを有し、その四周に水壁を設け、冷却率を大きくとり、燃焼室に於ける熱吸収量を大にした。従つて後記の高圧二次空気吸込による急速、完全燃焼の効果と相俟つて、蒸発水管に入る燃焼ガスは、十分に冷却され、灰の熔融温度との差を大きくとつた。従つて、溶灰による伝熱面の汚損を減少し、長時間の連続運転に対して十分なる余裕を有する。

2. 前部燃焼アーチ及び後部燃焼アーチ共に水壁にて覆われているので、アーチ煉瓦に過酷な使用状態を強くない。従つて運転中に於けるアーチ煉瓦破損等の事故を防止し、汽罐の信頼性を増大した。

3. 二次空気は空気予熱器を経て自動給炭機に供給される一次空気を自動給炭機下部ホッパーより採り、ブスターファンにて昇圧して、前部燃焼アーチの前上部より高速度にて吹込み、短時間に完全燃焼を行い得るよう計画した。

4. 煤吹装置

長時間の連続運転及び高能率を保持せしむるよう、伝熱面の煤吹装置は、その数と共に、性能には特別に注意を払い、その使用材料の選定及び構造については、特に意を用いた。尙伝熱面部分の側壁には、ランシングホールを数多く設けて、万全を期している。

5. その他自動給炭機は、ルーバーストリーカを採用した。自動給水加減器は、コープスの2エレメント式を用い、一層の確実化を計り、押込通風機及び誘引通風機には、シンクレア流体接手を備え、運転の確実性と共に性能に注意が払われている。

船用ボイラ

Boilers for Marine Service

10,000 HP タービン用船用二段型水管汽罐

外航船として最近船舶の速度が高められ、従つて搭載する汽罐、機器も大容量のものとなつて来た。今般日立造船株式会社(船主日産汽船)納めの日光丸へ装備する10,000 HP 用汽罐を納入したが、その仕様は次の通りである。

	経済	定格
蒸発量.....	18,180 kg/h	22,910 kg/h
汽罐圧力.....	30 kg/cm ²	30 kg/cm ²
蒸気温度.....	400°C	410°C
給水温度.....	160°C	160°C
汽罐効率.....	88%	87%
燃焼方式.....	重油燃焼強圧通風式	

第22図は10,000 HP 二胴型汽罐の断面図、第23図は同外観図を示す。

本汽罐は大容量汽罐として設計に深甚なる注意が払われ、又斬新な計画が取り入れられている。本汽罐は重油専焼として、小型にて高能率を要求されているので燃焼ガス通路にバッフルを入れ、蒸発水管群の伝熱面を完全に有効に利用するような構造とし、尙煙道には大型の空気予熱器を配置し、熱回収を大ならしめた為、通風抵抗は自然通風の限度を超しているが、艤装を簡単にする為誘引通風機を廃したので押込風圧を大にし、即ち火炉に数十耗の風圧を保たせるプレッシャーファイアリングを行うようになったので、熱気漏洩防止について特別な考慮を払っている。

本汽罐の特長及び考慮を払つた点は次の通りである。

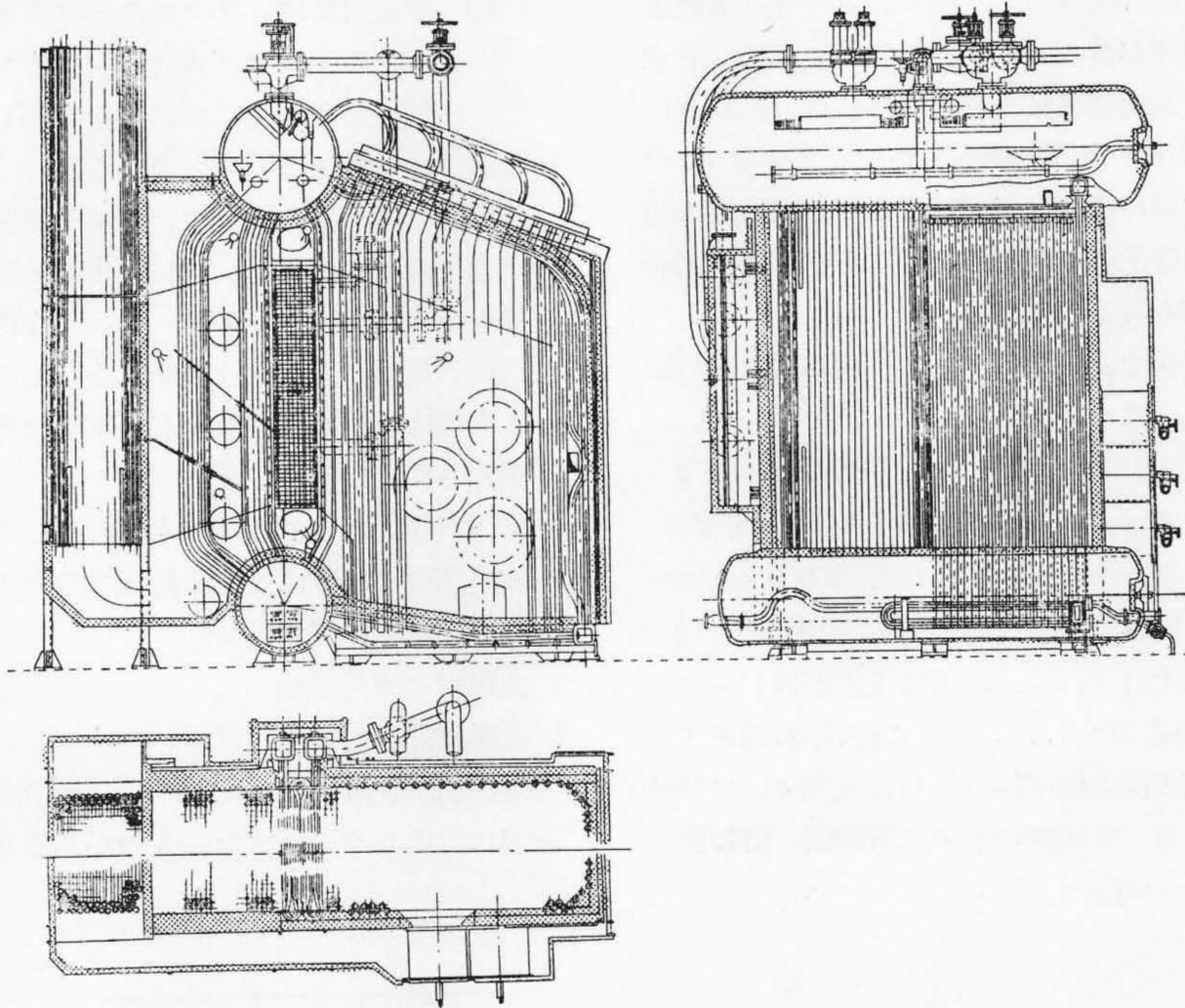
1. 蒸気ドラム及び水ドラムは全溶接にて作られ、丁寧なる溶接作業の十分な焼鈍及びX線検査を経て信頼性大なる工作を施している。
2. 燃焼室は直立方体をなし、炉底を除く外すべて水冷管を以て炉壁を覆い、火炉にて発生した熱量をこゝにて多量に吸収せしめて、水管群受熱面積の軽減と炉壁の耐久力の向上を計っている。
3. 蒸発水管群は垂直となつているので、スケールの附着を排除し、罐水の循環も整然と行われる。従つて水管の寿命も長い。
4. 水冷壁管は炉底に於て水ドラムと連絡し、上部はヘッド及び上昇管を以て蒸気ドラムに連絡しているので、罐水の循環は極めて明瞭、且つ強力である。尙水冷管は炉壁煉瓦を保護すると共に、火炉負荷を大きく採り得るので、罐全体の構造は小型に出来船内配置も容易となり、重量を多量に軽減し得る。
5. 艤装を簡単にする為、誘引通風機を装備せず、押込通風のみにて運転する方式を採用しているので、燃焼ガス通路の各部通風抵抗に打勝つだけの風圧を炉内に保たせる為、炉材にはプリブリコスーパー、プリキャスト等を用い、ケーシングの外部を強圧空気圏を以て二重とした構造となつている。
6. 蒸気ドラム内の蒸気分離装置は、不銹鋼板を波型に型成したものを幾枚も組合せ、これを函の中へ幾組も入れた構造である。分離器の函の中に入った蒸

気は波型板の間を通過する際、湿気はこの波型板に附着し排除されるので、乾度の高い蒸気のみ過熱器へ送られるのである。

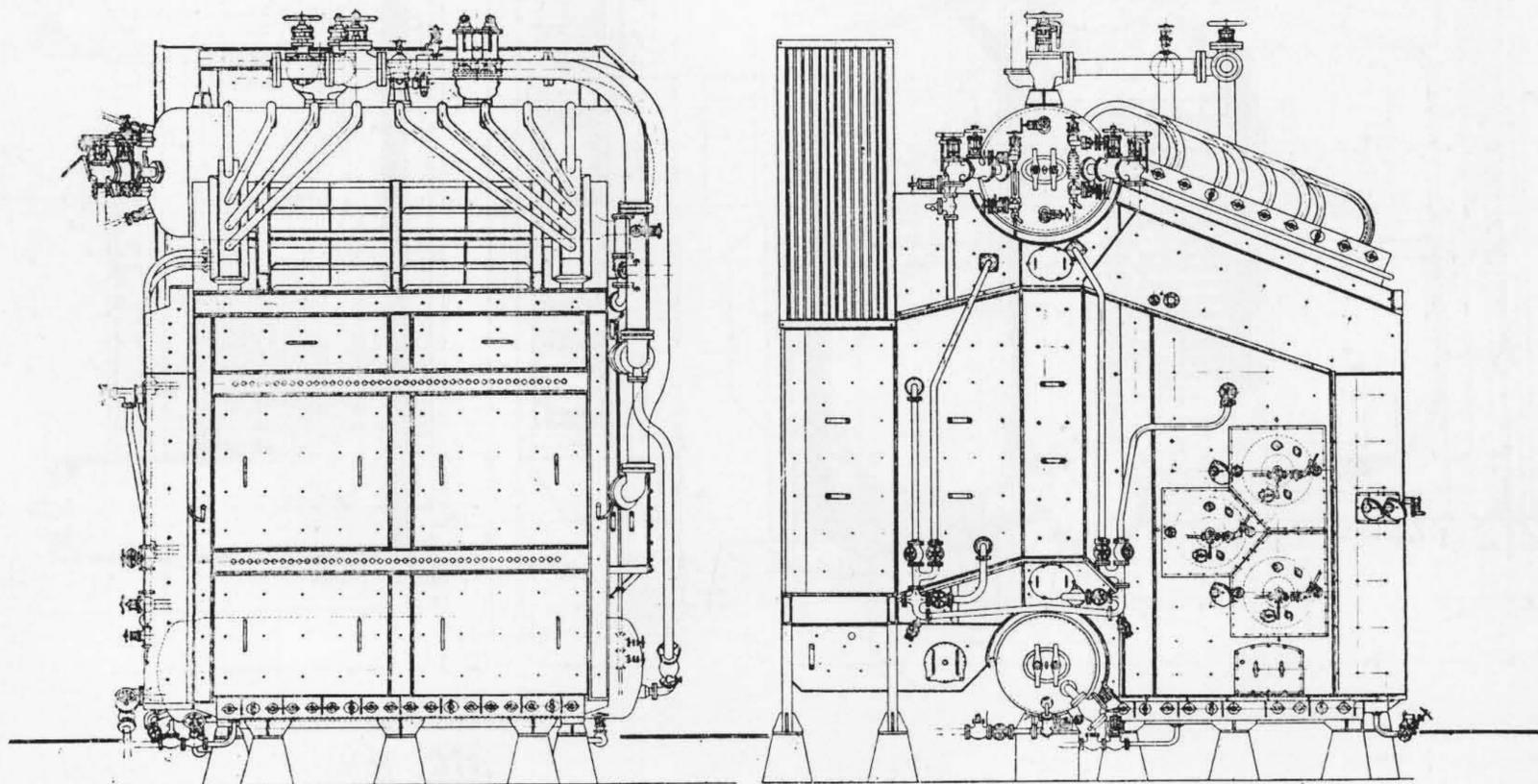
- 7. 水面計はクリンガー型の外に二色水面計を装備し水面の監視を容易にしている。
- 8. 補助機械運転用の飽和蒸気製造用として、水ドラ

ム内に緩熱器を装備している。

- 9. 本汽罐には自動給水調整装置を備え運転を容易ならしめている。これは汽罐部品製造株式会社製のものを採用している。
- 10. 空気予熱器はガス流れに対する抵抗が少く、掃除の容易である鋼管型を採用している。



第22図 10,000 HP タービン用船用二胴型水管汽罐断面図
Fig. 22. Two-Drum Type Water Tube Boiler for 10,000 HP Marine Turbine



第23図 10,000 HP タービン用船用二胴型水管汽罐外観図
Fig. 23. Two-Drum Type Water Tube Boiler for 10,000 HP Marine Turbine

試 験 用 ボ イ ラ Boilers for Testing

高 圧 高 温 試 験 汽 罐

発電用汽罐の高圧高温化は、我国に於ても既に 45 気圧、450°C は一般化し、昨年 27 度には九州電力築上発電所に 65 気圧、485°C、140 t 汽罐の設置を見、引続き高圧高温汽罐の新設が計画されている状勢である。日立製作所に於ても、八幡製鉄技光発電所へ昭和 13 年度に 53 気圧、435°C、100 t 汽罐を納入の経験を有するが、今回更に、本邦工業界の現状に基づいた高圧高温汽罐の設計製作に対する基礎的資料を得るため、日立工場に斬新な設計の試験汽罐を設置した。

本汽罐の計画仕様は次の如くであり、第24図にその断面を示す。

- 最高使用圧力..... 105.5 kg/cm²g
- 基礎温度..... 飽和温度~510°C(可変)
- 蒸 発 量..... 2,000 kg/hr
- 給 水 温 度..... 20°C (節炭器入口)
- 燃 焼 方 式..... 半油圧式重油バーナ
- 通 風 方 式..... 平行通風式

第25図は本汽罐の構造説明図であり、同図中に試験研究事項も示している。本汽罐の構造は第24図、第25図に

よつて明かであるが、

- (1) 飽和蒸気発生炉と、過熱炉の双炉方式とし、飽和温度から 510°C 迄の任意の過熱蒸気を得ることが出来る。
- (2) 飽和蒸気発生炉に二重循環方式を採用した。
- (3) 全溶接鋼板ケーシングとした。
- (4) 炉壁材には、プラスチック及びキャストブル耐火材とキャストブル断熱材を使用し、炉壁構造及び煙道断熱構造に新方式を採用した。

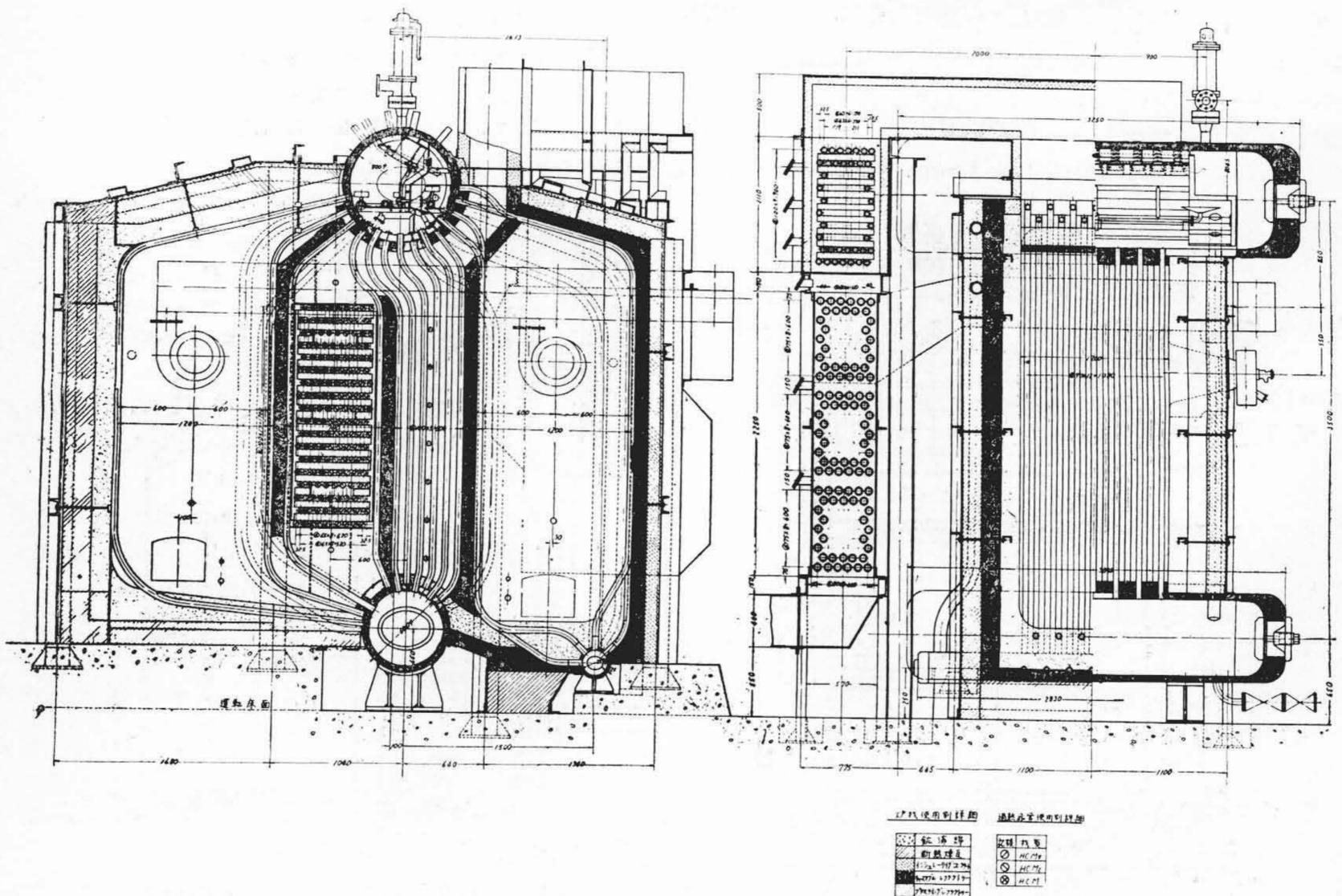
等の諸点は特長あるものとする。

第26図に本汽罐の性能中、飽和蒸気発生炉と過熱炉での重油焚焼量を基とし、蒸気発生量と過熱蒸気温度との関係を示す。同図より両バーナの操作によつて、広範囲に過熱蒸気温度を変化せしめうる事が判る。

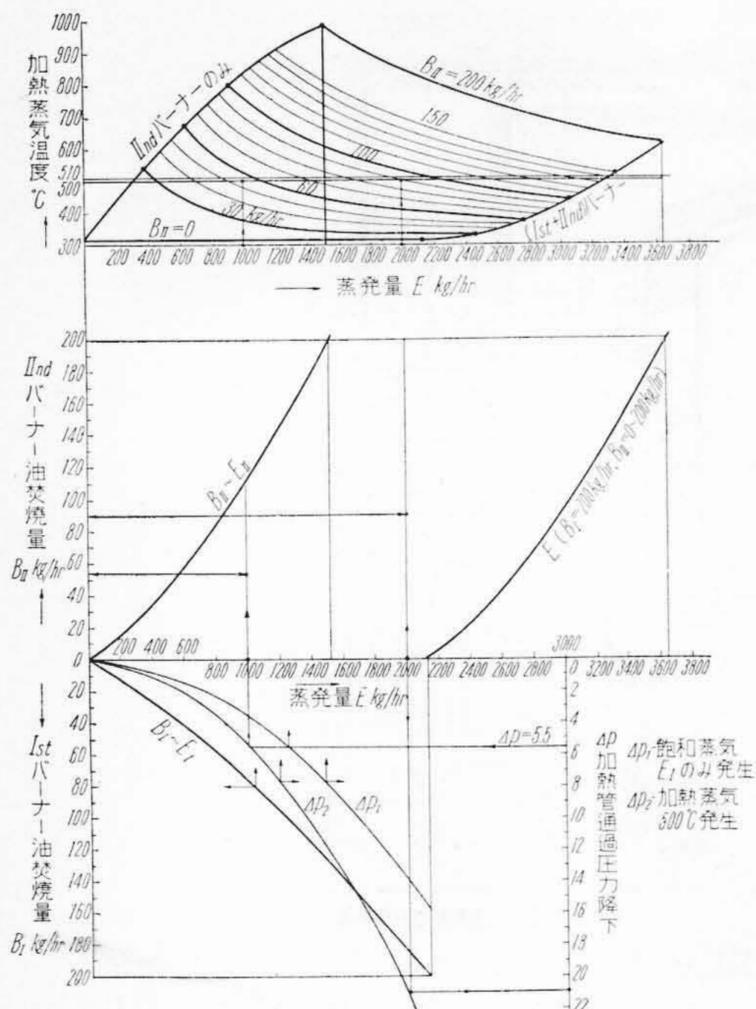
本汽罐は、第25図中に示した事項を調査研究出来る如く製作されているが、更に

- 高圧汽罐に対する各種給水処理方法の検討
- 高圧蒸気の純度に及ぼす給水成分の研究
- 各種罐用材の実用試験
- 耐火材の実用試験
- 汽罐酸洗の実施

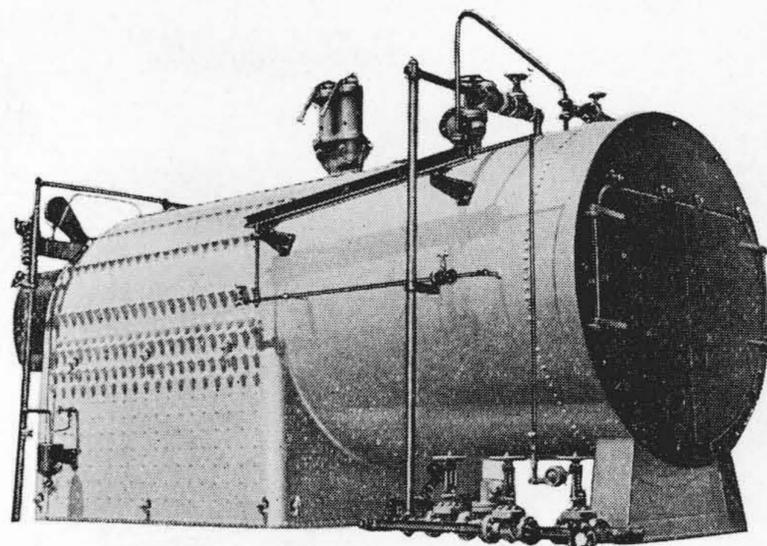
等も、引続き計画されており、今後の高圧高温汽罐の設計製作に寄与する所大なるものがあると考えられる。



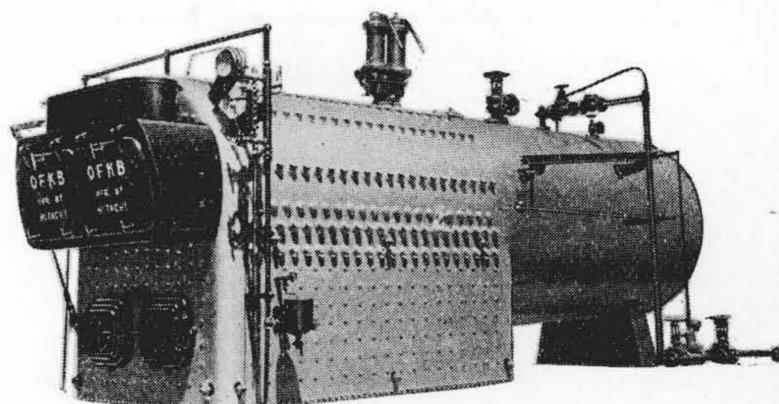
第 24 図 105 kg/cm², 510°C 試 験 汽 罐 断 面 図
Fig. 24. Sectional View of 105 kg/cm², 510°C Test Boiler



第 26 図 高压高温試験汽罐設計特性
Fig. 26. Characteristics of Test Boiler



第 27 図 OFK 型 143 HP ボイラ
Fig. 27. Type OFK 143 HP Boiler



第 28 図 OFK 型 107 HP ボイラ
Fig. 28. Type OFK 107 HP Boiler

暖 房 用 ボ イ ラ Boiler for Room Heating

OFK 型 ボ イ ラ

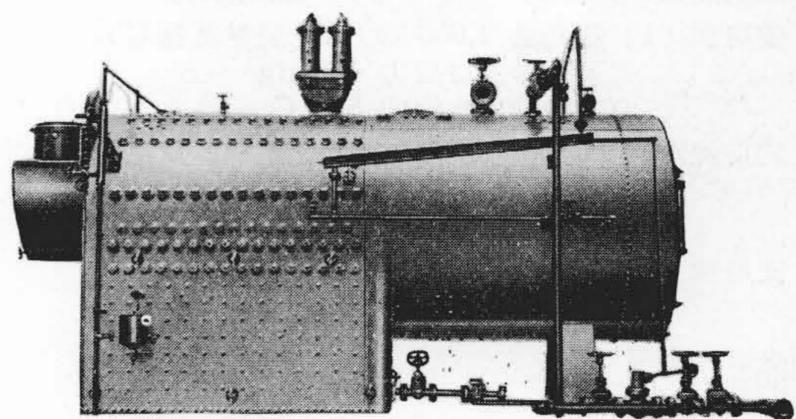
本誌 Vol. 34 No. 1 に一部紹介した J. L. C. (在日兵站司令部) 納の暖房用 OFK 型ボイラは嚴重な検査の上 45 罐無事納入されたが、性能試験の結果は予期以上の高熱効率が得られ、過負荷能力の大きい事と共に既に使用中の各キャンプに於て好評を博しておる。

第 2 表はその仕様を示し、第 27 図～第 29 図はこれらの完成写真を示す。

OFK 型ボイラの特長

1. 設計仕様上の特長

(i) A.S.M.E. 汽罐構造規格により設計し工作もこ



第 29 図 OFK 型 72 HP ボイラ
Fig. 29. Type OFK 72 HP Boiler

第 2 表 OFK 72 HP, 107 HP, 143 HP ボイラ仕様

Table 2. Specifications of Type OFK 72 HP, 107 HP, 143 HP Boilers

汽罐形式	汽罐馬力 (HP)	許容最高使用圧力 (kg/cm ²)	常用圧力 (kg/cm ²)	相当蒸発量 (kg/h)			伝熱面積 (m ²)	火床面積 (m ²)	ストーカー
				100% 負荷	150% 負荷	200% 連続負荷			
OFK-72	72	13.2	8.8	1,125	1,690	2,250	81	3.55	下込スクリュ-型
OFK-107	107	13.2	8.8	1,675	2,510	3,350	117	4.81	下込スクリュ-型
OFK-143	143	13.2	8.8	2,240	3,360	4,480	148.5	5.65	下込ラム型

れに適合して行われている。

- (ii) 定格負荷の2倍の連続過負荷に耐え得る。
- (iii) この種の罐として未だ類のない 13.2 kg/cm^2 を最高許容圧力として設計してある。
- (iv) 主要材料は A.S.T.M. によつた。

2. 工作上的の特長

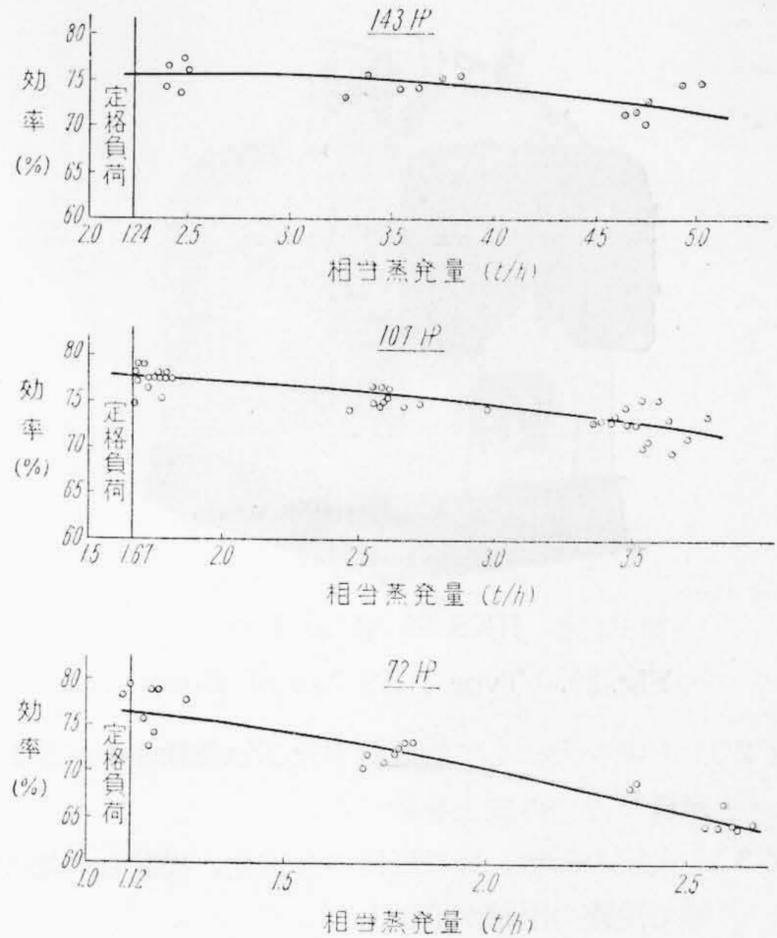
- (i) 鋸を出来る限り使用せず、罐胴の縦横接手、内外火室の構成等すべて溶接とした。
- (ii) 溶接完了後、全線 X 線検査を実施し且電気焼鈍炉にて全罐一体焼鈍を行つた。
- (iii) スターのねぢ切りにねぢ転造機の利用、溶接用の各種治具の設備の他外観見栄えの向上を図るため工作技術上幾多の新工夫がなされた。

3. 検査上的の特長

- (i) J. L. C. 派遣の駐在検査員の未曾有の厳格を極めた検査を受け製品の出来栄は画期的なものとなつた。
- (ii) 性能試験は A.S.M.E. Power Test Code により定格の100%、150%、200%の各負荷毎に10時間宛各2回、計1罐60時間宛21罐に亘つて実施したが、その成績は第30図に示す。
- (iii) 第30図に見るように熱効率は規定負荷にて75~79%に上り、2倍の過負荷に対してもその低下が極めて小である事は特筆に値し、性能の優秀さを物語つている。

小型暖房用 HKS 型ボイラ

従来ビルディングその他の暖房用としての、機関車罐型又は鋳鉄組合せ罐が多く用いられているが、それぞれ一長一短があり、例えば前者は洗罐が難しく後者は熱効率が悪く且圧力が極めて低い。これらの短を補い長を取つて新しく HKS 型ボイラを製作した。



第30図 OFK 型ボイラの熱効率曲線
Fig. 30. Thermal Efficiency Curve of Type OFK Boiler

HKS 55 型ボイラ仕様

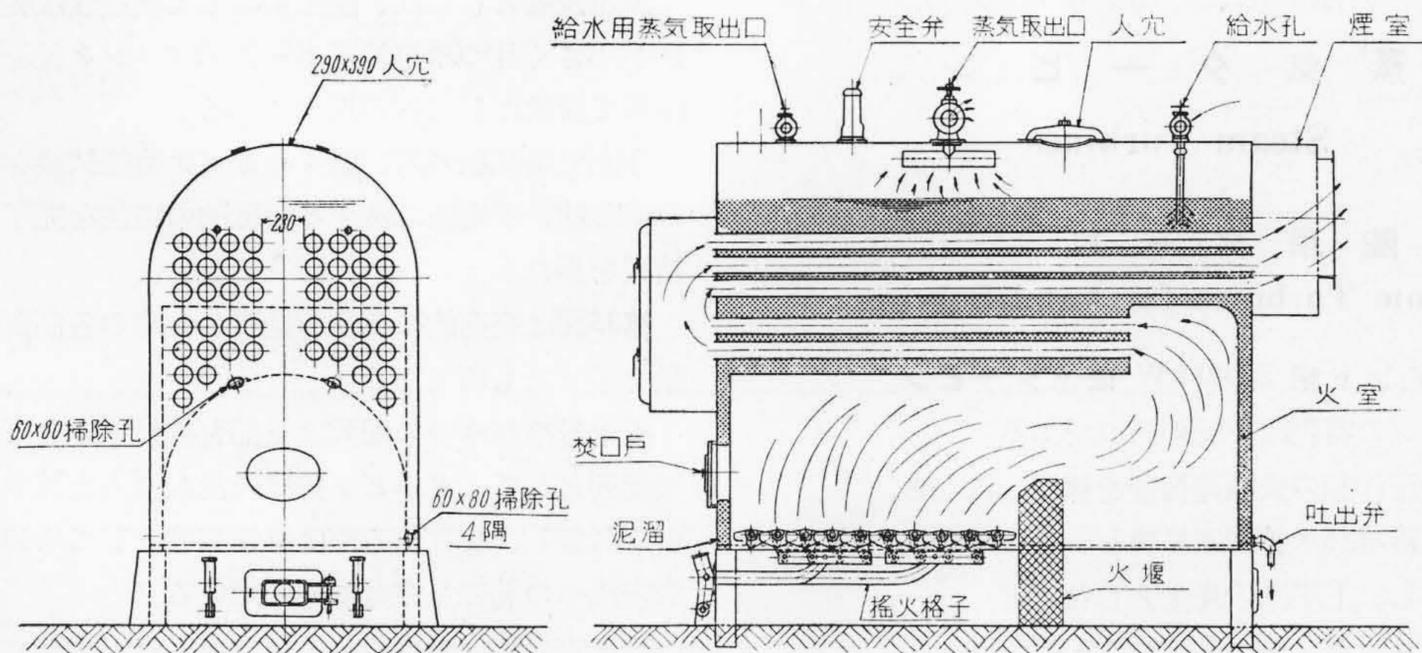
- 相当蒸発量..... 850 kg/hr (55 HP)
- 罐使用圧力..... 3 kg/cm^2
- 火格子面積..... 1.82 m^2
- 焚火方式..... 石炭手焚
- 最大寸法(長×巾×高)..... $3,650 \times 1,600 \times 3,000$

構造

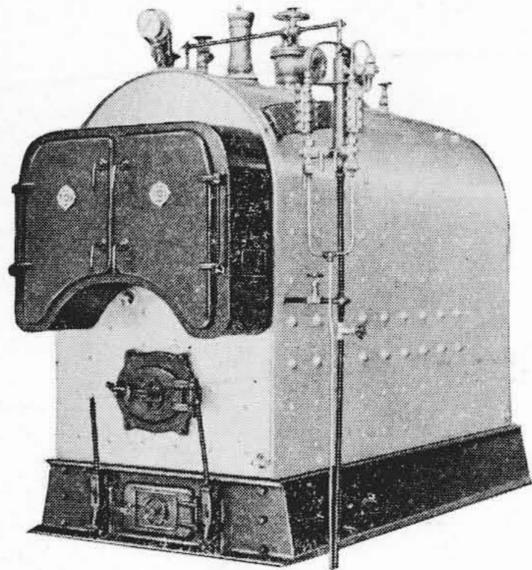
概略を第31図に示し、第32図に完成写真を示す。

特長

- (1) 全溶接構造であるから水洩れが絶無である。



第31図 HKS 型ボイラ構造図
Fig. 31. Construction of Type HKS Boiler



第 32 図 HKS 55 型 ボイラ
Fig. 32. Type HKS No. 55 Boiler

- (2) 火室を大にして燃焼効率及び伝熱効率の改善と過負荷能力の向上を計つた。
- (3) 火室の形状、煙管配置の合理化、掃除孔の増設等で洗罐の困難が消滅した。
- (4) 水脚に泥溜部 (Mud Box) を作り且火格子面を上げる事により水脚部の過熱を防止した。
- (5) 構造極めて簡単で、据付に殆ど費用を要しない。

試 験

- (1) 水圧試験時、罐板に生ずる応力を抵抗線歪計により実測し十分安全である事を実証した。測定は内外火室板、前後鏡板等 26 箇所に及び画期的な測定であつた。
- (2) 蒸発性能試験を実施したが定格の 135% 負荷にて 72%, 170% 負荷にても尚 70% の高熱効率を示した。

尚 HKS 55 型 ボイラは北海道士別町立病院に納入したものである。

蒸 気 タ ー ビ ン

Steam Turbines

陸 用 タ ー ビ ン

Steam Turbines for Land Service

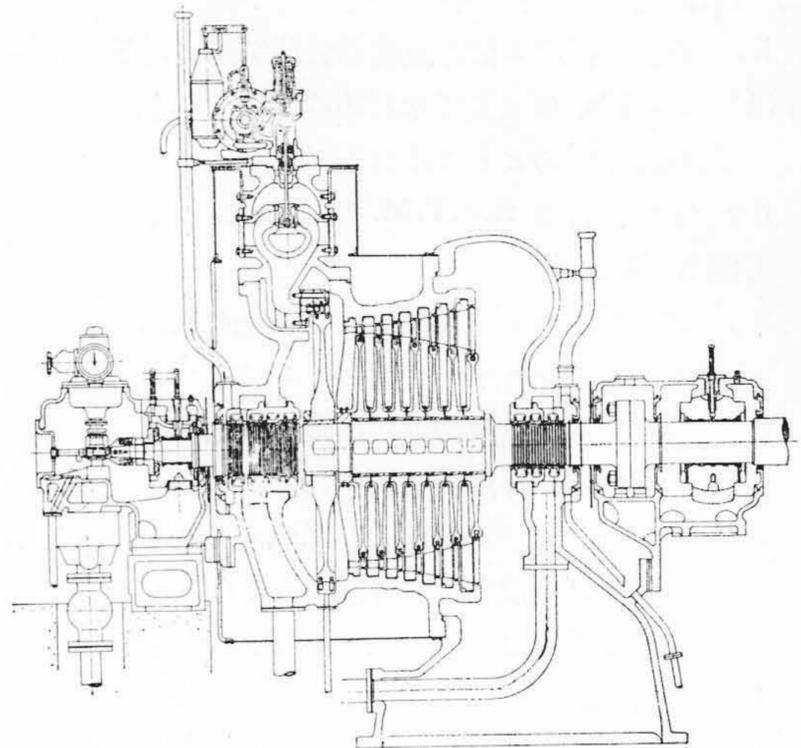
常陸セメント納 5,000 kW 復水タービン

本タービンの特色は下記の三つである。

- (1) 全油圧作動方式調速装置を採用したこと。
- (2) 復水器冷却水管両端拡管し、その配列は上部を放射状とし、下部は千鳥型としたこと。
- (3) スプレーボンドを設けたこと。

このタービンの仕様は次ぎの如くである。

型 式.....単車室横軸衝動式復水タービン



第 33 図 5,000 kW タービン 断面図
Fig. 33. Cross Section of 5,000 kW Turbine

出 力.....定格 5,000 kW、経済 4,000 kW
回 転 数..... 3,000 r.p.m.
タービン入口蒸気状態
圧 力..... 26 kg/cm²g
温 度..... 410 °C
復水器真空..... 705 mmHg(経済出力時)

翼車は 1,200 mmφ のカーチス 1 段の後に 1,010 mmφ のラト 7 段、計 8 段あり、ユニカルブッシュに依る焼嵌式を採用し熱応力に対して十分安全な構造とした。

タービンと発電機の間は、リジッドカップリングで連結し 3 軸受支持とした。ケーシングは高圧部は鋳鋼、低圧部は鋳鉄を使用し、軸受ペデスタルとは 3 箇のキーを取付けたフランジ接手に依り支持され、熱膨脹に対しロータの軸と常に同心を保つ如く考慮されている。

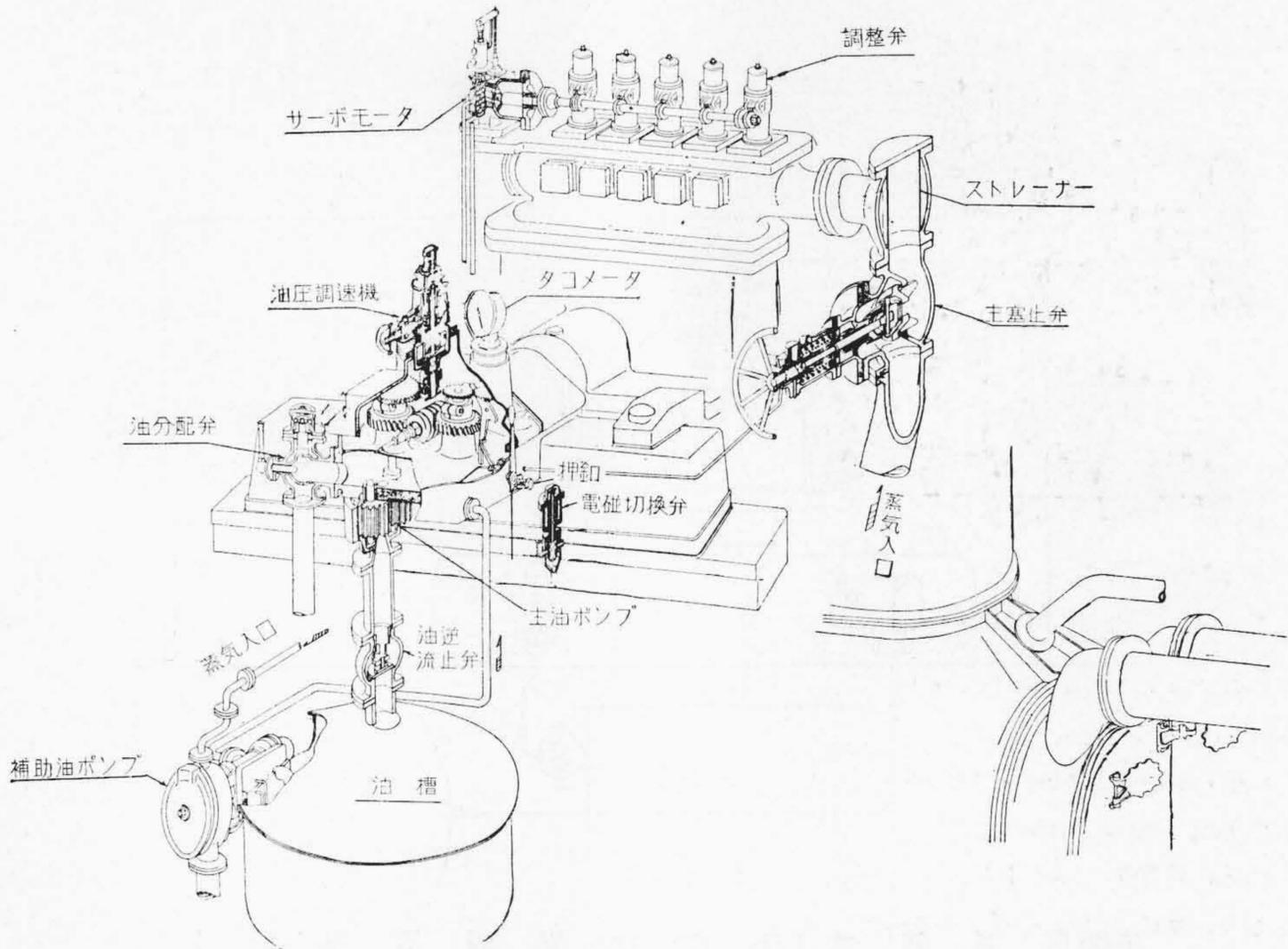
調達装置としては、油圧式にして調速機は従来に比し形が小さく且つ単重錘 (ボールベアリング付) なるため極めて鋭敏にして安定度大である。

今回工場試験の際、種々のガバナ性能試験を行い、その即応性、安定性に関する組織的の実験を完了し良好な結果を得た。

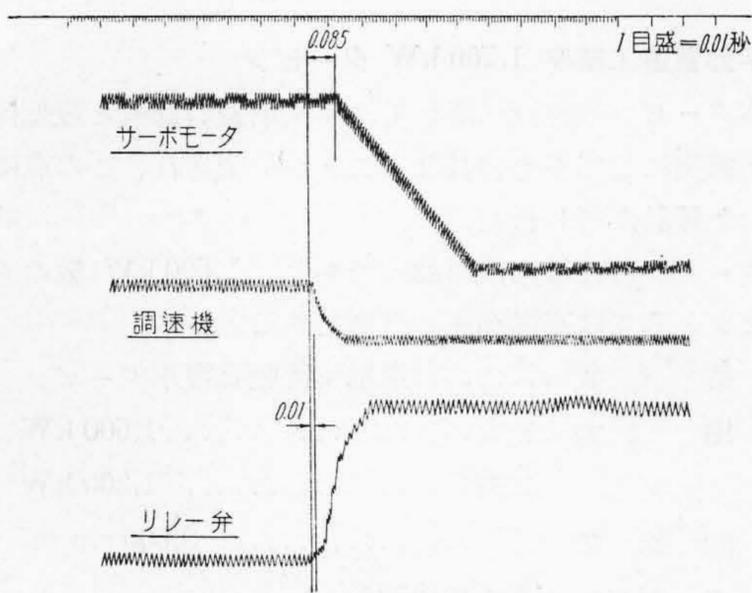
第 35 図は突発的に負荷を遮断した時の各制御要素の応動を示したものである。

復水器冷却水管の配列は上部を放射状とし下部は千鳥型配列として、タービン排気の流入損失を減少せしめるよう考慮し、管取付方法は両端拡管として冷却水の復水器内部への漏洩を完全に防いでいる。

冷却管の熱膨脹に対しては、種々の実験結果より管板並びに胴体に及ぼす熱応力の僅少なることを確認し、胴体に伸縮接手を設けていない。



第 34 図 调速装置機構図
Fig. 34. Governing Mechanism



第 35 図 オッシログラムに依る调速装置特性
Fig. 35. Characteristics by Oscillogram of Governor, Relay and Servomotor

タービン排気熱量の大きな損失を出来る丈回収するため復水溜に於て復水と一部排気とを直接接触させる再熱式とし、復水の過冷却を防止し又復水溜に於てフラッシュさせ脱気を行う構造とした。

冷却水としては、地形上大量の河水を得ることが困難なためスプレーポンドを使用し、その面積は 32 m×52m×1.5 m で処理水量 2,400 m³/hr に於て、標準状態に

て 6°C の温度降下を得る如くスプレー効果を計っている。スプレーノズルからの噴霧状況は頗る良好である。

給水加減弁はフロート式密閉型で、作動円滑にして即応性高く安定である。給水加熱並びに蒸化装置は下記の通りである。

- 蒸化器.....多段コイル加熱型 1 箇
- 低圧給水加熱器..フローティングヘッド型 1 箇
- 蒸化蒸溜器.....フローティングヘッド型 1 箇
- 高圧加熱器.....フローティングヘッド型 2 箇

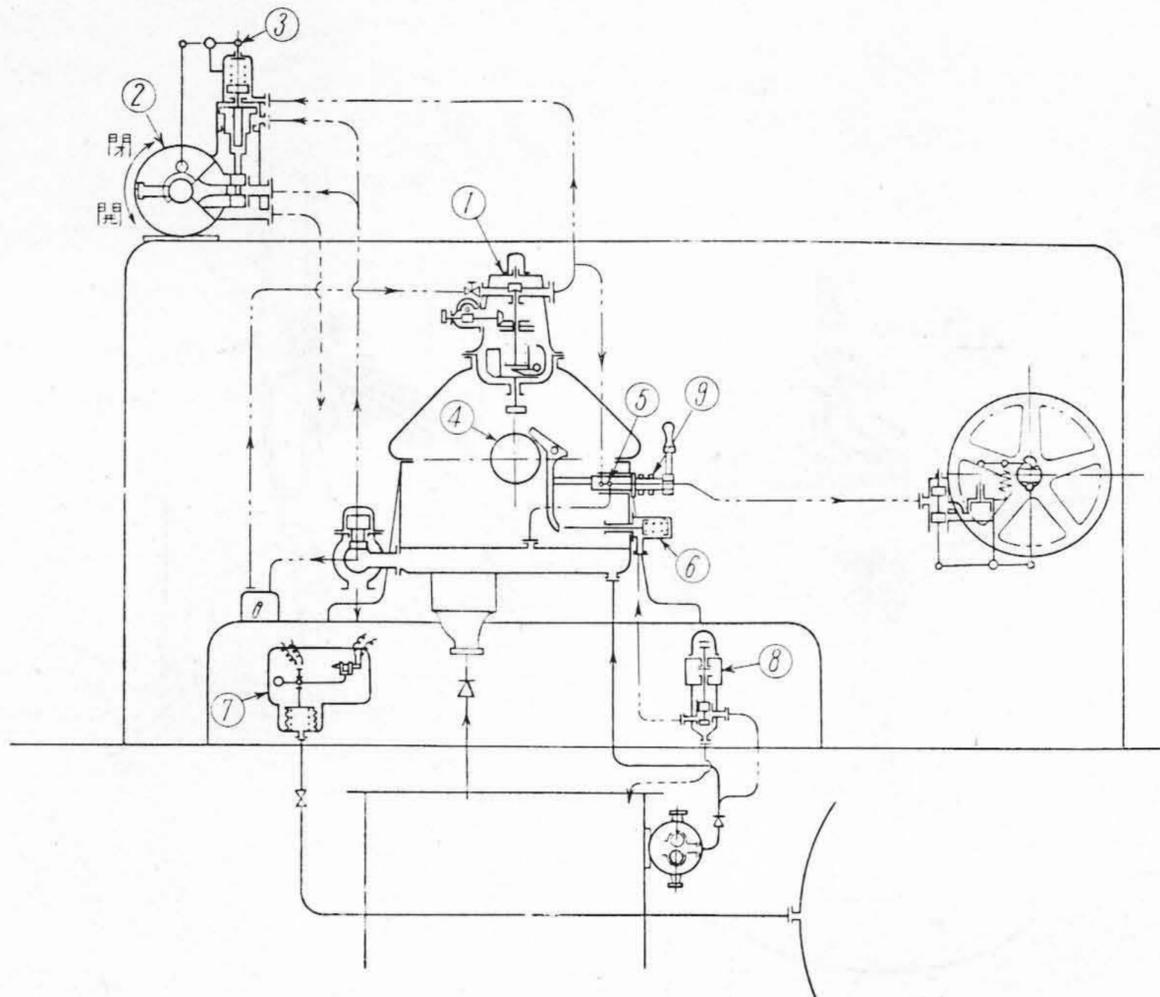
保安装置としては特に種々の改良を加え、確実に全機能を発揮し得るよう入念な設計と工作を施してある。

その内容は非常调速機、油圧低下遮断装置、スラスト軸受磨耗警報並びに遮断装置、電磁切換弁及び真空低下警報並びに遮断装置より構成されている。

第 36 図 に保安装置の配管並びにその作動説明図を示す。

(i) 非常调速機

④に示すものにして、定格回転数の (110±1%) にて作動する。偏心輪が飛ぶと⑤なる油路が切り換えられて主塞止弁への圧油は遮断され、逆に排油側に連結し主塞止弁は閉鎖する。動作回転数はナットの締め加減に依り調節する。



第 36 図 調 速 並 び に 保 安 装 置 説 明 図
 Fig. 36. Illustrating Diagram of Speed Governing and Protecting Devices

(ii) 油圧低下遮断装置

⑥に示す。主油ポンプ吐出油圧が $2 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ に低下した場合ピストンが左に動き掛金をはずして主塞止弁を遮断する。

(iii) スラスト軸受磨耗警報並びに遮断装置

タービン前部に装置し、接触円板はタービン軸と共に回転する。最初スラストメタル磨耗量が 0.5 mm になったとき警報し、更に 1.0 mm のとき主塞止弁を遮断する。

(iv) 復水器真空低下警報並びに遮断装置

⑦に示す構造にして、復水器真空が低下した場合、タービン熱効率の悪化を考慮し、タービンを停止する装置である。先ず真空が 600 mmHg の時警報し、 500 mmHg になると左の水銀接触が働いて主塞止弁を遮断する。

(v) 電磁切換弁

⑧に示す。これは上記 (iii), (iv) の配線が⑧のマグネットコイルに接続され、電気回路の開閉に依つて、中のプランジャを上下し圧油を遮断して排油側に切換えるものである。

(vi) 危急回路遮断器

⑨に示す。タービン及び発電機故障の際、⑧なる電磁切換弁を動作せしめタービン主塞止弁を閉鎖し、同時に O. C. B. を飛ばして発電機負荷を切る。即ち常時電気回路が閉じているものと開いているものの 2 段になっており動作後は上記開閉が入換わるものである。

本タービンは以上の如き部分より構成され、各部の作動はすべて十分満足すべき結果を以て工場試験を完了した。

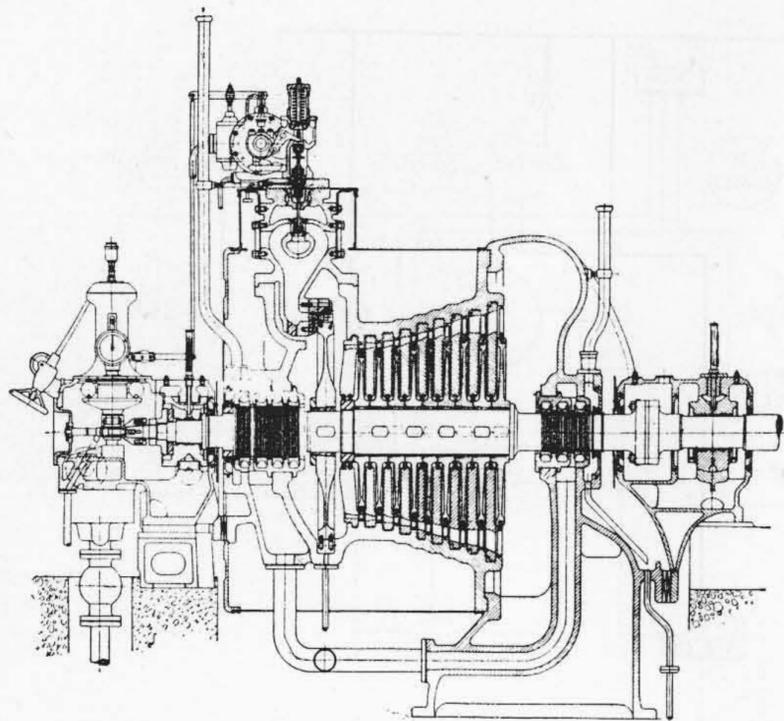
宇部曹達工業納 1,500 kW タービン

本タービンの計画に際しては蒸気消費の節減と運転操作が確実にして然も容易なることが要望され、この点に沿った設計が行われた。

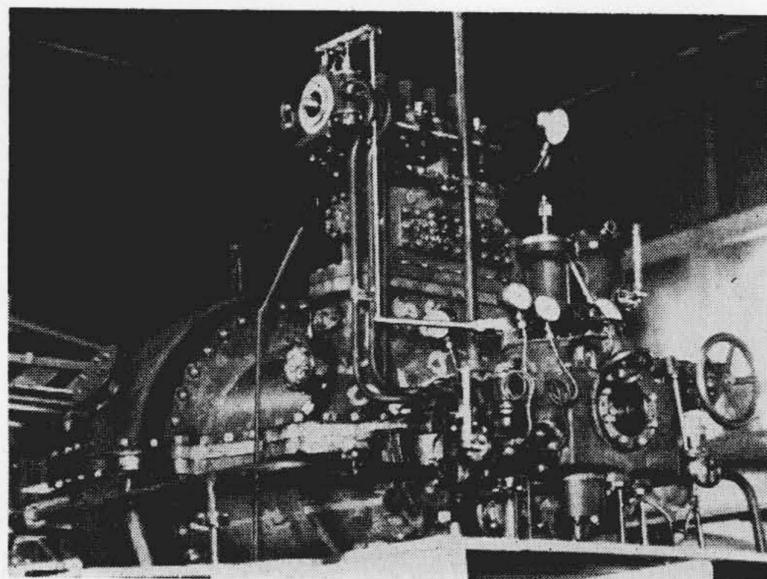
タービンの仕様は次の如くであり、 $1,500 \text{ kW}$ 級のタービンとしては高温高压の計画である。

型 式 単車室衝動式復水タービン
出 力 最大 $1,500 \text{ kW}$
経済 $1,200 \text{ kW}$
回 転 数 $3,600 \text{ r.p.m.}$
タービンロータ入口状態	
圧 力 $27 \text{ kg/cm}^2\text{g}$
温 度 375°C (最高許容温度 410°C)
復水器真空 710 mmHg ($1,200 \text{ kW}$ 時、 冷却水温海水 28°C)

本タービンは第37図に示す如く直径 $1,000 \text{ mm}$ のカーチス 1 段の後に直径 760 mm 乃至 970 mm のラトロー 9 段計 10 段を有する斬新の設計とした。翼車はカーチス、ラトロー共にコニカルブッシュに依る焼嵌式を採用し、熱応力に対して十分安全な構造とした。タービン車室は圧力温度に対して十分なる安全度を有するものとし、特に



第 37 図 1,500 kW タービン組立図
Fig. 37. Cross Section of 1,500 kW Steam Turbine



第 38 図 1,500 kW タービン
Fig. 38. 1,500 kW Steam Turbine

車室の熱膨脹を自由にするため後部軸受を固定点として軸方向並びに直角方向に摺動出来る特殊な構造とした。尙無負荷にて定格速度 $\pm 5\%$ の範囲で調整出来るための速度調整装置、定格回転数の $110 \pm 1\%$ で確実に作動する応急遮断装置及び油圧低下遮断装置等を有している。又本タービンの製作に当つては嚴重なる材料試験と精密なる検査の下に行われ、本年 3 月その完成を見るに至つた。工場試験に於ては、総べての点で関係者の賞讃を博し初期の目的を十分に果すことが出来た。

**川崎製鉄千葉工場納 12,500 kW タービン及び
附属機器**

川崎製鉄千葉工場納 12,500 kW タービン及び附属補機が完成した。これら発電機器を設置する川崎製鉄千葉工場は製鉄より製板までの一貫作業を行い、その自家発電能力の秀れている事と装置の完備している点では国内

に於て代表的な工場である。この自家発電設備は 12,500 kW タービン発電機 2 台、5,640 HP ターボ送風機 2 台よりなり、何れか 1 台の発電機と 1 台又は 2 台の送風機の併用運転が可能となるよう配置並びに配管を計画されたもので 12,500 kW タービン発電機 2 台並びにこれに附属する補機一式を受注、製作したものである。第 39 図はタービン発電機 1 台とターボ送風機 2 台を併用運転した場合の系統図を示す。送風機用タービンよりの復水は脱気器に於て発電機用タービンよりの復水と混合加熱され、給水ポンプによりボイラに送られる。

この 12,500 kW タービン及び附属装置は日立製作所永年の経験に最も近代的な技術を織込んで設計製作されたもので、受注後約一年で 2 台の装置の完成を見た。

12,500 kW 発電用タービン及び蒸化加熱装置の仕様を次に示す。

仕 様

蒸気タービン

型 式.....日立衝動式単車室単流排気型
 経済出力..... 10,000 kW (発電機端子に於て)
 最大出力..... 12,500 kW (力率 80% の時)
 回 転 数..... 3,000 r.p.m.
 調整弁前蒸気圧力..... 40 kg/cm²g
 調整弁前蒸気温度..... 430°C
 真 空 度..... 722 mmHg (出力 10,000 kW/hr)
 ボイラ給水温度..... 140°C

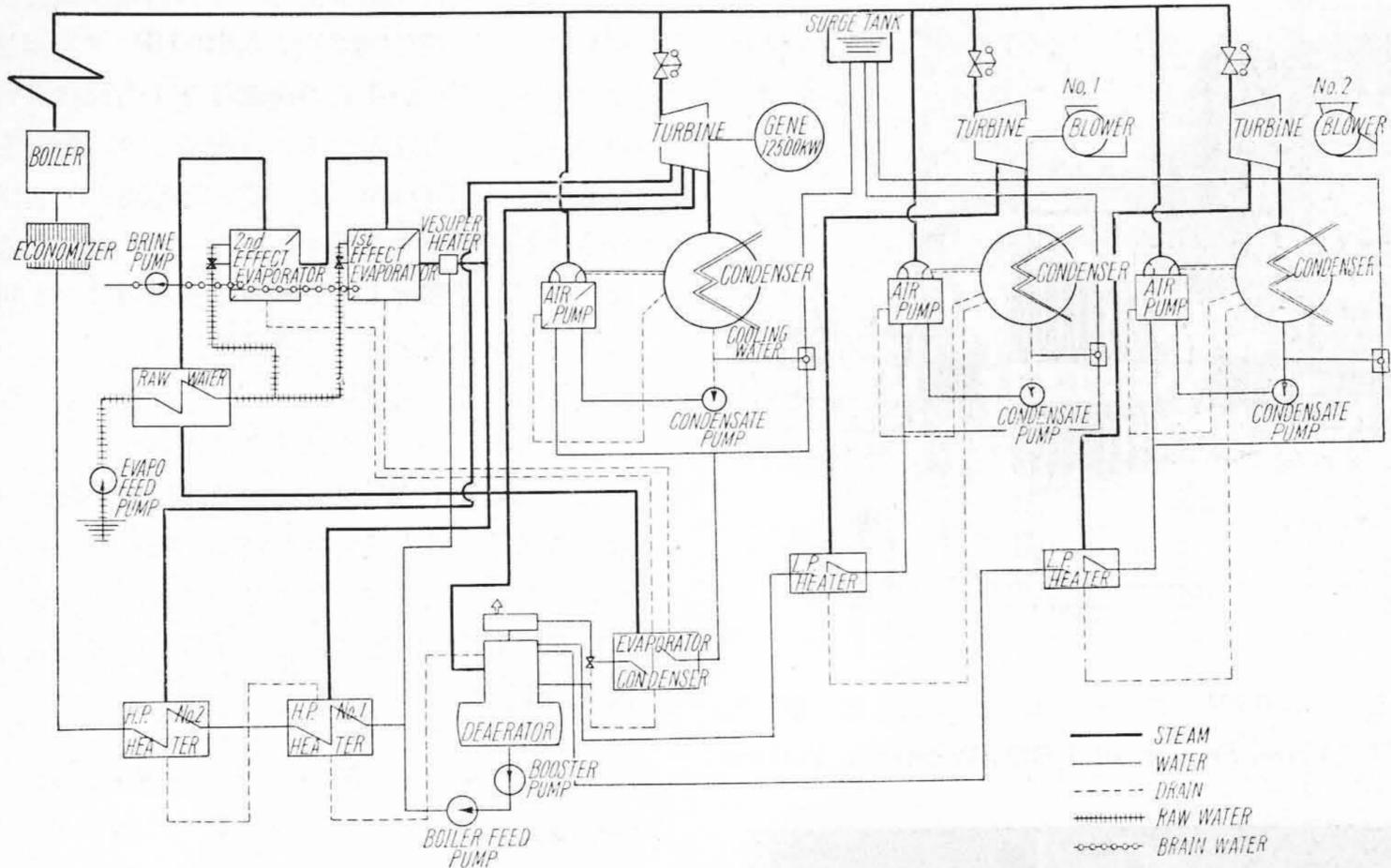
復 水 器

型 式..... 触面複式二折流型
 冷却面積..... 1,050 m²
 冷却水温..... 20°C
 復水器真空..... 722 mmHg
 (冷却水温 20°C, 出力 10,000 kW/hr)

蒸化加熱装置

蒸 化 器 型式..... 表面接触多段コイル型 2 台
 生水予熱器 型式.. フローテングヘッド触面式 1 台
 蒸化蒸溜器 型式.. フローテングヘッド触面式 1 台
 脱 気 器 型式..... 直触型散水式 1 台
 高圧加熱器 型式.. フローテングヘッド触面式 2 台

このタービンは単車室単流型の衝動タービンで、カーチス 1 段及びラトー 15 段合計 16 段の標準型復水タービンである。発電機端子出力 10,000 kW 負荷時に於て各段の熱段落差と翼車周速の比及びノズル翼配分を最高効率を以て発揮せしむるよう計画して尙発電機端子出力 12,500 kW 負荷時に於ても安全に連続運転が可能である。タービンローターと発電機ローターとは固定接手で連結され、その接手の中間に発電機と進相機運転する際



第 39 図 給 水 加 熱 系 統 図
Fig. 39. Flow Sheet of Feed Water Heating

タービンローターを切り離す為のデスタントプレートが挿入されている。

軸受メタルは球面座につくられ強圧注油式高速度型である。

噴口は調整段及び第 2 段より第 5 段のものは 13Cr 鋼より削り出した組立式であり、第 6 段以下は隔板中に低炭素鋼板の噴口を鑄込んだものを使用した。

負荷調整には 5 群よりなるノズルガバニングを採用している為各部分負荷に於ても絞り損失を極度に減少せしめて運転することが出来る。

調速機は油圧レバー式調速機を用いその性能は発電機が全負荷になつた場合タービン回転数の増加率は瞬時 7%、整定後 4%である。

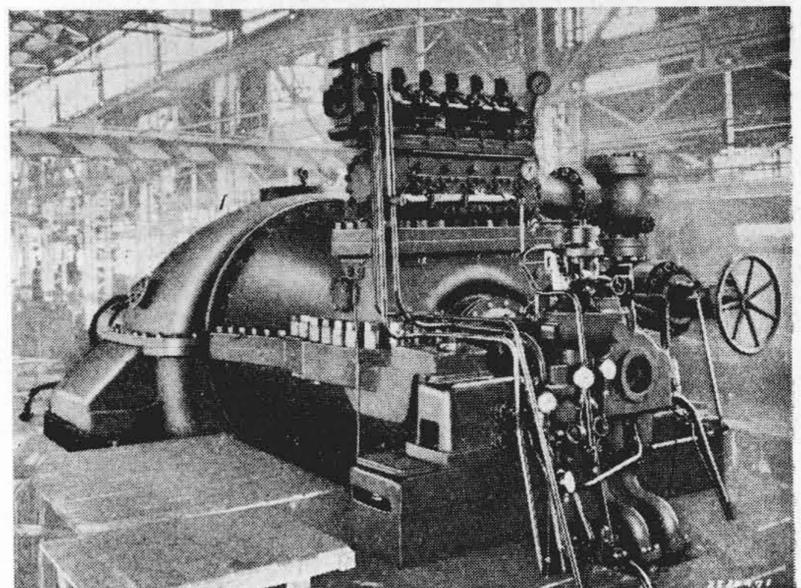
タービン回転数が規定回転数より (10±1%) 増加した時には非常調速機が働きタービンを急停止する。

高圧及び低圧車室のパッキンには水封パッキンを採用し、蒸気及び空気の漏洩の完全なる遮断を期した。

又自動排気弁装置は従来の復水器に取付けた重錘式排気弁を止めて低圧車室上部に日立製作所独特の鉛板式排気弁を用いた。

タービン保安装置として次のものを装備した。

1. 危急回路遮断装置
2. 電磁式遮断装置
3. 負荷制限器
4. 油圧降下遮断装置



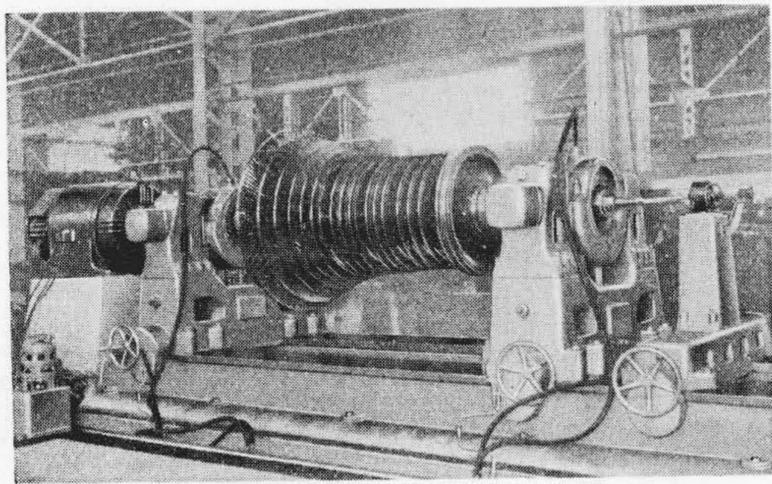
第 40 図 12,500 kW タービン
Fig. 40. 12,500 kW Turbine

5. 油圧低下補助油ポンプ自動起動弁
6. 真空破壊装置
7. 推力軸受磨耗警報並びに遮断装置
8. 真空低下遮断装置

復水装置に於ては復水器の冷却管取付方法を両端エキスパンドとし、冷却管と胴体の温度差に依る熱膨脹の差を胴体に設けた伸縮管に依り吸収する方法を取つた。

又タービン低圧ケーシング下部と復水器との接手は封水接手胴を用いて、熱膨脹による変形を防いだ。空気ポンプは 2 段圧縮エゼクターを使用した。

本タービン装置は 3 点出気密閉式サイクルで、高圧加



第 41 図 バランス中のタービンローター

Fig. 41. Turbine Rotor in Balancing

熱器 2 台、脱気器 1 台、蒸化蒸溜器 1 台を設けて出気数及び各出気点の圧力、温度は本サイクルプラント効率を最も良くするように考慮決定された。

脱気器は多段散水型直触式とし上部にベントコンデンサーを設け加熱用蒸気の逸出を防ぐように計画し、下部には一定水量を貯水するタンクを設け、上部より滴下散水され途中蒸気と直触し脱気加熱した給水を熱量を放散せざる如く貯水する。

脱気器に於てブロワよりの給水と混合し脱気された給水はブスターポンプ及び汽罐給水ポンプに依り圧力を高め、高圧第一給水加熱器高圧第二給水加熱器を通り汽罐に送入される。最終給水温度は 140°C ($12,500\text{ kW}$ に於て) である。

蒸化装置は生水予熱器及び蒸化器を最高効率を以て動作する如く効果的に配置した。プラントの補給水量をタービン出力 $12,500\text{ kW}$ に於て $3,000\text{ kg/hr}$ とした。

これはボイラ給水量の 3% である。蒸化器は二段効果式とし常用に於ては 2 台の蒸化器を直列に使用する。この機器はコイル式の引抜銅管を加熱管として使用する。

生水は生水予熱器中で第二段蒸化器発生蒸気により予熱された後蒸化器へ自動給水弁を経て供給される。

蒸化器及び生水予熱器の加熱蒸気疏水は総て蒸化蒸溜器の加熱用として利用され給水中に混入する。

タービン室及び復水装置、加熱装置の各機器の配置には能率的操作とスペースの節約に意を注ぎ配管に関しては複雑なタービン発電機とターボ送風機の組合せに依る配管にも拘らず保守並びに監守を便利に設計した。

塗装はタービン室内機器と補機と色分けを別にし室内の美観を増す如き塗色とした。

製品完成後工場立会試験に於て各機器共優秀なる成績を収めた。

船用タービン Marine Steam Turbines

北海丸 5,000 HP タービン

北海丸 (船主日本海汽船) に搭載された 5,000 HP タービン主機は燃料消費節減のため 27 kg/cm^2 , 385°C の高圧高温の蒸気状態を以て計画され、各部の構造、材料の選定及び工作には細心の注意を払った。幸にして本船と同一蒸気状態を以て計画され昨年 3 月以来優秀な成績を以つて運航を継続している「あらびあ丸」8,000 HP タービンの経験を高度に活用することが出来たので、本タービンは最も合理化され、又信頼性の高いものとなつた。

本タービンは蒸気状態 $27\text{ kg/cm}^2\text{g}$, 385°C (罐に於て $30\text{ kg/cm}^2\text{g}$, 400°C)、復水器真空 720 mm/Hg (経済軸馬力時、冷却水 24°C)、軸馬力は経済 $4,200\text{ HP}$ 、定格 $5,000\text{ HP}$ 、最大 $5,500\text{ HP}$ で定格軸馬力時に於ける主軸回転数は 119 r.p.m. 蒸気消費量は経済馬力時に於て 3.3 kg/HP hr で計画された。第 42 図は主機械配置を示す。タービンの型式は復気筒クロス型横軸衝動式で減速装置はダブルヘリカル 2 段減速の方式を採用した。保安装置は油圧を利用した非常調速機、応急遮断装置及び隔壁弁を装備し、前後進共同の操縦弁を持つている。

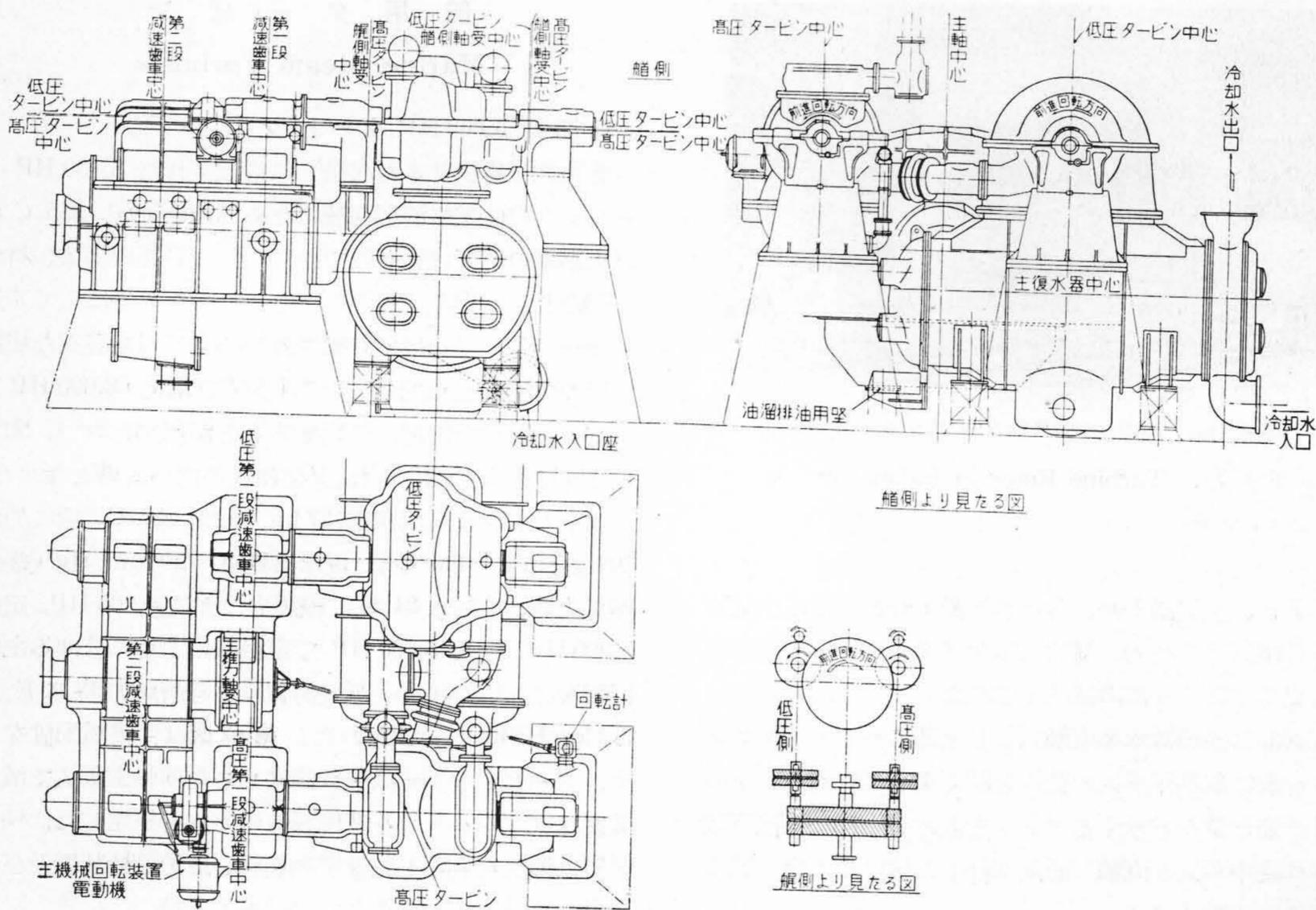
本タービンの設計上並びに工作上の特筆すべき点を挙げれば大要次ぎの如くなる。

(1) 高圧タービンは回転数を高め翼車の直径を小さくして段数を増し、前進カーチス 1 段、ラト 6 段、後進カーチス 1 段の削り出し翼車とし、低圧タービンは前進ラト 6 段、後進カーチス 1 段の大直径の翼車を焼嵌めした組立式ローターで、最も良好なる効率を発揮し得るよう計画した。

(2) 高圧タービンの前後進ノズル筐は差込型とし、高圧車室とは別箇に製作しているため、高圧車室が直接高圧高温の蒸気に局部的に曝されることがないから不均一熱膨脹がなく、負荷の急激な変化に対しても車室の不同膨脹は起らない。従つて暖機時間は短縮出来る。

(3) 高圧車室の前部は圧力温度が高いため、軸受台との接合には特に留意し、車室の熱膨脹を自由にして局部的な無理を与えないよう車室前側より支持脚を出して前部軸受台上の軸心面に取付け、高圧車室が自由に同台上を摺動し車軸の中心とラビリンスの中心が絶対に狂わない構造にした。

(4) 高圧カービンローターは削り出し一体鍛造の大物のため不均一鍛造及び不均一熱処理等によつて運転中振動を生じ大なる事故を起す場合が考慮されるので、本タービンに於てはこれ等を防止するため、素材を加工前に暖機の場合と同様 1 分間 2~3 回転しながら $400\sim$



第 42 図 5,000 HP タービン主機配置図

Fig. 42. General Arrangement of 5,000 HP Marine Steam Turbine

500°C迄暖め車軸中心の曲り状況を調べ、曲りが $\frac{3}{100}$ 以内にあることを確認した後工作しているの、上記事故の心配は無用である。尚本タービンの高圧ローターシャフトは従来高温に於て Ni-Cr 鋼に比してはるかに優秀な機械的性質を有しながらその製作の困難なことにより余り使用されていなかった Cr-Mo 鋼の一体鍛造に成功したことは注目し得る点であり、今後の高圧高温化の傾向に役立つところ大である。

(5) 高低圧各タービン軸車と第1段子歯車とは日立歯車式咬合接手によつて連絡され、歯車咬合の衝撃が直接タービンに影響しないようになっている。又第1段歯車第2段子歯車との咬合せは第1段親歯車に嵌込まれた可撓軸から直接連結する方法を改良して更に鉗接手を介し第2段子歯車と連結する方法を採用したので可撓軸の自由度を一層大きくする事が出来た。

(6) 減速装置の計画に当つては直径を大にし歯巾を小さくして歯当りを良好ならしめ、歯切作業は温度調節設備を有する歯切室に於て精度の高いライネッカ歯切機械で入念に行われた。又材質的にも厳重な検査を行つた。

(7) 操縦弁は1箇の弁体に前進弁、後進弁の2箇を有し、これ等の弁は何れも子弁を具備し弁の開き始めに

は子弁が先に開くため主弁の背圧がなくなり、操作が極めて快調で然も前後進の切換が適確容易に出来る。

(8) 復水器は表面接触式で、タービン本体に対し下部懸垂型とし、復水器の重量がタービン本体に無理を生ぜぬよう胴体下部の4箇所にバネ支持装置を備えている。

このように綿密な計画の下に製作された本タービンは26年11月30日の工場試験に於て優秀な成績を示し、27年3月3日及び6日の両日に亘つて函館港外茂辺地沖で行われた公試運転に於ては A.B., N.K. 検査員の絶讃を得ると共に斯界の賞讃を博し、日立製作所の船用機関に対する設計製作技術の優秀性を遺憾なく発揮した。尚本船の航海実績によれば燃料消費量は計画値より少なく、又減速装置の音響も小さく噛合条件が一新されたことは一般の認めるところとなり、益々快調の航海を続けている。

テニー船、ゼニー船 8,000 HP タービン

本タービンは戦後初の輸出向油槽船として日立造船所に於て建造された米国キャラス社納めのテニー船、ゼニー船の主機として搭載せられたものにして、その性能の優劣如何は日立造船所の造機メーカーとしての海外進出

への鍵を開くか否かの岐路ともなるもので、その各部の設計及び工作には性能の向上、取扱の簡易化、高度の信頼性等に主眼点を置き、特にゼニー船主機に対しては船主の要望に答えて米国に於て行われている方式を取り入れ調速装置と操縦装置等に抜本的な改造を加えた。

下記にその計画概要を述べる。

本タービンは蒸気状態は加減弁に於て $27 \text{ kg/cm}^2\text{g}$, 395°C , 復水器真空 724 mmHg , 軸馬力経済 $6,500 \text{ HP}$, 定格 $8,000 \text{ HP}$, 定格軸馬力時に於ける主軸回転数 102 r.p.m. 蒸気消費量は経済馬力時 3.25 kg/HP hr (無出気時) である。

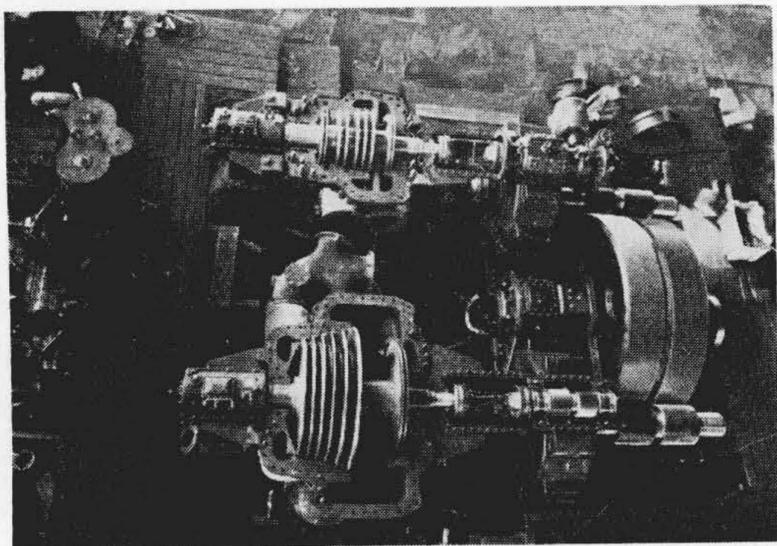
高圧タービンは回転数を高くして、小直径多段落となし、翼車摩擦損失を少なくして段落効率の増加を計り、前進6段、後進1段の削り出し翼車を採用し、特に調整段にはカーチス翼車を用いて負荷の変動に依る性能の低減を防いだ。

低圧タービンはコニカルブッシュに依る翼車焼嵌めの組立式ローターを採用し何れも最高の効率を発揮出来るよう蒸気速度と翼周速度との比を適当ならしめている。

高圧タービンの前後進ノズル管は差込型として高圧車室とは別箇に製作している為、高圧車室が直接高圧高温の蒸気に曝される事がないから不均一熱膨脹がなく、負荷の急激な変化に対して車室の不同膨脹の不安がなく又暖機時間が短縮出来た。

高圧タービン前部の車室と軸受との結合は、所謂猫足式支持法を採用し車室を前部へ自由に膨脹せしめ、車室とパッキンとの心が常に同心に保持されるように考慮されている。

タービンの性能に大なる関係を有するノズル、翼の設計、材料の選択等には格別の考慮を払い、特に低圧段には多大の反動度を持たせて動翼に与える運動量の変化を大にし、蒸気の湿度増加に依る効率の低減を防いでいる。



第 43 図 テニー船、ゼニー船 8,000 HP タービン
Fig. 43. 8,000 HP Steam Turbine for S.S. Tini and Zenie

高圧高温の蒸気を用いる場合には、従来の手働のカム式操縦弁では操作が困難なのでテニー船に対しては油圧操縦弁を採用した。これは既に「あらびあ丸」にて実施せられ好結果を収めており、尙動作の確実を期する為手働操作も可能なるようにした。

又ゼニー船に対しては調速装置、操縦装置、グラウンド蒸気調整装置等に米国に於ける方式を参照して、下記の如く斬新なる計画を行つた。

手動に依るグラウンド蒸気調整の煩雑さをさけて油圧作動の調整装置を設けて、蒸気溜の蒸気圧を $0.2 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ に保ち、負荷の変動に依る漏洩蒸気量を一定にし又放出管からの漏洩蒸気は大気に放出しないで補助復水器に導いている。

タービンの過速度防止並びに調速装置として調速弁を設けてある。調速弁は前進操縦弁の前に取付けられ、低圧タービンの軸端に設けてある油ポンプの吐出油圧に依り作動するサーボモータに依つて、弁の開度を負荷に応じて適当に保つようになっている。タービンの回転数に応じて油ポンプの吐出圧力が変化するので、回転数が定格以上に上昇すると油圧が上昇して調速弁を閉鎖し始め、115% の過速度に達した時に調速弁を閉鎖してタービンを停止する。

減速歯車車室は音響防止を考慮した構造とし、上半車室は適当な大きさに分割せられ、必要に応じて容易に開放点検する事が出来る。高低圧第二段子歯車は中空部を貫通する可撓軸に依り第一段親歯車に連絡せられ、歯車のピッチ誤差等に依る瞬間的衝撃に対し安全に設計されている。

復水器は表面接触式で主機械の据付面積を縮小させる為タービン本体に対して下部懸垂型である。冷却管の配列は十分なる冷却効果を上げる為排気の分布と管束の空所を最適になるよう考慮すると共に、タービンの過負荷運転又は冷却水の温度上昇に対しても真空の低下が激しくないよう冷却面積には十分の余裕を付けて計画されている。冷却管は両端エキスパンダーにて管板に取付け、冷却管取付用孔には3本の溝を付けて特に海水の漏洩防止を考慮してあり、胴体部分には冷却管の伸縮に十分に耐える伸縮接手を採用している。

テニー船は昭和27年5月14日公試終了後、翌日桑港へ処女航海をなし極めて良い成績を収めた。ゼニー船は目下日立造船所に於て艤装中にして、その就航を目睫の間に控え、軽快確実なる操縦、調速方式は他社の括目する所である。又当工場に於ては第3, 第4船用の物を製作中にして、これ等は前者とは計画を一新して、後進は低圧タービン丈に置き、鉄板製減速歯車車室を採用している。これ等就航の暁には必ずや造機メーカーとしての

日立製作所の真価を海外に発揮し得るものと思つている。

この外従来の 20 kg, 350°C 級のタービンでは日産汽船の日聖丸、日洋丸用として 4,000 HP のもの 2 台製作した。このタービンは前に納入した日産丸、日令丸タービン主機と同型にして成績優秀なる好評のある型式のものである。

日産汽船日光丸用 10,000 HP タービン主機

本タービンは日立造船因島工場で建造された日産汽船の貨物船日光丸 (DW 11,800 トン) に搭載するものでありその仕様は次の如くである。

タービン型式 複汽筒クロスコンパウンド型衝動タービン

軸馬力 経済.....8,000 HP
 定格..... 10,000 HP
 主軸回転数 定格..... 110 r.p.m.
 タービン入口蒸気圧力..... 27 kg/cm²g
 タービン入口蒸気温度..... 385°C
 復水器真空..... 720 mm-Hg
 (8,000 HP 時水温 24°C)

蒸気消費量..... 3.14 kg/HP hr

減速装置.....ダブルヘリカル 2 段減速歯車

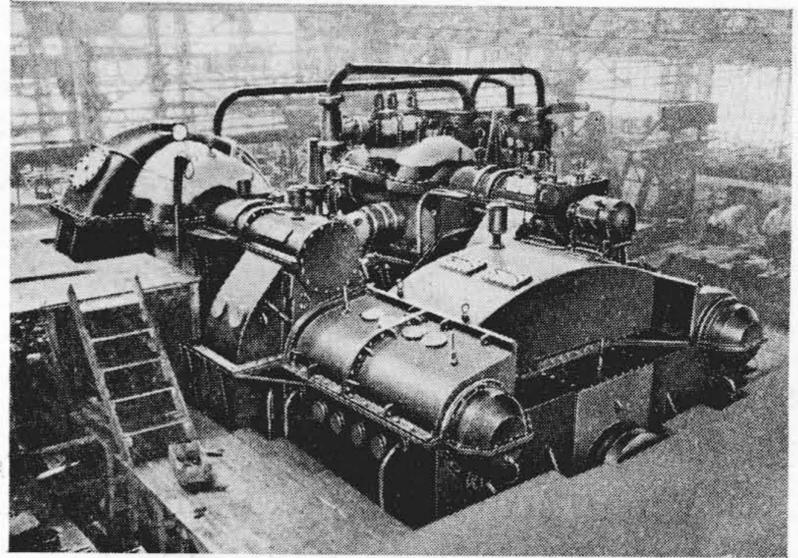
本タービン主機及びその附属装置の設計には従来の型に対して日立造船所のみならず我が造船界に於て初めての幾多の新しい試みがなされており、その成果は造船界注目の的となつている。

〔1〕タービン

本タービンは高圧 8 段低圧 7 段計 15 段であり、後進タービンは低圧タービンのみに設けられ、カーチス 1 段ラトール 1 段で 4,500 HP を出しうるように設計されている。高圧車室は鋳鋼製であり低圧車室はパーライト鋳鉄製であり後進側は鋳鋼製であるが、高圧タービンの前進及び低圧タービンの後進蒸気室は車室と別箇に Mo 鋳鋼製であり車室に嵌入式となつており、高温に耐えるのみならず不平均熱膨脹がなく又熱膨脹量も少く暖機時間が短縮され更に軸馬力の急変に際しても不安がないような構造となつている。

タービンの軸受裏金は球面座で支えられている為軸の撓みに関せずメタルと軸頸接触が一様で、高圧に耐える事ができ、推力軸受はタービンの前部軸受と一体の構造となつており、これに依りタービンの長さを減少させると共に分解に極めて便利になつている。推力枕の磨耗程度はスラストインデケータに依り随時点検することができる。

ラビリンスパッキンの櫛歯はスプリングに依り支持されており万一櫛歯が車軸に接触しても容易に逃げ得る構



第 44 図 10,000 HP タービン主機

Fig. 44. 10,000 HP Marine Steam Turbine

造となつている。又高圧部のラビリンスの軸部はシャフトにブッシュを嵌込む型式になつているので櫛歯を摺つてもシャフトを傷付けることがない。

高圧タービンのダイナミックバランスはバランス片をローターデスク部の溝に取付けられるようになつており、長年使用して翼を植換えバランスを取直すような場合デスク部を傷付けることなく簡単にバランス片を付け換えられるようになつている。

高圧タービンの前部軸受は板バネに依り支えられており熱膨脹に対して極めて容易に前方へ逃げられるように考慮されている。

危急遮断装置は高圧タービン側にのみついており低圧タービン側には調速装置用の油ポンプが取付けてある。

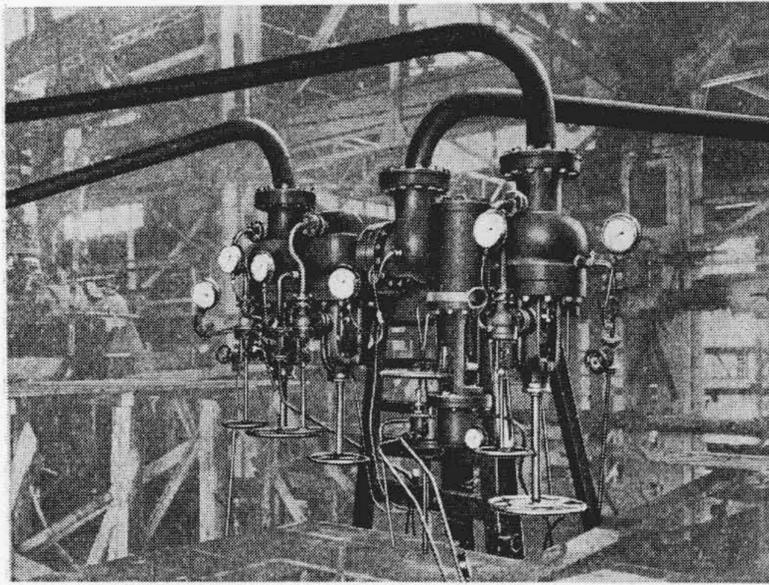
〔2〕調速装置

タービンの過速防止装置並びに調速装置として操縦弁内に調速弁を設けてある。これは前進操縦弁の前に取付けられサーボモータの油圧に依り開度を適当に保つようになつている。低圧タービンの軸端に設けた調速用圧油ポンプの吐出圧油を調速弁用サーボモータの圧油ピストンに導いてあり、タービンの回転数に応じて圧油ポンプの吐出圧が変化するので、この圧油ピストンの上下の運動に依り調速弁が開閉するようになつている。今回転数が定格以上に上昇すると油圧が上昇して調速弁を閉鎖し始め 115% の過速度に達した時に完全に閉塞しタービンを停止させる。

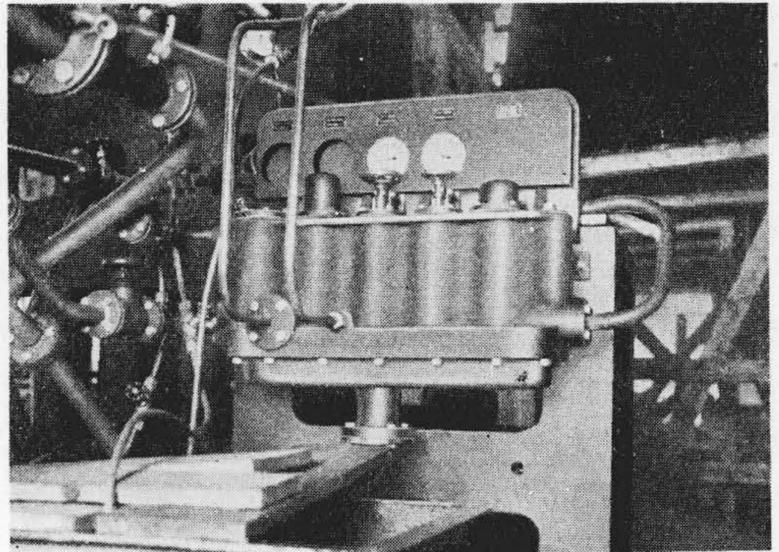
又この調速弁は荒天時に於てタービンが必要以上に過速するのを防止するために調速装置をも兼ねることが出来る。この場合は操作盤内にある針弁に依つて調速油ポンプの吐出圧を適当に調整することに依り定格回転数の 80%迄に各回転に於て調速装置として作動させることが出来る。

(a) 操縦弁

第 45 図は操縦弁本体の外観である。前進、調速、後進



第45図 油圧操縦装置
Fig. 45. Manoeuvring Valve



第46図 操作盤
Fig. 46. Operating Board

中間及び後進弁は一体の弁本体に設けられ、前進側の事故でタービンを停止せしめる場合直ちに後進側に蒸気を送つて急停止することが出来る。

操縦弁は何れもボールベアリングを用いて軽快に操縦することが出来ると同時にバイパス弁を設けてあるので開閉は更に容易となつている。

(b) 调速ポンプ

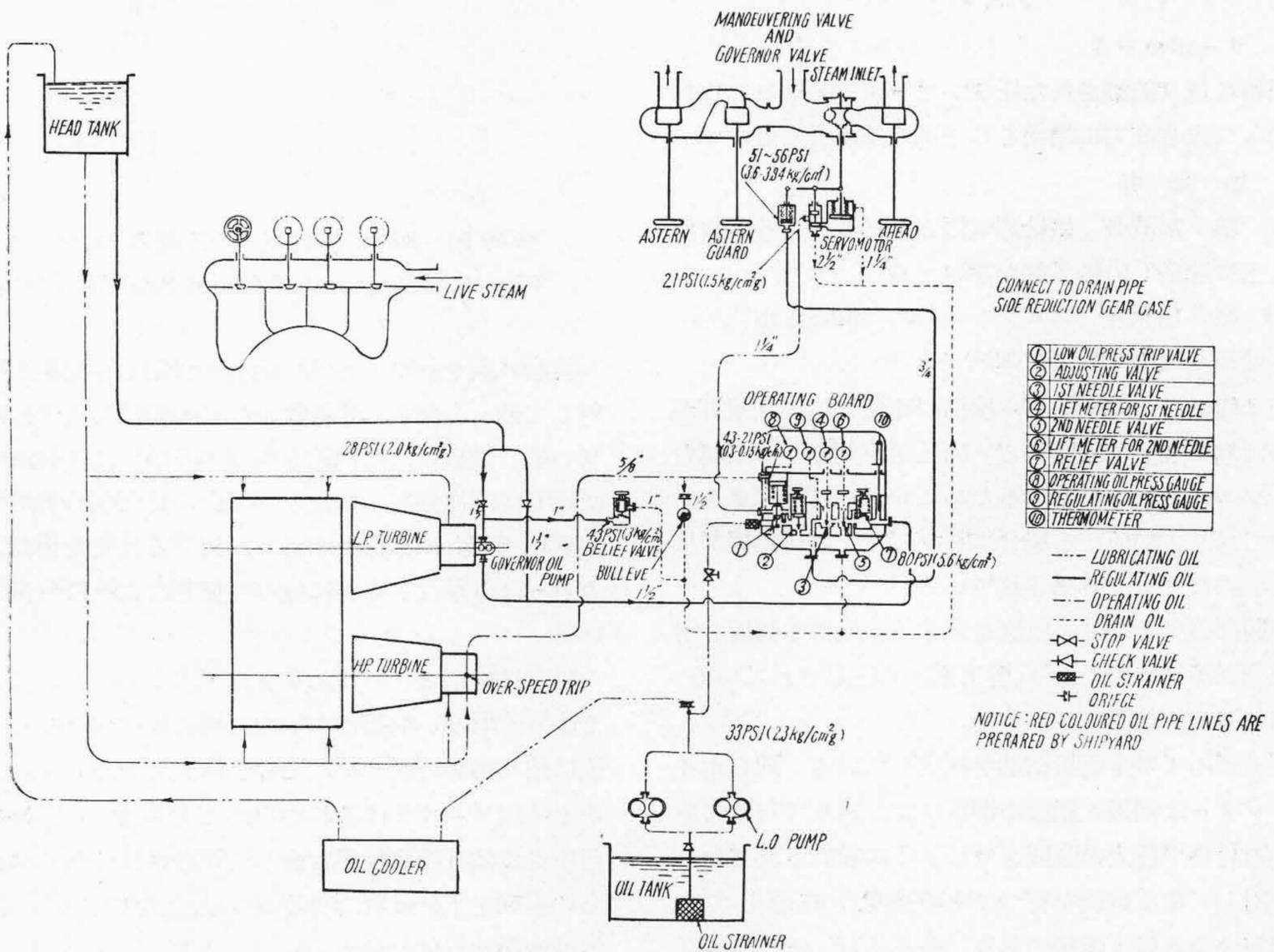
歯車式油ポンプを用いタービン軸の振動並びに伸に対

して安全に運転出来るよう設計上特に注意が払われている。この吐出油は操作盤内の針弁に導かれる。

(c) 操作盤

第46図はその外観を示す。操作盤内には调速油ポンプ吐出側安全弁、軸受油圧低下遮断ピストン、调速用針弁並びに過速試験用針弁等が配列され操作に極めて便利に出来ている。

(d) サーボモータ



第47図 调速用油系統図
Fig. 47. Speed Governing Mechanism

調速圧油ピストン、パイロット弁及びサーボピストンから成り、調速用油ポンプの吐出圧の変化に依り上記圧油ピストンが運動し、パイロット弁の切換えに依つてサーボピストンが作動する。このサーボピストンの上方に調速弁が取付けられる。

邦船に於ける船用タービン用として油圧式調速装置を取付けるのは今回が最初であり、本装置の取付けにより従来しばしば問題となつた荒天時に於けるプロペラ及びプロペラ軸がオーバーストレスにより破損するというような事故が未然に防止出来る事になる。

〔3〕 衛帯蒸気調整装置

高低圧タービン前後のラビリンスパッキンには衛帯蒸気調整装置を介して蒸気を供給し、自動的にその圧力を $0.2 \text{ kg/mm}^2\text{g}$ に維持する事が出来るようになってゐる。放出管 4 箇所は 1 箇所に纏めて、放出蒸気を補助コンデンサーに導き大気に放出しない構造となつてゐる。その感度は鋭敏にして安定である。

(a) 調 圧 器

油源は LO ポンプより導き、調圧器入口の針弁に依つて適当に絞られた油はサーボモータに連絡する。一方ベロース内には蒸気圧が常にかゝり釣合バネと平衡を保ちその心棒の上方にある油逃し弁の開度を適当に保つて安定する。

(b) サervoモータ

油圧器に依り調整された圧油がサーボピストンに作用し、こゝで大きな力に増幅されて次の加減弁を動かす。

(c) 加 減 弁

(1) 第 1 加減弁 供給蒸気側とラビリンス各入口側に連絡し供給蒸気を加減する。

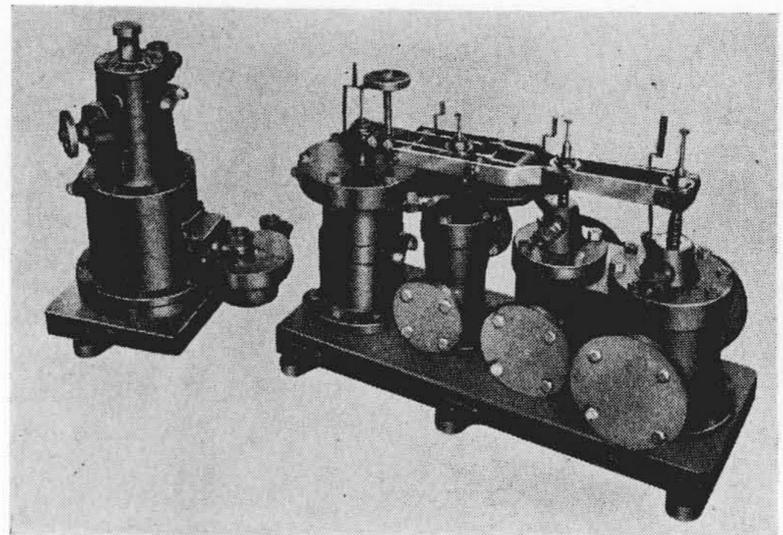
(2) 第 2 加減弁 ラビリンス各入口側と復水器側に連絡し逃出し蒸気を加減する。

上記 2 種の弁は各々レバー機構に連絡し第 1 加減弁が開く時は第 2 加減弁は閉じる。尚圧油がなくなつた場合ラビリンスに蒸気を供給するためにレバーに押しボルトが設けてあり、如何なる場合にもラビリンスに蒸気が尽きることのないよう計画されている。

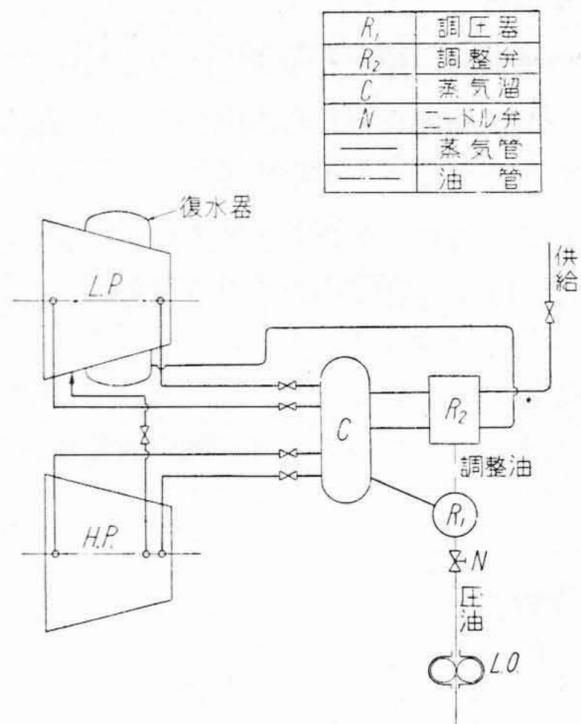
第 47 図は蒸気及び油系統図を示す。邦船に本装置を附すのは今回が初めてであり、各方面から注目されている。

〔4〕 減 速 装 置

我国で初めての全熔接構造を採用している。即ちホイールセンターは鍛鋼と鋼板の熔接により組立てられてあり最少の材料で最大の強度を持つように設計されており実物に対して荷重試験を行つてその強度を確認している。車室は全部鋼板熔接であり、各部品毎に熔接後焼鈍しこれを全部組合せて熔接してから更に全体を焼鈍して各部の応力及び歪を取り去つてゐる。これ等は模型に依



第 48 図 衛帯蒸気調整装置
Fig. 48. Gland Seal Regulator

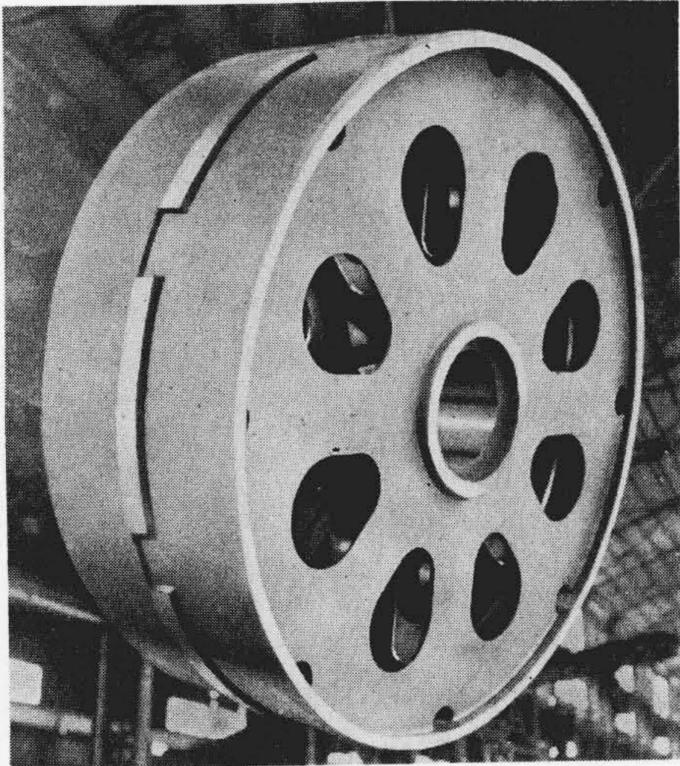


第 49 図 衛帯蒸気調速装置系統図
Fig. 49. Diagram of Gland Seal Regulator

り振動試験を行つて各部の構造を決定し鋼板製の車室に対して最も心配される振動及び音響の問題を十分解決している。鋼板の熔接構造を採用する事に依り従来のものに比して減速装置の重量を 80% に軽減する事ができ将来更に 65% に迄軽減する事が出来る目安を得た。車室カバーは分解及び点検に極めて便利なように分割されている。

歯車は歯巾と径の比 l/d を従来のものに比して著るしく小さく取り、荷重のかゝつた場合ピニオンシャフトの歪に依り歯が片当りになるのを防いでゐる。1 段ホイールと 2 段ピニオンはこれ等の両方を貫通する極めて長い可撓軸に依り咬合接手を介して連結されており、外部からの衝撃を十分吸収できるよう設計されている。温度計は油流指示器付の極めて見安い新型のものを用いている。

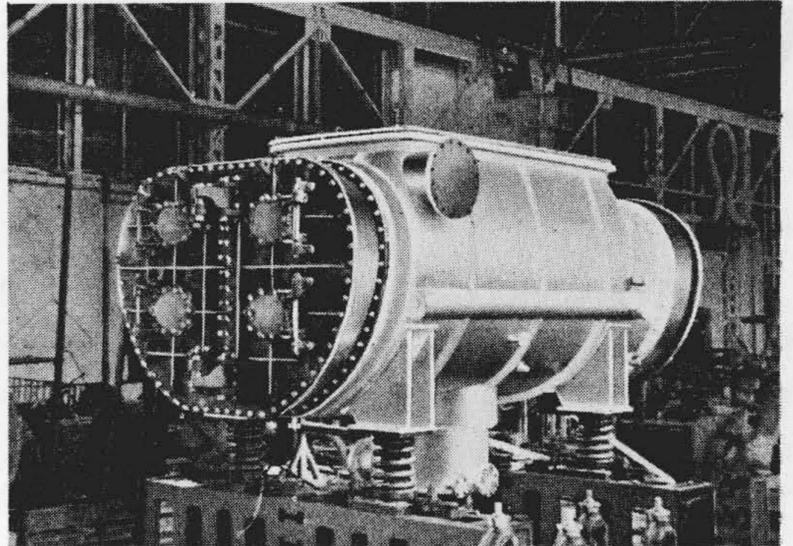
船用タービンの減速装置を鋼板熔接製にする事は船用



第 50 図 熔接製ホイールセンター
Fig. 50. Welded Wheel Center

タービン界の懸案事項であつたが、これを他社に先じて完成し得た事は特筆すべき事であり我が国造船界の一史を劃するものといえよう。

〔5〕 主復水器



第 51 図 復水器
Fig. 51. Condenser

主復水器は表面接触型で冷却管は両端エキスパンダーにて管板に取付け冷却管用孔には 3 本の溝をつけて特に海水の漏洩防止を考慮しており、胴体部には冷却管の伸縮に十分耐える伸縮接手を採用している。

復水溜は再熱脱気型で復水は一度復水溜上部に設けた盆上に集めてこれを復水溜に落下させ、落下の途中で一部の蒸気を用いて加減すると共に脱気作用を行わせるようになっている。

