

パキスタン回教共和国

ウェストワーフ火力発電所建設計画調査

最終報告書 I (1/3)

1990年1月

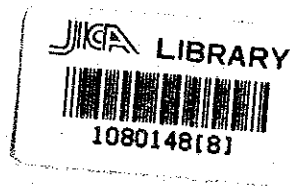
国際協力事業団

鉦計費
CR(3)
90-4(1/3)

パキスタン回教共和国

ウェストワーフ火力発電所建設計画調査

最終報告書 I (1/3)



2063°

1990年1月

国際協力事業団



序 文

日本国政府は、パキスタン回教共和国政府の要請に基づき、同国のウェストワーフ火力発電所建設計画にかかる詳細設計、調査を行うことを決定し、国際協力事業団が調査を実施した。

当事業団は昭和63年12月より平成元年12月まで、東電設計株式会社 大岩明雄氏を団長とする調査団を現地に派遣した。調査団は、パキスタン回教共和国政府関係者と協議を行うとともに、プロジェクト・サイト調査を実施し、帰国後の国内作業を経てここに本報告書完成の運びとなった。

本報告書が、本プロジェクトの推進に寄与するとともに、ひいては両国の友好の一層の発展に役立つことを願うものである。

終わりに、本件調査に御協力と御支援をいただいた関係者各位に対し、心より感謝の意を表するものである。

平成2年1月

国際協力事業団

総裁 柳谷謙介

ウエスト・ワーフ火力発電所建設計画調査

最終報告書 I

第1巻 発電設備

第1節 序論

- I-1 まえがき
- I-2 プロジェクトの概要
- I-3 現地状況と設計条件

第2節 プラント全般

- GP-1 プラント性能
- GP-2 タービン・ヒート・バランス
- GP-3 最適蒸気条件
- GP-4 最適真空度
- GP-5 給水加熱器の段数

第3節 機械

- M-1 ボイラ
- M-2 ボイラ補機
- M-3 タービン
- M-4 タービン補機
- M-5 復水器及び循環水設備
- M-6 復水器細管の材質
- M-7 給水加熱装置
- M-8 ボイラ給水ポンプ
- M-9 軸受冷却設備
- M-10 主蒸気及び再熱蒸気配管ルート
- M-11 主要配管仕様
- M-12 屋外配管

第4節 共通設備

- C-1 燃料設備
- C-2 燃料加熱設備
- C-3 補助燃料(天然ガス)設備
- C-4 用水設備
- C-5 排水処理設備
- C-6 薬液注入設備
- C-7 塩素注入設備
- C-8 復水器保護設備
- C-9 循環水ポンプ, スクリーン保守設備
- C-10 防火設備

第5節 電気設備

E-1	所内変圧器容量
E-2	起動変圧器容量
E-3	所内変圧器, パーセント インピーダンス
E-4	起動変圧器, パーセント インピーダンス
E-5	バッテリー容量
E-6	非常用発電機容量
E-7	発電機変圧器容量
E-8	発電機サージアブソーバ容量
E-9	相分離母線
E-10	所内電気回路方式
E-11	接地抵抗値
E-12	220kV/132 開閉所配置
E-13	照明設備

第6節 計装・制御

PIC-1	プラント・インター・ロック
PIC-2	プラント制御システムの設計概要
PIC-3	タービン・バイパス・システム
PIC-4	コンピュータの適用
PIC-5	ボイラ制御
PIC-6	バーナー制御
PIC-7	タービン・ガバナーシステム

第7節 環境対策

EP-1	SO _x , NO _x 濃度の検討
EP-2	排水処理
EP-3	騒音対策

第8節 プロジェクト関連事項

PR-1	建設工程
PR-2	建設費

第2巻 送電線及び変電所設備

TLG-1	架空送電線
TLG-2	地中送電線
TLG-3	地中線洞道
TLG-4	開閉所/変電所設備

第3巻 建築・土木

第1節 建築設計

AR-1	発電所本館（上部構造）	（構造計算書）
AR-2	発電所本館（下部構造）	（ 〃 ）
AR-3	煙 突	（ 〃 ）
AR-4	事務所建屋	（ 〃 ）
AR-5	付属建屋	（ 〃 ）
AR-6	屋外機器の基礎	（ 〃 ）
AR-7	空調設備（本館）	
AR-8	空調設備（事務所建屋）	

第2節 土木設計

CV-1	土木設計条件	
CV-2	冷却水路の計算要項	
CV-3	水路の水理計算	
CV-4	取水路開渠の構造設計	
CV-5	取水スクリーン，ポンプ室の構造設計	
CV-6	放水路の構造設計	
CV-7	放水口の構造設計	
CV-8	護岸の構造設計	

添 付： 調査業務従事者及び分担業務
（第1巻 巻末に添付）

I-1 ま え が き

この報告書は、カラチ電力公社 (KESC) と国際協力事業団 (JICA) との間で取りかわされたウエストワフ火力発電所建設計画調査の契約に基づき作成したものである。

本調査の目的は、F/S調査の結果をもとに、ウエストワフ火力発電所跡地に新規火力発電設備 (200MW機 2基) 並びに関連する 220kV送電線 (約 25km) と変電所を建設するために詳細設計を実施し、報告書を作成するものである。

報告書は、詳細設計報告書 (Final Report-I) と発注仕様書 (Final Report-II) の2部から構成されている。

詳細設計報告書は、詳細設計に係わる技術検討書及び計算書で構成されており、発電所の設計思想、機器選定のための検討内容及び計算結果を取りまとめている。

この詳細設計報告書記載の内容は発注仕様書に反映されており、プロジェクトの実施にあたり、計画、計算上に疑義が生じた場合には、各項目毎に決定根拠及び検討結果を参照できるようにした。

詳細設計報告書は下記の3分冊から構成されている。

第1分冊 (Volume 1) プロジェクト全般及び発電設備

第2分冊 (Volume 2) 送電線及び変電所設備

第3分冊 (Volume 3) 建築・土木

発注仕様書は、KESCの意向を取り込んで、4Lot に分割して作成した。それに従い、各 Lot間の供給範囲は工期に中断がなく、かつ設備供給範囲に落ちがないよう分割した。

また、応札者の意向を明確にするため、技術仕様書の内容に対応した技術データ表 (Data Sheet) も作成した。発注仕様書の中には、技術仕様書以外の項目-入札指示書 (Instruction to Tenderer), 契約条文 (General Condition), 見積り計算書 (Schedule of Price)-などを付加している。

特に、入札指示書、契約条文、技術仕様書については、発注仕様書の根幹をなすものであるため、KESCと十分協議し、KESCの標準、実績などを尊重して作成した。

発注仕様書は、次の通り4分割した。

Lot I : 発電設備 (6分冊, 図面集1分冊を含む)

ボイラ, 蒸気タービン, 発電機, 電気計装制御装置及びその他付属設備の手配, 供給, 試運転, 土木建築工事一式

Lot II A : 変電所設備 (3分冊, 図面集1分冊を含む)

変電設備機器及び関連土木工事に関する材料の手配, 供給, 試運転

Lot II B : 送電線設備 (2分冊)

送電線及び付帯設備, 関連土木工事に関する材料の手配, 供給, 試運転

Lot III : 既設発電設備の撤去 (1分冊)

既設「A」「B」及び「BX」発電設備の撤去

I-2 プロジェクトの概要

1. プロジェクトの概要

フィージビリティ調査結果、カラチ電力公社の電力網の強化並びに、急激な需要増に対応するために、大容量の発電所を建設することが必須である。

このプロジェクトは、効率的に設備を建設するためにユニット1とユニット2の2つのステージに分割して進めることとする。

(1) 発電設備

2×200MW発電設備並びに、付属する補助設備、その他事務所本館を含む付属建屋は、既設のウエストワフ火力発電所跡地に建設する。

冷却水設備は、K P T (カラチ港湾局) の敷地内に埋設、設備されている既設の取水路を利用する。又、放水路は、K S Y (カラチ造船所)、公共道路を横切って新設するものとする。

(2) 送電線及び変電所設備

220kV送電線は、ウエストワフ火力発電所とバルディア変電所を結ぶ亘長 25km に渡り建設する。

このため、220kVと 132kVの変電設備をウエストワフ火力発電所構内に建設する。この新変電設備は、既存の変電設備を改修、撤去したのち新設することとするが、この設備完成迄、既存の 66kVからウエストワフ地区の重要施設に送電を継続する必要がある。

このため、既存の 66kVと 11kVの配電網は、新設の発電設備並びに、変電設備が完成する迄残すこととし、新設変電設備完成後、132kV送電網に切替えたのち、66kVを撤去することとした。

なお、132kV送電網の強化はK E S Cによって行うものとし、本プロジェクトの供給範囲は、ウエストワフ敷地内の 132kV変電設備迄とすることとした。

(3) プロジェクトに於ける特別な配慮

本プロジェクトは、既設の発電所を撤去して、新しい発電設備を建設する計画のため、新設1号機の建設を通し、以下に示す項目について配慮する。

(a) 建設工事の効率化、繁雑さを避けるために、2号機のための冷却水取水路及び放水路建設は、新設1号機の建設中に実施する。

(b) 水処理設備並びに排水処理設備は、1, 2号機をまかなえる容量を計画し、これらの設備は、1号機の建設時に建設するものとする。

(c) 煙突についても1, 2号機用として、1号機建設時に施工するものとする。

(d) 仮設備

狭い敷地、"BX"発電所の継続運転等、本プロジェクトには特殊な条件があるため、下記の仮設備は、新設1号機に於ける供給範囲とする。

(i) "BX"発電所の継続運転を確保するための天然ガス供給仮設備

(ii) 新設1号機の運用管理を実施するための仮事務所

(iii) その他

(e) 送電系統及び配電設備

"BX"発電設備の早期運転停止及び撤去を実現させるために、66kV変電設備、220kV送電線並びに220/132kV変電設備、関連する付属設備を可能な限り早期に完成することが必要である。

2. 第1期工事範囲の概要

第1期工事(新設1号機)の範囲は、以下の設備及び工事を含むものとする。

(1) 220MW油焚き火力発電設備1基、及びそれに付属する設備一式をウエストワーフ火力発電所敷地内に建設する。

以下に建設する主設備を示す。

(a) 蒸気発生設備とその付属設備

(b) 蒸気タービン発電機とその付属設備、冷却水取放水路の改修、新設並びに、2号機用放水路の一部を含むものとする。

(c) 共通設備

○ 1, 2号機用水処理設備

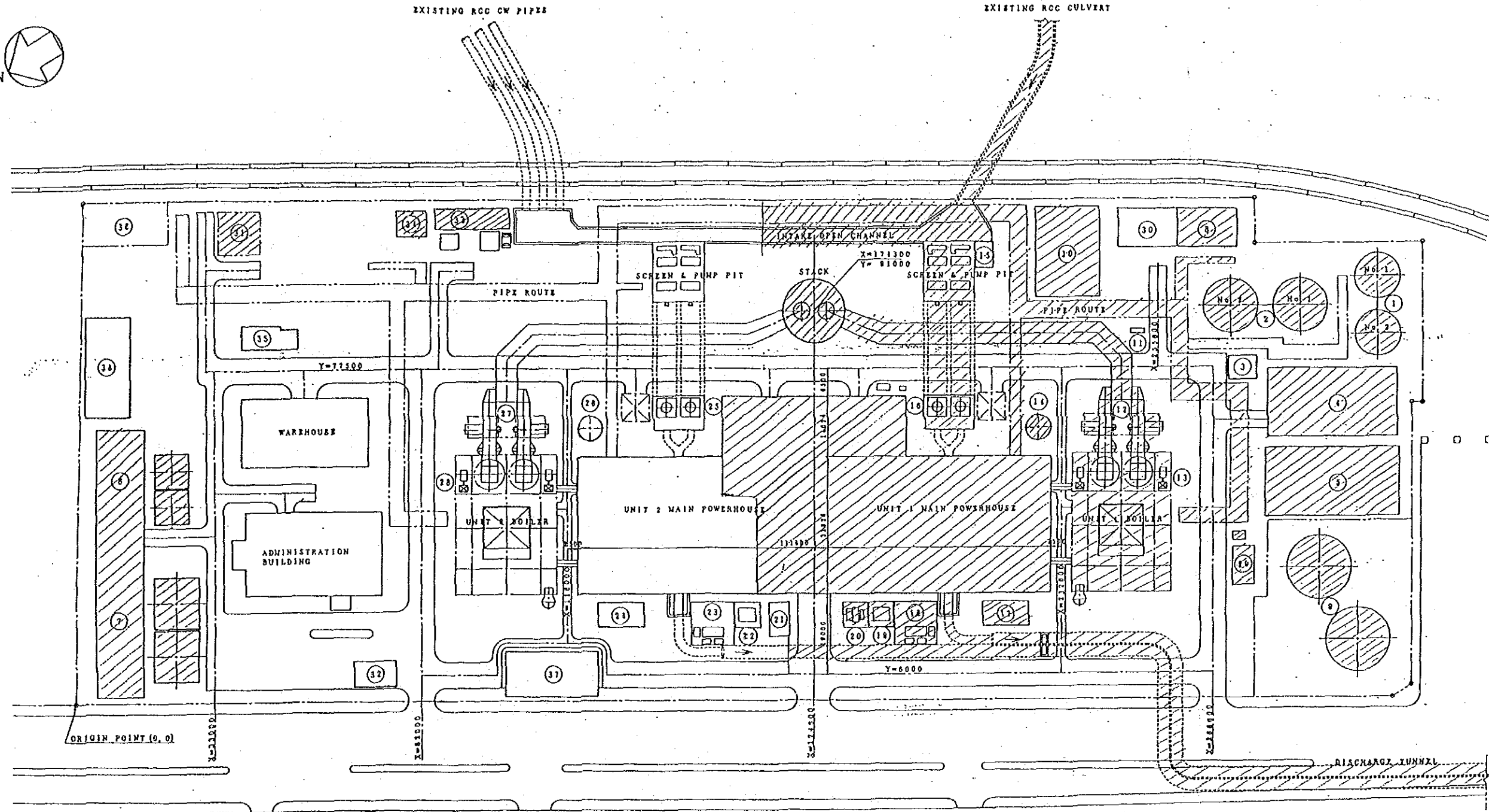
○ 燃料貯蔵と燃料供給設備

○ 他諸設備

(d) 電気設備、制御及び計測設備

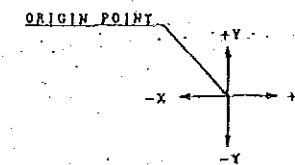
(2) 220/132kV変電設備と関連する付属設備

本設備は、ウエストワーフ火力発電所敷地内に建設するものとし、既設11kVの配電設備の改修は含まないこととする。



No	DESCRIPTION	No	DESCRIPTION	No	DESCRIPTION	No	DESCRIPTION
1	DEMINEALIZED WATER TANK	13	GAS RECIRCULATING FAN	25	CIRCULATING WATER PUMP	31	11KV GRID STATION (EXISTING)
2	RAW WATER TANK	14	MAKE-UP WATER TANK	26	MAKE-UP WATER TANK	32	BAY SWITCHYARD INDOOR (EXISTING)
3	CHEMICAL STORAGE TANK	15	CHLORINATION FEED WATER PUMP PIT	27	FORCED DRAFT FAN		
4	WATER TREATMENT EQUIP. & CONTROL ROOM	16	CIRCULATING WATER PUMP	28	GAS RECIRCULATING FAN		
5	WASTE WATER TREATMENT AREA	17	UNIT NEUTRALIZING PIT	29	FUEL OIL TRANSFER PUMP		
6	11KV SUBSTATION	18	MAIN TRANSFORMER	30	FUEL OIL PUMP & HEATER AREA		
7	11KV SUBSTATION	19	AUXILIARY TRANSFORMER	31	HOUSE BOILER AREA		
8	FUEL OIL PUMP & HEATER AREA	20	STARTING TRANSFORMER	32	GUARD HOUSE		
9	FUEL OIL SERVICE TANK	21	TURBINE OIL STORAGE TANK	33	RAW WATER PRETREATMENT AREA		
10	CHLORINATION EQUIP. AREA & CONTROL ROOM	22	AUXILIARY TRANSFORMER	34	H ₂ & GAS GENERATING ROOM		
11	ATA FOAM EQUIPMENT AREA	23	MAIN TRANSFORMER	35	STORAGE BOX FOR STOP LOG		
12	FORCED DRAFT FAN	24	UNIT NEUTRALIZING PIT	36	EXISTING GAS STATION (SUI GAS)		

FIG. 1.2-1
The scope is shown with hatched lines.



I-2-3

PAKISTAN KARACHI ELECTRIC SUPPLY CORPORATION WEST WHARF THERMAL POWER PLANT PROJECT UNITS NO. 1 AND NO. 2 SITE LAYOUT PLAN			
JAPAN INTERNATIONAL COOPERATION AGENCY TOKYO JAPAN			
APPROVED BY	REVISOR BY	CHECKED BY	DRAWN BY
WGTS-1002		SCALE 1:500	DATE

(3) 220kV 2回線の送電線及び関連する付属設備は、ウエストワーフ火力発電所から、マリプール変電所の傍を通過し、空軍基地の外周を取りまくようにバルディア変電所迄建設する。

(4) 付属設備

新設1号機の運転に必要な設備と仮設備を含むものとする。

(5) "BX"発電所の運転に必要な仮設備

"BX"発電所の運転を継続するために、天然ガス供給仮設備、その他必要な仮設備を新設1号機の範囲とする。

第1期の工事範囲を図1.2-1に示す。

3. 第2期工事範囲

第2期工事（新設2号機）の範囲は、以下の設備及び工事を含むものとする。

(1) 200MW油焚き火力発電設備1基、及びそれに付属する設備をウエストワーフ火力発電所2号機用敷地に建設するものとする。

(a) 蒸気発生設備とその付属設備

(b) 蒸気タービン・発電機とその付属設備並びに、既設取水配管（3本）の改修並びに、2号機用取水路の増設工事。

○冷却水放水路は1号機で建設された放水路の増設工事を実施する。

(c) 1号機で建設した共通設備の2号機分の増設工事。

(d) 電機設備、制御及び計測設備

(2) 発電所敷地内に必要な付属建屋

○事務本館

○倉庫

○工作機械室

○その他

第2期の工事範囲を図1.2-2に示す。

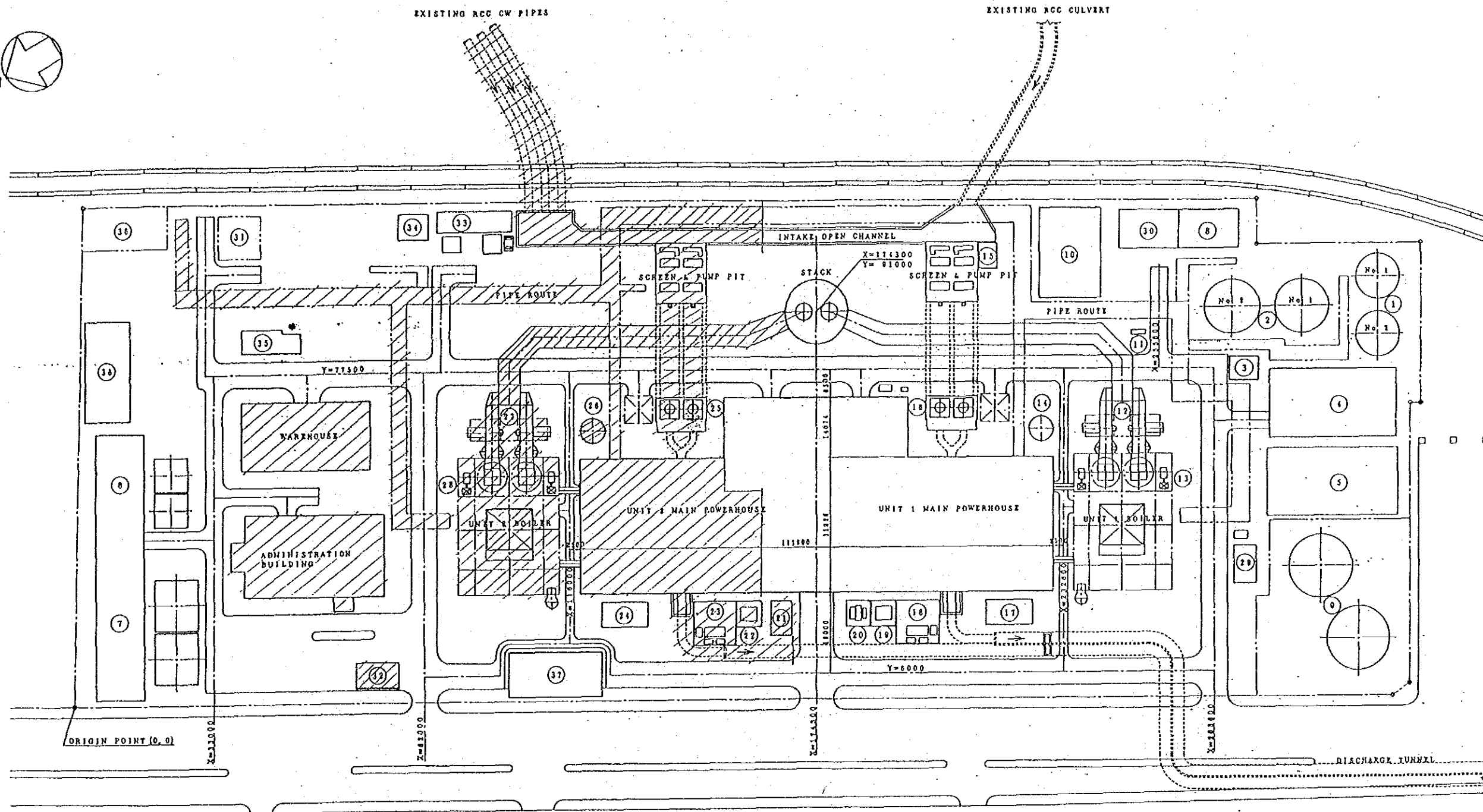
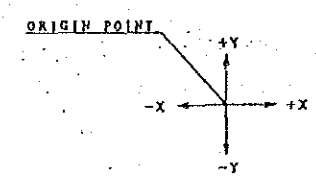


Fig. 12-2
The scope is shown
with hatched lines

No	DESCRIPTION	No	DESCRIPTION	No	DESCRIPTION	No	DESCRIPTION
1	DEMINEALIZED WATER TANK	13	GAS RECIRCULATING PAN	23	CIRCULATING WATER PUMP	37	11KV GRID STATION (EXISTING)
2	RAW WATER TANK	14	MAKE-UP WATER TANK	24	MAKE-UP WATER TANK	38	6KV SWITCHYARD INDOOR (EXISTING)
3	CHEMICAL STORAGE TANK	15	CHLORINATION FEED WATER PUMP PIT	27	FORCED DRAFT FAN		
4	WATER TREATMENT EQUIP. & CONTROL ROOM	16	CIRCULATING WATER PUMP	28	GAS RECIRCULATING PAN		
5	WASTE WATER TREATMENT AREA	17	UNIT NEUTRALISING PIT	29	FUEL OIL TRAVELER PUMP		
6	11KV SUBSTATION	18	MAIN TRANSFORMER	30	FUEL OIL PUMP & HEATER AREA		
7	22KV SUBSTATION	19	AUXILIARY TRANSFORMER	31	HOUSE BOILER AREA		
8	FUEL OIL PUMP & HEATER AREA	20	STARTING TRANSFORMER	32	GUARD HOUSE		
9	FUEL OIL SERVICE TANK	21	TURBINE OIL STORAGE TANK	33	RAW WATER PRETREATMENT AREA		
10	CHLORINATION EQUIP. AREA & CONTROL ROOM	22	AUXILIARY TRANSFORMER	34	H ₂ & GAS GENERATING ROOM		
11	ATA FOAM EQUIPMENT AREA	23	MAIN TRANSFORMER	35	STORAGE BOX FOR STOP LOG		
12	FORCED DRAFT FAN	24	UNIT NEUTRALISING PIT	36	EXISTING GAS STATION (EUI GAS)		



I-2-5

PAKISTAN KARACHI ELECTRIC SUPPLY CORPORATION WEST WHARF THERMAL POWER PLANT PROJECT UNITS NO. 1 AND NO. 2 SITE LAYOUT PLAN			
JAPAN INTERNATIONAL COOPERATION AGENCY TOKYO JAPAN			
APPROVED BY	REVIEWED BY	CHECKED BY	DRAWN BY
DRW. NO.	SCALE	DATE	
WGTS-1002	1:500		

I-3 現地状況と設計条件

基本設計を実施するには、気象条件並びに、潮位、海水水質・温度等の自然条件、その他燃料性状、用水水質等を考慮して最適な設計をしなければならない。

詳細設計に反映する気象条件、自然条件、その他のデータは、必要なデータを現地調査時にKESCより収集した。

これらのデータを以下に記載する。

Atmospheric Pressures for Karachi

	Mean pressure mb.		
	<u>G.M.T.</u>	<u>Mean</u>	
	0.30	12.00	
January	1017.0	1015.0	1016.0
February	1014.9	1012.9	1013.9
March	1011.9	1010.0	1010.9
April	1008.4	1006.4	1007.4
May	1004.8	1002.9	1003.9
June	999.6	997.6	998.6
July	998.4	996.7	997.5
August	1000.8	999.3	1000.0
September	1005.6	1003.8	1004.7
October	1011.0	1008.8	1009.9
November	1014.9	1012.6	1013.8
December	1017.2	1015.0	1016.1
Year	1008.7	1006.7	1007.7
No. of Years	50	50	50

Humidity

(Average figures for 1975 - 1984)

Month	Average precipitation (in mm)	Average relative humidity
Jan.	12.1	62 %
Feb.	20.6	69 %
Mar.	13.1	72 %
Apr.	1.1	75 %
May	-	75 %
June	9.8	76 %
July	74.6	80 %
Aug.	100.1	85 %
Sept.	20.0	80 %
Oct.	3.1	75 %
Nov.	2.0	62 %
Dec.	8.7	65 %

Ambient Temperature

(Average Temperatures for the period 1975 - 1987)

Month	Temperature °C		
	Max.	Min.	Mean
Jan.	28.7	6.1	18.2
Feb.	32.3	7.9	20.3
Mar.	35.4	11.5	24.1
Apr.	40.1	18.2	28.4
May	41.2	21.9	30.6
June	42.7	26.2	31.7
July	37.1	25.4	30.4
Aug.	35.5	24.2	28.7
Sept.	37.5	23.0	29.1
Oct.	38.8	15.9	27.2
Nov.	36.2	11.1	23.3
Dec.	30.8	8.3	19.6

TIDAL LEVELS AND DATUMS

(1) DATUMS AT STANDARD AND SECONDARY PORTS

Level of zero of predictions which is chart datum in all cases.

KARACHI	4.31 metres (14.14 ft.) below a Bench Mark about 100 metres (110 yds) south west of the tidal observatory.
MUHAMMAD BIN QASIM PORT (ENTRANCE)	5.57 metres (18.61 ft.) below a Bench Mark on the Bundal Island which is the western bank of Phitti Creek and about 1.2 km (3/4 mile) north of the southern tip of the Island.
MUHAMMAD BIN QASIM PORT (PIPRI)	4.67 metres (15.35 ft.) below a Bench Mark situated close to the H.W. line in Gharo Creek and about 2.4 km (1½ miles) south west of Goth Mahmood Shah.
GWADAR	3.979 metres (13.05 ft.) below a Bench Mark on a top of a Triangulation mark (Pillar of concrete) named G-2, about 500 metres (550 yds) south of Custom House Building on high water line.
PASNI	3.81 metres (12.5 ft.) below a Bench Mark covered in cement at the top of concrete post about 1 metre (3.3 ft.) above ground and 0.49 metre (1.6 ft.) in diameter; erected in the sand near the entrance to the Coast Guard Camp Compound. The camp is near the Mazar at Pasni.

(2) TIDAL LEVELS AT STANDARD AND SECONDARY PORTS

PORTS	L.A.T.	M.L.L.W.	M.H.L.W.	M.S.L.	M.L.H.W.	M.H.H.W.	H.A.T.	Year of tidal Observation
Karachi	-430 -1.4	+430 +1.4	+1100 +3.6	+1645 +5.4	+2190 +7.2	+2680 +8.8	+3200 +10.5	1950, 1953
Md. Bin Qasim Ent.	-1.9	+1.8	+4.0	+5.7	+7.4	+9.6	+11.3	1972, 1973
Md. Bin Qasim Pipri	-2.0	+3.2	+4.7	+6.7	+8.7	+11.1	+13.0	1972, 1973
Gwadar	-1.1	+0.7	+3.4	+4.2	+6.3	+6.6	+8.4	1982
Pasni	-1.3	+0.8	+3.6	+4.6	+7.1	+7.2	+9.5	1985

The above levels, in feet, are referred to CHART DATUM, which is the same as the Zero of the tidal predictions in all cases.

All predictions in this book are calculated by the harmonic method.

NOTE:- The analysis for Pasni is based on one Synodic month.

DEFINITIONS OF TIDAL LEVELS AND DATUMS

Tidal Levels

(a) L.A.T. (Lowest Astronomical Tide). H.A.T. (Highest Astronomical Tide). The lowest and highest levels respectively which can be predicted to occur under average meteorological conditions and under any combination of astronomical conditions; these levels will not be reached every year. H.A.T. and L.A.T. are not the extreme levels which can be reached, as storm surges may cause considerably higher and lower levels to occur.

(b) M.L.W.S. (Mean Low Water Springs). M.H.W.S. (Mean High Water Springs). The height on mean high water springs is the average, throughout a year when the average maximum declination of the moon is $23\frac{1}{2}^{\circ}$ of the heights, of two successive high waters during those periods of 24 hrs. (approximately once a fortnight) when the range of the tide is greatest. The height of mean low water springs is the average height obtained by the two successive low waters during same periods.

(c) M.H.W.N. (Mean High Water Neaps). M.L.W.N. (Mean Low Water Neaps). The height of mean high water neaps is the average, throughout a year as defined in (b) above, of the heights of two successive high water during those periods (approximately once a fortnight) when the range of the tide is least. The height of mean low water neaps is the average height obtained from the two successive low waters during the same periods.

NOTE. The average value of M.H.W.S. etc., varies from year to year in a cycle of approximately 18.6 years. The tidal levels given in Table III are average values for the whole cycle obtained by computing values of a year or more and correcting the results by the value of f of M_2 .

M.S.L. (Mean Sea level). Mean sea level is the average level of the sea surface over a long period, preferably 18.6 years, or the average level which would exist in the absence of tides.

M.H.H.W. (Mean Higher High Water). The height of mean higher high water is the mean of the higher of the two daily high waters over a long period of time. When only one high water occurs on a day this is taken as the higher high water.

M.L.H.W. (Mean Lower High Water). The height of mean lower high water is the mean of the lower of the two daily high water over a long period of time.

M.L.L.W. (Mean Lower Low Water). The height of mean lower low water is the mean of the lower of the two daily low waters over a long period of time. When only one low water occurs on a day this is taken as the lower low water.

M.H.L.W. (Mean Higher Low Water). The height of mean higher low water is the mean of the higher of the two daily low waters over a long period of time.

NOTE. The average value of M.H.H.W., etc., varies from year to year in a cycle of approximately 18.6 years. The tidal levels given in Table III are usually computed from a year when the levels are expected to be average that is when f of M_2 is 1.00.

PAKISTAN-KARACHI

Lat. 24° 48' N, Long 66° 58' E

TIME ZONE—0500

TIMES AND HEIGHTS OF HIGH AND LOW WATERS

YEAR 1988

JANUARY			FEBRUARY			MARCH					
TIME	FT	H	TIME	FT	H	TIME	FT	H			
1 0250	5.3	1.6	16 0205	5.7	1.7	1 0418	4.6	1.4	16 0342	4.1	1.2
F 0750	7.6	2.3	SA 0649	7.6	2.3	H 0926	7.1	2.2	TU 0906	8.2	2.5
1456	0.4	0.1	1418	0.4	0.1	1603	0.9	0.3	1547	-0.3	-0.1
2212	8.6	2.6	2145	8.5	2.6	2305	8.9	2.7	2240	9.8	3.0
2 0344	5.1	1.5	17 0307	5.3	1.6	2 0451	4.2	1.3	17 0429	3.2	1.0
SA 0841	7.5	2.3	SU 0801	7.8	2.4	TU 1011	7.3	2.2	H 1006	8.7	2.6
1538	0.3	0.1	1511	-0.2	-0.1	1640	0.9	0.3	1633	-0.4	-0.1
2250	8.9	2.7	2227	9.2	2.8	2333	9.2	2.8	2317	10.3	3.1
3 0429	4.8	1.5	18 0359	4.7	1.4	3 0524	3.9	1.2	18 0512	2.3	0.7
SU 0928	7.4	2.3	M 0906	8.2	2.5	H 1051	7.6	2.3	TH 1101	9.0	2.4
1618	0.3	0.1	1601	-0.6	-0.2	1712	1.0	0.3	1717	-0.2	-0.1
2324	9.1	2.8	2307	9.8	3.0	4 0000	9.4	2.9	19 0556	1.5	0.5
4 0508	4.6	1.4	19 0446	4.1	1.2	TH 0555	3.5	1.1	F 1153	9.1	2.8
M 1013	7.4	2.3	TU 1006	8.5	2.6	1129	7.8	2.4	1759	0.3	0.1
1654	0.4	0.1	1647	-0.8	-0.3	1742	1.2	.4	4 0521	2.7	0.8
2356	9.3	2.8	2346	10.2	3.1	5 0026	9.5	2.9	TH 1041	7.9	2.4
5 0545	4.3	1.3	20 0532	3.5	1.1	F 0624	3.2	1.0	1647	1.6	0.5
TU 1056	7.5	2.3	H 1103	8.7	2.7	1204	7.9	2.4	2321	9.2	2.8
1729	0.7	0.2	1733	-0.8	-0.2	1810	1.5	0.5	2345	9.3	2.8
6 0027	9.3	2.8	21 0024	10.5	3.2	6 0048	9.4	2.9	5 0548	2.3	0.7
H 0620	4.2	1.3	TH 0618	2.9	0.9	SA 0652	2.9	0.9	SA 1153	8.3	2.5
1135	7.5	2.3	1156	8.8	2.7	1240	7.8	2.4	1717	1.8	0.6
1802	0.9	0.3	1817	-0.3	-0.1	1837	2.0	0.6	2345	9.3	2.8
7 0056	9.3	2.8	22 0059	10.6	3.2	7 0109	9.3	2.8	20 0026	10.7	3.3
TH 0654	4.0	1.2	F 0703	2.3	0.7	SU 0720	2.6	0.8	SA 0638	1.0	0.3
1211	7.5	2.3	1248	8.6	2.6	1316	7.7	2.3	1242	9.0	2.7
1831	1.3	0.4	1859	0.4	0.1	1903	2.6	0.8	1840	1.2	0.4
8 0123	9.3	2.8	23 0134	10.5	3.2	8 0129	9.1	2.8	21 0058	10.5	3.2
F 0726	3.8	1.2	SA 0750	1.9	0.6	H 0751	2.3	0.7	SU 0720	0.6	0.2
1247	7.4	2.2	1340	8.2	2.5	1356	7.4	2.2	M 0803	0.6	0.2
1859	1.8	0.5	1941	1.4	0.4	1932	3.3	1.0	1419	8.0	2.4
9 0148	9.1	2.8	24 0210	10.1	3.1	9 0150	8.8	2.7	2000	3.3	1.0
SA 0800	3.6	1.1	SU 0836	1.6	0.5	TU 0828	2.0	0.6	22 0130	9.9	3.0
1326	7.1	2.2	1436	7.6	2.3	1443	7.0	2.1	M 0803	0.6	0.2
1929	2.4	0.7	2025	2.6	0.8	2004	4.1	1.3	1419	8.0	2.4
10 0214	8.9	2.7	25 0245	9.5	2.9	10 0215	8.5	2.6	2000	3.3	1.0
SU 0836	3.4	1.0	M 0927	1.5	0.5	H 0910	1.9	0.6	24 0229	8.4	2.6
1411	6.8	2.1	1541	7.0	2.1	1545	6.6	2.0	H 0935	1.3	0.4
2000	3.1	0.9	2111	3.9	1.2	2046	4.9	1.5	1637	6.8	2.1
11 0241	8.7	2.6	26 0321	8.8	2.7	11 0246	8.1	2.5	2140	5.3	1.6
H 0917	3.1	1.0	TU 1023	1.5	0.5	TH 1006	1.8	0.6	25 0259	7.5	2.3
1509	6.4	2.0	1711	6.6	2.0	1724	6.4	2.0	TH 1039	1.8	0.5
2038	3.9	1.2	2209	5.0	1.5	2152	5.7	1.7	1845	6.8	2.1
12 0310	8.4	2.6	27 0401	8.0	2.5	12 0334	7.7	2.3	2326	5.9	1.8
TU 1005	2.8	0.8	H 1129	1.5	0.5	F 1121	1.7	0.5	26 0330	6.7	2.0
1625	6.2	1.9	1911	6.8	2.1	1937	6.9	2.1	F 1204	2.1	0.6
2128	4.8	1.4	2343	5.8	1.8	2359	6.1	1.8	2012	7.2	2.2
13 0347	8.1	2.5	28 0454	7.4	2.2	13 0448	7.3	2.2	27 0133	5.7	1.7
H 1103	2.3	0.7	TH 1242	1.4	0.4	SA 1249	1.3	0.4	SA 0531	6.2	1.9
1816	6.4	1.9	2033	7.4	2.3	2041	7.7	2.3	1323	2.1	0.6
2241	5.5	1.7	29 0137	5.8	1.8	14 0150	5.7	1.7	2100	7.7	2.3
14 0436	7.8	2.4	F 0610	6.9	2.1	SU 0628	7.3	2.2	28 0241	5.2	1.6
TH 1211	1.8	0.5	1347	1.3	0.4	1400	0.7	0.2	SU 0726	6.2	1.9
1958	7.0	2.1	2126	7.9	2.4	2124	8.4	2.6	1421	1.9	0.6
15 0028	5.9	1.8	30 0250	5.5	1.7	15 0253	4.9	1.5	2134	8.1	2.5
F 0538	7.6	2.3	SA 0729	6.7	2.1	H 0756	7.6	2.3	29 0321	4.7	1.4
1319	1.1	0.3	1441	1.1	0.3	1457	0.1	0.0	M 0831	6.6	2.0
2057	7.8	2.4	2203	8.3	2.5	2203	9.2	2.8	1506	1.7	0.5
			31 0340	5.0	1.5				2203	8.4	2.6
			SU 0832	6.8	2.1				14 0134	5.2	1.6
			1524	1.0	0.3				M 0634	7.1	2.2
			2234	8.7	2.6				1340	1.2	0.4
									2048	8.5	2.6
									15 0232	4.2	1.3
									TU 0800	7.6	2.3
									1436	0.8	0.2
									2126	9.2	2.8
									30 0318	3.6	1.1
									H 0904	7.2	2.2
									1510	2.5	0.8
									2142	8.6	2.6
									31 0347	3.0	0.9
									TH 0947	7.7	2.4
									1545	2.5	0.8
									2208	8.9	2.7

Furnace Oil Analysis

			<u>% by weight</u>	
Conradson carbon	(C)	% wt	20	Max
Hydrogen	(H2)	% wt	11.3	Max
Sulphur	(S)	% wt	3.5	Max
Oxygent + Nitrogen	(O2 + N2)	% wt	2.5	Max
Ash		% wt	0.1	Max
Sediments		% wt	0.25	Max
Kinetic viscosity at 50°C		cSt	400	Max
Specific gravity at 15/4°C			0.99	Max
Water volume		% wt	1.00	Max
Flash point		°c	66	Max
Pour point		°c	35	Max
Vanadium		ppm	150	Max
Sodium		ppm	50	Max
Heating value		Kcal/kg	10,000	Min

Test Report

Test Report No.: HDIP/F/85/63

Date: May 5th, 1985

Sample: Furnace Oil

Date of Sample:

Sample Recd. on: April 13th 1985

Origin: Karachi Electric Supply Corporation Ltd.
Korangi Thermal Power Station

Test method	Test tittle	Test result
ASTM D - 445	Kinematic viscosity @ 50°c cSt	137.37
ASTM D - 92	Flash point COC °c	166
ASTM D - 95	Water by Dean & Stark Vol.%	0.2
ASTM D - 1298	Specific gravity @ 60/60°F	0.9444
ASTM D - 96	B.S. & W. Vol.%	0.4
ASTM D - 482	Total ash wt.%	0.06
ASTM D - 1548	Vanadium PPM	30
ASTM D - 240	Calorific value Gross B tu/lb	18350
	Net B tu/lb	17515
IP - 63	Sulphur content by Quartz tube method wt.%	2.32

Natural Gas Typical Analysis

% by volume

	Use for perf. calculations	Variation
Methane (CH ₄)	93.5	90 - 96
Ethane (C ₂ H ₆)	0.9	0.5 - 1.5
Propane (C ₃ H ₈)	}	0.2 - 1.0
Butane (C ₄ H ₁₀)		
Complex (C _n H _{2n+2})		
Carbon dioxide (CO ₂)	2.0	0.0 - 5.0
Nitrogen (N ₂)	3.2	3.0 - 5.0
Net calorific value kJ/m ³ (STP)	34,740	33,000 - 35,000

78

Light Diesel Oil Analysis

Test	Limit	Value
Color ASTM	Min.	3
Specific Gravity 16/16°C	Max.	0.92
Viscosity at 38°C cSt	Max.	13
Power Point °F	Max.	+ 30
Flash Point PMCC °C	Min.	150
Water % vol	Max.	0.25
Sediment % wt.	Max.	0.25
Strong Acid No. mg KOH/g	-	Mil.
Total Acid No. mg KOH/g	Max.	3.0
Ash %	Max.	0.02
Sulphur Content % wt.	Max.	1.0
Centane Index	Min.	40
Carbon Residue % wt. (Conradson)	Max.	1.5
Net Calorific Value kJ/kg	min.	44190

25

Raw Water Analysis

Constituent	as	Analysis	
		in ppm	in meq/l
CATIONS: Calcium	CaCO3	60	1.2
Magnesium	CaCO3	60	1.2
Sodium	CaCO3	100	2.0
Hydrogen	CaCO3	-	-
Total cations	CaCO3	220	4.4
ANIONS: Bicarbonate	CaCO3	88	1.8
Carbonate	CaCO3	-	-
Hydroxide	CaCO3	-	-
Sulfate	CaCO3	37	0.7
Chloride	CaCO3	93	1.9
Total anions	CaCO3	220	4.4
Total hardness	CaCO3	220	2.4
Methyl orange alkalinity	CaCO3	88	1.8
Iron, total	Fe	0.3	
Carbon dioxide, free	CO2	4	
Total silica	SiO2	4 - 12	
Turbidity	Kaolin	4 - 25	
Total dissolved solids	approx.	400	
pH		7.5	
Conductivity at 25°C	MHOS	800	

Chemical Analysis of Sea Water
(Karachi Port)

	SAMPLE 1 ON <u>HIGH TIDE</u>	SAMPLE 2 ON <u>MEDIUM TIDE</u>	SAMPLE 3 ON <u>LOW TIDE</u>
1. PH	6.85	6.75	6.82
2. CHLORINE	19,915 PPM	19,536 PPM	19,433 PPM
3. SULPHATE	2,829 "	2,815 "	2,770 "
4. CALCIUM	357 "	361 "	353 "
5. MAGNESIUM	1,372 "	1,372 "	1,378 "
6. SODIUM	9,250 "	9,250 "	9,250 "
7. POTASSIUM	285 "	285 "	285 "
8. AMMONIA	0.55 "	0.5 "	0.61 "
9. IRON	0.04 "	0.04 "	0.05 "
10. ALUMINIUM	N.D.	N.D.	N.D.
11. MANGANESE	0.02 "	0.025 "	0.025 "
12. CHEMICAL OXYGEN DEMAND AS KMNO 4	1.3 "	1.0 "	1.1 "
13. HYDROCARBON (OIL)	1.2 "	1.3 "	0.3 "
14. ORGANIC MATTER IN TDS (CARBON ORGANIC DEPOSIT)	2,921 "	2,638 "	2,656 "
15. FLOURIDES	0.9 "	0.9 "	0.9 "
16. COBALT	N.D.	N.D.	N.D.
17. COPPER	N.D.	N.D.	N.D.
18. NICKEL	0.03 "	0.04 "	0.05 "
19. TOTAL HARDNESS AS CACO 3	6,530 "	6,540 "	6,550 "
20. TOTAL DISSOLVED SOLIDS (TDS)	39,794 "	39,218 "	38,840 "

N.D. NOT DETECTABLE IN PPM

SEAWATER TEMPERATURES OF KARACHI HARBOUR
(WEST WHARF AREA)

AREA -1

	<u>SURFACE</u>	<u>AVERAGE</u>	<u>3-4 METER</u>	<u>AVERAGE</u>
WINTER	19°C	-	18.5°C	-
SUMMER	31°C	-	31.5°C	-

AREA -2

WINTER (DEC.-JAN.)	18-23°C	22.5°C	18.5 - 23.5°C	22.5°C
SUMMER	26-32°C	28°C	25.5 - 32.5°C	28.5°C

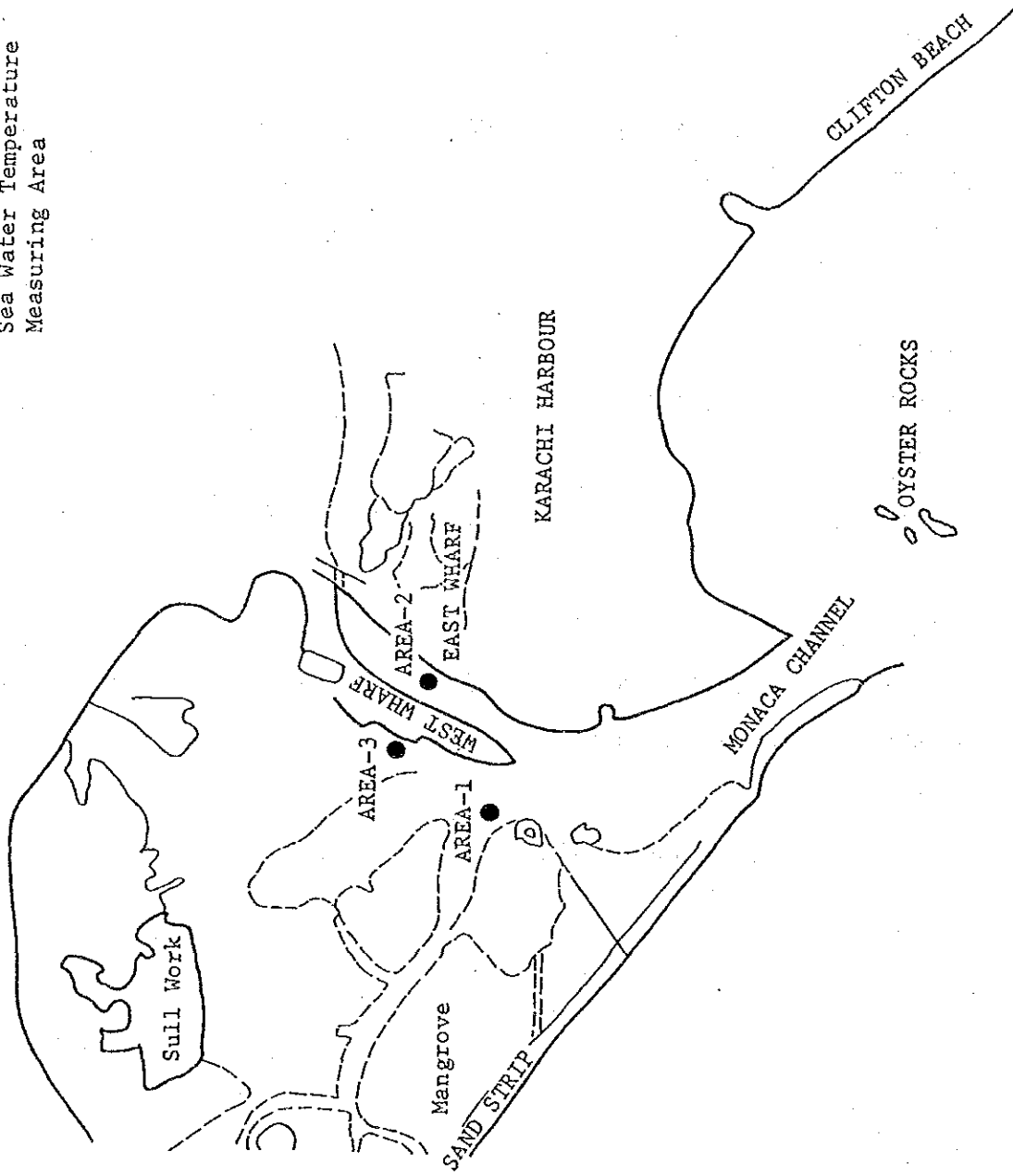
AREA -3

SUMMER	26.5-32.5°C	29°C		
WINTER (DEC.-JAN.)	18.5-24.0°C	22°C		

RANGE 18.5 TO 32.5°C

WEST WHARF

Sea Water Temperature
Measuring Area



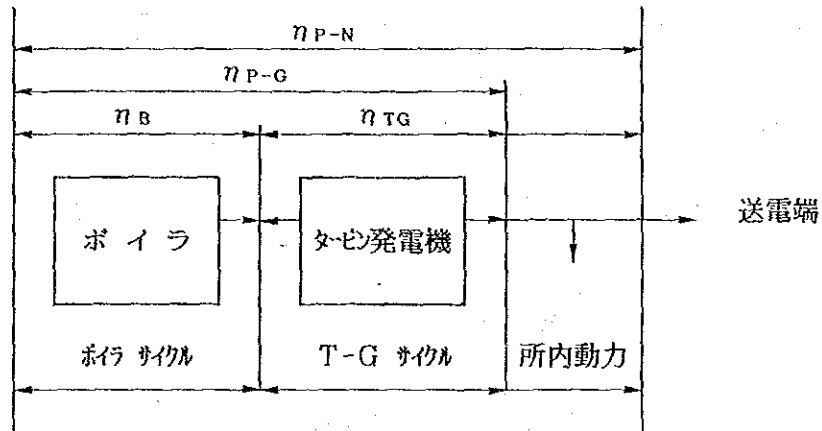
29

GP-1 プラント性能

1. プラント効率

1.1 発電効率の定義

ウエスト・ワーフ火力発電所1, 2号機のプラント性能評価には、下記の考え方を適用する。



η_B : ボイラ・サイクル効率

η_{TG} : タービン発電機サイクル効率

η_{P-G} : プラント効率 (Gross)

$$\eta_{P-G} = \eta_B \times \eta_{TG}$$

η_{P-N} : プラント効率 (Net)

$$\eta_{P-N} = \eta_{P-G} \times (1 - \text{所内動力比}) \times (1 - C)$$

ここで、Cはボイラ及びタービンサイクル以外の損失とする。

1.2 効率の計算方法の適用

ボイラ・サイクル効率 (η_B) に対しては、一般に使用する熱損失法を適用することにした。

他に入出熱法があるが、性能試験には熱損失法を適用する。(これ等の方法については、ASMEパワーテスト・コード PTC 4.1-1964 "蒸気発生器" を参照)

日常の効率計算には、入出力熱法を適用することとし、また、監視用コンピューターには、この入出力熱法で計算させることにした。

コンピュータによる計算は、参考用としてのみ使用し、引渡時の性能試験には使用しない。

タービンサイクル効率(η_{TG})は、性能試験を実施し、タービンサイクルの熱消費率を算出する。(この方法については、ASMEパワーテスト・コード PTC 6S-1970 "蒸気タービンの性能試験法"を参照)

1.3 発電プラント主要機器の概要

基本計画の段階で、プラントの効率を推定するには、通常類似プラントの実績及び理論計算結果を基に推定する。

ウエストワーフ火力発電プラント1、2号機のプラントの場合も、発電所のヒートサイクルを決定し、その仕様を次の通り定めた。

1.3.1 ボイラ

型式	屋外、ドラム・タイプ 油焚き 自然又は強制循環方式
容量	700 t/時 (暫定)
主蒸気条件	174 kg/cm ² g (171.65 bar), 541/541°C (暫定)

1.3.2 蒸気タービン

型式	タンデムコンパウンド・複流 再熱タービン
定格出力	200 MW (背圧 60 mmHg abs. , 補給水 0%)
蒸気条件	169 kg/cm ² g, 538/538°C (タービン入口)
背 圧	設計, 60 mmHg abs 最大, 90 mmHg abs
回転速度	3,000 rpm
ガバナー装置	EHC (低圧型)
抽気段数	7段

1.3.3 発電機

型式	横型, 水素冷却同期機
定格容量	250 MVA
力率	0.8
速度	3,000 rpm
接続	Y (スター結線)
励磁方式	スタティック・エキサイター
短絡比	定格水素ガス圧に於て 0.5以下でない事
絶縁等級	B 種絶縁

1.4 発電プラントの概算効率

1.4.1 ボイラ効率 (定格負荷時)

一般的に、類似のボイラの効率は、87.0~89.0% (高位発熱量を規準) の範囲である。

東京電力の場合の発電プラントの例を下記に示す。

発電所名	η_B	備考
A-SPP (175 MW)	88.85	油焚き(高位発熱量を基本)
B-SPP (175 MW)	88.33	同上
C-SPP (175 MW)	87.52	同上
D-SPP (265 MW)	88.61	同上

1.4.2 タービン-発電機効率 (定格負荷時)

日本の実績では、 η_{TG} は 43.0~45.0 (2,000~1,911 kcal/kWh) の範囲である。東京電力に於ける場合の発電プラントの例を下記に示す。

発電所名	B%	備考
A-SPP (175 MW)	44.75	復水器真空値 722 mmHg
B-SPP (175 MW)	44.75	同上
C-SPP (175 MW)	45.06	同上
D-SPP (265 MW)	45.76	同上

JICAスタディ・チームが実施した"ヒート・バランスの計算"結果、以下のデータを得た。(詳しくは、この報告書の詳細設計書 GP-2項目参照)

この数値を基に、本プロジェクトのプラント性能評価をすることとした。

発電機出力(MW)	復水器圧(mmHg.abs)	補給水(%)	効率(%)
200	60	0	45.3
(1,900kcal/kWh)			

1.4.3 所内動力(定格負荷時)

所内動力比は、下記の項目を算定基準とし、更に実績値を基に算定することとした。

- a. プラント容量
- b. 使用燃料(重油又はガス)
- c. ボイラ給水ポンプの型式(モータ駆動又は蒸気タービン駆動)

ウエスト・ワーフ火力発電プラントの場合、所内動力は5%とした。

発電出力に対する所内動力比の標準的な値を以下に示す。(日本の火力発電所に於ける実績)

定格出力(MW)	平均所内動力比	備考
75	6.3%	油焚き
125	6.8%	同上
156~175	7.2%	同上
220~265	5.0%	同上

1.5 結論

プラントの性能に関して、上記の検討結果をウエストワーフ火力発電設備に適用することとした。

	ボイラサイクル 効率(%)	T-G サイクル 効率(%)	発電端効率 (%)	所内動力 (%)	送電端効率 (%)
見込概算	88.0	45.0	39.9	5	37.9

1.5.1 定格負荷時のプラント効率

ヒートバランスを基に検討した結果、下記数値を適用する。

発電端に於て	39.9% (高位発熱量ベース)
送電端に於て	37.9% (同上)

1.5.2 プラント平均効率

プラントの平均効率を決定するには、プラント耐用期間中の平均利用率又は、本プラントの耐用期間に於ける電力系統内の位置付等を推測し、次の係数を定めた。

プラント利用率	100	90	80	70	60	50
係数	0.98	0.98	0.97	0.96	0.95	0.95

ウエスト・ワーフ火力発電所1, 2号の場合、プラントの利用率を0.75%と仮定する。

従って、

発電端に於て	38.5% (高位発熱量ベース)
送電端に於て	36.5% (同上)

注:

- これ等の係数は日本の電力会社の実績を基に算出したものであり、発電プラントの効率の計算に広く用いられている。
- プラント利用率
年間利用率は次の式で定義される。

$$\text{年間利用率} = \frac{\text{年間発電量(kWh)}}{\text{ユニット定格出力(kW)} \times 8,760(\text{時間})}$$

利用率が高い場合、そのユニットはベースロードの発電所として稼働している事を意味する。

一方、もし利用率が低い場合、中間負荷用又は予備用ユニットとして稼働している事を意味する。

* KESKはこの利用率を "Average annual plant factor" と定義している。

2. 保証項目

発電プラントの保証項目を次のように定めた。

		保 証 条 件				
主蒸気/再熱蒸気 条 件		169 kg/cm ² , 538/538℃				
復水器圧力 (mmHg abs.)		60	90	60		
補給水 (%)		0	3	0		
プラントの負荷		最低負荷	1/2負荷	3/4負荷	4/4ECR: ケーパビリティ	最大負荷
		100MW	150MW	200MW	200MW	
A. (プラント)						
A-1	送電端平均熱消費率	Weighted average				
		⊗	⊗	⊗		
A-2	最大負荷					⊗
A-3	ケーパビリティ				⊗	
A-4	最小負荷	×				
B. ボイラ						
B-1	ボイラ効率				×	
B-2	蒸気発生容量				×	×
B-3	蒸気圧力	×	×	×	×	×
B-4	蒸気温度	×	×	×	×	
C. タービン発電機						
C-1	タービンサイクル熱消費率				×	
C-2	タービン発電機出力 200MW					×
D. 変圧器						
D-1	主要変圧				⊗	
D-2	所内変圧器				⊗	

"×"と⊗は保証項目で、"⊗"は損害賠償を課すべき項目である。

3. 性能保証と損害賠償予定額

プラント性能試験の結果、ボイラや蒸気タービンが保証性能を満足しない場合には、下記の損害賠償条項を適用する。

この考え方は、見積り入札時に提出される保証性能の評価にも同様に適用する。

3.1 プラント出力、ボイラ容量、タービン出力の不足

プラント出力、ボイラ容量及びタービン出力に不足がある場合には、その不足分を補うために、他の発電設備で補填する必要がある。

この方法には、次の2つの考え方がある。

- a. 不足電力を補填する設備費として、ウエストワープに新たに建設する火力発電所の建設単価を基準として算出する。
- b. 不足電力を補填する設備費として、ウエストワープを含んだK E S C系統全体の平均建設単価を基準として算出する。

J I C Aスタディチームは、出力、容量不足に対して、後者 (b) の考え方を適用することとした。この考え方は変圧器の損失の増大による電力損失についても同様に適用することにした。

従って、

- a. 発電設備については、不足電力1kW当り 261,000¥の追加投資が必要になると考える。
- b. 変圧器の損失についても、1kW当り 261,000¥の追加投資が必要と考える。

3.2 プラントの熱効率

発電プラントの熱効率は直接燃料費に影響するので、プラントの各負荷における熱効率 (熱消費率) を計算し、次に、プラントの実際の運用に近いと思われる利用率を假定し、各負荷における熱消費率を加重平均して、規準となる発電所平均熱消費率を算出した。この規準値を基に、見積時に応接者から提出されるプラント熱消費率を評価する。

また、性能試験の結果、この加重平均されたプラント熱消費率が保証値を超える部分には、損害賠償の条項を適用することにした。

3. 2. 1 プラント熱消費率の加重平均値

(1) プラント熱消費率 (Net) (NPHR)

a. プラント熱消費率 (Net) は、入出熱法で計算する。この為には、燃料消費量、補給水量、発電機出力、補機電力を計測して算出する。

$$\text{プラント熱消費率 (Net)} = \frac{FQ \times q + Gmu \times hmu}{kW_1 - kW_2} \text{ kcal/kWh}$$

ここで、

- FQ : 燃料消費量 (ℓ)
- q : 燃料の高位発熱量 (kcal/ℓ)
- Gmu : 補給水量 (kg)
- hmu : 補給水のエンタルピ (kcal/kg)
- kW₁ : 発電機出力 (kWh)
- kW₂ : プラント補機動力 (kWh)

(2) プラント熱消費量の加重平均値 (NPHR 加重平均値)

プラント熱消費率の加重平均値は、各負荷におけるNPHRの加重平均として下式より求める。

$$\text{NPHR 加重平均値} = \frac{C_1A + C_2B + C_3C}{100}$$

ここで、

- C₁, C₂, C₃ : 各負荷の熱消費率に対する加重値
- A (kcal/kg) : 出力 200MW (4/4 負荷) 時の NPHR
- B (kcal/kg) : " 150MW (3/4 ") " "
- C (kcal/kg) : " 100MW (2/4 ") " "

$$A = 2,276.6 \text{ kcal/kWh}, C_1 = 60$$

$$B = 2,371.0 \text{ kcal/kWh}, C_2 = 23$$

$$C = 2,536.3 \text{ kcal/kWh}, C_3 = 17$$

と假定すると、

$$\begin{aligned} \text{NPHR 加重平均値} &= \frac{60 \times 2,276.6 + 23 \times 2,371.0 + 17 \times 2,536.3}{100} \\ &= 2,342.5 \text{ kcal/kWh} \end{aligned}$$

3. 2. 2 燃料費の算出 (性能評価と損害賠償額の算出参考用)

性能試験の結果、実際のプラント熱消費率の加重平均値が保証値より悪くなる場合には、プラントの耐用期間を通じて燃料費が増加することになる。

この損害賠償額の算出には、次の2つの方法がある。

- a. プラント耐用期間中の燃料費増加分を建設時の投下資本に換算する。
- b. プラント耐用期間中に発生する燃料費増加をエスカレーション分を考慮して求め、現在価値に換算して求める。

結論として、下記の理由により JICA スタディチームは、a. 案を採用した。

- プラント耐用期間中のエスカレーション・レートの設定が困難であること。
- 燃料費の変動上昇分は、売電単価に反映するのが一般的な考え方であること。

次に賠償額を試算することとし、燃料価格 (重油) を下記の通りとする。

2,034.05 Rs/t (高位発熱量 10,200kcal/kg)

即ち、

$$1.25\text{円}/10^3\text{kcal} = 0.00125\text{円}/\text{kcal}$$

ただし 1Rs = 6.25¥ とした

もし、契約者が保証した「プラント熱消費率 (加重平均)」に対して、性能試験の結果、1 kcal/kWh 超過した場合、この増加分は損害賠償の対象となり、その額は下記の通り計算する。

1 kcal/kWh 超過の場合

年間総発電量は、

$$200,000\text{kW} \times 8,760\text{hr} \times 0.75 = 1,314 \times 10^6 \text{ kWh/year}$$

燃料費増加分は、

$$1,314 \times 10^6 \times 0.00125\text{円}/\text{kcal} \times 1\text{kcal}/\text{kWh} = 1,642 \times 10^3 \text{円}/\text{year}$$

上記燃料費の増加分は、発電所の耐用期間中継続して発生するので、この経費の増加分を相当建設費に換算する。

まず、年間利率を次に求める。

建設費を次のように假定する。(200MW 1台当り)

外貨分 $17,072 \times 10^6 \text{円}$

内貨分 $3,087 \times 10^6 \text{円}$ ($494 \times 10^6 \text{Rs}$)

合計 $20,159 \times 10^6 \text{円}$

又、外貨の金利は11%、内貨も同じく11%であるので、建設資金に対する平均金利 (i) は下記ようになる。

$$i = \frac{17,072 \times 10^6 \times 0.11 + 3,087 \times 10^6 \times 0.11}{20,159 \times 10^6} = 0.11$$

金利償却比率 R は、金利 $i = 0.11$ 、耐用年数 $n = 20$ 年、残存価格 $\gamma = 10\%$ とすると、

$$R = i \times (1+i)^n / ((1+i)^n - 1) \times (1-\gamma) + i \times \gamma = 0.124$$

熱消費率 1 kcal/kWh 増加に対する年間燃料費の増加額が前述の通 $1,642 \times 10^3$ 円/year であり、これに相等する建設費は次のとおりとなる。

$$\text{相当建設費} = 1,642 \times 10^3 / 0.124 = 13,242 \times 10^3 \text{円/kcal/kWh}$$

以上により、「プラント熱消費率 (加重平均)」の超過分に対しては、1 kcal/kWh 当り $13,242 \times 10^3$ 円が賠償額の計算値となる。

3. 3 主変圧器，補助変圧器の性能保記

主変圧器及び補助変圧器の損失増大は、直ちに送電電力の損失につながるので、損害賠償の対象とする。

ウエストワーフ 1, 2号機用と同類の変圧器の実績より、定格運転時の変圧器効率を下記のように定める。

主変圧器 99.28 以上

補助変圧器 99.06 以上

変圧器に対する損害賠償額は、3. 1項記載のとおり次のように定める。

変圧器損失 (保記値よりの超過分) 261,000/kW (1,800 U.S.\$/kW)

3. 4 損害賠償予定額

- a. 発電プラトの性能が、保証性能を満足しない場合には、Tabl. 1 記載の A-1, A-2 及び A-3 項に記載の割合で賠償額を算出する。
- b. 主変圧器及び補助変圧器が、保証性能を満足しない場合には、Table. 1 D-1, D-2 項に記載の割合で賠償額を算出する。

註：Table. 1 に記載の賠償額には、種々の假定が入っており、入札用としては、比較的高い比率を適用するのが望ましいことから、下記に示す数値を本プロジェクトでは適用することとした。

平均熱消費率 …… 熱消費率 0.1%の増加に対して契約金額の1%
最大出力 …… 最大出力 0.1%の減少に対して契約金額の1%
ケーブル能力 …… ケーパビリティ出力 0.1%の減少に対して契約金額の
1%

Table 1. Items of Liquidated Damage and Guarantee

	Allowable tolerance to guarantee value	Application for liquidated damage (Calculated)
A. Plant		
A-1	Average net plant heat rate	No positive tolerance 13,242 x 10 ³ Yen/Kcal/kWh
A-2	Plant maximum load	No minus tolerance allowable 1,800 US\$/kW
A-3	Plant capability	ditto 1,800 US\$/kW
A-4	Plant minimum load	No positive tolerance allowable -
3. Steam Generator		
B-1	Steam generator efficiency (ECR)	No minus tolerance
B-2	Steam generating capacity (MCR)	ditto
B-3	Steam pressure	± 2 kg/cm ² g -
B-4	Steam temperature	± 5°C -
C. Turbine-Generator		
C-1	Turbine-generator heat rate (ECR)	No minus tolerance allowable -
C-2	Turbine-generator output: 200 MW	No minus tolerance allowable -
D. Transformer loss		
D-1	P.S. main transformer	No positive tolerance allowable for no load losses 1,800 US\$/kW
D-2	Aux. transformer	ditto for load losses 1,800 US\$/kW

Remarks: Errors of instruments, including reading errors, shall be included in the allowable tolerance to the guarantee value.

GP-2 タービン ヒート・バランス

1. ヒート・バランス

タービンサイクルの性能を判定するために、下記のタービンサイクル ヒート・バランスを契約者に提出させる。

ケースA, B, C, D及びEの主蒸気条件は、タービン入り口で 169kg/cm²g、538/538℃とする。F (*印) については、設計方法により異なるので、契約者に提示させる。

ケース	発電機出力 (kW)	熱消費量 (kcal/kWh)	主蒸気条件	復水器真空 (mmHg. abs.)	補給水 (%)
A PML	210,000			60	0
B ケーパリティ	200,000		169kg/cm ²	90	3
C ECR	200,000	1,899.4	535/535℃	60	0
D 75% ECR	150,000			60	0
E 50% ECR	100,000			60	0
F MIN.LOAD	50,000		*	60	0

注：

PML：最大連続負荷

ECR：定格負荷

1.1 熱消費率

JICAスタディチームは、定格負荷 (ECR) についてヒート・バランスを作成し、添付図 WMT 1101 に示す。タービンサイクルの定格負荷時における熱消費率 (加ス) は 1899.4kcal/kWh となった。

1.2 最大連続出力

最大連続出力は、契約者 (製造者) に提示させる。

最大連続負荷は、定格負荷の5%増の 210MW以上とする。

1. 3 設計条件

プラント機器、即ち、復水器、給水過熱器、脱気器等の熱交換器、ボイラ給水ポンプ、復水ポンプ等のポンプ類及び配管装置等は、全ての運転条件を満足する必要がある、上記各ヒートバランスを基にその要項を決定する。

2. 出力及び熱消費率の検討

2. 1 日本国内の製造者の資料によれば、この種類のタービン・サイクルの熱消費率は、1,950~1,900kcal/kWh の範囲にある。

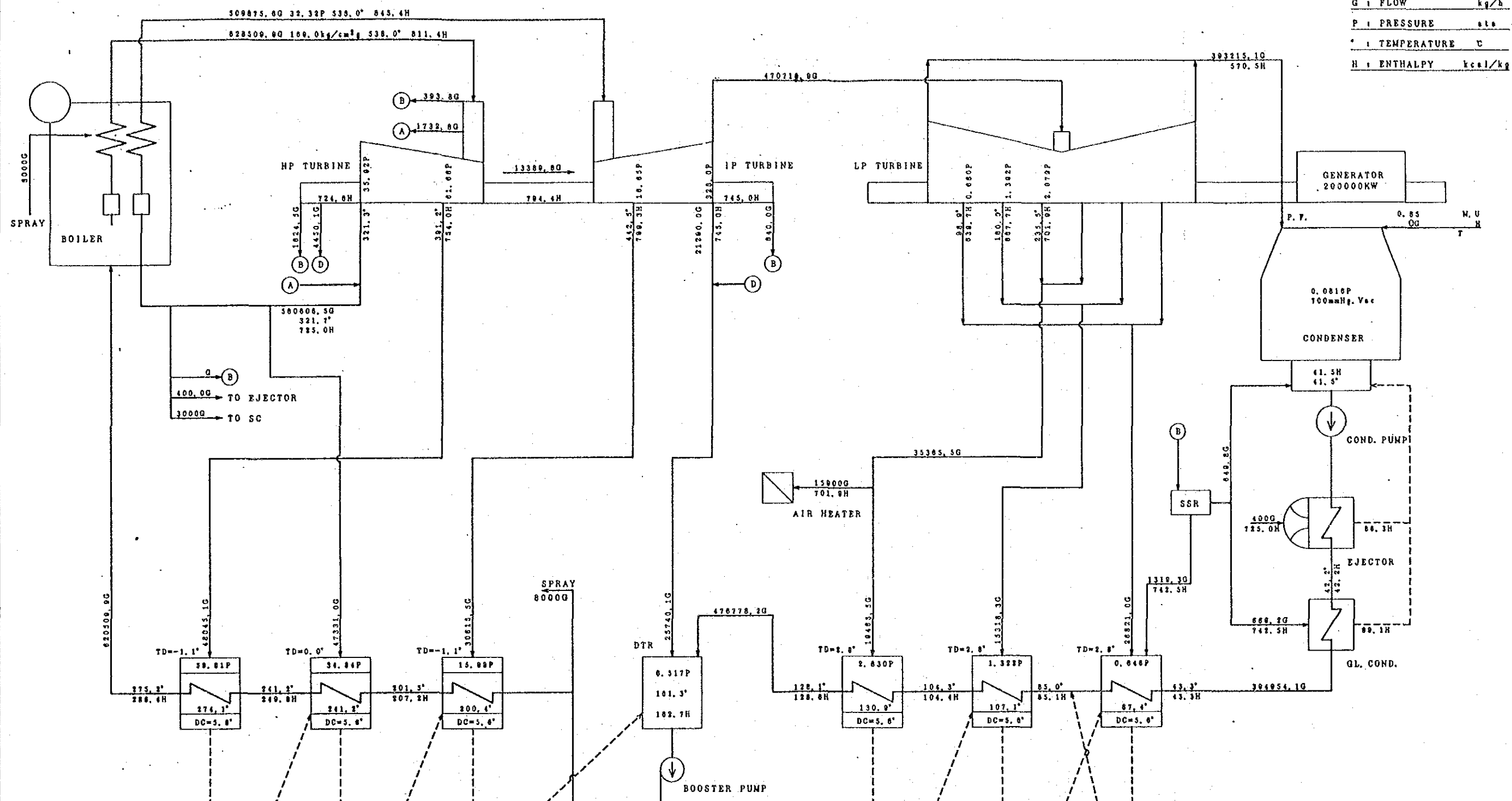
2. 2 発電所最大負荷

発電システムの予備出力として、約5% (10,000kW) の過負荷出力は妥当と考える。

註： 添付した定格負荷のヒートバランス (WMT 1101) は参考用であるが、本報告書各項に記載の数値よりは若干良い値になっている。

PLANT SPEC : TURBINE TYPE=TCDF-20, RAT. OUT=200MW, STEAM COND=100mmHg, 538/538C, RAT. VAC=100mmHg, REV=3000rpm
 GENE. CAPACITY=230MVA, HYDROGEN PRESS=3.2atg, PF=0.85

LEGEND
 G : FLOW kg/h
 P : PRESSURE ata
 T : TEMPERATURE °C
 H : ENTHALPY kcal/kg



HEAT RATE = $\frac{(828508.8 \times 811.41 + 509875.8 \times 843.40 + 15000 \times 120.00 + 3000 \times 80.00)}{200000}$
 $= \frac{(820508.8 \times 728.36 + 509875.8 \times 728.02 + 15000 \times 170.50 + 3000 \times 172.01 + 15000 \times 101.89)}{200000}$
 = 1888.4 Kcal/KWH

REV. NO.	DESCRIPTION	DATE	CHKD	APPD	DATE
PAKISTAN KARACHI ELECTRIC SUPPLY CORPORATION WEST WHARF THERMAL POWER PLANT PROJECT UNITS NO. 1 AND NO. 2 TURBINE CYCLE HEAT BALANCE ECR (TYPICAL)					
JAPAN INTERNATIONAL COOPERATION AGENCY					
APPROVED BY	REVIEWED BY	CHECKED BY	DRAWN BY		
DATE	DATE	DATE	DATE		
WMT-1101	HOME	SCALE	1/8" JAN 1988		

GP-3 最適蒸気条件

発電プラントの蒸気条件は、熱効率の上で非常に重要な要素であり、条件決定には注意する必要があり、下記の経済的検討を実施して決定した。

1. 技術評価

1. 1 200MW クラスの火力発電所に適用される I E C の標準的蒸気条件を下記に示す。

主蒸気圧力 (kg/cm ² g)	加熱器温度 (°C)	再熱器温度 (°C)
127	538	538
169	538	538
169	566	538

1. 2 パキスタンの典型的な火力発電所で採用している蒸気条件は下記の通りである。

	主蒸気圧力 (kg/cm ² g)	加熱器温度 (°C)	再熱器温度 (°C)
グッドゥ 210 MW 4号	130	535	535
ジャムショロ 250 MW 1号	169	538	538
ピン・カシム 210 MW 1,2,3,4,5号	142.8 (140 bar)	525	525

1. 3 日本国内の火力発電所で通常採用されている蒸気条件は下記の通りである。

125 (MW)	127 (kg/cm ² g)	538/538 (°C)
175 (MW)	169 (kg/cm ² g)	566/538 (°C)
220 (MW)	169 (kg/cm ² g)	538/538 又は 566/538 (°C)
265 (MW)	169 (kg/cm ² g)	566/566 (°C)
350 (MW)	169 (kg/cm ² g)	566/566 (°C)

1.4 各蒸気条件のタービン熱消費率を、日本国内に於ける実績を基に想定すると次の様になる。

(kg/cm ² g)	蒸気条件 (°C)	熱消費率 (kcal/kWh)
127	538/538 (ケース 1)	1,984 (基準)
169	538/538 (ケース 2)	1,915 (約 -69)
169	566/538 (ケース 3)	1,900 (約 -84)

1.5 上記の各ケースについて、年間の燃料消費量及び燃料費を計算すると次の様になる。(1.6項 算式(A)と(B)参照)

ケース	燃料消費量 (kg/年)	燃料費
ケース 1	290.4×10 ⁶ (基準)	3,685×10 ⁶ (基準)
ケース 2	280.3×10 ⁶ (-10.1×10 ⁶)	3,556×10 ⁶ (-128×10 ⁶)
ケース 3	278.1×10 ⁶ (-12.3×10 ⁶)	3,528×10 ⁶ (-156×10 ⁶)

1.6 算式

1.6.1 燃料消費量：FC (kg/年)

$$FC = \frac{P \times T \times \frac{U}{100} \times H_t}{\frac{\eta_B}{100} \times H_o} = \frac{P \times T \times U \times H_t}{\eta_B \times H_o} \dots\dots\dots (A)$$

ここで、

- P : プラント定格出力 ; 200×10³ (kW)
- T : 年間総時間 ; 365日×24時間=8,760時間
- H_t : タービン熱消費率 (kcal/kWh)
- η_B : ボイラ効率 ; 88%
- H : 重油の高位発熱量 10,200kcal/kg 於比重 0.99
- U : 年間利用率 ; 75%

1.6.2 燃料費：C (円/年)

$$C = FC \times U \times r \dots\dots\dots (B)$$

ここで、

- U : 燃料の単価 = 2,034.5 Rs/Mton = 2.03 Rs/kg
- r : 円貨への交換率 = 6.25 (円/Rs)

2. 経済評価

経済評価は、127kg/cm²g, 538/538℃のユニットを基準とし、蒸気条件を 169kg/cm², 538/538℃ 及び 169kg/cm², 566/538℃ にグレードアップした場合の、初期投資の増加による経費増と燃料費の相違を比較する。

2.1 建設費

蒸気条件 127kg/cm², 538/538℃ (ケース1)、169kg/cm², 538/538℃ (ケース2)、及び 169kg/cm², 566/538℃ (ケース3)の火力発電所の建設費(ボイラ及びタービン機器のみ)を以下の様に假定する。

項目	建設費 (円)	備考	ユニット当たりの単価 (円/kW)
蒸気条件 127kg/cm ² 538/538℃ (ケース1)	11,090×10 ⁶	(基準)	55,450
169kg/cm ² 538/538℃ (ケース2)	11,422×10 ⁶	+3%	57,110
169kg/cm ² 568/538℃ (ケース3)	11,755×10 ⁶	+6%	58,770

2.2 発電原価

発電原価は、固定費と変動費から構成されている。

この場合、固定費は資本費(金利、償却費等)と考える事が出来る。保守費(人件費、賃金及び経費等)は通常、経済評価を簡略化する為、建設費に対する平均比率で算出する。

2.2.1 固定費

固定費算出のために、次のパラメータを設定する。

- a. 平均年利 i : 11% (外貨分及び内貨分の加重平均)
- b. 運用期間 n : 20年間
- c. 資産の残存価格 β : 10%

△

d. 平均保守費率 3%

この場合、資本回収率 $\alpha = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} (1+\beta) + i \cdot \beta$

$i=0.11$, $n=20$ とし、20年の運用期間の間、定額法の減価償却法を基に $\alpha=0.124$ とする。

従って、年間固定費比率（資本回収率+保守費率）は $0.124+0.03=0.154$ となる。

年間固定費は次の式から成り、下記のように示される。

$$(\text{年間固定費}) = \text{建設費(投下資本)} \times 0.154$$

項目	建設費	年間固定費(円)	備考
ケース 1	11.090×10^6	$1,707.9 \times 10^6$	(基準)
ケース 2	$11,422 \times 10^6$	$1,759.0 \times 10^6$	+3%
ケース 3	$11,755 \times 10^6$	$1,810.3 \times 10^6$	+6%

2.2.2 燃料費(変動費)

ケース1, 2及び3の年間発電の燃料費は次の通り。

項目	燃料費* (円/年)	備考	燃料の価格 2.03Rs×6.25円/Rs =12.69円/kg
ケース 1	3.685×10^6	(基準)	
ケース 2	3.556×10^6	-3.5%	* 年間燃料費
ケース 3	3.528×10^6	-4.2%	(1.5項) 参照

2.2.3 年間発電費

上記の計算を基に、年間発電費用は次のように示す事が出来る。

項目	年間固定費 (円)	年間流動費 (円)	年間発電費用 (円)	備考
ケース 1	$1,707.9 \times 10^6$	$3,685 \times 10^6$	$5,391.9 \times 10^6$	(基準)
ケース 2	$1,759.0 \times 10^6$	$3,556 \times 10^6$	$5,315.0 \times 10^6$	-1.4%
ケース 3	$1,810.0 \times 10^6$	$3,528 \times 10^6$	$5,338.0 \times 10^6$	-1.0%

3. 結 論

JICA調査チームは、2.2.3項に述べられた経済評価と共に運転、補修性を考慮して、ウエストワフ火力発電所には 169kg/cm^2 、 $538/538^\circ\text{C}$ の蒸気条件を採用する事を奨励した。

GP-4 最適真空度

最適復水器真空度即ち、タービンの最適背圧の決定は、復水器の計画真空度変化に対するユニットの年間運転経費を算出して検討した。

ユニットの年間経費は、燃料費、運転・保守費及び年間固定費を合計して算出した。

1. 燃料費

タービンの性能（熱消費率）は、その背圧即ち、復水器の真空の変動に従って変化する。タービンの性能はその背圧が低い程良くなり、背圧が高くなると悪くなる。

従って、計画（設計）真空度を変化することによりタービンの性能が変り、燃料消費量が変り、年間の燃料費が変わることになる。

ウエストワープ1, 2号機の計画真空度変化に対する、タービン熱消費率の変化率(%)及び年間燃料費の変化(差額)を次表に示す。

<u>Annual Fuel Cost</u>			
Vacuum mmHg	% change in Heat Rate	Annual fuel oil cost	(Difference) x 10 ⁶ YEN
680	1.18	37.78	
685	0.8	25.61	
690	0.4	12.81	
695	0.0 (Base)	0.0 (Base)	
700	-0.37	-11.85	
705	-0.75	-24.01	
710	-1.088	-34.83	

Remarks: Fuel oil rate 2,085 Rs per metric ton

2. 運転・保守費

(1) 循環水ポンプ動力費

復水器計画真空度を変化すると、通常冷却水量が変わり、従って循環水ポンプの動力も変わる。

しかし、ウエストワープ発電所の場合、冷却水の温度上昇を環境対策上7℃（一定）としたので、その変動量は少い。

従って、本検討では動力費の変動を無視した。

(2) 保守費

人件費、修繕費、諸費、一般管理費等の保守費は、経済検討を簡略化するため、固定費として建設費に対する一定比率で算出する。

3. 年間固定費

復水器の冷却水量が一定で、冷却水入口温度が一定の場合、タービンの背圧を下げてタービンの性能を向上する為には、冷却面積の大きな復水器を採用する必要がある。

このことは、冷却水の条件が同じ場合、復水器真空を良くするには復水器の建設費が高くなり、従って年間固定費が上昇することになる。

年間固定費を算出するために、建設費に対する金利償却比率を求める。

a. 年利 (i) 11% 外貨分及び内貨分に対する金利の加重平均値

b. 発電所耐用年数 (n) 20 年

c. 資産の残存価格 (β) 10 %

d. 金利償却比率

金利償却を一括して発電所総合耐用年数につき、均等化した場合の比率 (α)

$$\alpha = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \times (1-\beta) + i\beta = 0.124$$

e. 年間固定費

年間固定費比率は、金利償却比率と保守費比率を加算して 0.154 となる。

年間固定費は、建設費にこの係数を乗じて算出する。次表に、各真空度を達成する復水器の冷却面積（相対値）、建設費（差額）、年間固定費（差額）を示す。

Equivalent Capital Cost (x10⁶ YEN/year)

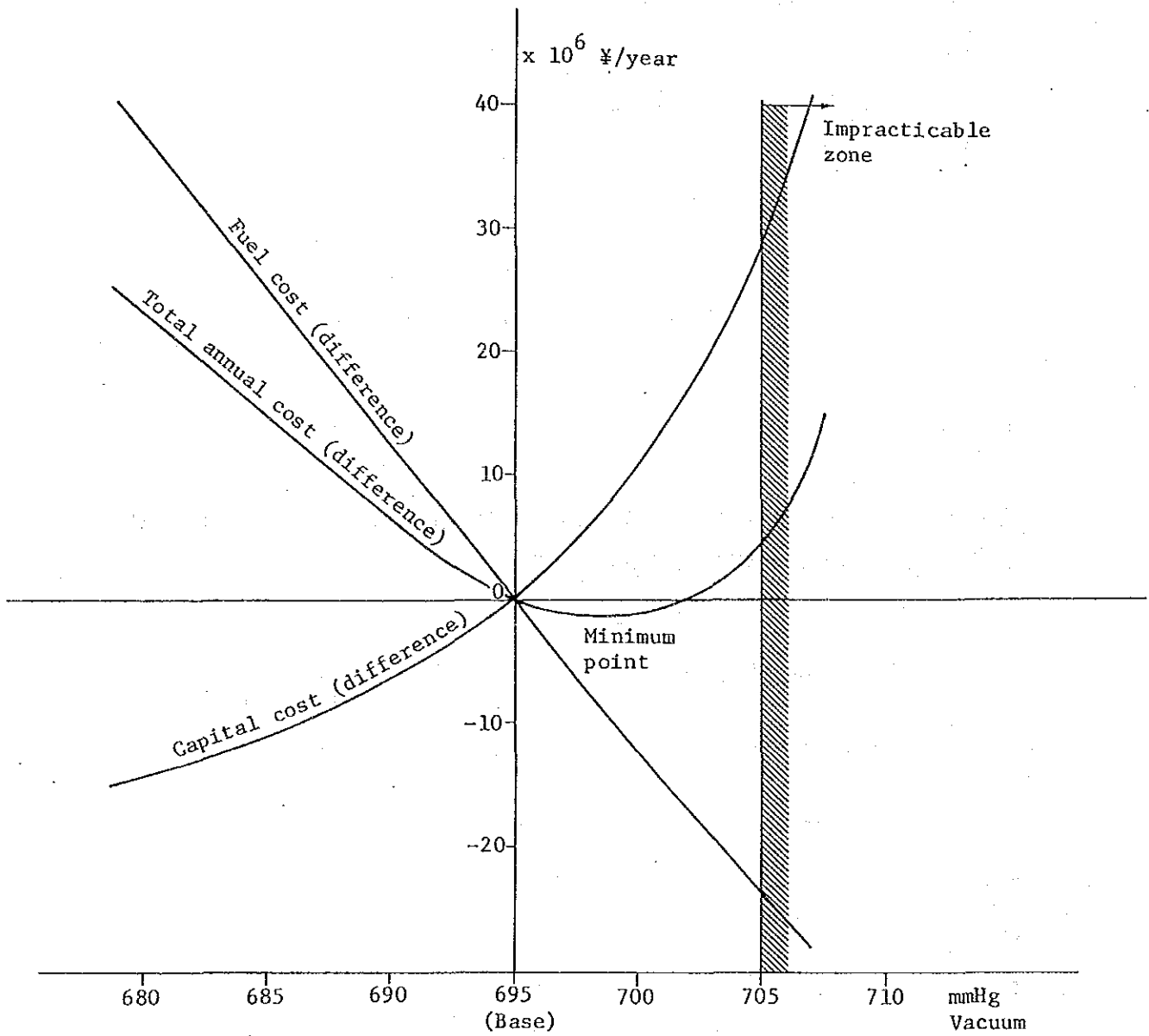
Vacuum mmHg	Condenser surface area %	Condenser Cost X10 ⁶ YEN	Annual Capital cost X10 ⁶ YEN/year	Difference (695 mmHg base)
680	68.90	-93.3	-14.36	
685	75.95	-72.16	-11.11	
690	86.25	-41.25	- 6.35	
695	100.0	Base	Base	
700	122.8	68.4	10.54	
705	160.7	182.1	28.04	
710	261.0	483.0	74.38	

4. 年間経費

各計画復水器真空度に対して、年間燃料及び固定費（資本費）を加えた合計年間経費の変化（真空度 695mmHgを規準とした差額）を次表に示す。

Vacuum mmHg	<u>Total Annual Expenditures (X10⁶ YEN/year)</u>		Difference (695 mmHg base)
	Fuel cost	Capital cost	Total
680	37.78	-14.36	23.42
685	25.61	-11.11	14.50
690	12.81	- 6.35	6.42
695	Base	Base	Base
700	-11.85	10.54	-1.31
705	-24.01	28.04	4.03
710	-34.83	74.38	39.55

Fig. 1 Condenser Design Point, Economic Comparison



Based on;
 Cooling water inlet temperature 30°C
 Cooling water temperature rise 7°C

また、Fig. 1 に各計画真空度に対する、燃料費、固定費及び年間経費の変化を示す。
この検討では、冷却水入口温度を30℃と假定しており、年間経費の最小点は 700mmHg
に近いところにある。

従って、本プラントでは復水器の最適真空度として、冷却水入口温度30℃で真空度
700mmHgを採用した。

GP-5 給水加熱器の段数

ウエストワープ火力発電所1, 2号機 200MWユニットの給水加熱装置として、下記の3案を検討した。

ケース1 8段抽気 (最終段抽気は再熱段より高圧側より)

ケース2 7段抽気 (同 上)

ケース3 7段抽気 (最終段抽気は再熱段より)

ケース1は、このクラスのユニットに日本で普通に採用されている方式である。

1. 技術的検討

タービンの抽気段数、即ち、給水加熱器の数を多くして、サイクル蒸気を有効に利用すればタービンサイクルの効率を向上することができる。

しかし一方、建設費が増加する。

ここでは、最適な給水加熱器の段数を検討する。

1. 1 検討対象の各ケースの熱消費率を下記の通り假定した。蒸気条件は何れも、169kg/cm², 538°/538℃とした。

Case	Heat rate (kcal/kWh)	Remarks
Case 1 (8 heater system)	1,909	Basis
Case 2 (7 heater system)	1,912	+ 0.16%
Case 3 (7 heater system)	1,926	+ 0.89%

1. 2 燃料費

タービンサイクルの性能 (熱消費率) の変化による燃料使用量の変化を算出し、年間の燃料費及びその差異を求めた。(下表)

Case	Heat rate (kcal/kWh)	Annual fuel oil cost (Yen/Year)	Remarks
Case 1	1,909	3,545.6 x 10 ⁶	Basis
Case 2	1,912	3,551.2 x 10 ⁶	+ 0.16%
Case 3	1,926	3,577.2 x 10 ⁶	+ 0.89%

1. 2. 1 燃料費算出式

上表の年間燃料費の算出は下記の通りである。

(1) 燃料消費量 FC kg/year

$$FC = (P \times T \times U \times Ht) / (n_B \times Ho) \dots\dots\dots (A)$$

ここで、

P : ユニットの定格出力 ; 200×10^3 kW

T : 年間総発電時間 ; 8,760 hr/year

Ht : タービンサイクル熱消費量 kcal/kW

n_B : ボイラ効率 ; 88 %

Ho : 重油の高位発熱量 ; 10,200 kcal/kg

U : 年間利用率 ; 75 %

(2) 燃料費 C ¥/year

$$C = FC \times u \times r \dots\dots\dots (B)$$

ここで、

u : 燃料単価 ; 2,034.05Rs/t = 2.03Rs/kg

r : Rs と¥の交換レート ; 1Rs = 6.25¥

ケース1

$$C = \frac{200 \times 10^3 \times 8,760 \times 0.75 \times 1,909}{0.88 \times 10,200} \times 2.03 \times 6.25$$

$$= 3,545.6 \times 10^6 \text{ ¥/year}$$

ケース2

$$C = \frac{200 \times 10^3 \times 8,760 \times 0.75 \times 1,912}{0.88 \times 10,200} \times 2.03 \times 6.25$$

$$= 3,551.2 \times 10^6 \text{ ¥/year}$$

ケース3

$$C = \frac{200 \times 10^3 \times 8,760 \times 0.75 \times 1,926}{0.88 \times 10,200} \times 2.03 \times 6.25$$

$$= 3,577.2 \times 10^6 \text{ ¥/year}$$

2. 経済性検討

給水加熱装置の上記3案について、燃料費と建設費（投下資本）より年間経費を求め、経済性比較を行った。

2.1 給水加熱装置建設

上記3案について、給水加熱装置の建設費を次表に示す。

ケース2はケース1より低圧給水加熱器を1台削除、ケース3はケース1より高圧給水加熱器を1台削除したものである。

Case	Items	Construction cost (Yen)	Remarks
Case 1		15,400 x 10 ⁶	Basis
Case 2		15,359 x 10 ⁶	-0.27%
Case 3		15,277 x 10 ⁶	-0.80%

2.2 発電原価

発電原価は固定費と変動費から構成される。

固定費の主なものは金利償却費であるが、ここでは簡略化の為に保守維持費も含めて、建設費に対する一定比率で算出する。

2.2.1 固定費

年間固定費を算出するために、建設費に対する金利償却比率を求める。

a. 年利 i : 11% 外貨分及び内貨分に対する金利の加重平均値

b. 発電所耐用年数 n : 20年

c. 償却残存価格率 β : 10%

これに対する金利償却比率 α は ;

$$\begin{aligned}\alpha &= i \times (1+i)^n / ((1+i)^n - 1) \times (1-\beta) + i + \beta \\ &= 0.11 \times (1+0.11)^{20} / ((1+0.11)^{20} - 1) \times (1-0.1) + 0.11 \times 0.1 \\ &= 0.124\end{aligned}$$

d. 保守維持費 (平均値) : 3%

以上により、年間固定費率は;

$$0.124 + 0.03 = 0.154 \text{ とする。}$$

年間固定費は、建設費にこの固定費比率を剰じて求め、各ケースについて次表に比較記載する。

Case	Items	Construction cost (Yen)	Annual capital cost (Yen)	Remarks
Case 1		$15,400 \times 10^6$	$2,371.6 \times 10^6$	Basis
Case 2		$15,359 \times 10^6$	$2,365.3 \times 10^6$	-0.27%
Case 3		$15,277 \times 10^6$	$2,352.7 \times 10^6$	-0.80%

2.2.2 燃料費 (変動費)

各ケースについて、年間燃料費を算出した。(1.2燃料費の項参照)

Cost	Items	Fuel cost (Yen/Year)
Case 1		$3,545.6 \times 10^6$
Case 2		$3,551.2 \times 10^6$
Case 3		$3,577.2 \times 10^6$

2.2.3 年間発電原価 (比較値)

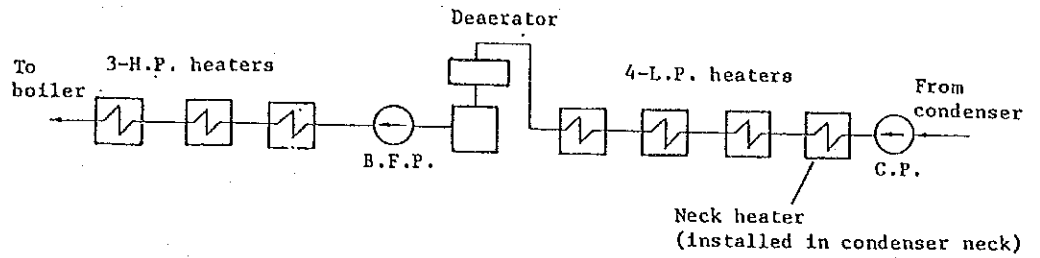
経済検討の為に算出した、給水加熱装置に係わる年間発電原価 (比較値) を下表に示す。

Case	Items	Annual fixed cost (Yen)	Annual variable cost (Yen)	Annual power generation cost (Yen)	Remarks
Case 1		$2,371.6 \times 10^6$	$3,545.6 \times 10^6$	$5,917.2 \times 10^6$	Basis
Case 2		$2,365.3 \times 10^6$	$3,551.2 \times 10^6$	$5,916.5 \times 10^6$	+0.0%
Case 3		$2,352.7 \times 10^6$	$3,577.2 \times 10^6$	$5,929.9 \times 10^6$	+0.2%

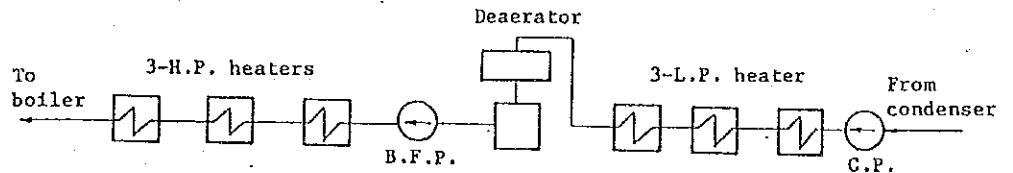
3. 給水加熱装置の構成

各ケースについて、その構成を下图に示す。

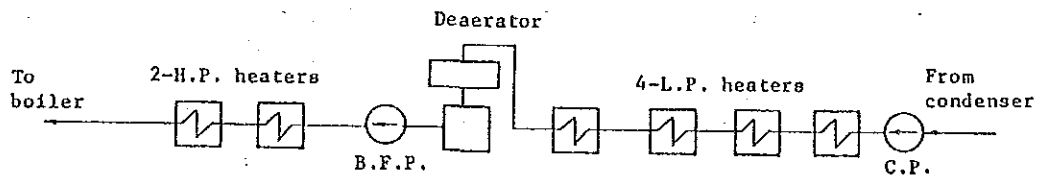
Case 1 8 heater system



Case 2 7 heater system



Case 3 7 heater system



4. 結 論

経済性検討の結果、ケース1と2には殆んど差がなく、ケース3より良い結果が出た。

ケース2は、性能的にはケース1に若干劣るが、経済性系統の結果ではケース1より極めて僅かではあるが、良い結果が出た。

以上の結果より、ウエストワープ1, 2号機では、7段抽気方式(ケース2)を採用する。

M-1 ボイラ

1. ボイラの型式の選定

- (1) 火力発電所で使用されているボイラには、ドラム型（自然循環、又は強制循環）及び貫流型がある。

双方共に一般的に製造され、広範囲に使用されている。

400MW又は、それを越える大容量ユニットに対しては、熱効率の観点から、より高い蒸気条件が要求される。この場合は、超臨界圧貫流ボイラが多く採用されている。しかし、貫流ボイラは、ボイラの高い効率を維持する為に、スケールの発生、腐食の促進を防ぐ必要があり、水質管理が厳しくなる。

表1に、200MWクラス火力発電所用ドラム型と貫流型ボイラの比較を示す。

一方、自然循環又は強制循環ドラム型ボイラは、日本の200MWクラスの火力発電所に採用されており、又KES Cの火力発電所でも自然循環ドラム型を採用している。この実績表を表2に示す。

このことから、KES C側の運転及び保守上の利点を考え、管理維持の容易なドラム型を採用することとした。

2. ボイラの型式

ボイラ・型式：屋外つり下げ型

自然循環／強制循環 ドラム型

再熱

溶接壁

加圧炉

油焚き（起動及び低負荷時には天然ガス焚き）

3. 技術仕様

- (1) 火 炉

火炉は十分な大きさの溶接型水冷壁を有し、バーナ口は耐火物によって保護されているものとする。火炉の側壁部、前後壁・炉底管は工場に於てパネル化して製造し、現地溶接工事をできるだけ少なくするように計画する。

Table - 1 Comparison of drum type and Once through type boilers

For 200 MW class

	Drum type boiler	Once through boiler	Remark
1. Generating Capacity	Applicable	Applicable	
2. Steam Conditions 169 Kg/cm ² , 538°C/538°C	Applicable	Applicable	
3. Erection	Applicable	Applicable	
4. Starting Time (Cold Start)	about 8 Hr	about 4 Hr	From initial firing to full load
5. Operation	Easy	More Difficult	
6. Control System	Simple	More Complicated	
7. Water Quality Control	Easy	More Difficult	
8. Maintenance	Easy	More Difficult	

Table - 2 Type of Boiler in Pakistan

Gudd T.P.P. Unit 4 (210 MW)	Jamshoro T.P.P. Unit 1 (250 MW)	Bin Qashim T.P.P. Unit 1,2,3,4,5 (200 MW)	West Wharf T.P.P. Unit 1 & 2 (200 MW)
Outdoor Top Supported Natural Circulation Drum Type Reheat Welded Wall Pressurized Furnace Natural Gas Firing	Outdoor Top Supported Natural Circulation Drum Type Reheat Welded Wall Pressurized Furnace Oil Firing	Outdoor Top Supported Natural Circulation Drum Type Reheat Welded Wall Pressurized Furnace Oil Firing	Outdoor Top Supported Natural Circulation Drum Type Reheat Welded Wall Pressurized Furnace Oil Firing

火炉の設計は、製造設計於て信頼性と耐久性を目標として実施することが大切である。火炉の熱負荷については、入札者の経験と実績を基に設計をするものとする。

(2) 過熱器及び再熱器

過熱器の設計は、高温度条件に対する使用材質の選定に、特別の配慮が必要である。

蒸気温度は、過熱器、再熱器共に、材質の許容温度値内に温度制御する必要がある。

又、過熱器と再熱器は、ループ型、横置型とし、一部は吊下げ型の設計も許容する。

これら伝熱管は補修のとき、取り出し又は移動する場合に、他の部分に障害がないように設計する。

(3) 節炭器

節炭器は、いかなる運転条件下に於いても蒸気を発生しない設計とする。

又、節炭器エレメントは、ガスの通過が十分に出来るように簡潔で、十分な空間を有する配列とする。

(3) ガス混合ファン及びガス循環ファン

ガス混合ファンは、NO_x低減のために節炭器出口の排ガスを燃焼用空気に混合するためのものである。ガス循環ファンは、ボイラの温度を制御するために節炭器出口から排ガスを火炉へ戻すためのものである。

ウエストワーフ火力発電所設備には、上記2つの目的を兼用して達成するために、50%容量ガス循環ファン2台を設置することにする。

しかし、用地に制限があるため、1台で100%容量を持つガス循環ファンも許容するものとした。

M-2 ボイラ補機

ボイラ補機の仕様は、実績並びに信頼性から下記の通り選定した。

1. ボイラ給水ポンプ

(1) 型式

モータ駆動，可変速，増速ギア付き横型多段パレル型

(2) 台数

50%容量×3台（1台は予備）

(3) 仕様

365t/h/1台 × 195kg/cm²（吹出量×全圧力）

(4) 選択理由

本報告書，M-8「ボイラ給水ポンプ」の項参照

2. 燃料ポンプ

(1) 型式

モータ駆動，横型スクリータイプ

(2) 台数

100%容量 × 2台

(3) 仕様

60m³/h × 30kg/cm²

(4) 選択理由

C重油や残さ油等の高粘度の燃料を扱う場合、燃料ポンプにスクリーやギアポンプが選定される。

スクリー・ポンプは、一般的に高速運転が可能で、より大きな容量のポンプに適用される。

又、ポンプ効率が高く、機械的損失が小さな耐久性に優れており、低騒音であること及び過去の実績を基に、スクリー・ポンプを選定した。

3. 押込通風機

(1) 型式

両吸込，定速回転遠心型（吸込ベーン制御）

(2) 台数

50%容量 × 2台

(3) 容量

5,560m³/min × 1,050mmAq（吸込風量，吐出し圧力）

(4) 選択の理由

- a) ベース・ロード発電所の様に高い稼働率で運転する発電所には、この型式の通風機が多く採用されている。
- b) 耐久性，信頼性が高く，実績が多いこと。
- c) 風量の制御性が良いこと。
- d) ファン及びダンパー・ユニットの構成部分が少ないため，補修が容易であること。

等、利点が多く、この型式を採用した。

4. ガス循環ファン

(1) 型式

両吸込，定速回転遠心型（吸込ベーン制御）

(2) 台数

契約者にて決定

(3) 仕様

契約者にて決定

5. 空気予熱器

(1) 型式

水平又は縦型設置、再生ローター式

(2) 空気予熱器の台数

50%容量 × 2台

(3) 仕様

伝熱面 (ガス側)	22,600 m ² /1台
空気入口温度	88 °C
ガス出口温度	142 °C

(4) 選択理由

このタイプの空気予熱器は火力発電所に広く採用されており、実績があることから選択した。

6. スートブロワ

(1) 型式

ロングレトラクタブル、電動機駆動、スチームブロー型
中央操作室から遠隔操作及び運転監視が出来るものとした。

(2) 台数

空気予熱器のスートブロワを除き、少なくとも18台設置する。

(3) 仕様概要

作動蒸気条件	12 ~ 14 kg/cm ² g
--------	------------------------------

(4) 選択理由

スートブロワに必要な蒸気源が発電所の系統内で容易に得ることが出来ることから、スチームブロイング方式を採用した。

7. 空気圧縮機

7. 1 計器用空気圧縮機

(1) 型 式

電動式，水冷，無給油テフロン・ピストンリング付，中間及び終段冷却器，
エアフィルター，サイレンサ付

(2) 台 数

50%容量 × 3台

(3) 仕 様

契約者にて決定

7. 2 計器用圧縮機の脱湿装置

(1) 型 式

冷却法（冷凍機使用）

(2) 容 量

100%容量 × 2台

(3) 仕 様

契約者にて決定

7. 3 作業用空気圧縮機

(1) 型 式

電動式，往復型，中間及び終段冷却器，エアフィルター付

(2) 台 数

100%容量 × 2台

(3) 契約者にて決定

M-3 タービン

1. タービン設計条件

(1) タービン定格出力（経済出力）（ECR，設計点）

蒸気タービン発電機は、定格入口蒸気条件及び排気圧力 60mmHg abs に於て発電端で 200MWの出力が得られるものとする。

設計冷却水温度は30℃とする。

(2) 蒸気タービンは排気圧力 90mmHg abs、補給水3%の条件で定格出力 200MWが可能なこと。（タービン ケーパビリティ）

冷却水最高温度は33℃とする。

(3) 最大出力（MCR）

定格入口蒸気条件及び排気圧力 60mmHg abs に於て、発電端で 210MW以上の出力を保証する事。

なお、これに関連して、タービン入口最大蒸気流量を契約者に提示させる事。

(4) 主蒸気条件

タービン設計上、効率を良くする為、高圧高温の蒸気条件を採用することとした。しかし、ユニット・サイズと運転及び保守性を考慮して、亜臨界蒸気条件を採用した。

タービン主蒸気入口圧力	169 kg/cm ² g
タービン主蒸気入口温度	538 ℃
再熱蒸気温度	538 ℃

(5) タービン排気圧力の設計

年間平均冷却水温度、運転状況、冷却水の許容温度上昇（環境保全の観点からΔT 7℃と設定）、燃料費等を総合的に勘案し、タービン定格排気圧力を 60mmHg abs（海水温度30℃）と選択した。

2. タービンの型式

J A I C A調査チームは、K E S Cのウエストワーフ火力発電所1, 2号機用タービンとしてタンデム・コンパウンド・ダブル・フロー (TCDF) 型を採用することにした。理由は次の通りである。

K E S Cのビン・カジム火力発電所やコランギ火力発電所では、類似クラスのタービンにTCDF型が採用されている。

この種のタービンは幾つかの信頼できるメーカーが製造しており、運転操作に卓越し、保守が容易である。

タービン型式について、その他の検討事項は下記の通り。

(1) タービン・ケーシングの検討

200MWクラスのタービンには、2ケーシング・タイプと3ケーシング・タイプが考えられる。

2ケーシング・タイプは、高中圧タービンと低圧タービンから構成されている。

3ケーシング・タイプは、高圧, 中圧, 低圧タービンがそれぞれ独立したケーシングを持っている。本プロジェクトでは、据付面積に制限があることから2ケーシング・タイプを採用することにした。

(2) タービン発電機のローター支持方法には、2つの方法がある。

一つは、ローターの両側にベアリングを配した2ベアリングサポート方式。

もう一つは、隣り合せたローターを共通のベアリングで支持する方式で、ベアリングの数を減らすことができる。ウエストワーフ火力発電所には、据付・調整の簡便化及び保守性を考えて、2ベアリング方式を採用した。

M-4 タービン補機

ウエストワープ火力発電所1, 2号機の基本設計を基に、タービン及びその補機の型式と台数を以下の様に選択した。

1. 主要機器の選択理由

(1) 蒸気タービン

本報告書のM-3. 「タービン」の項参照。

(2) 油タンク

発電所本館一階床に主油タンク1台を設置する。

(3) 補助油ポンプ

スペースの節約のため、主油タンク上に補助油ポンプ1台を設置する。

(4) ジャッキング・オイル・ポンプ

ジャッキング・オイル・ポンプの採否は、タービン製造者の設計慣例により決定するのが一般的である。

ジャッキング・オイル・ポンプが必要である場合、このポンプはタービンの起動時と、停止後にのみ運転するため、その台数は1台とする。

(5) グランド スチーム コンデンサー

グランド スチーム コンデンサーは1台を設置する。

(6) タービン バイパス システム

タービン バイパス システムは、プラント設備費を低減するために採用しないこととした。

このシステムを除外しても、FCB機能を持つことによって、外部事故による急激な負荷変化が生じて、所内単独運転に移行出来るシステムにしたことによるものである。

(7) 復水器

(a) 復水器は1パス方式とし、水室は2分割とする。

(b) 復水器細管材質は、カラチ湾の水質及び周囲の環境条件を考慮してチタン管を採用した。

(c) 復水中の溶存酸素量は、このクラスの蒸気条件では 0.03cc/ℓとする。

(7) 循環水ポンプ

(a) 循環水ポンプの型式は縦型斜流ポンプとした。

(b) ポンプの材質は冷却水の水質、その他の要素を考慮して、主要部分には耐海水ステンレス鋼を採用することとした。

(8) 復水ポンプ

(a) 復水ポンプの数は、信頼性及び運転性から3台とする。

(b) ポンプの容量、規定復水流量の50%とする。(一台は予備)

(c) 復水ポンプの型式は、多段縦型ポンプとし、吸入口はストレーナーを設けることとする。

(d) 主要部品の材質の種類は以下の通り

インペラー : ステンレス鋼

ケーシング : 鋳鉄又は鋳鋼品

シャフト : ステンレス鋼

(9) 給水加熱器

(a) 高圧及び低圧の給水加熱器の型式は、操作性と補修性の点から横型U字管式とする。

(b) 主要部品の材質は実績を考慮して、次の通りとする。

管 財 質

高圧給水加熱器 : 炭素鋼

低圧給水加熱器 : ステンレス鋼

水室及び管板 : JIS SF50, SB45 又は同等品

(10) 天井クレーン

(a) 天井クレーンは、過去の実績から屋内型ダブル・ボックス・ガーダー、1トローリタイプとする。

(b) つり上げ容量は、発電機ステーターを除く、タービン及び発電機部品の最大重量を検討し決定したが、最終的な決定はメーカーの実施設計段階で決定する。

M-5 復水器及び循環水システム

1. 復水器

1.1 設計条件

- (1) 型式 : 横置, 1パス, 水室分割型
- (2) 真空度 : 60 mmHg abs.
- (3) 冷却水入口温度 : 30 °C
(設計点)
- (4) 清浄度 : 90 %
- (5) 蒸気流量 : 400 Ton/h
- (6) 排気エンタルピー : 577.3 kcal/kg
- (7) 復水器細管材質 : チタン管
外径寸法 19.05 mm, 厚さ 0.5 mm
有効長さ 11,000 mm
- (8) 冷却水通路数 : 1パス方式
- (9) 管内流速 : 2.4 /sec
- (10) 復水温度 : 41.5 °C (真空 60mmHg abs. に対する飽和温度)

1.2 設計条件

1.2.1 交換熱量 (H) 200 MW, 60 mmHg abs. 補給水3%に於て

- (1) タービン排気 : $(577.3 - 41.5) \times 400,000 = 2.14 \times 10^8$
(kcal/hr.)
- (2) 給水加熱器ドレン、他 : 1.35×10^6 (kcal/hr.)
- (3) 交換熱量合計 : 2.16×10^8 (kcal/hr.)

1.2.1 熱貫流系数 (K)

熱貫流系数 (K) は、アメリカ, 熱交換器協会 (Heat Exchanger Institute) 規格の計算方式によって算定するものとする。(下記)

$$K = C \times \sqrt{V} \times C_t \times C_m \times C_c = 3,021.9 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

ここで、

C : 基準係数 C = 2,361

V : 管内流速 V = 2.4 m/sec.

C_t : 冷却水温度による補正係数 30°Cで C_t = 1.08

C_m : 管材質および厚さによる補正係数 C_m = 0.85

C_c : 冷却管清浄度 = 0.9

1. 2. 3 冷却水温度上昇 (Δt)

$$t = (t_s - t_1) \times \left(1 - \frac{1}{e^P}\right) = 6.98^\circ\text{C} < 7^\circ\text{C}$$

ここで、

t_s = 41.5°C ; t₁ = 30°C

$$P = \frac{N \cdot K \cdot L \cdot F}{3,600 \times V \times C_p} = 0.9349 ; e^P = 2.546$$

N : 冷却水通路数 N = 1

K : 3,021.9 kcal/m²h°C

L : 冷却管の有効長 L = 11.0m

F : 冷却管寸法により係数

$$F = \frac{\pi \times O.D}{\pi/4 \times (O.D - 2 \times T)^2} = 234$$

V : 2.4 m/sec.

C_p·γ : 比熱×比重 C_p·γ = 963 kcal/m³°C

1. 2. 4 冷却水量必要量 (Q)

$$Q = \frac{H}{\Delta t \cdot C_p \cdot \gamma} = 32,134 \text{ m}^3\text{/hr.} = 8.92 \text{ m}^3\text{/sec}$$

ここで、

H = 2.16×10⁸ kcal/hr

Δt = 6.98°C

1. 2. 5 冷却面積

$$F = \frac{H}{K \cdot m} = 9,568.7 \text{ m}^2$$

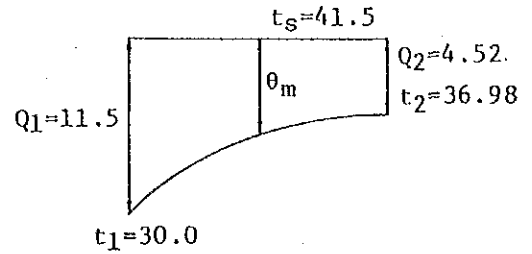
ここで、

$$H = 2.16 \times 10^8 \text{ (kcal/hr.)}$$

$$K = 3,021.9 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$$

$$m = \frac{t_1 - t_2}{1 + \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

$$= 7.47 \text{ }^\circ\text{K}$$



1. 2. 6 冷却管本数

$$N_T = \frac{F}{\pi \text{ O.D.} \times L} = 14,535$$

ここで、

$$F = 9,568.7 \text{ m}^2$$

$$\text{O.D.} = 0.01905 \text{ m}$$

$$L = 11.0 \text{ m}$$

2. 循環水ポンプ、ヘッド (揚程) 計算

2. 1 インテーク水頭損失 (CWP吸込レベル)

(1) + (2) : 0.616 mAg (E L = -1.046 m)

(1) インテーク水路と開渠の水頭損失 : 0.454 mAg

(2) スクリーン損失 : 0.162 mAg

2. 2 出口放水路の水頭損失 : 1.012 mAg (1号機)

詳細は、CV-2に示した水頭計算書を参照のこと。

2.3 循環水管の水頭損失

2.3.1 循環水ポンプと復水器管の水頭損失

$$((a) + (b)) \times 1.1 = 1.48 \text{ mAq}$$

(1) ポンプ出口配管損失 : 0.138 mAq

(a) Piping head loss (Lang's Formula)

$$h = \left(\alpha + 16 \sqrt{\frac{\alpha v}{VD}} \right) \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} = 0.138 \text{ mAq}$$

α : Loss coefficient = 0.019

v : Kinematic viscosity = $0.008 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{sec}$
(at 30°C)

V : Velocity = 3.02 m/sec.

D : Piping diameter = 2.0 m

L : Piping length = 30 m

循環水管流速並と口径の決定

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} (Q/V)}$$

$Q = 9.5 \text{ m}^3/\text{sec}.$

$V = \text{Approx. } 3 \text{ m/sec.} \text{ ---- } D = 2.01 \text{ m}$

$D = 2.0 \text{ m} \quad V = 3.02 \text{ m/sec}$

(b) Valve and fitting head loss = 0.343 mAq.

$$h = \tau \frac{v^2}{2g}$$

45° elbow: (1.5 m dia. x 2), $V = 2.55 \text{ m/sec}$

$$h = 0.21 \times 0.332 \times 2 = 0.139$$

Y piece: (2 m dia. x 1), $V = 3.02 \text{ m/sec}$

$$h = 0.5 \times 0.465 \times 1 = 0.233$$

Expansion joint: (1.5 m dia. x 2)

$$h = 0.05 \times 0.332 \times 2 = 0.033$$

Butterfly valve: (1.5 m dia. x 2)

$$h = 0.3 \times 0.332 \times 2 = 0.1992$$

2. 3. 2 復水出口管水頭損失 : 1.643 mAq

$$((1) + (2)) \times 1.1 + (3) + (4)$$

(1) Piping head loss

$$h = \left(\alpha + 16 \sqrt{\frac{\alpha v}{VD}} \right) \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0.461 \text{ mAq}$$

$$v = 0.019 = 0.008 \times 10^{-4}$$

$$V = 3.02 \text{ m/sec.} \quad D = 2.0 \text{ m}$$

$$L = 100 \text{ m}$$

(2) Valve and fitting head loss : 0.652 mAq

$$\Delta h = \tau \frac{V^2}{2g} \quad V = 3.02 \text{ m/sec. (2 m dia.)}$$
$$= 2.55 \text{ m/sec. (1.5 m dia.)}$$

90° elbow

$$h = 0.31 \times 0.332 \times 1 \text{ (1.5 m dia.)} = 0.103 \text{ mAq}$$

$$0.31 \times 0.465 \times 3 \text{ (2 m dia.)} = 0.433 \text{ mAq}$$

Expansion joint

$$h = 0.05 \times 0.332 \times 1 \text{ (1.5 m dia.)} = 0.017 \text{ mAq}$$

Butterfly valve

$$h = 0.3 \times 0.332 \times 1 \text{ (1.5 m dia.)} = 0.099 \text{ mAq}$$

(3) Tube ball-cleaning strainer head loss: 0.15 mAq

(4) Piping discharge head loss : 0.269 mAq

$$h = \tau \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} = 0.269$$

$$\tau = 1.0 \quad V_1 = 3.02 \text{ m/sec.}$$

$$V_2 = 1.96$$

2. 4 復水器水頭損失

2. 4. 1 Specification of condenser

Tubes

Outer diameter	:	19.05 mm
Thickness	:	0.5 mm
Length	:	11,000 mm
Number of passes	:	One (1)
Velocity	:	2.4 m/sec.

2. 4. 2

Head loss (According to the Standards for
Steam Surface (Condenser of the Heat Exchange
Institute)

(1) Head loss per 1 m of tube length : 0.32 mAq

(2) Tube head loss at 21.1°C (Cooling water
temperature)

$$(1) \times \text{tube length} \times \text{pass} = 0.32 \times 11.0 \times 1 = 3.52 \text{ mAq}$$

(3) Water box head loss at 21.1°C : 0.8 mAq

(4) Total head loss

$$(2) + (3) = 4.32 \text{ mAq}$$

(5) Total head loss at 30°C (In case the
correction coefficient is 0.98

$$(4) \times 0.98 = 4.23 \text{ mAq}$$

4.5 mAq

3. 循環水システムの要約

3-1 Summary of Circulating Water Pumps

- (1) Type : Vertical mixed-flow type
- (2) Number : Two (2) sets per one unit
- (3) Capacity : $17,100 \text{ m}^3/\text{hr.}/\text{pump}$
- (4) Total head : 10.0 mAq
- (5) Driving motor : 700 kW

3-2 Design Conditions

3-2-1 Capacity (200 MW unit)

- (1) Quantity of condenser cooling
water (Refer to ATTACHED SHEET I) : $32,400 \text{ m}^3/\text{hr}$
 - (2) Quantity of bearing cooling water
for heat exchanger : $1,700 \text{ m}^3/\text{hr}$
 - (3) Quantity of water to be used for
other purposes : $100 \text{ m}^3/\text{hr}$
-
- Total $34,200 \text{ m}^3/\text{hr}$
- (5) Required capacity of pump
 $34,200 \times \frac{1}{2}$: $17,100 \text{ m}^3/\text{hr}$
($4.75 \text{ m}^3/\text{sec.}$)

3-2-2 Head (Refer to Fig. 1)

- (1) Circulating water pump pit water level : EL -1.046
- (2) Discharge tunnel water level : EL +0.582

(3) Piping, fitting and valve head loss

Inlet side 1.48 mAq : 3.12 mAq

Outlet side 1.64 mAq

(4) Condenser head loss : 4.5 mAq

Therefore, the required head loss

$$\begin{aligned} &= (2) - (1) + (3) + (4) && : && 9.248 \text{ mAq} \\ & && && = 9.5 \text{ mAq} \end{aligned}$$

3-2-3 Driving motor

(1) Required shaft power

$$\frac{0.163 \times \gamma \times Q \times H}{\eta} = 532.2 \text{ (kW)}$$

where : Specific gravity = 1.025

Q: (4.75 m³/sec.) = 285 m³/min.

H: 9.5 m

η : Pump efficiency = 0.85

(2) Motor power

The motor power shall be equivalent to or more than the largest value in the following:

Shaft power at design point x 1.2

Shaft power at shut off point

Therefore, the shaft power shall be 650 kW.

4. 空気抽出装置

復水器からの空気抽出は、蒸気エゼクター又は真空ポンプ等の設備により行う。

本プロジェクトでは、蒸気エゼクターを採用することとした。

この設備容量並びに設備台数については、熱交換器協会発刊の規格に従って決定することとする。

(1) 主エゼクター

型 式	蒸気噴射式二連，二段空気抽出器 中間及び終段冷却器付
容 量	吸込口真空（絶対圧）24.5mmHg、4.2℃アンダークールの場合で飽和湿り空気を抽出するものとする。
	乾燥空気 25.5 kg/hr
台 数	1台

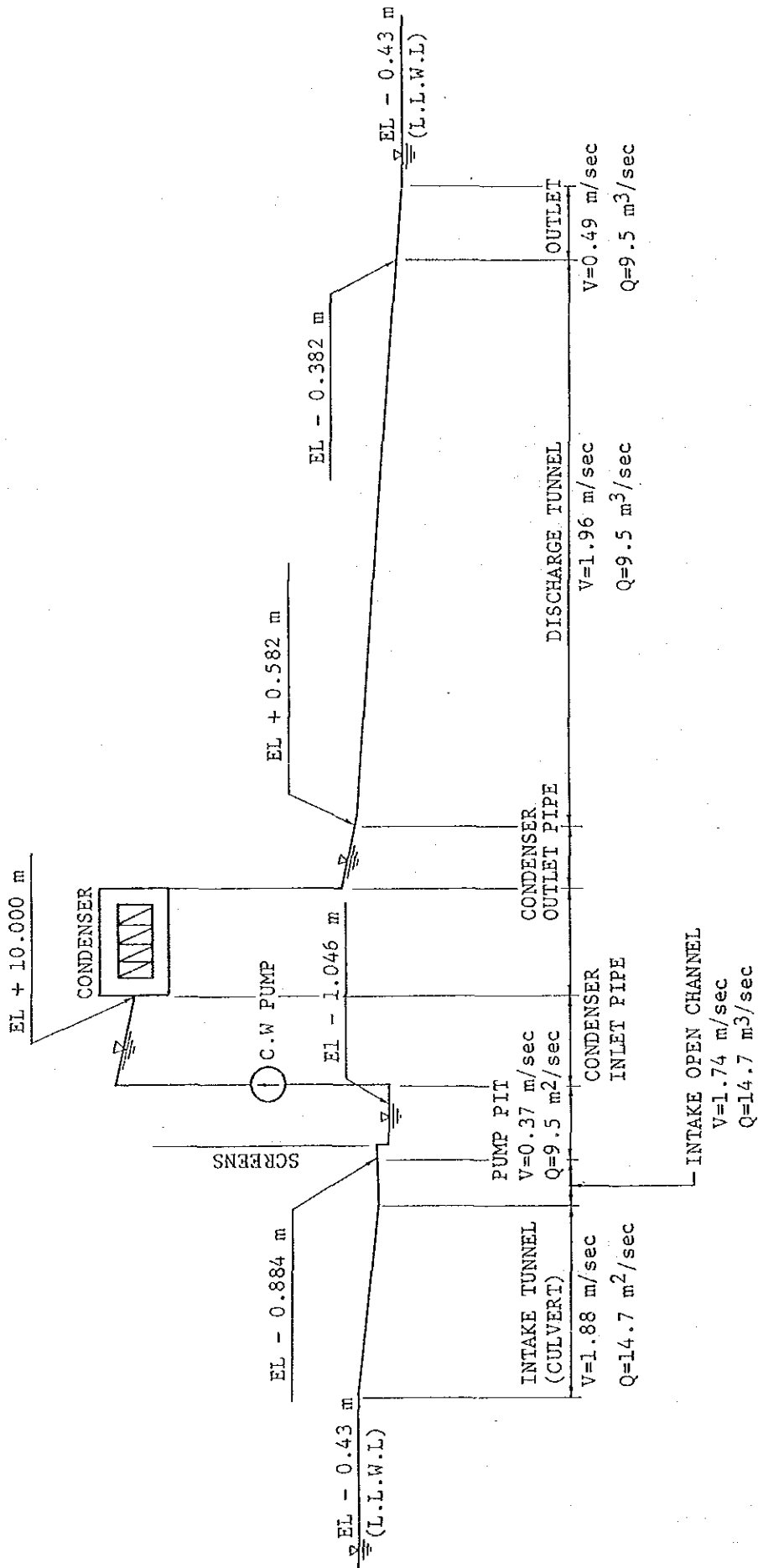
二連式とは、一連のエゼクターが上記容量を有することである。

(2) 起動用エゼクター

上記噴射式単段エゼクター

容 量	
抽出空気量	1,850 kg/hr (dry air)
台 数	1台

Fig. 1 The Results of Hydrographic Calculation
(UNIT I)



NOTE

- V: Water velocity (m/sec)
- Q: Quantity of water (m³/sec)

M-6 復水器細管の選択

復水器管材質は、種々の技術的、経済性を考慮して慎重に選択することが大切である。

JICA調査チームは、下記の理由で復水器細管材としてチタニウムを採用することにした。

一般に、アルミニウム黄銅管は、耐海水性と良好な熱伝導係数を有している為、多くの火力発電所で海水を使用した冷却装置に採用されている。しかし、銅合金管は、硫化水素、アンモニア等を含む海水に対し腐食及び浸食され易い。

腐食・浸食に関する各種材料の耐食性に関する比較を下表に示す。

<u>Subject</u>	<u>Admiralty brass</u>	<u>Aluminium brass</u>	<u>90-10 Cu-Ni</u>	<u>70-30 Cu-Ni</u>	<u>Stainless steel</u>	<u>Titanium</u>
General Corrosion	2	3	4	4	5	6
Erosion-Corrosion	2	2	4	5	6	6
Pitting (Operation)	4	4	5	5	6 ^{*1} (4)	6
Pitting (Shutdown)	2	2	5	4	5 ^{*1} (1)	6
High Velocity Water	3	3	4	5	6	6
Inlet Attack	2	2	3	4	6	6
Steam/Drain Attack	2	2	3	4	6	6
Stress Corrosion	1	1	6	5	6	6
Cl ⁻ Attack	3	5	6	5	1	6
NH ₃ Attack	3	2	4	5	6	6

- 注釈： 1. *1：海水用
 2. 番号は耐食性を示す。6（最大）～1（最小）
 3. ステンレス鋼及びチタニウム管は、継目無し管

前期の表から、チタニウム管は他の管材と比較して、すぐれた耐食性を示す。

このことから、近年、日本ばかりでなく、諸外国の発電所でも復水器の信頼性向上とプラントの利用率を高めるため、耐食性に優れたチタニウム管を採用するケースが多くなっている。

チタニウム管の熱伝導は、アルミ黄銅管やキュプロニッケル管ほど高くはないが、清浄度を高く出来ること、材質の信頼度、耐食性があり、腐食・浸食に強いこと等から、管厚を他材質に比して薄くすることができ、また、管内流速を速くすることが可能である。

その結果、復水器の設計には、他材質とそれほど差異のない熱貫流係数を適用できる。
(添付図-1 参照)

Table 3 All Titanium-Tubed Condenser Experience List

SW: Seawater, RW: River water, J: Japan, NC: Nuclear
(Saltwater)

<u>Purchaser</u>	<u>Station and Unit No.</u>	<u>Rating (MW)</u>	<u>Outside dia. (mm)</u>	<u>Thickness (mm)</u>	<u>Status</u>	<u>C.W. Type</u>
Tokyo El. Pwr. J	Hirono #1	600	31.75	0.5 (Outside row 0.7)	'80/4	SW
Tokyo El. Pwr. J	Hirono #2	600	31.75	0.5 (Outside row 0.7)	'80/7	SW
Tokyo El. Pwr. J	No. 2 Fukushima #1 (NC)	1,100	25.4	0.5 (Outside row 0.7)	'82/4	SW
Joban Joint Pwr. J	Nakoso #9	600	31.75	0.5 (Outside row 0.7)	'83/12	SW
Tokyo El. Pwr. J	No. 2 Fukushima #3 (NC)	1,100	31.75	0.5 (Outside row 0.7)	'85/6	SW
Tokyo El. Pwr. J	Kashiwazaki Kariwa #1 (NC)	1,100	31.75	0.5 (Outside row 0.7)	'85/9	SW
Tokyo El. Pwr. J	Higashi Ogishima #1	1,000	34.93	0.5 (Outside row 0.7)	'87/9	SW
Tokyo El. Pwr. J	Kashiwazaki Kariwa #2 (NC)	1,100	31.75	0.5 (Outside row 0.7)	('90/10)	SW
Chubu El. Pwr. J	Owase Mita #3	500	28.58	0.5 (Outside row 0.7)	'87/7	SW
Chubu El. Pwr. J	Kawagoe #1	700	28.58	0.5 (Outside row 0.7)	('89/7)	SW
Chubu El. Pwr. J	Kawagoe #2	700	28.58	0.5 (Outside row 0.7)	('90/7)	SW
P.R.N.F.D. J	Monju (FBR) (NC)	280	25.4	0.5 (Outside row 0.7)	('92/7)	SW
China	Baoshan #1, #2	350 each	25.4	0.5 (Outside row 0.7)	'82/11, '83/11	RW/SW
China	Shajiao P/S #1	350	25.4	0.5 (Outside row 0.7)	'87/6	SW/RW
	Shajiao P/S #2	350	25.4	0.5 (Outside row 0.7)	'87/6	SW/RW
China	Beilungang #1	600	31.75	0.5 (Outside row 0.7)	('90/7)	SW
M.E. & W. Kuwait	Az Zour South #1 - #8	300 each	23.0	0.7	'87/1-'88/1	SW
N.E.B. Malaysia	Paka Combined #1 - #3	300 each	25.4	0.71	'85/10-'86/3	SW

78
Lal

Fig. 1 Heat Transfer Coefficients referring to (1) Tube Material & Wall Thickness (2) Cooling Water Inlet Temperature (3) Tube Cleanliness Factor

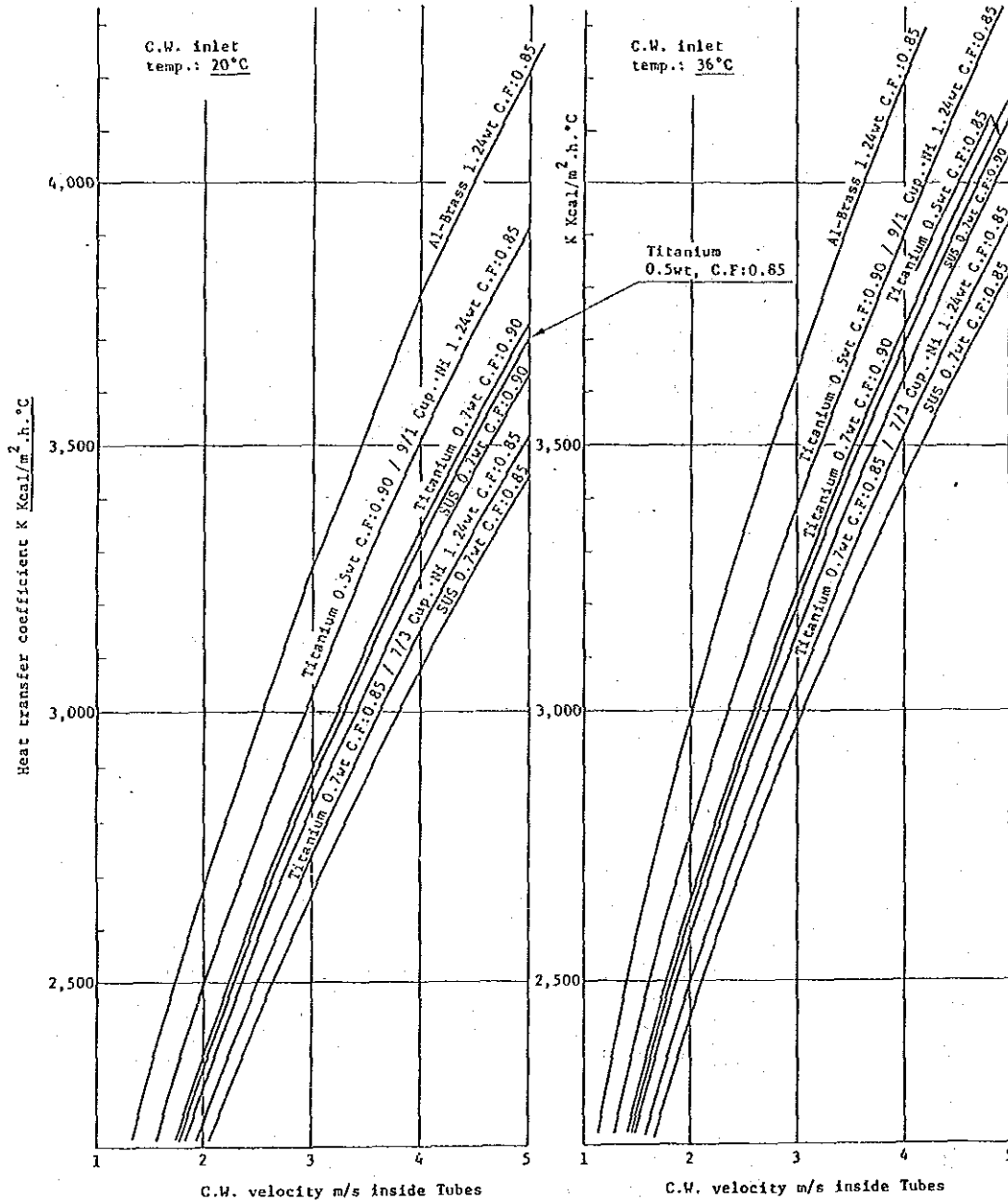


Fig. 1 Heat Transfer Coefficients referring to (1) Tube Material & Wall Thickness (2) Cooling Water Inlet Temperature (3) Tube Cleanliness Factor

- Notes:
1. In this comparison, outside diameter of 25.4mm ϕ is applied for the all cases.
 2. "wt" means tube wall thickness in mm
 3. "C.F" means cleanliness factor
 4. "Titanium" shows both of ASTM B338-78 (JIS H4361) Gr.1 (TTH28) and Gr.2 (TTH35)
 5. "SUS" shows both of ASTM A249-81 Tp.304 (JIS G3463 SUS304TB) and A269-81 Tp.316 (SUS316TB)

85

M-7 給水加熱設備

1. 概 要

ウエストワープ1, 2号機に対しては、本報告書G-5項目「給水加熱器の段数」に述べた様に、コスト・パフォーマンスの良い7段抽気方式を選択した。

復水は、復水器ホットウエルから50%容量の縦型定速復水ポンプ2台により、シリーズに配置された3台の低圧給水加熱器を通り、本館の5階に設置された脱気器に至る。

脱気器貯水タンクからの復水は、50%容量のモーター駆動給水ポンプ2台により汲み上げられ、シリーズに配置された3台の高圧給水加熱器を通り、ボイラの節炭器入り口に至る。

それぞれの給水加熱器は横型U字管型熱交換器である。

加熱蒸気は、タービンの7つの抽気段から抽気される。加熱蒸気は、給水加熱器によって熱交換され、次段の低圧側加熱器へ送られ、効率的に熱を回収し、ドレンタンクへ入る。最終的にはこのドレンは復水系統又は、復水器へ回収される。

低圧給水加熱器は、補機室の床に設置される。

脱気器は低圧加熱器から復水を受け、加熱蒸気として主タービンの抽気蒸気を使って加熱、脱気する。

高圧給水加熱器は、横置・U字型で、低圧給水加熱器と同様に、主タービンからの抽気蒸気を加熱蒸気として給水を加熱する。

各段の給水加熱器からのドレンは、次の低圧側加熱器へ段階的に排出する。

ドレン系統は緊急な時や、いかなる運転に於ても完全に排出ができる様に考慮する。

最終段の高圧給水加熱器は補機室4階に設置され、他の加熱器は順次それより低い階に設置する。

2. 管 材 質

給水加熱器に用いる管材質は材料の信頼性（耐腐食・浸食等）、伝熱係数（材料の熱電導性）及びコストに注意して選択した。

給水加熱器の管材質は、選定を誤ると管の内側面に機械的・化学的影響を受ける腐食と浸食を生じやすい。

給水加熱器の一般的な材料を添付リストに示した。（HEI, 給水加熱器の標準）

ウエストワープ火力1, 2号機の給水加熱器には、次の管材質が考えられる。

(1) 給水加熱器

砒素入銅	ASTM B111-80, C14200
アドミラルティール	ASTM B111-80, C44300 C44400 C44500
炭素鋼	ASTM A179-80 A210-80 A556-80
ステンレス鋼	ASTM A213-80, TP304

(2) 高圧給水加熱器

モネルメタル	ASTM B163
炭素鋼	ASTM A179-80 A210-80 A556-80
ステンレス鋼	ASTM A230-80, TP304

これ等の材料の中で、主系統に鉄系の合金と銅系の合金を混合して使用することは、給水処理が難しくなるため、推奨できない。

プラント全系統の腐食・浸食を最少限に抑えるために、ボイラ給水及び復水系統の水質は、水質管理基準に従って厳しく管理することが必要である。

ボイラ側の腐食防止のために、このクラス（200MWクラス）のボイラ給水のpHは、ボイラに使用する材質から、8.5～9.5 と高いpH値が望ましい。

このことから、給水加熱器の材質を高圧系、低圧系共、鉄系の同一材質を使用することが望ましく、銅合金材と鉄系合金材を混合して使用するプラントより水質管理が容易になる。

従って、給水加熱器材質には炭素系銅材及びステンレス鋼材を採用することとした。

ウエストワープ火力発電所の1, 2号機の給水加熱器材質としては、以下の材質を採用することとした。

(1) 低圧給水加熱器

ステンレス鋼

(2) 高圧給水加熱器

炭素鋼

低圧加熱器にステンレス鋼を選択した理由は、厚さの薄い炭素鋼は腐食上の弱点がある為、好ましく無いからである。

高圧加熱器の炭素鋼管には、材質に適した水質管理を実施し、保護被膜を形成し、保護することが必要である。

また、炭素鋼管は、プラント停止時には、ホットブロー、窒素ガス封入、又は蒸気シールによって保管することが必要である。

M-8 ボイラ給水ポンプ

1. ボイラ給水ポンプの概要

ボイラ給水ポンプは、火力発電所の最も重要な補機の一つである。

給水ポンプには高性能、耐久性と高信頼性が要求される。

すなわち、給水ポンプは、例え負荷が変わっても、高圧、高温に耐えなければならない。更に、操作と保守が容易なことを条件として、ポンプの型式の選択をする。

2. ボイラ給水ポンプの駆動動力

ボイラ給水ポンプの駆動用動力には、モータ駆動とタービン駆動がある。

タービン駆動給水ポンプは通常、表-1に示す様に300MWを越える容量のユニットに採用される。

2.1 モータ駆動給水ポンプ

モータ駆動の給水ポンプには、下記の2つの組合わせがある。

一つはブースタ・ポンプ無しと、他方はブースタ・ポンプ付きである。

(1) ポンプ+増速ギヤ+モータ

(2) ポンプ+増速ギヤ+モータ+ブースタ・ポンプ

一般に、ブースタ・ポンプ無し(1)の組合せの給水ポンプは、高圧高温ユニットには適さない。ウエストワープ1, 2号の給水ポンプの駆動方式は、上記(2)を選択する。ブースタ・ポンプはポンプの必要NPSHを確保するために設ける。

2.1.1 モータ駆動の利点

モータ駆動のボイラ給水ポンプには次の利点がある。

(1) ポンプ操作が容易

(2) ポンプの起動が容易

(3) 保守が容易

(4) 据付が容易

2. 2 蒸気タービン駆動給水ポンプ

蒸気タービン駆動給水ポンプの場合、蒸気は通常運転時には主タービン抽気から取る。

低負荷では、蒸気は主蒸管より取り、排出蒸気はプラントの設計・計画に従って復水器又は給水加熱器に回収する。

2. 2. 1 蒸気タービン駆動の利点

- (1) ポンプ性能に従って、増速ギヤセット無しで容易に高回転速度を得る事が可能。
- (2) 絞り損失が無い
給水調整弁によって、給水流量を調整するシステムに比して、絞り損失が少なくなる。
- (3) 大容量の給水ポンプが製作が可能
- (4) 所内動力を減らせる事が出来る。

2. 3 ボイラ給水ポンプの駆動源の選択

表-1 に日本国内の発電所のボイラ給水ポンプ一覧表を示す。

一般に、モータ駆動ボイラ給水ポンプは、容量 300MW までのユニットに採用される。

増速ギヤは、全てのモータ駆動の給水ポンプに採用されている。

ウエストワーフ 1, 2号機には、ポンプ選択の一般的な動向によりモータ駆動型を選択した。更に、電力消費節減のため、給水流量をプラントの負荷に見合って回転数制御するため、流体継手（可変速装置）付きのボイラ給水ポンプを採用することとした。

3. ボイラ給水ポンプの数

モータ駆動ボイラ給水ポンプを採用する場合、ポンプの台数とその容量について 3案を検討した。

- (1) 2台 × 100% 容量 (一台予備)
- (2) 3台 × 1/2 容量 (一台予備)
- (3) 4台 × 1/3 容量 (一台予備)

一般に、1台のポンプが 200t/h を越える場合、ポンプを分割して、それぞれ 1/2 容量の給水ポンプを 3台 (一台予備) 設置する例が多い。

ウエストワーク 1, 2号機に対しては、それぞれ 50%の容量を持った3台の給水ポンプを採用する。

4. ボイラ給水ポンプの仕様

- 型式 : モータ駆動, 可変速横型, 多段遠心パーレル, ブースタ・ポンプ及び水封入装置付き
- 台数 : 3台 (一台予備)
- 容量 : 1台 × 50% (350t/h × 210kg/cm²g)
- 速度 : 毎分 6,000回転ステップ・アップギヤ及び流体継手付

Table 1 Particulars of Boiler Feed Water Pump in Japanese Electric Power Stations

Output MW	Name of Stations	Steam Press. (kg/cm ²)	Boiler Cap. t/h	Rate of Cap.	Feed Pump Cap. t/h	Discharge Press. (kg/cm ²)	Speed (rpm)	Prime Mover (kW)	Number of set
125	A	127	430	1/2	228	177	5,070	1,650	3M
125	B	127	435	1/2	228	167 158	1,630 2,975	1,570 1,600	3M 3M
175	C	190	590	1/2	310	279	3,875	3,750	3M
175	D	169	590	1/3	220	203	5,180	1,900	4M
265	E	169	908	1/3	333	210	6,797	2,600	4M
265	F	169	900	1/3	320	193	6,797	2,600	4M
350	G	169	1,126	27% 1/2	305 610	206 199	7,000 5,850	2,580 4,400	2M 2T
350	H	169	1,130	27% 1/2	305 610	210 207	7,100 7,120	2,500 4,250	1M 2T
175	I	169	590	1/3	211	197	5,180	1,750	4M
125	J	127	435	1/2	240 234	168 165	7,840 7,690	1,600 1,600	3M 3M
250	K	169	840	1/2	450	221	6,750	2,650 + 2,650 3,900	1M 2T
220	L	169	700	1/2	350	243	7,100	3,310	3M
220	M	169	730	1/3	269	216	6,050	2,100	4M
220	N	169	730	40%	300	216	6,000	2,100	4M
250	L	169	860	1/2	450	204	6,800	3,750 3,500	1M 2T
220	O	169	710	1/2	380	193	6,037	2,900	3M

Abbreviation M: Electric Motor

T: Steam Turbine

M-9 軸受冷却水系統

1. 概 要

軸受冷却水系統は、プラントを運転するために重要なシステムである。

このシステムは主循環系統とは異なり、多くの種類の機器で構成している。

JICAチームは、この軸受冷却水系統について、いくつかのタイプに関し、技術的、経済性評価を実施した。

結果として、密閉循環型の軸受冷却水系統を採用することとした。

2. 密閉循環型と開放循環型の比較

比較表を次下に示すと、

2-1. Closed circuit type or open storage type

	<u>Closed circuit type</u>	<u>Open storage type</u>
(1) Volume chamber	. Stand pipe	. Head tank and Underground tank
(2) Type of BCWP	. Horizontal	. Vertical
(3) Total head of BCWP	. System head loss	. System head loss plus static head
(4) Contact area with atmosphere	. Small	. Large
(5) Emergency case (all A.C. failure)	. Filled up with cooling water with no flow rate Unit should be going to shut down in principle	. Gravity emergency flow of cooling water, depending on storage capacity of the head tank in principle

	<u>Closed circuit type</u>	<u>Open storage type</u>
(6) Space/loading on structure	. Small	. Large
(7) System (return) pressure level	. A little bit higher	. Lower

Note. BCWP: Bearing Cooling Water Pump

密閉循環システムのタイプは、開放循環タイプに比較して多くの利点を持っている。

2.1 低維持費

密閉循環型の場合は、軸受冷却水ポンプ電動機容量が小さいものに出来る。又、防錆剤の消費量の低減、大気に触れる個所が少ない等の利点がある。

2.2 補修性

横型ポンプは、縦型ポンプに比較して補修が簡単である。又、苛酷なスピードに於いてポンプとモーター・サポートの間の共振を低減出来ます。

その上、系統内の水は大気と接触する個所がスタンド・パイプの表面だけに限られているので、系統内の水質管理が簡単になる。

2.3 年維持費の低減

開放循環型では、深い地下タンクが必要である。これに伴って、最も適したNPSHを持つ軸受冷却水ポンプを考えられなければならない。又、地上タンク及び地下タンクの容量は、緊急時に備えて大きな容量を持つものとする必要がある。

このため、開放循環型は、建築・土木費並びにタンク建設を伴うこととなります。

2.4 pH管理

pHの維持と点検は、1週間毎で十分である。

3.

Basic Bearing Cooling Water System (BCWS) Arrangement

Following sheets show the BCWS basic arrangements applied in the West Wharf thermal power plant.

Abbreviations:

TCV : Temperature Control Valve

PCV : Pressure Control Valve

LCV : Level Control Valve

TG MOC : T.G. Main Oil Cooler

H₂GC : Hydrogen Gas Cooler

BFP OC : BFP Oil Cooler

BCWC : Bearing Cooling Water Cooler

BCWP : Bearing Cooling Water Pump

Vac.P.SWC: Condenser Vacuum Pump Seal Water Cooler

CPH : Condensing Water Preheater

St. CWC : Stator Cooling Water Cooler

EXC. AC : Exciter Air Cooler

IPB. AC : Isolated Phase Bus Duct Air Cooler

CBP. BRG : Condensate Booster Pump Bearing

GSE. BRG : Gland Steam Exhauster Bearing

HDP. BRG : Heater Drain Pump Bearing

M.BFP.OC : Motor Driven BFP Oil Cooler

GAH : Gas Air Heater (Regenerative air heater)

BCP : Boiler Circulation Pump

PI : Pressure Indicator
TI : Temperature Indicator
PTT : Pressure Test Tap
TTT : Temperature Test Tap
TC : Temperature Controller
PC : Pressure Controller
LS : Level Switch
PS : Pressure Switch (for stand-by BCWP auto-start)

⊗ : Gate Valve

⊗ : Globe Valve

⊗ : Butterfly Valve

: Parabolic Globe Valve

: Pneumatic Actuator Valve

: Electric Motor Valve

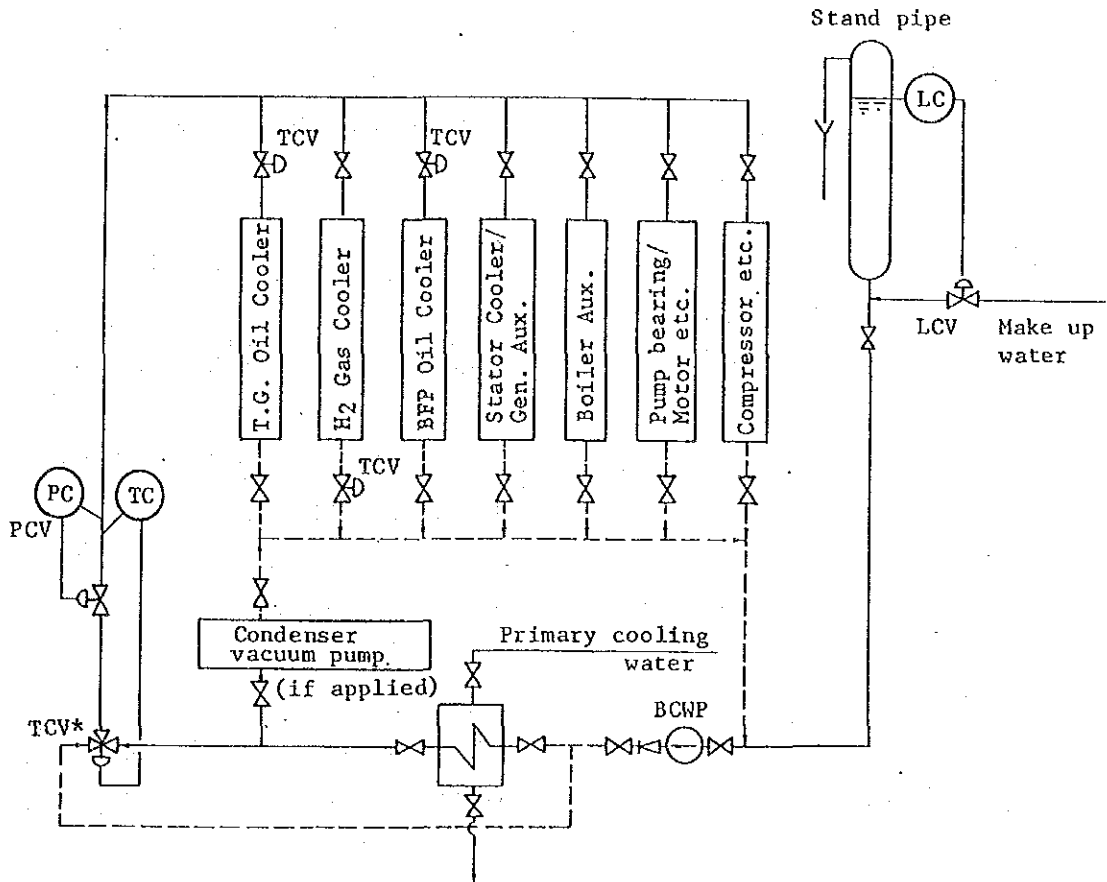
: Solenoid Valve

: Non-return Valve

: Flow Sight

: Flange for Flow Balance Adjusting Orifice

英文つづき



* Temperature control : On outlet of BCWC

* Pressure control : On outlet of BCWC

* Stator cooling water: Stator cooling water (demineralized water = secondary cooling water of stator cooler) is controlled and primary cooling water (BCW) of the stator cooler isn't controlled.

(1) P C V

P C Vは系統全体の流量を保持するために用いられる。

しかし、個々の系統に於ける流量バランスを制御することは出来ない。

全ての運転条件に於いて、流量を厳密に保持する必要がない系統には、P C Vを適用することは余り意味がない。

もし、P C Vを採用するのであれば、軸受冷却水主系統の過流量防止のために採用することが最もよい使用方法である。

(2) T C V* (three way valve)

3方弁は、軸受冷却水の計画温度を保持するとともに、装置の過冷却の防止に利用出来る。三方弁の制御能力と寸法は、三方弁の使用目的に適合したものとして設計する。

しかしながら、軸受冷却器の一次側温度が一定の時、並びに設備の過冷却が起きないと推定出来る場合には、三方弁を使用する必要がない。

但し、タービン・ターニング操作としている場合には、タービン油温度を変更するため、三方弁による温度設定値を調整することが必要です。

(3) スタンド・パイプ

スタンド・パイプは、軸受冷却水ポンプの吸込水頭を一定に保持するばかりでなく、軸受冷却水ポンプの起動・停止に伴って起る、衝撃、慣性力の悪影響を避けるために必要です。

このため、スタンド・パイプを切離すための弁は取り付けないこととする。

(4) スタンド・パイプのための水位制御

連続水位制御装置は、この系統に作用する。

しかしながら、この水位制御は、スタンド・パイプが緩衝力タンクとしての機能を持っているのと軸受冷却水ポンプの吸込圧を適正な範囲で維持する目的があり、水位計による ON-OFF 制御で十分であると考えられる。

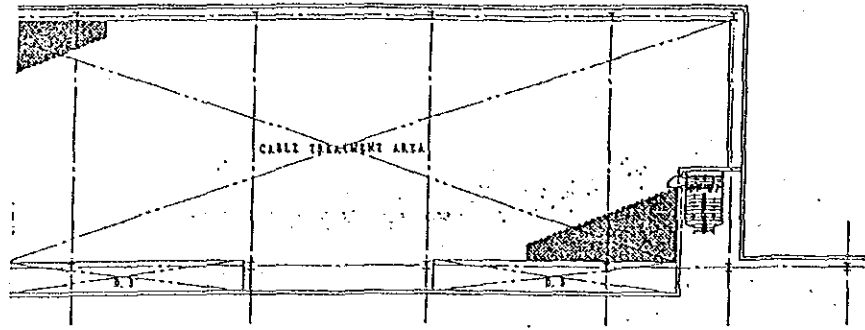
M-10 主蒸気及び再熱蒸気配管ルート

代表的な主蒸気及び再熱蒸気配管ルートを Fig. 1 の如く計画した。

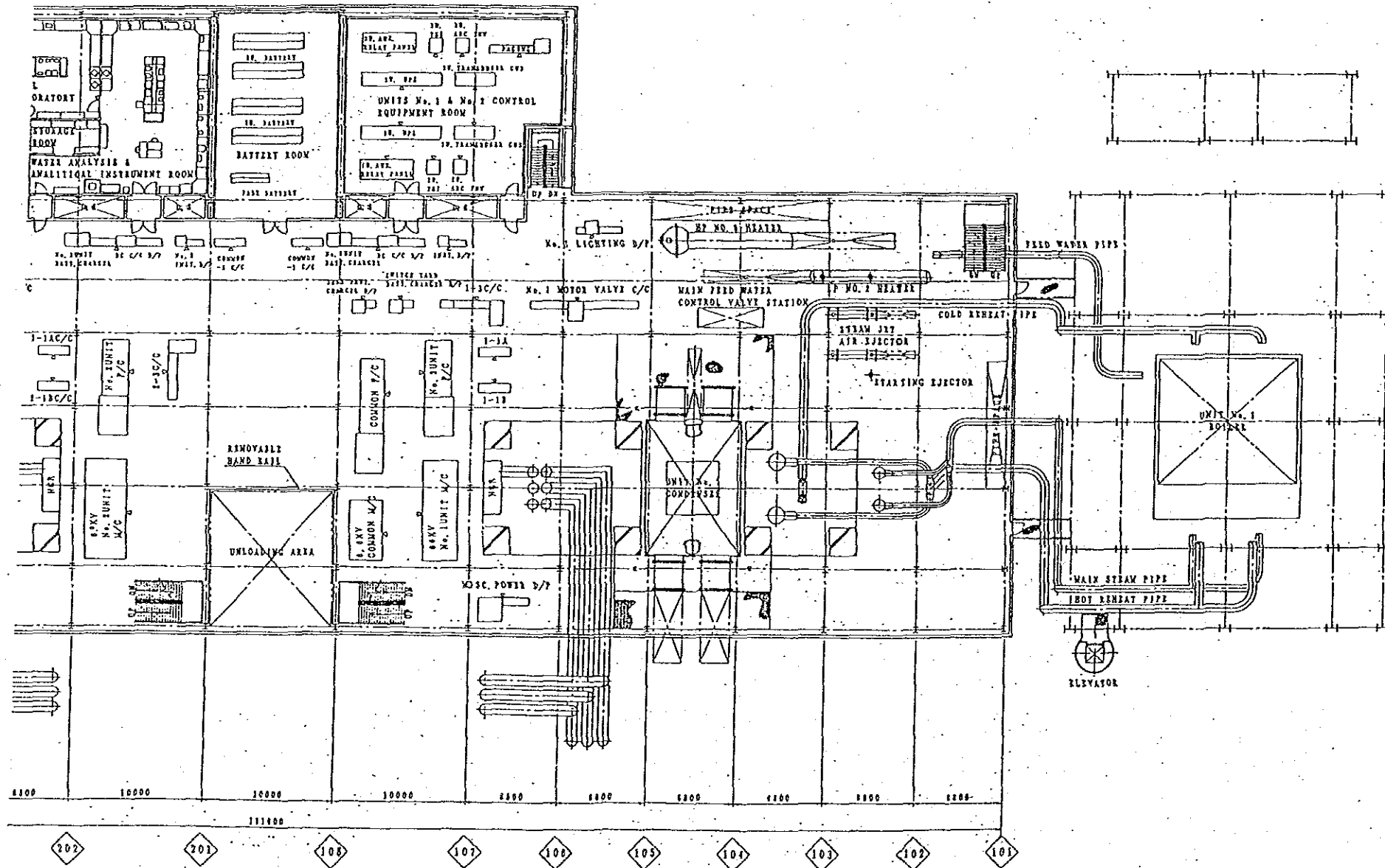
これは、1号機の計画を示すものである。

2号機における配管ルートは、1号機の配管に対して鏡対象となるよう計画するものとする。

本図は、代表的な計画案であり、実際の配管ルートは、建設設計段階において、熱膨張応力、保守点検性、稼働中の配管系の挙動、機器や構造物との干渉等を配慮し、詳細に設計されるものである。



PL+ 8550



PL+ 5500

Fig-1

REV. NO.	DESCRIPTION	DATE	CHKD	APPR	DATE
PAKISTAN KARACHI ELECTRIC SUPPLY CORPORATION WEST WHARF THERMAL POWER PLANT PROJECT UNITS NO. 1 AND NO. 2 --MAIN POWER HOUSE GENERAL ARRANGEMENT MEZZANINE FLOOR					
JAPAN INTERNATIONAL COOPERATION AGENCY					
APPROVED BY	REVIEWED BY	CHECKED BY	DRAWN BY		
SPD NO.	SCALE	DATE			
WGTS-1102		1/200			

M-11 主要配管仕様

主要配管材質は、日本における技術基準並びにASTM, ASME規格をもとに選定する。又、その仕様は下記の通りである。

1) 配管材質及びその設計条件

主要配管に使用する材質の分類と設計条件を以下に示す。

分類	最大使用圧力 (kg/cm ² g)	最大使用温度 (°C)	適用流体
A120 (SGP) A139 (STPY)	10	350	冷却塔用水, 蒸気, 油燃料 空気用
A53 (STPG-38, 42)	100	350	冷却塔用水, 蒸気, 油燃料 空気用
A33/A333M (STPL-39)	100	-60~200	天然ガス用 (低温)
A106 Gr. B (STPT-38, 42, 49)	制限無	450	冷却塔用水, 蒸気用
(STS-38, 42, 49)	〃	350	高圧水及び蒸気用
A285 Gr. C (SB-42)	〃	450	高圧水及び蒸気用
A335 Gr. P1 (STPA-12)	〃	500	高圧高温蒸気用
A335 Gr. P12 (STPA-22)	〃	550	高圧高温蒸気用
A335 Gr. P11 (STPA-23)	〃	575	高圧高温蒸気用
A335 Gr. P22 (STPA-24)	〃	625	高圧高温蒸気用
A376, 312 (SUS-TP)	〃	800	薬品, 高圧及び高温蒸気 用

- 2) 循環水管は鋼管とし、内面に 0.7mm 厚のタール・エポキシレジンを塗布する。地下埋設部の外表面は 4.5mm 厚のコールタールガラスウールで二重被覆する。
- 3) 燃料配管は STGP 38 (A53) とし、Sch 40 を最小厚さとする。
天然ガス配管は STPL 39 (A333/A333M) とし、Sch 40 を最小厚さとする。

- 4) 蒸留水又は純水配管は管内ライニング鋼管又は、ステンレス鋼管とする。
地下埋設部の外表面は、アスファルトジュート二層にて被覆する。
- 5) 酸性又は腐食性の液体を取扱う炭素鋼配管の内部は耐酸、耐腐食性の材質で被覆する。
ボイラ、空気予熱器及び煙突の洗淨排水管は、耐酸性ライニング管とする。
- 6) ボイラブロダウンタンク(フラッシュパイプ)の配管は、STGP 38(A53)とし、Sch 80を最小厚さとする。
- 7) 塩素及び塩素性溶解水用の配管はラバーライニング管又は耐腐食鋼管とする。
- 8) ルートバルブを含めサンプリング配管はステンレス鋼管とする。
- 9) 計装配管は亜鉛炭素鋼管又は銅管とする。
管継手はさし込み溶接式とし、シール溶接を行なうものとする。
計装用空気配管は銅管とし、その継手は、フレアーチューブ継手又は同等品を使用する。

継目無銅管の配管口径は以下の通りとする。

外 径 mm	管 厚 mm
6.0	1.0
10.0	1.0
12.0	1.2

- 10) タービン油配管は STPG 38(A53)とし、Sch 40厚さとする。継手は、溶接継手とする。

2. 配管厚さ

日本の火力発電所で取扱っている技術基準に従い、配管の厚さは次の式を用いて計算する。

127 から 600mm の配管

$$t = \frac{P D_o}{200S + 2kP} + \alpha \quad \dots\dots\dots (1)$$

127mm 以下の配管

$$t = \frac{P D_o}{200S_n + P} + 0.05 D_o + \alpha \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、

- t : 最小必要厚さ (mm)
- P : 最大使用圧力 (kg/cm²g)
- D_o : 配管の外径 (mm)
- S : 技術基準による使用温度に対する許容引張応力 (kg/mm²) (表-2参照)
- n : 長手継手効率
- k : 係数 (表-1参照)

表-1

配管中の流体温度	k の 値	
	オーステナイト系ステンレス以外の鋼	オーステナイト系ステンレス鋼
480℃又はそれ以下	0.4	0.4
510℃	0.5	0.4
536℃	0.7	0.4
565℃	0.7	0.4
590℃	0.7	0.5
620℃又はそれ以上	0.7	0.7

α : ころひろげした管の管座の部分及び構造的安定のための係数
(腐食状態の許容値を除く)

$$= 1 \quad D_o < 127 \text{ mm}$$

$$= 0 \quad D_o \geq 127 \text{ mm}$$

Table 2 Allowable Tensile Stress at the Respective Temperature for Steel Materials (1/3)

(Source: Japanese technical standards for thermal power plant)

Material symbol	Chemical composition or name of the symbol	Minimum tensile strength, kg/mm ²	Allowable tensile stress at the respective temperature, kg/mm ²													
			300°C	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575		
STPA24	Alloy steel pipes 2.25Cr - 1Mo	42	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.2	9.4	8.3	6.5	4.9	3.7
SB 42	Rolled steel for boilers and other pressure vessel for high temperature service	42	10.5	10.5	10.5	10.5	9.9	9.0	7.7	5.8						
STPT42-S	Carbon steel pipe for high temperature service	42	10.5	10.5	10.5	10.5	9.9	9.0	7.7	5.8						
STS 42	Carbon steel pipe for high pressure service	42	10.5	10.5	10.5	10.5										

Note -S: Seamless pipe

-E: Electric resistance welded pipe

501

Table 2 Allowable Tensile Stress at the Respective Temperature for Steel Materials (2/3)

(Source: Japanese technical standards for thermal power plant)

Allowable tensile stress at the respective temperature, kg/mm²

Material symbol	Chemical composition or name of the symbol	Minimum tensile strength, kg/mm ²	300°C	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575
STPG38-S	Carbon steel pipe for pressure service	38	9.5	9.5	9.5	9.5								
-E		38	8.1	8.1	8.1	8.1								
SGP	Carbon steel for ordinary piping	30	6.4	6.4	6.4	6.4								

Note -S: Seamless pipe

-E: Electric resistance welded pipe

Table 2 Allowable Tensile Stress at the Respective Temperature for Steel Materials (3/3)

(Source: Japanese technical standards for thermal power plant)

Material symbol	Chemical composition or name of the symbol	Minimum tensile strength, kg/mm ²	Allowable tensile stress at the respective temperature, kg/mm ²														
			-45°C	-30	-10	-5	0	40	75	100	125	150	175	200			
STPL39-S	Steel pipes for low temperature service	39	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8
-E			8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3

Note -S: Seamless pipe

-E: Electric resistance welded pipe

3. 管内の標準流速

		流速 (m/sec.)
蒸 気	飽 和	20 ~ 30
	過 熱	30 ~ 45
	過 熱 (大口径のパイプ)	50 ~ 70
	大気への放出ライン	25 ~ 50
水	ポンプ入口	2 ~ 2.5
	ポンプ出口 (10 kg/cm ² 以下)	2.5 ~ 3
	ポンプ出口 (10 kg/cm ² 又はそれ 以上)	3 ~ 3.5
	ドレイン	1 ~ 2
	水 市 水	1 ~ 3 1.5 ~ 1.5
空 気	圧縮空気 (10 kg/cm ² 以下)	20 ~ 30
	圧縮空気 (10 kg/cm ² 又はそれ以上)	10 ~ 15
	コンプレッサー出口	10 ~ 20
油	重原油及び軽油	0.5 ~ 2
ガ ス	燃料ガス	40 以下

4. 配管口径

配管口径は、下記の式により計算する。

$$D = 18.8 \sqrt{\frac{r \cdot Q'}{V}} \dots\dots\dots (3)$$

ここで、

- D : 配管口径 (mm)
- Q' : 流 量 (kg/hr.)
- r : 比容積 (m³/kg)
- V : 流 速 (m/sec.)

5. 口径の選定

主要配管口径について、上式を基に計算した結果を次頁以降に記載する。

101

Name of pipe line	Flow rate, T/H	Press. (Working press.), kg/cm ² G	Design temp., °C	Velocity, m/sec.	Nominal pipe size, A	Thickness, mm	Material and schedule	Remarks
Main steam pipe	628.5	169	538	53.7	400	56	STPA 24	
Cold Reheat Pipe	560.6	35.9	321	46.9	550	17	SB 42	
Hot Reheat Pipe	509.9	32.3	538	57.9	600	22	STPA 24	
Auxiliary Steam Piping (High pressure)		17	330	20 - 30			STPG 38 SCH 40	
o PV - Header (From H.P. turbine outlet)	34	17	330	30.9	250	9.3	"	
o PV - Header (From primary SH outlet)	30	17	330	27.3	250	9.3	"	
o Header - Starting SAE and SJAE	3	17	330	26.7	80	5.5	"	
o Header - Steam converter	6.0	17	330	15.2	150	7.1	"	
o Header - SCAH	12	17	330	30.4	150	7.1	"	
o Header - PV to L.P.S.H.	15	17	330	21.4	200	8.2	"	

8/10/01

Name of pipe line	Flow rate, T/H	Press. (Working press.), kg/cm ² G	Design temp., °C	Velocity, m/sec.	Nominal pipe size, A	Thickness, mm	Material and schedule	Remarks
Auxiliary Steam Piping (Low pressure)								
o PV - Header	15	7.0	300	30 - 45	250	9.3	STPG 38 SCH 40	
o Header - Mixing heater	6	7.0	300	32.2	150	7.1	"	
o House boiler - MP	6	7.0	300	35.7	150	7.1	"	
Steam Converter Secondary Steam								
o Steam converter outlet main	10.0	5.0	Satu.	20 - 30	200	10.3	STPG 38 SCH 40	
o MP - F.O. heater	3.5	5.0	Satu.	30.0	150	8.2	"	
o MP - Suction heater	1.2	5.0	Satu.	21.0	80	5.5	"	
o MP - Water treatment	1.2	3.0	Satu.	25.3	80	5.5	"	

Name of pipe line	Flow rate, T/H	Press. (Working press.), kg/cm ² G	Design temp., °C	Velocity, m/sec.	Nominal pipe size, A	Thickness, mm	Material and schedule	Remarks
Turbine Extraction Steam to Heaters								
o To 7th heater	48.1	61.7	391	19.6	200	10.3	STPT 42 SCH 40	
o To 6th heater	56.1	35.9	321	22.5	250	9.3	STPT 42 SCH 40	
o To 5th heater	30.6	16.6	442	34.4	250	9.3	STPT 42 SCH 40	
o To deaerator	25.7	6.8	328	41.1	300	10.3	STPG 38 SCH 40	
o To 3rd heater	19.5	2.9	235	44.3	350	11.1	"	
o To 2nd heater	15.3	1.3	160	48.7	400	12.7	"	
o To 1st heater	26.8	0.68	98	59.7	450 x 2	14.3	"	

M-11-10

Name of pipe line	Flow rate	Press. (Working press.), kg/cm ² -G	Design temp., °C	Velocity, m/sec.	Nominal pipe size, A	Thickness, mm	Material and schedule	Remarks
Cooling water piping	T/H		40				SGP	
o Pump suction (Return pipe line)	700	1	40	2.2	350	7.9	SGP	
o Pump discharge (Main pipe line)	700	7	40	2.7	300	6.9	SGP	
o Main - Boiler Aux.	85	7	40	2.7	100	4.5	SGP	
o Main - CWP	7	7	40	1.4	40	3.5	SGP	
Fire Protection Water Piping (Fresh Water)	$\frac{m^3}{hr}$	8	30	1 - 3			SGP	
o Fresh Water Main Pipe	200	8	30	1.13	250	6.6	SGP	
o MP - AH	150	8	30	2.2	150	5.0	SGP	
o MP - Turbine Room	125	8	30	2.6	125	4.5	SGP	
o MP - Boiler Room	50	8	30	2.7	80	4.2	SGP	
o MP - Transformers	120	8	30	2.7	125	4.5	SGP	

M-11-11

Name of pipe line	Flow rate, m ³ /hr	Press. (Working press.), kg/cm ² G	Design temp., °C	Velocity, m/sec.	Nominal pipe size, A	Thickness, mm	Material and schedule	Remarks
Fire Protection Water Piping (Air Foam)								
o Main pipe	35			1.12	100	4.5	SGP	
o MP - H.O. storage tank	23	8	30	1.84	65	4.2	SGP	
o MP - H.O. service tank	6	8	30	1.23	40	3.5	SGP	
o MP - Potable nozzle	24	8	30	1.84	65	4.2	SGP	

M-11-12

#4712

811

Name of pipe line	Flow rate Kl/H	Press. (Working Press.), kg/cm G	Design temp., °C	Velocity, m/sec.	Nominal pipe size, A	Thickness, mm	Material and schedule	Remarks
Heavy Oil Piping		7	50	0.5 - 2.0			STPG 38 SCH 40	
o Storage tank inlet	120	-	-	1.86	150	7.1	"	
o Storage tank - Tr. pump	120	2	50	0.7	250	9.3	"	
o Tr. pump - Service tank	120	7	50	1.07	200	8.2	"	
o Service T. - Burner	70	30	100	2.6	100	8.6	STPG 38 SCH 80	
o Burner - Service T.	70	30	100	2.6	100	8.6	"	
Natural Gas				less than 40				
Gas station - Unit shot down valve	11,800	5 - 8		37.6	350	11.1	STPL 39 SCH 40	

Name of pipe line	Flow rate $\frac{m^3}{H}$	Press. (Working Press.), $\frac{kg}{cm^2-C}$	Design temp., $^{\circ}C$	Velocity, m/sec.	Nominal pipe size, A	Thick-ness, mm	Material and schedule	Remarks
Demineralized Water Piping			40	1 - 3			SUS 304 TP SCH 40	
o Demineralized water tank Makeup water tank	120	5	40	1.88	150	7.1	SUS 304 TP SCH 40	
o Makeup water tank outlet (common)	100	2	40	2.1	125	6.6	SUS 304 TP SCH 40	
o Makeup water piping to condenser (M.P)	100		40	2.1	125	6.6	SUS 304 TP SCH 40	
Condensate Piping								
o Pump suction	430	65 mmHg abs.	43.1	0.87	450	14.3	STPG 38 SCH 40	
Boiler Feedwater Piping								
o BFP suction	700	7.8	169	3.1	300	10.3	STPG 38 SCH 40	
o Each pump discharge	350	214	169	3.6	250	36	STS 42	
o Feedwater line	685	214	282	4.4	350	48	STS 42	

M-11-14

11/14

511

Name of pipe line	Flow rate m ³ /H	Press. (Working press.), kg/cm ² G	Design temp., °C	Velocity, m/sec.	Nominal pipe size, A	Thickness, mm	Material and schedule	Remarks
Circulating Water Piping		0.98	30				SS 41	
o Each pump discharge	17,100		30	2.78	1,500	13	SS 41	
o CWP common discharge	34,200		30	2.57	2,200	16	SS 41	
o Condenser inlet and outlet	17,100		30	2.78	1,500	13	SS 41	
Washing Water Piping			70	1 - 3			SGP	
o Mixing heater - Main P	150	10	70	2.2	150	5.0	SGP	
o MP - AH nozzles	75	10	70	2.4	100	4.5	SGP	
Instrument Air Piping (for Power Plant)	Nm ³ /H	7	35	20 - 30			SGPW	
o Compressor - Receiver	360	7	35	27	65	4.2	SGPW	
o Receiver - Main pipe	300	7	35	27	65	42.	SGPW	
Instrument Air Piping (for yard)		7	35				SGPW	
o Compressor - Receiver	120	7	35	25	50	3.8	SGPW	

Name of pipe line	Flow rate Nm^3/H	Press. (Working press.), $\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$	Design temp., $^{\circ}\text{C}$	Velocity, $\text{m}/\text{sec.}$	Nominal pipe size, A	Thick-ness, mm	Material and schedule	Remarks
Service Air Piping	Nm^3/H	7	35	20 - 30			SGP	
o Compressor - Receiver	360	7	35	27	65	4.2	SGP	
o Receiver - Main pipe	360	7	35	27	65	4.2	SGP	
Sea Water Feed Piping for Chlorination Equipment	m^3/H	5	35			(Internal lining)	STPG 38 SCH 40	
o Pump discharge	300	5	35	2.9	200	8.2	"	
Distillate Water Piping								
o Each pump discharge	21	5	40	1.8	65	4.2	SGPW	
o Common discharge line	42	5	40	1.5	100	4.5	SGPW	
Raw Water Pretreatment Piping								
o Main pipe	120	5	40	1.76	150	7.1	STPG38 SCH40	
Drinking Water								
o Main pipe	20	5	40	1.54	65	4.2	SGPW	

M-11-16

THE 116

94 L11

Name of pipe line	Flow rate, m ³ /hr	Press. (Working Press.), kg/cm ² G	Design temp., °C	Velocity, m/sec.	Nominal pipe size, A	Thickness, mm	Material and schedule	Remarks
Raw Water Piping								
o Raw water tank inlet	120	5	40	1.76	150	5.0	SGP	
o Raw water tank outlet	300	2	40	1.2	300	6.9	SGP	
Water Treatment								
o Inlet and outlet	50	5	40	1.76	100	6.0	SUS 304 TP SCH 40	

M-12 屋 外 配 管

1. 屋外配管の概要

屋外配管設備の構成は、パイプラック、スリーパ及びトレンチ等の配管支持構造物とハンガー、アンカー、ガイド及びサポートを含めた配管支持装置等より成り、下記項目の通りである。

- a. 屋外配管
- b. 配管支持構造物 (パイプラック)
- c. 配管スリーパー
- d. 配管サポート (配管支持金物)
- e. 配管架台基礎
- f. 歩廊, 操作架台等
- g. 塗 装

2. 設計条件

(1) 配管支持間隔

最大配管支持間隔を表-1に示す。表に示す間隔は、満水状態の配管に作用する曲げ応力と剪断応力を組合わせた許容組合せ応力が 105.4kg/cm^2 (1500psi)、及び配管の許容たわみ量を 2.54mm (0.1 inch) とする条件によって決定した最大支持間隔である。

単独に布設する配管については、最大支持間隔を適用する。しかしながら、複数の配管を同一架台に布設する場合は、支持構造物の構造上の制限と経済性の観点から、その支持間隔を決定する。

従って、適切な支持間隔については、表-1を基に計画するものとし、小口径配管には、中間にサポートを設けるものとする。

(2) パイプラック

パイプラックは、配管ルート of 敷地的な制約より2段構造として、配管布設スペースを確保する。

2段構造の上下間隔は、配管布設を考慮し $1,200\text{mm}$ とした。パイプラックの高さは、最低 6m とし、主道路横断部分は 8m とする。

図-1に代表的なパイプラックの構造と、その配置を示す。

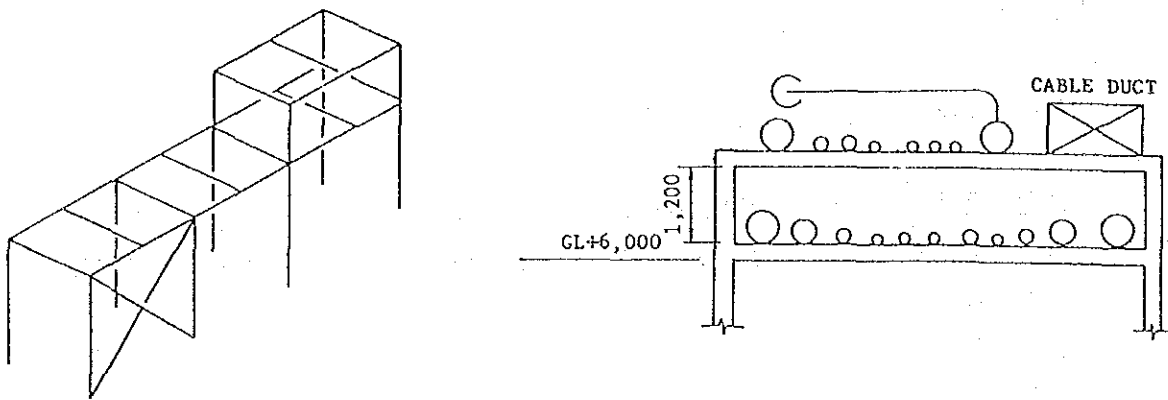


図-1 主要配管架台の配置

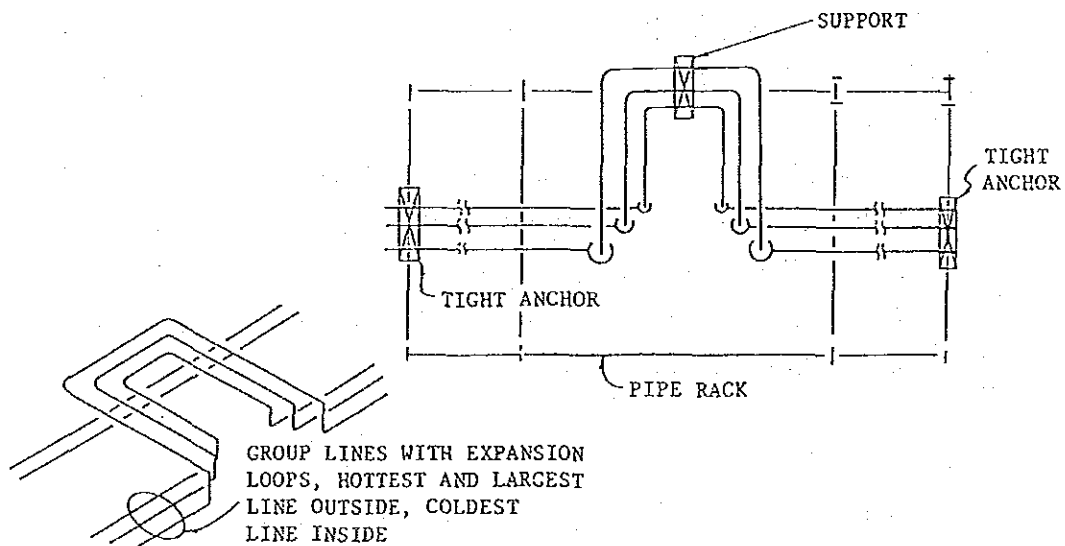
(3) エクスパンション・ループ

一般に配管系は、熱膨張などの要因により、配管及び配管固定個所の強度保持を目的として、適当な柔軟性を持たせなければならない。

このため、燃料配管及び蒸気配管については設計上、柔軟性を考慮する措置としてエクスパンション・ループを適用する。

図-2に、エクスパンション・ループの代表的な配置を示す。

図-2 エクスパンション・ループの代表的配置



(4) 屋外配管設備のうち、2号機建設時に布設接続する配管については、1号機建設時に接続用バルブと止板を取付けておくものとする。

表-1 最大配管支持間隔

配管口径 (mm)	支持間隔
25	2,000
40	2,700
50	3,000
65	3,300
80	3,600
100	4,200
150	5,100
200	5,700
250	6,700
300	7,000
350	7,600
400	8,200
450	8,500
500	9,100
600	9,700

記事：

- (a) 上表の間隔は、満水状態の配管（保温材重量を除く）に作用する曲げ応力と剪断応力を組合せた応力が 105.4kg/cm^2 (1500psi) 及び許容のたわみ量を 2.54mm (0.1 inch) とする条件によって決定した最大支持間隔である。
- (b) 但し、上表の適用外として、バルブや他の重量物が集中荷重として存在する場合は、支持間隔の変更を行うものとする。
- (c) 配管曲り部等、方向が変化する個所に設置するハンガーサポートの間隔は、正規の間隔の $3/4$ 倍以下となるよう計画する。
- (d) 集中荷重が存在する場合には、曲げ応力の低減のため極力支持間隔を小さくするものとする。

参考資料

仮設配管計画について (案)

発電プラント建設工程並びに建設地点の敷地準備計画を行うに当り、関連して、仮設配管を計画しておく必要がある。

たとえば、Lot II A 所掌の新設開閉所の建設に当っては、既設 B X 発電所運転に必要な配管がある。又、2号機工事の期間、所内ボイラ等、1号機運転に必要となる配管が存在する。

このため、下記の如く仮設配管計画を立案した。

1. 開閉所建設に伴う仮設配管

(1) 市水受入配管

Lot II A 所掌の新設 132kV/220kV開閉所の建設に当り、変圧器設置のため、既設 B 発電所用放水用管路と管路に併送する市水受入配管の撤去工事を行う。

しかしながら、上記の撤去期間中は、既設 B X 発電所が稼働中であるため、市水を受入れておく必要がある。

このため、新設開閉所の建設エリアとなる発電所敷地境界から、既設市水地下タンク間の市水受入配管を Lot II A 所掌として仮設配管しておくものとする。

仮設配管は、新設開閉所の裏手敷地境界に沿って敷設するものとし、そのルートの一部は正規の配管ルートとする。正規の配管ルートの両端には Lot I 所掌の配管工事のための接続用バルブを取付けておくものとする。

更に、Lot II A 所掌範囲として、開閉所変圧器用散水設備の水源を仮設の市水受入配管より供給する。(昇圧ポンプ設置を含む)

尚、この仮設散水配管は開閉所上下水道設備用にも使用する。

発電プラント所内の用水設備の建設に伴い、Lot I 所掌において、前述の新設開閉所に必要な配管全てを仮設配管にかえて正規の配管に接続する。

(2) 排水配管及び上下水道配管

題記の仮設配管は、構内排水設備建設前に Lot II A 所掌として供給するものとする。

Lot I 所掌による構内排水設備建設に伴い、正規の排水系統に Lot I 所掌において接続する。

2. 所内ボイラー用

1号機建設に引続き、2号機建設時布設する屋外配管には、1号機稼働中でも接続を可能とするため、1号機建設時に接続用バルブを取付けておくものとする。

但し、次の配管は、1号機運用に対して2号機建設時期に所内ボイラー等に必要な配管となるため、仮設の配管を行っておくものとする。

- a) 天然ガス
- b) 原 水
- c) 所内/消火用水
- d) 純 水
- e) 補助蒸気
- f) 制御及び所内空気
- g) 軸 冷 水
- h) その他必要な配管

3. 既設BX発電所用（必要に応じて）

既設BX発電所は撤去に至までの期間連続して運転を行う。

従って、現在既設BX発電所で主燃料として使用している天然ガスの供給を受けられない場合、既設燃料タンクより噴燃ポンプに至る配管をプラント建設工事に支障のない位置に仮設する必要がある。

この仮設配管は、Lot I所掌において実施するものとし、上記問題が生じた場合にのみ対応することとする。

C-1 燃料設備

1. 概 要

燃料設備は、添付図に示す如く重油系統と天然ガス系統より成る設備構成を計画した。その概要を下記に示す。

(1) 重油系統

重油受入、貯蔵設備は、K E S Cとの打合せ結果に基づき次の設備構成とすることで計画を行った。

重油は、発電用主燃料としてパキスタン国営石油 (PSO)、キマリ地区に位置する石油備蓄基地より既設パイプラインによって供給を受けるものとする。

貯蔵設備に関しては、発電所構内に位置する既設P S O 2476k ℓタンク2基を新ウエストワーフ火力発電所の貯蔵タンクとして使用する。

但し、上記貯蔵タンクについては、燃料供給の信頼性向上と運用性を考え、次に示す内容の設備改善を行うものとする。

- a) 添付系統図に示す燃料配管構成の見直し
- b) 報告書C-10 消火設備の項に示す設備の適用

更に、将来計画として、隣接するカルテックス石油からの燃料供給に備え、増設用バルブを計画するものとする。

(2) 天然ガス系統

ボイラー起動用 (点火～所内動力) 及び所内ボイラー用の補助燃料として、スイガス供給会社 (Sui Gas Co.) から供給される天然ガスを使用する。

この天然ガスは、既設B X号機を撤去するまでの期間、既設B X号機の主燃料として使用する。

既設ガス受入設備に関して、燃料系統、運用上の簡素化と安全性向上を目的として設備改善を行うこととする。

記事) 非常用ディーゼル発電機及び消火ポンプ用ディーゼルエンジンの使用燃料は、軽油 (HSDオイル) とする。

2. 燃料供給について

既設燃料供給系統は、キマリ地区のP S O（パキスタン国営石油）備蓄基地より直接ウエストワフ火力発電所内のP S O管理下にある 2476kℓ×2基タンクへ送油する系統となっており、その供給能力は現在 120Ton/hrである。この供給能力は、新設する発電所2ユニットの燃料消費量に対して十分なものと考えられる。

一方、P S O備蓄基地の既設送油設備は、燃料移送ポンプ1台と6 Bパイプライン1条で構成されており、このパイプラインは、発電所に隣接するカルテックス石油へも供給可能となっている。

このことは、将来的にカルテックス石油と燃料供給配管の連絡を行ったとしても、燃料供給は前述の設備からであり、供給源としては1個所となる。

従って、燃料受入の信頼性の向上と、円滑な発電所運用を行うことを目的として、次の事項を考慮し、既設燃料供給系統の強化計画を立てた。

- i) 当面は既設備での運用を行うが、将来的に設備強化を行うようK E S CよりP S Oに進言する。
- ii) その対策としては、移送ポンプ1台の追設とパイプライン1条の追設を行う。
尚、移送能力としては、現在と同容量とする。

天然ガス設備についてはC-3項を参照。

3. 蒸気加熱設備の計画

配管、装置、タンク等、蒸気による加熱を必要とするプラント設備について、その加熱設備の計画を行った。この設備は、高粘度の重油を取扱い貯蔵する設備に加熱装置を設置するもので、高粘度の重油を移送するに当り、重油が流動する最低の温度（流動点）の保持、或は流動点まで昇温することを目的とするものである。

(1) 重油配管

内部温度を50℃に保持又は、内部温度を0℃より50℃に昇温可能なものとして、下表に示す蒸気トレース配管を計画した。

重油配管口径	2 ^B	4 ^B	6 ^B	8 ^B	10 ^B	12 ^B	14 ^B	16 ^B
配管保温厚さ (mm)	30	30	40	40	40	40	40	40
蒸気トレース配管 本数	1	1	1	1	1	2	2	2
口径	1/2 ^B	1/2 ^B	3/4 ^B	3/4 ^B	1 ^B	3/4 ^B	1 ^B	1 ^B

(2) 重油サクションヒータ

型 式 横置き Uチューブタイプ
入口油温度 20℃ (計画値)
出口 " 50℃ (")

(3) 重油サービスタンク

重油の温度保持又は昇温に必要な加熱設備として、スチームコイルヒータを計画する。

(4) 重油ヒータ

型 式 横置き Uチューブタイプ
出口油温度 90 ~ 100℃ (計画値)

(5) バルブ、ストレーナ他、配管部品については、配管と同要領の加熱設備とする。

4. 建設工事

(1) P S Oタンク廻りの配管系見直し

新ウエストワープ火力発電所の貯蔵設備として利用する既設P S Oタンクについては、その周辺配管の見直し並びにタンク設備改善を含め、全て Lot 1 コントラクターの所掌とし、次の内容の設備改善を行うよう計画した。

- (a) 重油移送ポンプ ミニマムフローライン用タンクノズルの取付
- (b) 計装設備の取付けと泡消火設備の取付
- (c) 既設タンクの点検
- (d) 既設パイプライン取合以降の配管工事

(2) 天然ガス配管の系統分離 (既設発電所用天然ガス配管設備)

A号機用天然ガス配管は、Lot III コントラクターによって撤去工事開始前に系統を分離しておく必要がある。この分離作業は Lot III コントラクターの所掌範囲とし、その範囲は、既設 スイ ガス受入設備より、A号機建屋に近接して設置されている仕切弁までとする。残置する配管の両端はそれぞれに仕切板を取付け、撤去工事並びに1号機建設時の安全を計るものとする。

但し、A号機建屋に近接している仕切弁には仕切板を取付け、A号機建屋撤去範囲外に位置換えを行うものとする。

尚、B X号機は上記作業に伴い、一時発電を停止する。

↑

5. 燃料設備設計条件

(1) 燃料消費量

想定条件	発電出力	200MW × 2基
	効 率	36% (平均)
	高位発熱量	10,000 kcal/kg
	比 重	0.95 (0.95~0.89)
	利 用 率	80%

$$\begin{aligned} \text{燃料消費量} &= \frac{200\text{MW} \times 2 \times 860}{0.36 \times 10,000\text{kcal/kg}} \times 24\text{hr} \times 0.8 \frac{1}{0.95} \\ &= 1,931.3 \text{ k}\ell/\text{day} \\ &\quad (965.65 \text{ k}\ell/\text{day/unit}) \end{aligned}$$

(2) 重油貯蔵タンク

a. 貯蔵量日数

公称タンク容量 (既設 PSDタンク) : 2,500kℓ × 2基

タンク有効貯蔵量 85%

実タンク容量 = 2,500 × 2 × 0.85 = 4,250kℓ

貯蔵量日数 = 4,250 ÷ 1,931.3 = 2.2日

b. 防油堤容量

2基以上のタンクを同一堤内に有する場合、防油堤容量は最大容量タンク1基の110%容量とする。

尚、既設タンク防油堤は原則として改善対象外であるため、既設防油堤高さで防油堤容量の確認を行うものとする。

既設防油堤高さ : 2.0m

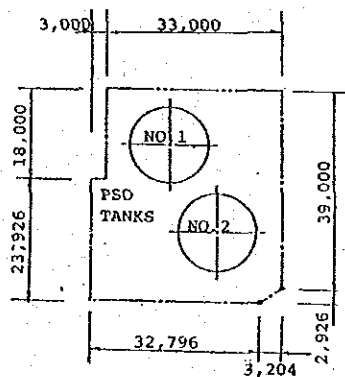
必要防油堤容量 : 2,500kℓ × 1.1 = 2,750kℓ

既設防油堤容量 : 2,890kℓ

以上より、

$$2,750\text{k}\ell / 2,890\text{k}\ell = 0.95 < 1.0$$

既設防油堤高さで十分である。



126

(3) 重油移送ポンプ

$$\frac{200\text{MW} \times 2 \times 860}{0.36 \times 10,000} = 100\text{k} \ell / \text{h} \rightarrow 120\text{k} \ell / \text{h}$$

ポンプ容量 120k ℓ/h、吐出圧力 7kg/cm²の移送ポンプを2台設置する。但し、1台は予備とする。

(4) 重油サービスタンク

タンク容量 : サービスタンク容量は、最大出力時の燃料消費量に対して、4時間分を有するものとして計画する。

タンク有効貯蔵量 : 85%

$$\begin{aligned} \text{サービスタンク容量} &= \frac{200\text{MW} \times 860}{0.36 \times 10,000} \times 4\text{hr} \times \frac{1}{0.85} \times \frac{1}{0.95} \\ &= 236.7 \text{ k} \ell / \text{unit} \end{aligned}$$

a. 各ユニットに1基 250k ℓ サービスタンクを設置する。

b. タンク寸法

内径 : 7.8mφ

高さ : 6.1m

c. タンク防油堤容量

防油堤容量 : タンク容量の 50%

防油堤高さ : 1.2m

タンク基礎高さ : 0.2m

防油堤必要容量

$$(250\text{k} \ell \times 0.5) + \frac{\pi (7.8)^2}{4} \times 0.2 = 134.6\text{m}^3$$

防油堤寸法 L :

$$L = 134.6 / 1.2 = 10.6\text{m}$$

$$\therefore = 11.0\text{m} \times 11.0\text{m} \text{ (内寸法)}$$

(5) 重油移送配管

a. 設計条件

管内流速 (V) : 2.0m/s 以下

流量 (Q) : 120k ℓ/hr

b. 配管口径

$$\text{口径} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V \times 3600}}$$

(i) 貯蔵タンク ~ 移送ポンプ

$$V = 1.0\text{m/s}$$

$$\text{口径} = \sqrt{\frac{4 \times 120}{\pi \times 1.0 \times 3600}} = 0.206\text{m} \rightarrow 10\text{B}$$

各貯蔵タンクより移送ポンプまでの配管として、10B STPG 38 Sch 40 を設備する。

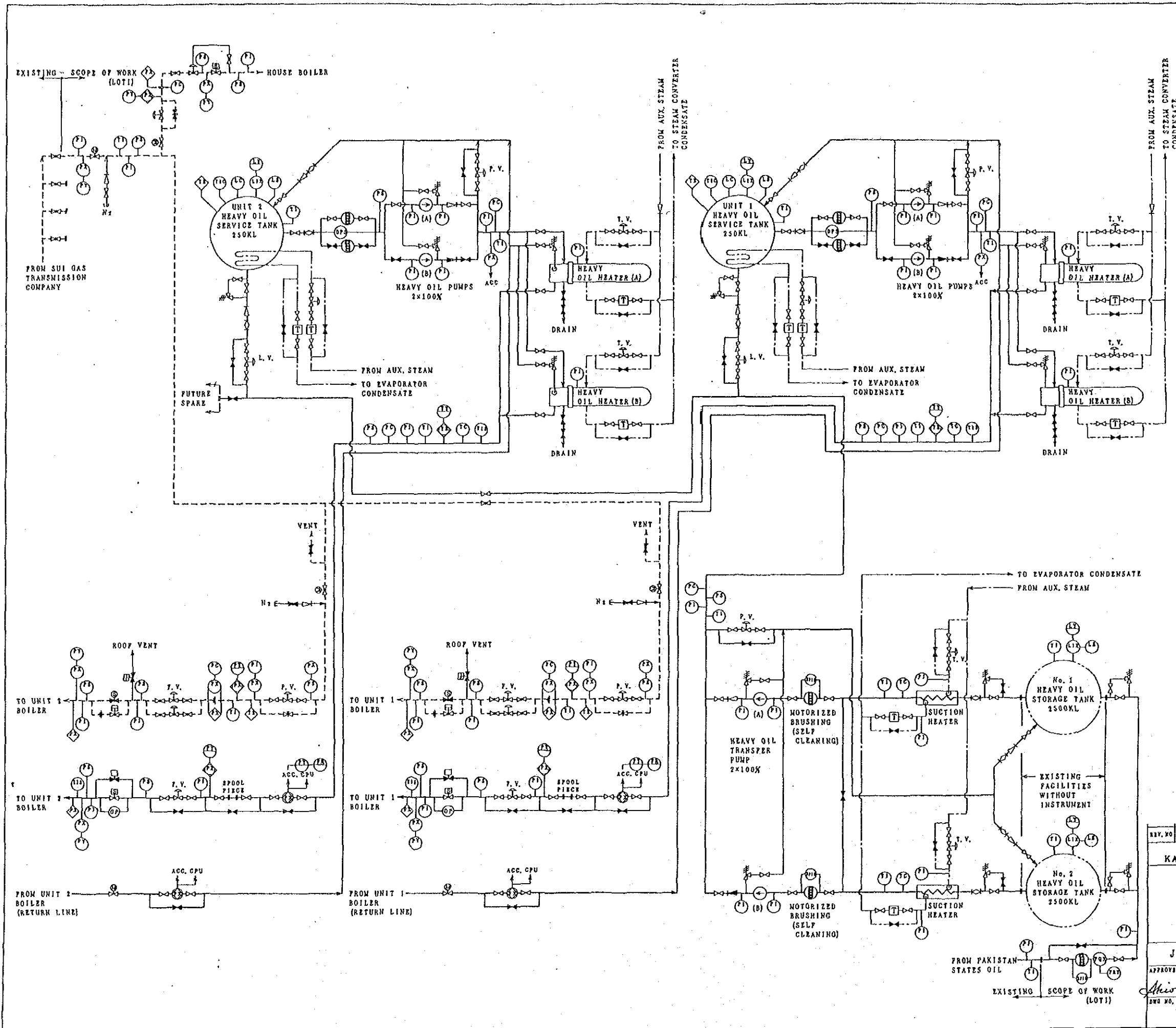
(ii) 移送ポンプ ~ サービスタンク

$$V = 2.0\text{m/s}$$

$$\text{主配管} = \sqrt{\frac{4 \times 120}{\pi \times 2 \times 3600}} = 0.146\text{m} \rightarrow 8\text{B}$$

$$\text{主配管} \sim \text{サービスタンク} = \sqrt{\frac{4 \times 60}{\pi \times 2 \times 3600}} = 0.103\text{m} \rightarrow 6\text{B}$$

主配管として、8B STPG 38 Sch 40、サービスタンク入口配管として6B STPG 38 Sch 40 を設備する。



LEGEND

SYMBOLS	DESCRIPTION
---	RESIDUAL OIL
- - - -	NATURAL GAS
---	STEAM
⊠	GATE VALVE
⊞	GLOBE VALVE
⊏	CHECK VALVE
⊞ _{F.V.}	FLOW CONTROL VALVE
⊞ _{P.V.}	PRESSURE CONTROL VALVE
⊞ _{T.V.}	TEMPERATURE CONTROL VALVE
⊞	MOTOR VALVE
⊞	MAIN SHUTDOWN VALVE
⊞	SOLENOID VALVE
⊞	CHARGE VALVE
⊞	SHUT OFF VALVE
⊞	RELIEF VALVE
⊞	PUMP
⊞	STRAINER (WITH DRAIN & VENT VALVES)
⊞	PLATE ORIFICE
⊞	NEEDLE VALVE
⊞	EXPANSION JOINT
⊞	TRAP
⊞	FLOW TRANSMITTER
⊞	INSTRUMENT FOR LOCAL INDICATOR AND CONTROLLER
⊞	INSTRUMENT FOR REMOTE INDICATOR AND RECORDER
⊞	INSTRUMENT FOR COMPUTER AND OTHER INSTRUMENTS
⊞	EXISTING PLANG PLAT

REV. NO	DESCRIPTION	DAWN	CHKD	APPD	DATE
PAKISTAN KARACHI ELECTRIC SUPPLY CORPORATION WEST WHARF THERMAL POWER PLANT PROJECT UNITS NO. 1 AND NO. 2 燃料配管系統図					
JAPAN INTERNATIONAL COOPERATION AGENCY					
APPROVED BY	REVIEWED BY	CHECKED BY	DRAWN BY		
<i>Atsuo Ojima</i>		<i>H. Kishida</i>	<i>[Signature]</i>		
DWG NO.	SCALE	DATE			
WMT-1008	NONE	16TH JAN 1980			

