

経済産業省 資源エネルギー庁

平成 17 年度 国際エネルギー使用合理化基盤整備事業（専門家派遣）

マレーシア国油脂化学工業

B 社

工場の省エネルギー診断報告書

2005年 8月

財団法人省エネルギーセンター

1. 事業所の概要

a. 事業所名： B社

b. 所在地： マレーシア国ジョホール州パシルグダン市

c. 事業所の内容

業種： 有機化学工業（脂肪酸、グリセリン、硬化剤製造業）

事業所の主要製品： 脂肪酸及び精製グリセリン

資本金： RM107,000,000.-（日本円換算 3,210,000,000円）

資本系列： Adita Birla Group（インド）

年間生産能力： 125,000 ton

事業所年間出荷額： RM225,000,000.-（日本円換算 6,750,000,000円）

事業所の従業員数： 182名（内 インドから32名派遣）

d. 診断時の主担当者： Mr. V. K. Jain（副社長）

Mr. Vineeth Menon（電気計装担当技師）

2. 診断の概要

a. 診断実施者

財団法人省エネルギーセンター： 福島演雄（技術専門職）

鈴木清次（技術専門職）

マレーシアエネルギーセンター： Mr. Hashimuden Ibrahim (MIEEIPプロマネ代理)

(PTM) Mr. Phubalan Karunakaran（エネルギー診断技師）

Mr. Haniff Ngadi（技術アシスタント）

Ms. Norazean Mohd. Nor（技術アシスタント）

b. 診断実施日 2005年8月11日（水）から17日まで（5日間）

3. 診断結果

(1) 改善提言事項と改善対策実施後の予測効果

追番	所見リスト 分類No.	改善事項 (添付所見リストに対応して箇条書き)	予 測 効 果		
			エネルギー種類	省エネルギー量 (m ³ /年、kWh/年等)	低減額 (RM/年)
1	2 - 1	事務所冷房温度設定を23 から 25 に変更	電力	10,000kWh/年	2,100
2	2 - 3	冷却塔No.3ポンプをチラー用に専用化。Mo3ポンプのモータにインバータを設置しポンプ揚程を低下させる。	電力	586,100kWh/年	123,000
3	3 - 2	空気圧縮機の吐出圧力を0.05MPa低下させる。	電力	28,450kWh/年	3,875
4	4 - 3	ボイラのマンホールカバーの保温施工	天然ガス	5,020m ³ N/年	2,802
5	4 - 4	No.3ボイラに空気予熱器設置	天然ガス	106,900m ³ N/年	58,000
6	4 - 5	タンクヤード配管の保温強化	天然ガス	4,112m ³ N/年	2,300
7	4 - 6	タンクヤードスチームトラップ整備及び蒸気漏れ対策(20箇所)	天然ガス	26,120m ³ N/年	17,150
8	4 - 7	甘水濃縮工程の高温留出水の廃熱回収	天然ガス	445,000m ³ N/年	218,000
9	4 - 7	甘水濃縮工程の高温留出水の工程水利用による水道水の削減	水道水	67,000ton/年	195,500
10	5 - 3	4台のポンプモータにインバータ設置	電力	470,550kWh/年	98,820
予 測 結 果 の 合 計			燃料量 (計)	587,160 m ³ N/年	287,660 RM/年
			電力量 (計)	1,095 MWh/年	227,795 RM/年
			水道水量	67,400 ton/年	195,500 RM/年
(注) 原油換算値は特記事項参照			A	燃料・電力の原油換算値(計)	898.2 kL/年
(2)項のB参照			(A/B) × 100	事業所全体省エネルギー率	5.4 %

(2) 事業所全体の年間エネルギー使用量、エネルギー費率および原単位

年間エネルギー使用量(下記C+D) B = 16,744 kL

内訳 電力の原油換算量 C = 4,468 kL (購入電力 E = 17,589千kWh) × 0.254

全燃料使用量の原油換算量D = 12,276 kL (各燃料量を原油換算した合計)

明細(換算前)	重油() :	kL	天然ガス :	11,275,955 m ³ S
	灯油 :	kL	L P G :	ton
	軽油 :	1,000 kL		

エネルギー費率(年間出荷額 F = RM225,000,000.- に対するエネルギー費用)

年間生産能力 P = 125,000 ton

電力の年間費用(G) : 3,684 千RM エネルギー費率 : 1.6 % (G ÷ F × 100)

燃料の年間費用(H) : 6,175 千RM エネルギー費率 : 2.7 % (H ÷ F × 100)

原単位(年間出荷額などに対するエネルギー使用量)

電力原単位(E ÷ 出荷額) = 78.2 千kWh/百万RM

燃料原単位(D ÷ 出荷額) = 54.6 kL/百万RM

電力原単位(E ÷ P) = 0.141 千kWh/ton-products

燃料原単位(D ÷ P) = 0.098 kL/ton-products

(3) 特記事項

1) プラント運転時間 = 360 * 24 = 8,640時間/年

年間稼働日数 : 360日/年

1日運転時間 : 24時間/日

2) エネルギー価格

天然ガス : 0.49RM/m³S

電力 : 0.209RM/kWh

3) 燃料等の原油換算量

原油の発熱量 : 38,728 kJ/L (9,250 kcal/L)

天然ガスの原油換算量 : 1.001 L/m³S = 1.056 L/m³N

電力の原油換算量 : 2,350kcal/kWh ÷ 9,250kcal/L = 0.254 L/kWh

電力2,350kcal/kWhは需要端熱効率を36.60%とした数値である。(日本の換算値)

工場の省エネルギー診断 所見リスト (改善対策、予測効果の詳細説明は添付別紙に記載)

1. 一般管理事項

	チェック項目・内容	評価 (注1)	現状および問題点	改善対策
一般 管 理 事 項	1. エネルギー管理体制 ・組織の整備,人材教育 ・環境管理との整合性 ・省エネ目標,投資予算 ・中長期計画 ・省エネ実施状況	D	エネルギー管理はユーティリティ設備担当部門が行っている。 省エネルギー年度目標は無い。	省エネルギー年度目標を設定し、毎月フォローして、工場内の掲示板にグラフなどで提示し、従業員の省エネルギー意識を高める。
	2. 計測・記録の実施状況 ・計測器の設置,運用状況 ・計測器の保守,点検状況 ・定期的計測,記録の実施	D	メインプラントの操業に必要な計測機器は整備されているが、蒸気、冷却水、圧縮空気の圧力計、温度計の設置は不足している。	蒸気、冷却水、圧縮空気の圧力計、温度計の設置を追加する。
	3. 機器の保守管理 ・定期点検,日常点検 ・漏洩補修(水、空気、蒸気) ・保温,断熱 ・機器清掃(フィルタ,ストレーナ)	D	15ヶ月毎に1週間の定期修理を行っている。 スチームトラップの定期点検は実施していない。	
	4. エネルギー使用量管理 ・日報記録状況 ・日使用量,日負荷曲線 ・月使用量,前年度比グラフ	D	原単位管理は行われていない。	原単位管理を行うべきである。
	5. 主要製品の原単位管理 ・出荷額対比エネ原単位 ・生産数量対比エネ原単位	D	原料の処理量当たりの蒸気原単位は良好であるが、電力原単位は悪い。 原単位を管理指標に採用していない。	
	6. 環境関連の管理 ・地球温暖化防止対策 CO ₂ 排出削減対策実施状況 ・廃棄物処理(減量・分別・再資源化への取組) ・廃水処理			
	7. その他		工場内には、安全、生産、技術開発などの掲示があるが、省エネルギーの掲示はない。	
ISO14001取得状況			1999年取得済み	

(注1) 評価欄記号 A:非常に優れている

B:良好である

C:普通

D:もう少し努力すれば良くなる

E:かなり努力する必要がある。

2. 空調・冷凍設備

	チェック項目・内容	現状および問題点	改善対策及び予測効果（年間）kL, kWh, RM
空 調 ・ 冷 凍 設 備	1.空調の運転管理 ・設定温度,湿度の適正化 ・取入れ外気量の減少 ・熱源機器の台数管理 ・冷水出口温度設定変更 ・スケジュール運転 ・外気侵入遮断,換気状況 ・高温機器の輻射熱遮断	(1)工場地区の月別最高気温は30-34、平均気温は25-27であり、1年中冷房を使用している。事務所の室内温度は22-23に設定されている。	室温設定温度を25に設定する。室内温度を2上げると、電力は20%節約出来る。空調機の年間消費電力は、50,000kWh/yとすると、設定温度を2上げると、電力節約量は10,000kWh/yである。 電力節約量：10,000kWh/y 電力節約費：2,100RM/y
	2.冷却設備の運転管理 ・冷凍機の運転動力 ・冷媒の出入口圧力 ・水の出入口温度・圧力	1)脂肪酸製品の固形設備に冷水を供給するチラー（冷水機）が2台設置されている。冷水の温度差は仕様通り2-3度であるが、凝縮器冷却水の温度差は2であり、冷却水量が過大である。 2) 冷却塔及び各蒸留塔真空発生系の運転管理 同社の冷却塔は1基で、これから10基ある各蒸留塔を高真空下で運転するための真空発生系（ブラスター+エジェクター）の間接冷却器や製品固形化設備のチラー或いは一般冷却器に冷水を送水している。しかし、省エネは冷水塔単独（一部のファン停止による省電力）で行われており、送水先を含めたシステム全体での省エネ最適化が検討されていない	1)冷却水量の調整のために、チラー凝縮器の冷却水の温度差を監視できるように冷却水入口と出口に温度計を設置する。温度差を5程度に保つように、給水弁を調整する。チラー2台に対して、冷却水460m ³ /hを送水しているが、300m ³ /hに削減できる。 2) 各蒸留塔の真空発生系で消費されている大量のブラスター吹き込み蒸気は、間接冷却器が低温に冷されるほど省蒸気できる。このようによく冷却した方が省エネルギーに結びつく工程を送水先にもつ冷水塔は、単独で省エネルギーをしないで、冷却塔をフル稼働してシステム全体でどれ位省蒸気できるか、現場テストで十分に把握し、その結果をもとに最も効果が大きくなる運転方法を採用するのがよい。

2 . 空調・冷凍設備(前頁の続き)

	チェック項目・内容	現状および問題点	改善対策及び予測効果	(年間) kL, kWh, RM
	<p>3. 冷凍設備補機の運転管理</p> <ul style="list-style-type: none"> ・冷却塔の運転動力 ・水質管理(電気伝導度) ・ポンプ運転動力(水量、揚程) 	<p>(1) 冷却塔は3室であり、冷水機、真空発生装置の熱交換器、中間製品の冷却器に冷却水を供給している。</p> <p>(2) 3台の送水ポンプは常時運転であり、チラー停止時にも、送水している。ポンプの吐出圧力は仕様が0.435MPaであるが、0.5Mpaであり、管路抵抗が高いことを示している。</p> <p>(3) チラー冷却水を停止すると、ポンプ1台停止の操作をすべきだが、実施していない。</p> <p>(4) 冷却塔ファン3台の内、2台は常時運転で、1台は冷却塔出口水温度35 以上で運転する基準である。</p>	<p>冷却塔の省エネルギー対策として、次のものが挙げられる。</p> <p>1) 冷却水の水量を削減する。</p> <p>2) チラー用冷却水ポンプとメインプラント用ポンプを分ける。</p> <p>ポンプの必要揚程はチラーに対して20mで、メインプラントに対して40mである。No.3ポンプにインバータを設置し、チラー専用ポンプとし、緊急時はメインプラント送水に使用する。</p> <p>チラー停止時は、No.3ポンプを停止することにより、電力の節約が出来る。</p> <p>(1) インバータ設置により、チラーへの給水量及び圧力を制御して、ポンプ電力の削減をはかる。</p> <p>(2) 冷却水温度が2 低下すれば、チラーの効率は2.8%向上すること、及び真空発生装置のバロメトリックコンデンサー水温低下によりエジェクタ蒸気使用量が削減できることから、冷却塔ファンの運転基準は32 で3台運転とする。</p>	<p>チラー用冷却水の運転条件</p> <p>(1) 現状</p> <p>水量：460t/h 吐出圧力：50mAq 電源周波数：50Hz 運転時間：8,400h/y 消費電力：87kW, 730,755kwh/y</p> <p>(2) No.3ポンプにインバータを設置し、チラー用冷却水を送水する。</p> <p>水量：300t/h 吐出圧力：21.3mAq 電源周波数：32.6Hz 運転時間：6,000h/y 消費電力：24.1kW, 144,673kWh/y</p> <p>(3) 省エネ効果</p> <p>年間電力節約量： 586,083kWh/y 電力料金： 0.21RM/kWh 年間節約電力費： 123,000RM/y インバータ設置費： RM210,000.- (日本円700万円、 電動機110kW) 投資回収期間： 210,000/123,000 =1.71 年</p>

3. ポンプ・ファン、コンプレッサー等

	チェック項目・内容	現状および問題点	改善対策及び予測効果 (年間) kL, kWh, RM	
ポンプ・ファン	1. ポンプ・ファンの運転管理 <ul style="list-style-type: none"> ・弁開閉状況 ・ルート改善(配管,ダクト) ・使用流量, 運転圧力 ・設計裕度チェック ・回転数制御, 台数制御 	ポンプのインバータ制御は、分解塔の原料供給ポンプの供給量制御に採用されている。		
コンプレッサー	2. 空圧設備の運転管理 <ul style="list-style-type: none"> ・型式の見直し (スクリュー/レシプロ,プロ) ・容量と型式のマッチング ・吐出圧, 使用端圧の低減 ・高/低圧ラインの区分け ・換気設備・周囲温度 ・配管太さ・配管ルート見直し ・エアレシーバの設置 ・台数制御 ・最適容量制御 ・リーク対策 ・廃熱活用 	(1) 空気圧縮機は各系統に2台ずつ設置され、1台運転、1台待機であり、圧力低下により自動起動する。 (2) 使用圧力は、包装機の減圧弁入口0.56Mpa、出口0.4Mpaであり、圧縮機出口圧力を下げられる可能性がある。 (3) 空気圧縮機室の出口圧力0.65MPaであり、50mはなれた倉庫のエアレシーバの圧力は0.56MPaであり、圧力低下は0.09Mpaであり、配管径と長さから見ると、異常に大きい。 (4) プラント及び空気使用機器の空気配管に、圧力計が設置されていない	(1) 白色配管系統の圧縮機出口圧力を0.7MPaから0.65Mpaに0.05Mpa低下させることにより、4.1%の電力節約の効果がある。 (2) 白色配管系統の空気配管の抵抗を調査し、圧力損失対策を実施すること。 (3) プラント及び機器の入口部に圧力計を設置して、受取圧力の監視を行う。	(1) 現状の空気圧縮機の運転条件： 圧力：0.7MPa 空気量：785m ³ /h 電動機負荷：75kW 運転時間：6000h/y 年間電力消費量：450,000kWh/y (2) 空気圧縮機出口圧力0.05MPa低下による電力節約効果： $450,000 \times 0.041 = 18,450 \text{ kWh/y}$ 電力節約費用：3,875RM/y

4. ボイラ・工業炉, 蒸気系統, 熱交換器, 廃熱・廃水等

	チェック項目・内容	現状および問題点	改善対策及び予測効果 (年間) kL, kWh, RM	
ボイラ・工業炉	1. 燃焼管理 <ul style="list-style-type: none"> ・空気比, 排ガス管理 ・バーナ, 燃料, 通風系統 ・燃焼制御装置 ・蓄熱型燃焼システム 	No.1ボイラの空気比は1.1であり、低すぎる。 No.3ボイラは1.27であり、良好である。 No.3熱媒油加熱器の空気比は1.49であり、改善の余地があるが、測定は負荷率が30%で行われたので、参考値とする。	No.3熱媒油加熱器の負荷率を上げた時は排ガス中の酸素濃度を4.5%とし、空気比を1.27まで改善する。熱効率は92%となり、1.2%改善される。 No.1ボイラの空気比は、排ガス中にCOが発生しないように、1.2とする。	

<p>2. 運転、効率管理</p> <ul style="list-style-type: none"> ・負荷率、起動/停止状況 ・台数制御 ・熱効率、熱動定、熱分布 ・水質管理、フロ-管理 	<p>ボイラの熱効率は損失法による計算で、No.1ボイラは93.9%、No.3ボイラは89.8%であり、良好である。推定負荷率は、それぞれ74%と52%である。</p> <p>ボイラ給水は蒸気加熱式脱気器を使用しているため、給水温度は90°Cである。</p> <p>熱媒油加熱器の熱効率は排熱回収を含めて、90.8%である。</p> <p>熱媒油加熱器の負荷率はNo.1が100%、No.3が30%である。No.1は排熱回収を行っていないため、熱効率はNo.3より低い。</p>	<p>熱媒油加熱器の運転方法は排熱回収を行っているNo.3の負荷率を100%とし、No.1またはNo.2の負荷率を低くして、全体の効率を改善することにより、燃料が節約される。</p> <p>No3熱媒油加熱器の熱効率は負荷率100%で92%、No.1熱媒油加熱器の熱効率は負荷率30%で85.6%と仮定すると、燃料使用量は現状よりも約5%削減できる。</p>	
<p>3. 断熱・保温及び放熱防止</p> <ul style="list-style-type: none"> ・炉壁外面、ダケの温度 ・断熱、断熱材(蓄熱損失) ・開口部シール、炉内圧 	<p>ボイラ本体の表面温度は45°Cから70°Cであり、保温材厚さは適切である。3基のボイラは、それぞれ3個のマンホール及び1個の覗き窓の保温は無い。</p>	<p>ボイラのマンホール及び覗き窓の保温を実施する。</p> <p>マンホールの50mm厚さのガラスウール、覗き窓に75mm厚さのガラスウールで保温すると、表面温度はそれぞれ47°Cと49°Cとなり、1基のボイラの放熱損失回収量は11,870kJ/hとなる。</p> <p>2基のボイラが常時運転であるため、放熱損失回収量は、23,740kJ/hである。</p>	<p>保温による回収熱量：23,740kJ/h</p> <p>天然ガス燃料換算：5,020m³N/y</p> <p>燃料節約費：2,460RM/y</p>
<p>4. 排ガス温度管理、廃熱回収</p> <ul style="list-style-type: none"> ・排ガス温度 ・熱回収(給水・空気予熱) ・排ガス循環 	<p>排熱回収による空気余熱器をボイラNo.1に設置されている。他の2基には設置されていない。</p> <p>熱媒油加熱器No3に空気予熱器が設置されて効率が5%向上している。加熱器No.1とNo.2には、空気予熱器を設置するスペースが無い。排熱回収による空気予熱を1基のみ行っている。</p>	<p>(1) 2基のボイラに排熱回収による空気予熱器を設置することを推奨する。No.3ボイラに空気予熱器を設置すると、ボイラ効率は3.1%改善されて、92.9%となる。負荷率100%の場合、年間燃料節約量は106,900m³N/yである。</p> <p>(2) ボイラの排熱回収による給水予熱器の設置も推奨する。ボイラ給水を予熱器(エコノマイザ)で加熱し、脱気器に送り、その後ボイラに給水すると、回収熱量分に相当する脱気器の蒸気使用量を削減できる。エコノマイザ設置費用は空気予熱器の2倍のため、投資回収期間は4年となる。</p>	<p>(1) No.3ボイラの空気予熱器設置による燃料節約効果：年間節約費用：RM53,381/y</p> <p>空気予熱器費用：RM120,000/set (日本円換算360万円)</p> <p>投資回収期間：2.3年</p>

	5.蒸気漏れ・保温の管理 ・配管系統,タンク等 ・負荷設備	配管保温はほぼ行われているが、バルブの保温が行われていない。タンクヤードは未保温及び保温材破損の配管が多い。	タンクヤードの未保温部分の保温工事を行う。保温工事により、19,496kJ/h、168,445MJ/y の放熱損失を防止できる。	保温工事による1年間の放熱防止量をボイラ燃料の天然ガスに換算すると、4,120m ³ /yである。 金額換算： RM2,019.-
蒸気系統	6.蒸気ドレン回収利用 ・蒸気圧回収(背圧タービン) ・スチームトラップ管理 ・ドレン回収先、回収系統 ・フラッシュ蒸気利用	(1)スチームトラップ管理は不良である。タンクヤードではスチームトラップの詰り及び異常低温が多い。蒸気トレース管にトラップが設置されていないものが多い。蒸気の回収は行われている。	スチームトラップの定期検査を行う。スチームトラップの詰り及び異常低温はトラップの作動不良及びストレーナ詰りが原因であり、トラップ及びストレーナの清掃、整備を行う。蒸気トレース管の末端にトラップを設置して、蒸気漏れを防止する。1mmの穴から漏れる0.03MPaの蒸気量は25t/yである。蒸気潜熱のエンタルピーを2135kJ/kgとすると、天然ガス換算で、1,306m ³ /yである。	20箇所の蒸気漏れをトラップで防止すると、天然ガス節約量は次の通り：26,120m ³ /y 燃料節約費： 12,800RM/y
		(2)製造工程で使用された高圧・低圧蒸気のドレン並びに分解プラント等で使用された蒸気トレースのドレンは捕集して回収され、以前はボイラーへのフィード水に利用が検討されたが、鉄分含量が高く利用できなかった。このため現在は、原料油脂の予熱用途等に有効利用されている。		
廃熱・廃水	7.廃熱・廃水削減 ・温水からの熱回収 ・排風ダクトの合理化 ・冷却水の循環利用 ・水中の不純物濃度管理	グリセリン水濃縮留出液の廃熱回収 油脂の加水分解工程から副生する甘水(グリセリン水)の濃縮工程から大量の高温留出液が発生する(130で5.2t/h、80で2.6t/h)が、130水が原料油脂の予熱用途に90まで利用されているに過ぎず、更に廃熱の有効利用が必要である	甘水濃縮装置の高温留出液は、油脂加水分解工程の工程水の一部に有効利用して廃熱を回収する。工程水の温度は現状の30から80-90に上昇する。天然ガス節約量は445,800m ³ /yであり、燃料節約費用は218,000RM/yである。脱気軟水の使用量が削減され、水道水購入量が削減される。	高温留出液の工程水利用による燃料節約効果 天然ガス年間節約量：445,800m ³ /y 年間節約費用： RM218,200/y 水道水削減量： 67,400ton/y 水道水削減金額： 195,500RM/y

5. 受変電設備, 電動機, 照明, 電気加熱設備

	チェック項目・内容	現状および問題点	改善対策及び予測効果 (年間) kL, kWh, RM	
電動機	1. 電動機容量・運転管理 ・設備容量, 電圧, 台数 ・回転速度制御 ・無負荷運転停止	20台の大容量電動機の負荷率は、70%以上のものが多く、65%以下のものは5台である。電動機は負荷率70%-100%の範囲で効率が最も良い。負荷率65%以下のものは、ポンプ駆動用電動機である。負荷の変動率は10%以下である。	ポンプ駆動モータの負荷率が低い場合は、過大なポンプ容量又はバルブによる流量制御を行っている。負荷率55%以下の4台の電動機にインバータを設置すれば、電力節約になる。 55kw : 1台、37kW : 2台、30kW : 1台 インバータによりポンプ回転数を70%で運転すると、動力は34.3%に低減する。4台のモータの電力節約は470,550kWh/yである。	4台のモータのインバータ設置による電力節約量 : 470,550kWh/y 電力節約費 : 98,820RM/y インバータ設置費用 : 318,000RM 投資回収期間 : 3.2年

6. 負荷平準化 (負荷平準化, 電力契約), コージェネレーション, 新エネルギー 等

	チェック項目・内容	現状および問題点	改善対策及び予測効果 (年間) kL, kWh, RM	
負荷平準化	1. 負荷平準化対策 ・運用形態の見直し (操業時間, 稼働率, 負荷率等) ・設備対応 (蓄熱装置, 吸収式冷温水機等)	24時間操業のため、時間による負荷の変動は少ない。		
その他	2. エネルギー転換 ・燃料転換, 他	燃料はジーゼル油から天然ガスに転換を完了している。		

診断所見リスト記載内容の説明

2 - 2 冷却塔及び真空発生系冷却器の運転管理

1. 冷水塔の運転方法

- (1) B社の冷却塔は1基だけである。この冷却塔から冷却水が、(a)10基の各種蒸留塔を高真空下で操業するための真空発生系（ブースタ+エジェクタ）にある8基の間接冷却機の冷却用に、(b)脂肪酸を固化するための2基のチラーへ、(c)その他一般冷却用途へと送水され、使用後温まって再度冷水塔へ戻ってくる。従って、省エネルギーは冷水塔単独でなく、真空発生系やチラーを含めた全体で検討する必要がある。
- (2) 冷却塔の運転データ及び運転方法は2 - 3項の資料に示す。
- (3) 冷水塔ファンのモーター3台の運転管理は、出口水温が31~35の範囲で省エネルギーのために2台運転を行い、35を越すと3台運転を行っている。
- (4) 上述のファンの運転管理方法のため、出口水温と湿球温度との差は6.4と大きく、入口水温と出口水温の差は逆に4と小さい。

2. 蒸留塔真空発生系の運転データ

- (1) 冷水塔の送水先の一つである蒸留塔真空発生系の間接冷却器への送水量を実測したが下表のようであった。

	冷却塔からの送水量	入口側温度	出口側温度	送水先の間接冷却器
設計値	154m ³ /h	32	37~42	PE- 4003, 4013, 4023, 4061, 4043, 4073, 4101, 4111
実測値	130	31.4	36.6	

- (2) 送水先の間接冷却器の一つで、蒸留塔 AS - 4001 と AS - 4051 の真空発生系の間接冷却器 PE4003 について、冷却水温度、凝縮液温度を実測した。

	No1冷却器水温 ()		No1冷却器凝縮液温度 ()		真空発生のためのブースタ蒸気量: 308kg/h (設計値)
	入口	出口	入口	出口	
設計値	32.0	42.0	---	---	
実測値	30.8	37.8	69.7	47.1	

- (3) No1冷却器の冷却水の温度は、設計値を満たしてはいるが、凝縮液の温度は出口で47とかなり高い。

3. 冷水塔と真空発生系を含めた運転管理法の課題と検討

- (1) 冷水塔の主要な送水先は各蒸留塔の真空発生系の間接冷却器とチラーである。これらの最大の省エネルギー点は前者においては、真空発生のためにブースタに吹き込まれている大量の水蒸気（圧力 14kg/cm²）の削減であり、後者においてはチラーの省電力を図ることである。
- (2) この両者とも送水される水温が低いほどその効果は大きくなる。例えば、真空発生系のブースタ吹き込み蒸気量は、Fig.2-1 から概想して、水温が30から18に低下した場合には、蒸気圧 14kg/cm² での蒸気消費量は水温 12 の低下で約 110kg/cm² (428kg/h - 318kg/h) 削減できることになり、これはこの冷却温度範囲で冷却水の温度が1下がると相対値で2.5%程削減できると推定される。
- (3) 従って、本冷却塔のように真空発生系やチラーを送水先にもち、そこに送水することを主な目的にしている冷却塔は、上述したような冷水塔単独での省エネルギーを図る（冷却塔ファンの1台停止）べきではなく、冷却塔をフル稼働して真空発生系やチラーの効率を高め、それによって得られる省エネルギー効果とどちらが大きいかを総合的に比較した上で

有利な対策を採用することが望ましい。

(4) 試みに省エネルギー効果に及ぼす冷却塔ファンの1台停止と真空発生系のブースタ吹き込み蒸気量増加との比較を仮定を置いて試算すると下記となる。

・冷却塔ファンの1台停止(3台 2台運転)： 水温は31 34 上昇すると仮定

ファンモーター1台停止の省電力： $24\text{kWh} \times 0.21\text{RM/kWh} = 5.04\text{RM/h}$

・冷却水の温度が3 変化した場合の真空発生系のブースタ吹き込み蒸気量変化

ブースタ吹き込み全蒸気量(設計値) 1,762kg/h、 蒸気単価0.04RM/kgとする

蒸気量の増加： $1,762\text{kg/h} \times 2.5/100 \times 3 \times 0.04\text{RM/kg} = 5.3\text{RM/h}$

これにチラーの省電力効果加わるので、仮に冷却塔ファン1台の停止で水温が3 上昇してしまうと、総合的にはファンはフル稼働したほうが有利という結論になる。

(5) 上記試算には仮定を含むので、現場実験を通して全体の相関関係を十分に把握し、その上で冷却塔単独での省エネルギーを図るのか、送水先の省エネルギーを優先して図るのか総合評価して対策をとることが望まれる。

(6) 真空発生系の省蒸気対策として、「チラー冷却水循環法」や「凍結凝集捕集法」の抜本対策が実用に供されてきているので、これらについても検討が必要と思われる。

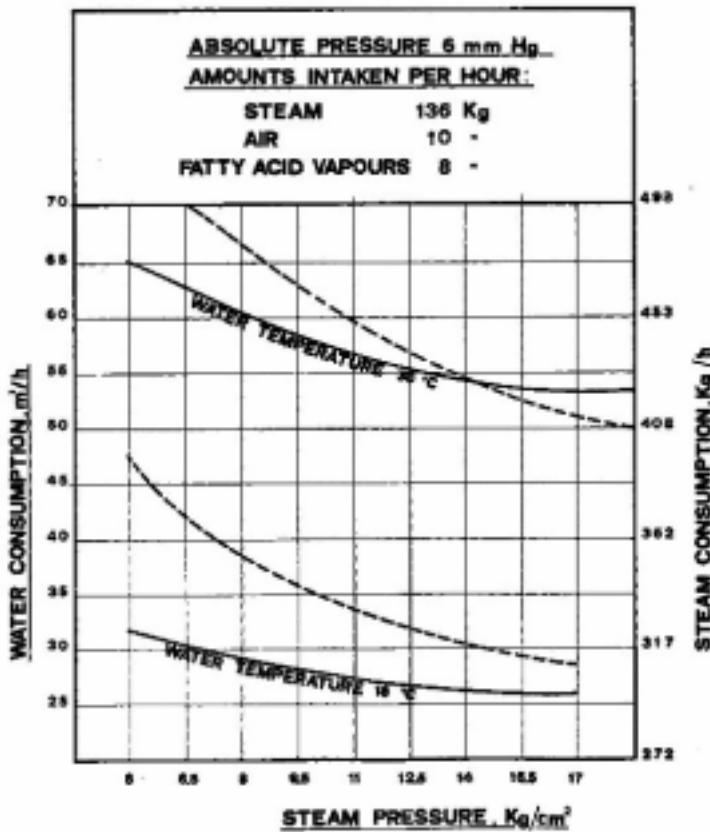


Fig.2-1 Relationship between cooling water temperature and steam consumption of booster

Source: "The new oil and fat technology", Mr. E. Bornardini, Publishing house "Technologie", Rome

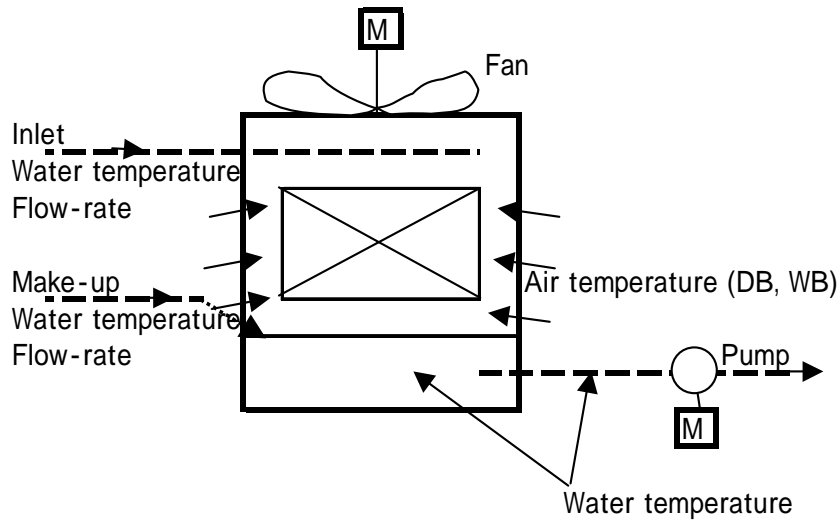
2 - 3 冷却塔及びチラーの運転管理

Factory name: Company B

Date of measurement: 2005/8/15

Each * mark indicates a measured value

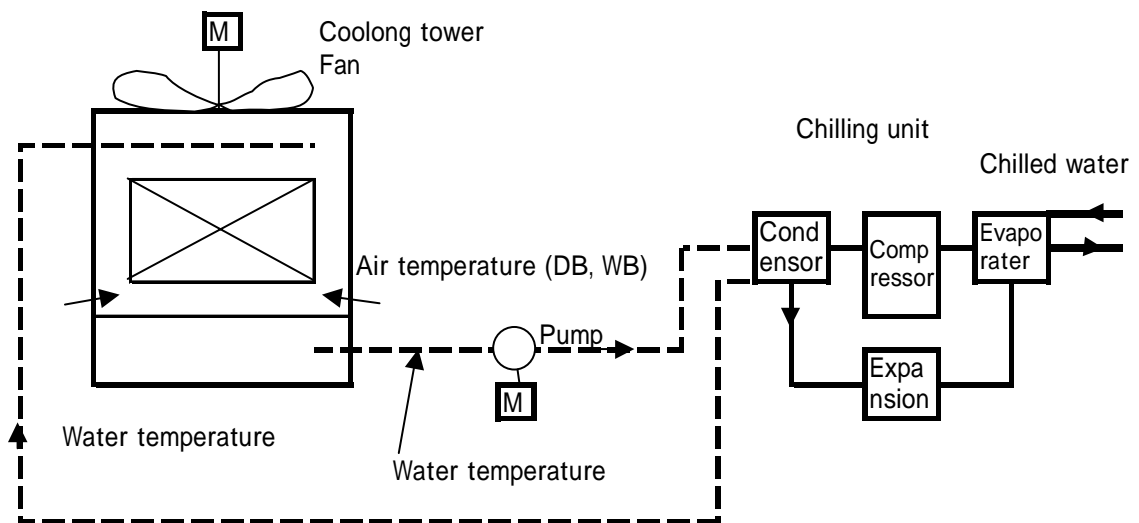
No.	Item	Unit	A	B	C	D
1	Measuring time		10:00	11:00	14:52	15:39
2	Type		Double cross flow			
3	Manufacturer		Paharpur Marley		Model: 473-203	
4	Rated capacity		23m ³ /min	33,130m ³ /d		
5	Rated temperature	degC	Inlet: 42	Outlet: 32	WB: 29	
6	Cooling tower size		61.5'L X 25'W X 18' H			
* 7	Inlet air temperature (Dry bulb)	DegC	32	33	34	35
* 8	Inlet air temperature (Wet bulb)	DegC	26	27	27	27
9	Humidity	% RH	67	62	55	54
* 10	Inlet water temperature	degC	37.4			37.4
* 11	Outlet water temperature	degC	33.4			33.4
* 12	Water flow-rate of main plant	m ³ /h	1161			
13	Water temperature of main plant	degC	38.4	(Calculated)		
* 14	Water flow-rate of chiller unit	m ³ /h	460			
* 15	Water temperature of chiller unit	degC	35.0			
	Measuring time		9:58	11:35	14:52	15:39
* 16	Make-up water temperature	degC	29.9			31.5
17	Make-up water flow-rate(read)	M3	244,788	244808	244851	244,862
* 18	Make-up water flow-rate	m ³ /h			13.10	13.84
19	Pump Specifications(volume, head)		Head: 43.5m, Discharge: 800m ³ /h, Input: 123.97kW Size: 250mm/300mm, Rotation: 1450rpm, Power: 125kW			
			No.1	No.2	No.3	
20	Pump motor: Rated power	kW	110	110	110	
* 21	Pump motor rated current	A	182	182	182	
* 22	Pump motor current	A	150-152	147-158	143-154	
23	Delivery water pressure	Mpa	0.5	0.5	0.5	
* 24	Opening ratio of pump outlet valve	%	100%	100%	100%	
25	Fan specifications					
26	Fan impeller material		FRP	FRP	FRP	
27	Fan motor: rated power	kW	37	37	37	
* 28	Fan motor rated current	A	66	66	66	
* 29	Fan motor current	A	45.2-48	45-47	44-46	
30	Return water valve opening	%	40	80	30	
31	Operation		OP	OP	Stop	



Fan operation pattern:

Outlet water temp.	No. of fan
31-35 deg-C	2
35 deg-C<	3

User	Flow-rate	
Main plant	1,161	m3/h
Chiller	460	m3/h
Total	1,621	m3/h
Make-up	14	m3/h
Make-up ratio	0.9	%



2-3-1 チラーの運転管理

Factory name: Company B

Chiller No. 1, 2

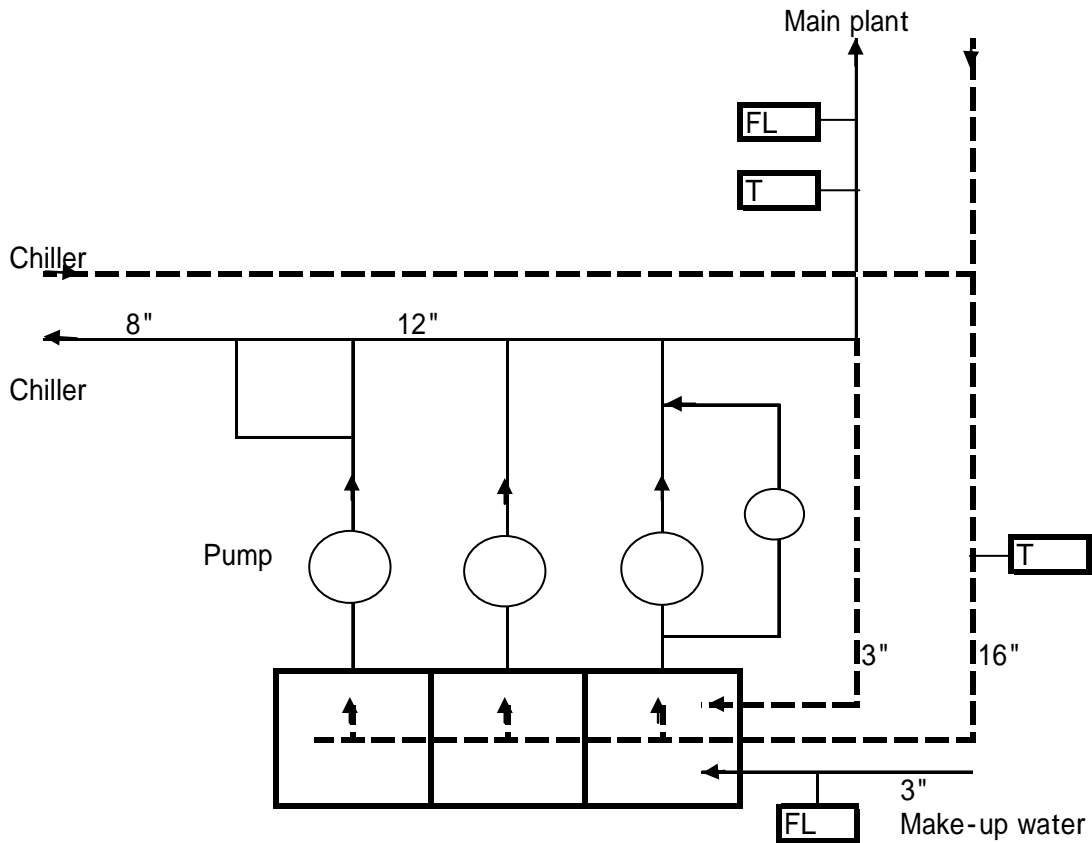
Date of measurement: 2005/8/15

Each * mark indicates a measured value

No.	Item	Unit	Spec.	A	B	C	Note
	Measuring time			16:00	8/16 10:08	8/17 10:30	
	No.1 Chiller (Dunham)						
1	Type		Turbo		Operation hours		6000h/y
2	User		Fraking				
3	Rated capacity	ton	258				
	Motor power	kW	183				
* 4	Inlet water temperature	deg - C		33.8	33.8	32.8	8" pipe
* 5	Outlet water temperature	deg - C		35.4	33.8	34.6	
	Temp. difference of water	deg - C		1.6	0.0	1.8	
* 6	Water flow-rate	m3/h			230.8		
	Water speed	m/s			1.867		
* 7	Chilled water temperature	deg - C	6.0	28	28	2.4	
* 8	Return chilled water temperature	deg - C	8.0	29	29	3.4	
	Temp. difference of water	deg - C	2.0	1.0	1.0	1.0	
* 9	Chilled water flow-rate	m3/h					
* 10	Operation condition			No load	No load	On load	
	No.2 Chiller (Yoke)						
1	Type		Turbo				
2	User		Beading		Operation hours		6000h/y
3	Rated capacity	ton	130.3				
	Motor power	kW	163.0				
* 4	Inlet water temperature	deg - C		33.8		31.6	8" pipe
* 5	Outlet water temperature	deg - C		34.5		33.2	
	Temp. difference of water	deg - C		0.7		1.6	
6	Water flow-rate	m3/h				230	Estimated
* 7	Chilled water temperature	deg - C	-2.0	3.9		0.6	
* 8	Return chilled water temperature	deg - C	1.0	6.1		3.2	
	Temp. difference of water	deg - C	3.0	2.2		2.6	
* 9	Chilled water flow-rate	m3/h				ND	
* 10	Operation condition			On load		On load	

2-3-2 冷却塔の運転管理

循環水フローシート(現状)



	Unit	Flow-rate	Measuring device
Main plant	m3/h	1,161	Orifice
Make-up	m3/h	13.6	Integrated flowmeter
Minimum flow	m3/h	20.1	UST flowmeter

Measurement date: Aug. 15, 2005

Make-up water: 225 to 313m3/d in July

Water balance

User	flow-rate	
Main plant	1,161	m3/h
Chiller	460	m3/h
Total	1,621	m3/h
Make-up	14	m3/h
Make-up ratio	0.9	%

2-3-3 チラー用冷却水ポンプの改善

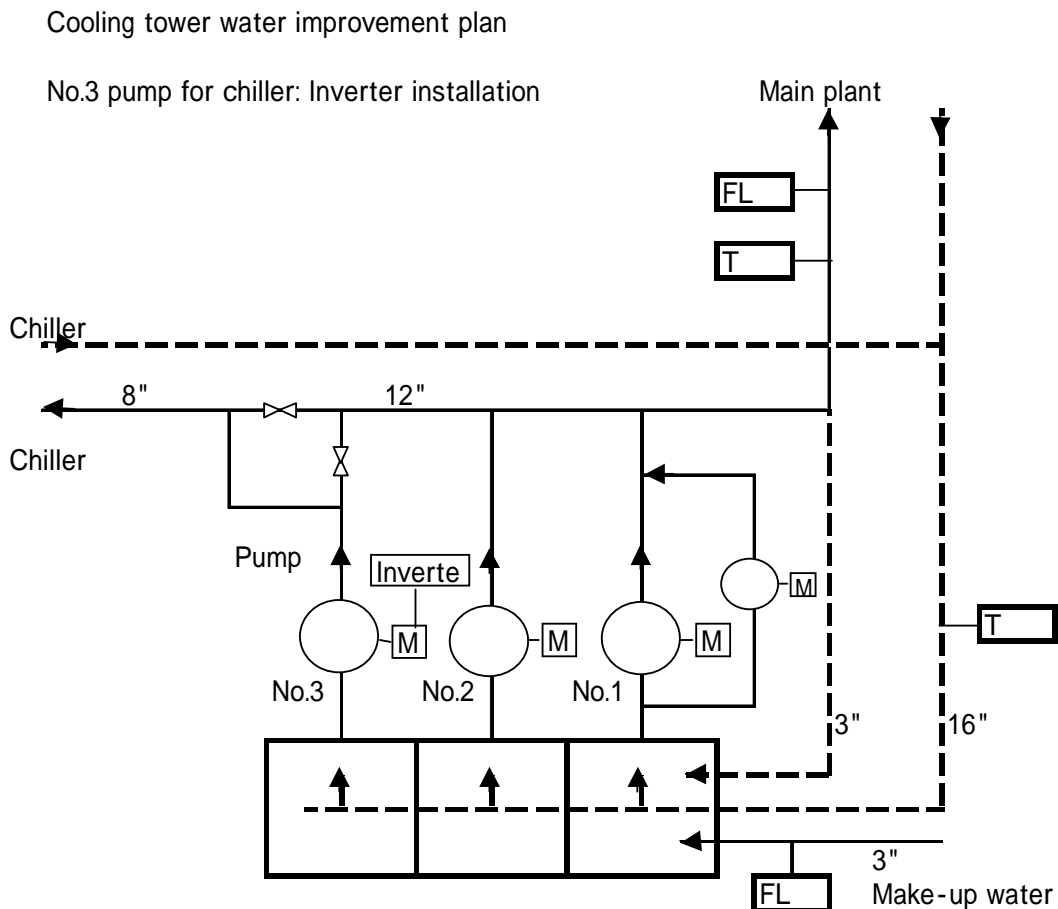
冷却塔から静水頭及び運転条件の異なるメインプラントとチラーに送水されているので、3台のポンプの用途をメインプラント用に2台、チラー用に1台に分ける。下図に示す通り、現状の配管で、バルブ操作により用途変更は可能である。

冷却塔送水ポンプNo.3をチラー用に使用し、インバータを設置して吐出圧力を調整する。No.3ポンプの吐出圧力を高くすることにより、メインプラント用ポンプとして使用することも可能である。

インバータにより吐出圧力を50mから21mに低下させると、下表に示す通り年間節約電力量は586MWh/yとなる。

	Water flow-rate	Frequency of power	Pressure	Operation hour	Required Power	Consumed power	Power
	t/h	Hz	mAq	h/y	kW	kW	kWh/y
Present	460	50.0	50.0	8,400	62.6	87.0	730,755
Improved by inverter	300	32.6	21.3	6,000	17.4	24.1	144,673
Difference							586,083

Note: assumed as:
 - Pump efficiency = 80%
 - Motor efficiency = 90%



3 - 2 空気圧縮機出口圧力低減

Factory name: Company B

Equipment: Air compressor

Date of measurement: 2005/8/16

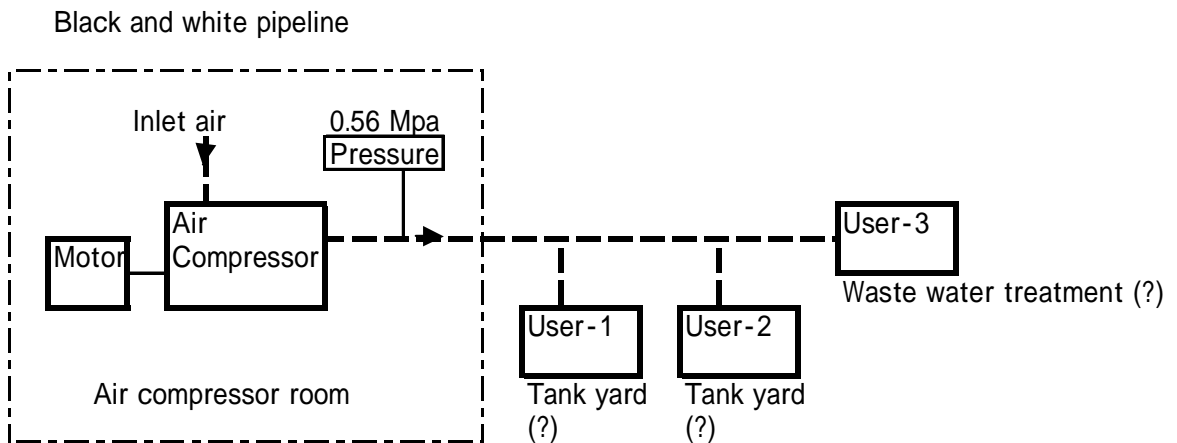
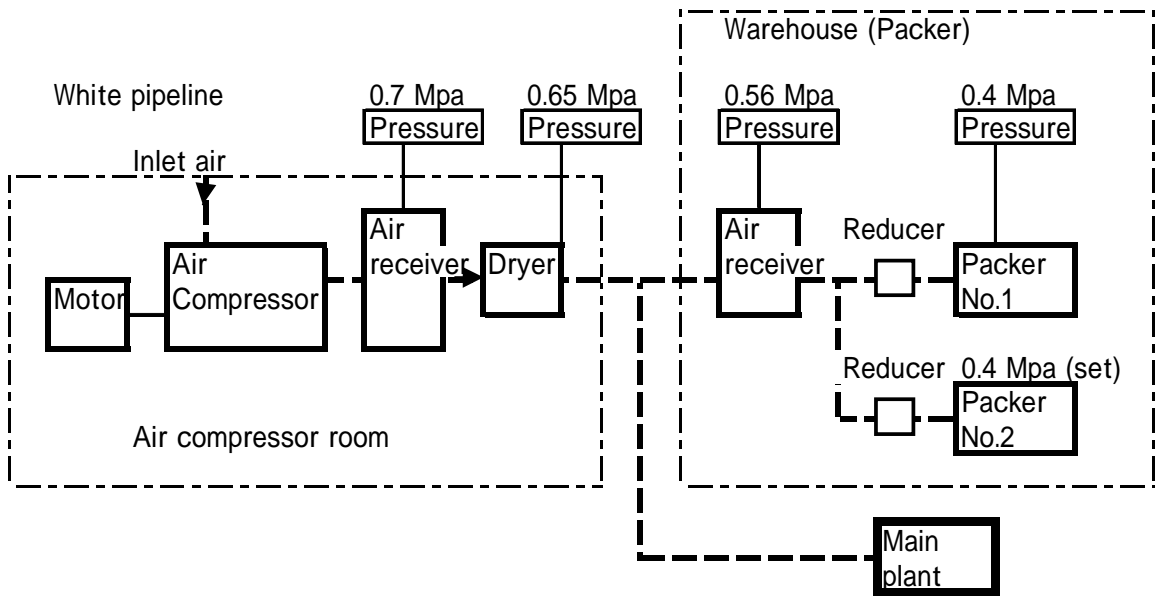
Each * mark indicates a measured value

	No.	Item		Pipe line	
				White	Black/white
	1	Measuring time		11:00	11:00
	2	Specifications		785 m3/h	210 m3/h
	3	Motor power		75 kW	25 kW
	4	User		Packer, Main plant	Instrumentation
	5	Required pressure of user	Mpa	Packer,: 0.4 MPa Main plant: ND	Instrumentation: 0.35 Mpa
	6	Rated capacity	m3/min	13.1	3.5
	* 7	Air temperature at suction of compressor	deg - C	33	33
	* 8	Air pressure at discharge of compressor	Mpa	0.7	0.56
	* 9	Air pressure at receiver	Mpa	0.7	--
	* 10	Air pressure at discharge of dryer	Mpa	0.65	--
		User side			
	* 11	Air pressure at receiver in warehouse	Mpa	0.56	
	* 12	Air pressure at Packer No.1	Mpa	0.4	
	* 13	Air pressure at Packer No.2	Mpa	Stop	
	* 14	Air pressure at Main plant	Mpa	ND	
	* 15	Outlet air pressure on Aug. 11	Mpa	(0.8)	(0.7)

空気圧縮機出口圧力低下による電力節約率を下表に示す。

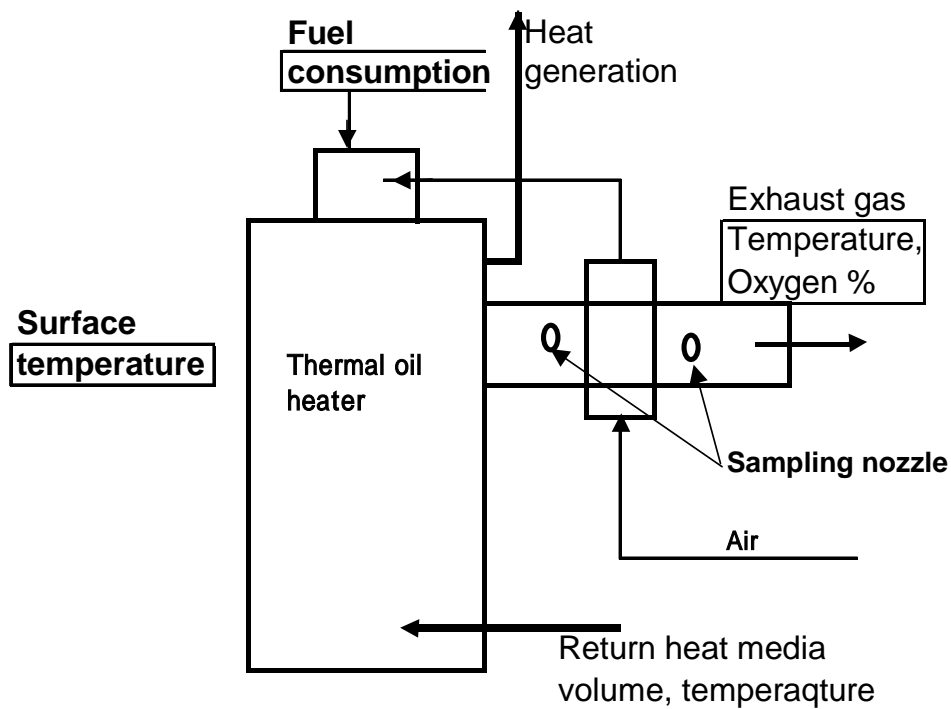
Power saving ratio by discharge pressure lowering of air compressor

Item	Unit	Present	Case-1	Case-2	Case-3	Case-4
Air pressure of suction	kg/m2 abs	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
Air pressure of delivery	kg/m2 abs	80,000	75,000	70,000	65,000	60,000
Air volume	m3/min	13.1	13.1	13.1	13.1	13.1
Adiabatic coefficient of air		1.4	1.4	1.4	1.4	1.4
Theoretical required power	kW	60.7	58.2	55.6	52.9	50.0
Power saving ratio	%	---	4.1	8.4	12.9	17.6



4 - 1 熱媒油加熱器No.3の燃焼管理

この熱媒油加熱器は、熱媒油を240 に加熱して、メインプラントに供給している。排熱回収装置として、燃焼用空気予熱器を持ち、熱効率は5 %向上している。空気比は低負荷運転のためか1.49である。負荷率を上げた時は排ガス中の酸素濃度を4.5%とし、空気比を1.27まで改善する。熱効率は92%となり、1.2%改善される。この油加熱器の負荷は30%であり、他の空気予熱器を設置していない油加熱器の負荷が高いため、この油加熱器の負荷を上げて、全体の効率を向上すべきである。ボイラ効率は、油循環量のデータが無いため、熱損失法により計算した。



Oil heater efficiencies according to the heat loss method

Factory & equipment: Company B Thermal oil heater (TOH) No.3 Date of measurement: 2005/8/12

Each * mark indicates a measured value

No	Item	Unit	DATA	
1	Measuring time	min	30	
2	Rated capacity	kcal/h	6,000,000	Specification
*	3 TOH load factor	%	30.50	
*	4 Feed medium temperature	deg - C	233.00	
*	5 Heat medium pressure	M Pa	0.72	
*	6 Output medium temperature	deg - C	280.00	
*	7 Fuel gas temperature	deg - C	31.6	
*	8 Fuel gas pressure in gage	kPa	300.0	
	9 Fuel gas pressure in absolute	kPa	400.0	
*	10 Amount of fuel gas	m3	37	(reading of flow meter)
	11 Amount of fuel gas	m3/h	74.0	
	12 Amount of fuel gas	m3N/h	265.3	
	13 Lower calorific value of fuel gas	kJ/m3S	38.75	
	14 Lower calorific value of fuel gas	kJ/m3N	40.88	$38.75*(273+15)/273$
*	15 Exhaust gas temperature (outlet of TOH)	deg - C	277.5	
*	16 Exhaust gas temperature	deg - C	179.0	(outlet of preheater)
*	17 Oxygen concentration of exhaust gas	%	6.90	
	18 Excess air ratio		1.49	
*	19 Outside air temperature	deg - C	31.4	
*	20 combustion air temperature (at burner)	deg - C	132.5	
	21 Exhaust gas loss	kJ/m3N	3385	$(27)*(28)*((32)-(19))$
	22 Exhaust gas loss without air preheater	kJ/m3N	5311	
	23 Theoretical air volume	m3N/m3N	9.84	$1.09*(14)/1000-0.25$
	24 Actual air volume	m3N/m3N	14.65	
	25 Specific heat of combustion air	kJ/m3N-C	1.30	
	26 Theoretical dry exhaust gas volume	m3N/m3N	10.80	$1.14*(14)/1000+0.25$
	27 Actual dry exhaust gas volume	m3N/m3N	15.6	
	28 Specific heat of exhaust gas	kJ/m3N-C	1.382	
	29 Air preheater balance			
	30 Recovered heat from air side	kJ/m3N	1925.7	
	31 Recovered heat from exhaust gas side	kJ/m3N	2125.6	
	32 Exhaust gas temperature (outlet of economizer)	degC	188.3	Calculated
	33 Blow loss		0	
	34 Radiation loss		173	
*	35 Surface temperature (41 to 50 deg-C)	deg C	45.0	
*	36 Surface area (3.66m dia*6.92mH)	m2	89	
	37 Radiation loss from surface	kJ/m3N	90	
	38 Convection loss from surface of wall	kJ/m3N	72	
	39 Convection loss from surface of roof	kJ/m3N	11	
	40 Dissipation loss from surface	kJ/m3N	173	
	41 Oil heater efficiency	%	90.8	
	42 Oil heater efficiency without air preheater	%	85.8	

4 - 2 蒸気ボイラNo.1の運転管理

このボイラは、排熱回収設備として、燃焼用空気予熱器を設置している。給水は脱気器で加熱され、90℃で給水されている。

ボイラの熱効率、排熱回収を行う場合は93.6%であり、3.0%向上する。

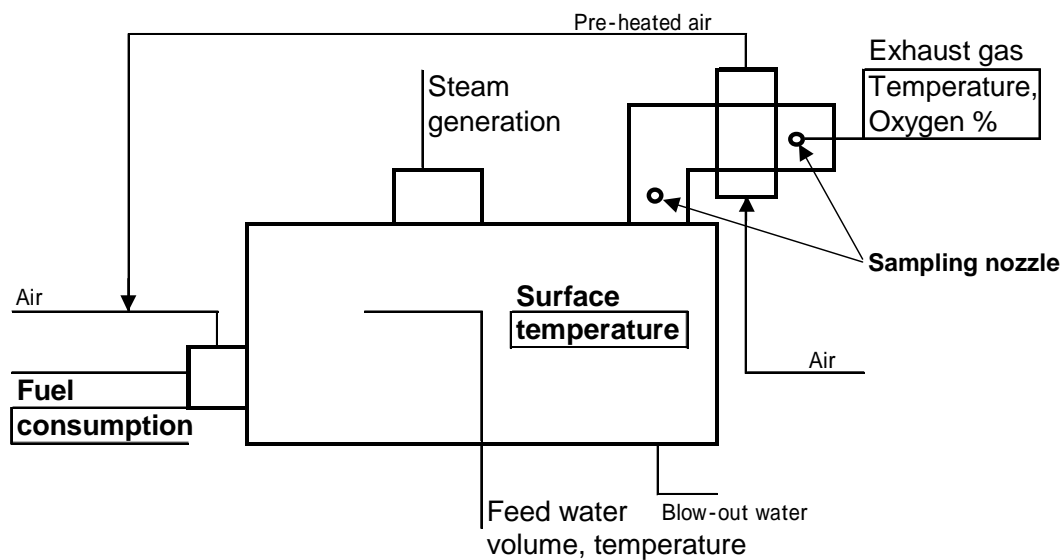
燃焼空気比は1.1であるが、炉筒煙管ボイラとしては低すぎる。未燃損失、すすの発生があり、空気比は1.2-1.3に調整することを提言する。

本体の保温は良好であるが、マンホールは保温されていない。

空気予熱器の排ガス出口温度計が設置されていない。

ボイラの負荷変動は小さく、良好な効率を得ている。

ボイラ効率は、ボイラ給水量の測定が出来ないため、損失法により算出した。



Boiler efficiencies according to the heat loss method

Factory: Company B Boiler No.1

Date of measurement: 2005/8/12

Each * mark indicates a measured value

No.	Item	Unit	DATA	Note
1	Measuring time	min	30	
2	Rated capacity	t/h	11.3	Specification
* 3	Drum steam pressure	M Pa	1.52	
4	Enthalpy of steam	kJ/kg	2792	Steam table
* 5	Fuel gas temperature	deg -C	34.5	
6	Fuel gas pressure in gage	kPa	300.0	
7	Fuel gas pressure in absolute	kPa	400.0	
* 8	Amount of fuel gas (reading of flow meter)	m3	80	
9	Amount of fuel gas	m3/h	160.0	
10	Amount of fuel gas	m3N/h	568.2	
11	Lower calorific value of fuel gas	kJ/m3S	38.75	
12	Lower calorific value of fuel gas	kJ/m3N	40.88	$38.75 \cdot (273+15)/273$
* 13	Exhaust gas temperature (outlet of boiler)	deg -C	237.1	
14	Exhaust gas temperature (outlet of preheater)	deg -C	171.5	
* 15	Oxygen concentration of exhaust gas	%	2.10	
16	Excess air ratio		1.1	
* 17	Outside air temperature (intake temperature)	deg -C	34.1	
* 18	Combustion air temperature (at burner)	deg -C	110.0	
19	Exhaust gas loss	kJ/m3N	2377	
20	Exhaust gas loss without air preheater	kJ/m3N	3517	
21	Theoretical air volume	m3N/m3N	10.39	
22	Actual air volume	m3N/m3N	11.55	
23	Specific heat of combustion air	kJ/m3N-C	1.30	
24	Theoretical dry exhaust gas volume	m3N/m3N	11.38	
25	Actual dry exhaust gas volume	m3N/m3N	12.5	
26	Specific heat of exhaust gas	kJ/m3N-C	1.382	
27	Air preheater balance			
28	Air side	KJ/m3N	1139.3	
29	Exhaust gas side	KJ/m3N		
30	Exhaust gas temperature	deg -C	171.3	(outlet of preheater)
31	Radiation loss			
* 32	Surface temperature (55 to 70 deg-C)	deg C	62.5	
* 33	Surface area (2.4m dia*5.4mL)	m2	50	
34	Radiation loss from surface	kJ/m3N	54	
35	Convection loss from surface	kJ/m3N	41	
36	Dissipation loss from surface	kJ/m3N	95	
* 37	Un-insulated manhole: 3	deg C	166	480mm dia
38	Radiation loss from manholes	kJ/m3N	4	
* 39	Un-insulated Inspection hole: 1	deg C	260	700mm dia
40	Radiation loss from inspection hole	kJ/m3N	8	
41	Boiler efficiency	%	93.6	
42	Boiler efficiency without air preheater	%	90.6	

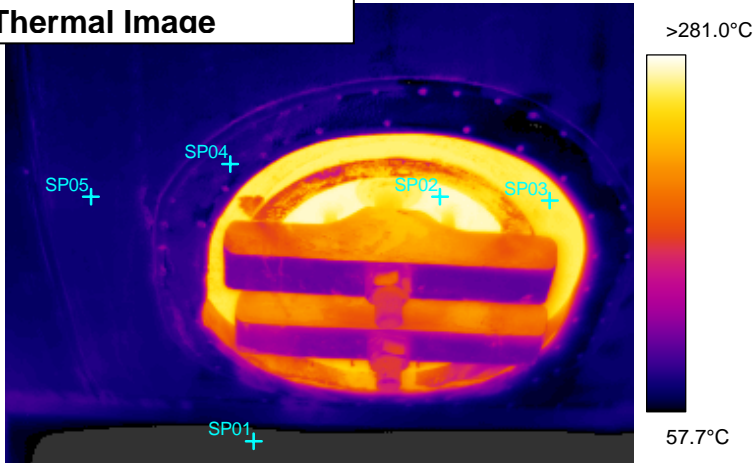
4 - 3 蒸気ボイラの保温状況

Un-insulated manhole of Boiler No.3



Section: Boiler 3
View Point: Side

Thermal Image



Object parameter	Value
Emissivity	0.56
Object distance	1.0 m
Label	Value
SP01	52.9 ° C
SP02	>281.0 ° C

4 - 4 蒸気ボイラNo. 3の空気予熱器設置

このボイラは、排ガス温度227 であり、給水温度は脱気器で加熱され、90 である。

ボイラの熱効率、は、89.8%である。

燃焼空気比は1.27である。

排ガスの排熱回収装置として、燃焼空気予熱器を設置すると熱効率は92.9%となり、3.1%向上する。

本体の保温は良好であるが、マンホールは保温されていない。

ボイラの負荷変動は小さく、良好な効率を得ている。

ボイラ効率は、ボイラ給水量の測定が出来ないため、損失法により算出した。

ボイラの燃料消費量：

$$6000 \times (2792 - 83.6 \times 4.186) / 0.898 / 40.88 = 399.1 \text{ m}^3\text{N/h}$$

$$399.1 \times 8640 = 3,448.2 \text{ m}^3\text{N/y}$$

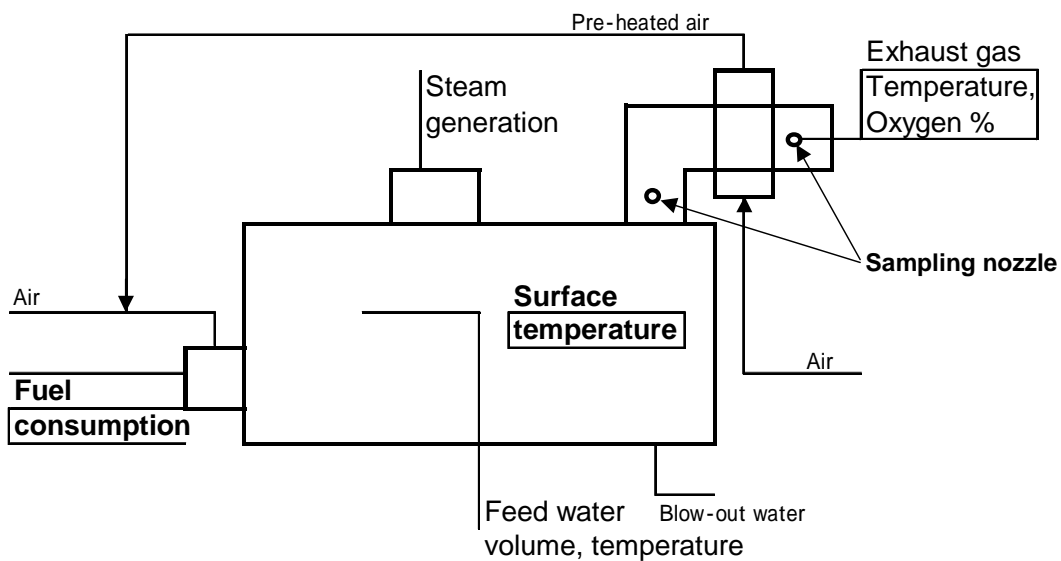
空気予熱器設置による燃料節約量：

$$3,448.2 \times 0.031 = 106,900 \text{ m}^3\text{N/y}$$

$$106,900 \times 0.49 = 52,381 \text{ RM/y}$$

空気予熱器設置コスト： 120,000RM/set

投資回収期間： 120,000 / 52381 = 2.3 year



Boiler efficiencies according to the heat loss method

Factory & equipment: Company B Boiler No.3

Date of measurement: 2005/8/12

Each * mark indicates a measured value

No.	Item	Unit	Data	Remarks
1	Measuring time	min	60	
2	Rated capacity	t/h	6.0	Specification
*	3 Feed water temperature	deg-C	83.6	
*	4 Drum steam pressure	M Pa	1.50	
5	Enthalpy of steam	kJ/kg	2792	Steam table
*	6 Fuel gas temperature	deg-C	30.6	
7	Fuel gas pressure in gage	kPa	300.0	
8	Fuel gas pressure in absolute	kPa	400.0	
*	9 Amount of fuel gas	m ³	61	Reading of flow meter
10	Amount of fuel gas	m ³ /h	61.0	
11	Amount of fuel gas	m ³ N/h	219.4	
12	Lower calorific value of fuel gas	kJ/m ³ S	38.75	
13	Lower calorific value of fuel gas	kJ/m ³ N	40.88	38.75*(273+15)/273
*	14 Exhaust gas temperature (outlet of boiler)	deg-C	227.1	
*	15 Oxygen concentration of exhaust gas	%	4.50	
16	Excess air ratio		1.27	
*	17 Outside air temperature (intake temperature)	deg-C	30.4	
18	Exhaust gas loss without air preheater	kJ/m ³ N	3856	
19	Theoretical air volume	m ³ N/m ³ N	10.39	
20	Actual air volume	m ³ N/m ³ N	13.20	
21	Specific heat of combustion air	kJ/m ³ N-C	1.30	
22	Theoretical dry exhaust gas volume	m ³ N/m ³ N	11.38	
23	Actual dry exhaust gas volume	m ³ N/m ³ N	14.2	
24	Specific heat of exhaust gas	kJ/m ³ N-C	1.382	
25	Blow loss		0	
26	Radiation loss			
*	27 Surface temperature (45 to 70 deg-C)	deg C	57.5	
*	28 Surface area (2.6m dia*5.2mL)	m ²	53	
29	Radiation loss from surface	kJ/m ³ N	137	
30	Convection loss from surface	kJ/m ³ N	106	
31	Dissipation loss from surface	kJ/m ³ N	243	
*	32 Un-insulated manhole: 3	deg C	181	480mm dia
33	Radiation loss from manholes	kJ/m ³ N	14	
*	34 Un-insulated Inspection hole: 1	deg C	250	700mm dia
35	Radiation loss from inspection hole	kJ/m ³ N	19	
36	Boiler efficiency without air preheater	%	89.3	

Boiler efficiencies according to the heat loss method with air preheater

Factory & equipment: Company B Boiler No.3

Each * mark indicates a measured value

No.	Item	Unit	Data	Remarks
1	Rated capacity	t/h	6.0	Specification
* 2	Feed water temperature	deg-C	83.6	
* 3	Drum steam pressure	M Pa	1.50	
4	Enthalpy of steam	kJ/kg	2792	Steam table
* 5	Fuel gas temperature	deg-C	30.6	
6	Fuel gas pressure in gage	kPa	300.0	
7	Fuel gas pressure in absolute	kPa	400.0	
* 8	Amount of fuel gas	m ³	61	Reading of flow meter
9	Amount of fuel gas	m ³ N/h	219.4	
10	Lower calorific value of fuel gas	kJ/m ³ S	38.75	
11	Lower calorific value of fuel gas	kJ/m ³ N	40.88	38.75*(273+15)/273
* 12	Exhaust gas temperature (outlet of boiler)	deg-C	227.1	
13	Exhaust gas temperature (outlet of preheater)	deg-C	157.4	
* 14	Oxygen concentration of exhaust gas	%	4.50	
15	Excess air ratio		1.27	
* 16	Outside air temperature (intake temperature)	deg-C	30.4	
* 17	Combustion air temperature (at burner)	deg-C	110	
18	Exhaust gas loss without air preheater	kJ/m ³ N	3856	
19	Exhaust gas loss with air preheater	kJ/m ³ N	2491	
20	Theoretical air volume	m ³ N/m ³ N	10.39	
21	Actual air volume	m ³ N/m ³ N	13.20	
22	Specific heat of combustion air	kJ/m ³ N-C	1.30	
23	Theoretical dry exhaust gas volume	m ³ N/m ³ N	11.38	
24	Actual dry exhaust gas volume	m ³ N/m ³ N	14.2	
25	Specific heat of exhaust gas	kJ/m ³ N-C	1.382	
26	Air preheater balance			
27	Air side	KJ/m ³ N	1365.7	
28	Exhaust gas side	KJ/m ³ N		
29	Exhaust gas temperature	deg-C	157.4	Outlet of preheater
30	Blow loss		0	
31	Radiation loss			
32	Dissipation loss from surface of body	kJ/m ³ N	243	
33	Radiation loss from 3 manholes	kJ/m ³ N	14	
34	Radiation loss from an inspection hole	kJ/m ³ N	19	
35	Boiler efficiency without air preheater	%	89.3	
36	Boiler efficiency with air preheater	%	92.9	

4 - 5 タンク及び配管の保温状況

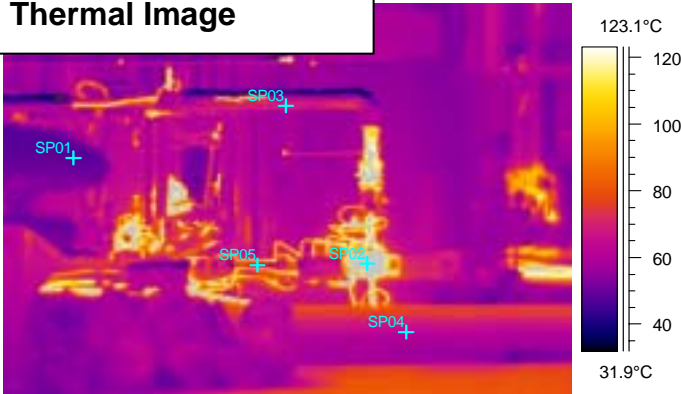
No.	Area and Equipment name	Pipe size	Surface temp.	Un-insulated length	Un-insulated area	Radiation heat loss	recoverable heat by insulation	Remarks
		Inch	deg-C	m	m2	kJ/h	kJ/h	
A	Raw oil tank (2-tank)							
1	Pipe	3	52	1.0	0.28	109	43	
2	Pipe	3	42	--				Insulated part
3	Steam pipe	2	132	1.0	0.19	563	518	
4	Steam pipe	1	132	3.0	0.32	949	874	
5	Pipe	4	65	10.0	3.59	2,508	1,659	
6	Tank manhole	740mm	48	0.2	0.78	234	50	
7	Tank wall		38	--				Insulated part
8	Condensate tank	340mm	98	1.0	1.25	2,077	1,781	
9	Condensate tank	400mm	87	0.5	0.88	1,153	945	
10	Steam pipe	1	125	2.0	0.21	570	519	
B	Tank yard (10-tank)							
1	Pipe	4	87	3.0	1.08	1,412	1,157	
2	Tank manhole	780mm	52	0.2	0.97	376	147	Tank No. 9061
3	Pipe	4	50	10.0	3.59	1,236	387	
4	Double pipe	4	96	20.0	7.18	11,458	9,760	
5	Steam pipe (tracing tube)	1/2	100					Boss ends are connected to steam headers.
6	Steam header	2	120	1.0	0.19	468	423	Steam leakage. Steam trap capacity is too small.
7	Steam header	2	105	3.0	0.57	1,085	950	Steam leakage.
8	Steam header	2	100	1.0	0.19	329	284	Trace pipe end opens.
	Total					24,526	19,495	
C	Others							
1	Steam trace pipe							No steam trap
2	Insulation material							Formed glass wool, 45mm thick
3	Numbers of tank							40 tanks in the tank yard

Un-insulated piping and valves in tank yard



Section: Storage Tank
View Point: Front
Date: 16 Aug. 05

Thermal Image



Object parameter	Value
Emissivity	0.44
Object distance	20 m
Label Value	
SP01	48.8 ° C
SP02	161.4 ° C
SP03	68.0 ° C
SP04	64.2 ° C
SP05	66.4 ° C

4 - 6 蒸気ドレン回収利用（スチームトラップ管理）

Factory name: Company B

Date of measurement: August 16, 2005

Inspection device: Steam trap checker TM5 (TLV, Japan)

No.	Area	Equipment name	Type	Inspection results
1	Raw oil tank yard	MS 9003 (1000 ton tank)	Disk	Low temp.: 84 degC
2	Raw oil tank yard	MS 9003 (1000 ton tank)	Disk	Blocked
3	Raw oil tank yard	MS 9002 (2000 ton tank)	Disk	Low temp.: 77 degC
4	Raw oil tank yard	MS 9002 (2000 ton tank)	Disk	Low temp.: 71 degC
5	Raw oil tank yard	Condensate recovery unit	Bucket	Good
6	Tank yard	MS 9061 (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 71 degC
7	Tank yard	MS 9061 (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 91 degC
8	Tank yard	MS 9062 (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 46 degC
9	Tank yard	MS 9062 (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 88 degC
10	Tank yard	MS9012B (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 50 degC
11	Tank yard	MS9012B (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 85 degC
12	Tank yard	MS9012B (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 36 degC
13	Tank yard	MS9012A (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 46 degC
14	Tank yard	MS9012A (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 36 degC
15	Tank yard	MS9012A (500 ton tank)	Disk	Low temp.: 30 degC
16	Tank yard	MS9026A (25 ton tank)	Disk	Low temp.: 87 degC
17	Tank yard	MS9026A (25 ton tank)	Disk	Low temp.: 42 degC
19		Inspection results		
20		Good	1	
21		Blocked	1	
22		Low temperature	15	
23		Total	17	

4 - 7 グリセリン濃縮留出液の廃熱回収

(1) 現状における甘水濃縮留出液の廃熱利用

- 1) 原料油脂 { (パームステアリン (PST) 及びパーム核油 (PKO)) } を温度約 250、圧力約 52bar の高温・高圧下水で加水分解する分解塔からは、塔頂部から生成した脂肪酸が、塔底部からグリセリンを約 15% 含有する甘水 (グリセリン水) が流出する。甘水は 4 重効用缶で濃縮されグリセリン濃度を 88% に上昇させる。
- 2) 4 重効用缶の 1 ~ 3 段目からは、温度 130、圧力 2bar の濃縮留出液が毎時約 5.2 トン排出される。図 - 1 に示すように、この留出液は分解塔に入る原料油脂の予熱用に約 90 迄熱回収された後、一部が床洗浄等に利用されるが、放冷されて排水処理へ送水される。
- 3) 4 段目からは温度 80 の濃縮留出液が毎時約 2.6 トン排出される。しかしこの留出液も一部が床洗浄等に利用されるが、放冷されて排水処理へ送水される。

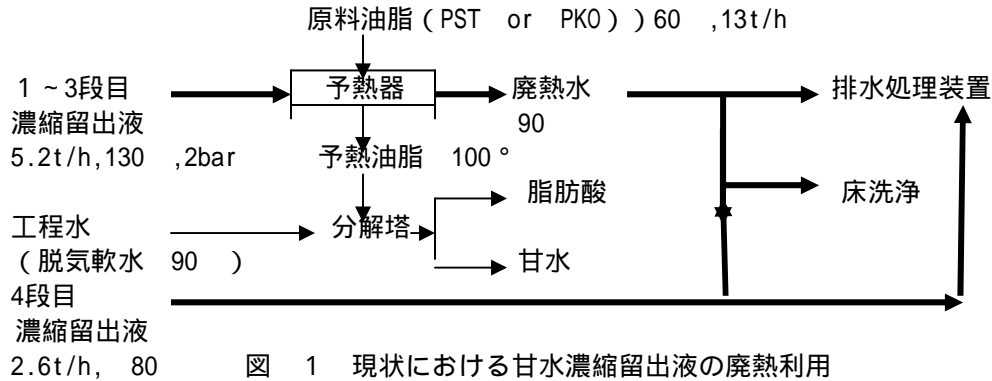


図 1 現状における甘水濃縮留出液の廃熱利用

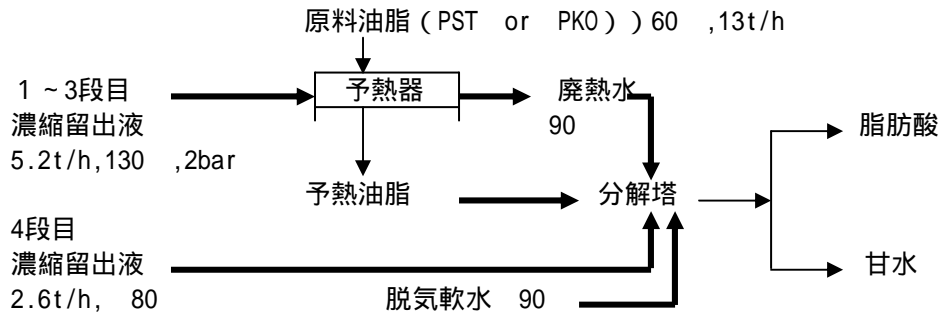


図 2 甘水濃縮留出液の廃熱利用改善案

(2) 甘水濃縮留出液の廃熱利用改善案

図 2 に示すように、甘水濃縮装置の 1 ~ 3 段目留出液及び 4 段目留出液の全量を分解塔の工程水として戻し、原料油脂の加水分解に有効利用して、それらが有する廃熱の利用度をアップさせる。工程水の温度は、現状の 30 から 80-90 に上昇する。

(3) 改善案における回収熱量の増加

- 1) 現行法に対し改善案の回収熱量の増加は下表のように推定される。

留出液	流量	回収可能温度	廃熱回収増加量
1 ~ 3 段目留出液	5.2t/h	60 (90 30)	$5.2 \times (90 - 30) = 312 \text{Mcal/h}$
4 段目留出液	2.6	50 (80 30)	$2.6 \times (80 - 30) = 130$
合計	7.8		442

- 2) この廃熱回収増加量は、15kg/cm² 圧力の水蒸気 (エンタルピー=666Mcal/t) 0.66 トンに相当し、ボイラ効率を 90% とすると、燃料の天然ガス (発熱量 38.75MJ/m³ S9.53Mcal/Sm³、単価 0.49RM/Sm³) から水蒸気が効率 90% で発生するとすると天然ガス 51.6Sm³ に相当する。年間に換算 (稼働日数 360 日/年) して 445,80051.6Sm³/y となり、燃料節約合理化金額はとして年間 218,000RM となるが想定される。

- 3) また、現在工程水には市水 (単価 2.9RM/t) を軟水化して脱空気したものが使用されて

いるが、市水を留出液に置き換えることで年間で67,400t (7.8t/h×24h×360D/Y)の市水が節減でき、これは195,500RM/yの改善に相当する。

(4) 課題と対応策

1) 濃縮留出液へのグリセリンのコンタミネーション

濃縮操作でグリセリンが留出液に時々飛散して、留出液中のグリセリン濃度が0.1~0.2%にアップすることがある。このグリセリンは改善案では分解塔に持ち込まれるので油脂分解率への影響が懸念される。しかし、留出液中のグリセリン濃度が常時0.1%あると仮定しても、分解中に生成するグリセリン全体の0.6%に過ぎず、実際にこのような留出液のリサイクルを行っているプラントの分解率が99%前後を示していることから問題はないと考えられる。

2) 濃縮留出液への脂肪酸のコンタミネーション

分解塔から流出した甘水は静置槽で同伴する少量の脂肪酸を浮上除去した後濃縮工程に送られるが、まだ微量の脂肪酸が残存しており、それが濃縮操作で留出液に飛散して送水配管の腐食原因になることが懸念される。しかし、現在実際に使用している送水配管で問題が認められていないこと、また濃縮工程の入口にアルカリによる中和槽を有しているのでPH管理の適正化等で問題は回避できると考えられる。

5 - 1 モータの運転管理

平均負荷率が60%以下のモータは5台ある。その内の水素添加工程の原料供給ポンプのモータは、流量制御のためにインバータによる可変速制御を行なっている。4台のモータに対して、インバータによる可変速制御を省エネ対策として行なう。原料供給ポンプの負荷電流は100%を超えており、安全と効率改善のために100kWのモータに取替をすべきである。

No.	Motor No.	Motor Name	Power	Current			Load factor			(Max-Min)/ Rated current %	Remarks	
			Rated	Rated	Ave.	Max	Min	Ave.	Max			Min
			kW	A	A	A	A	%	%			%
1	PP6401A	Cooling tower water pump	110	182	150.3	153.0	147.0	82.6	84.1	80.8	3.3	
2	PP6401B	Cooling tower water pump	110	182	154.7	161.0	149.0	85.0	88.5	81.9	6.6	
3	PP6401C	Cooling tower water pump	110	182	151.6	154.0	148.0	83.3	84.6	81.3	3.3	
4	PP4011S	Light cut bottom pump	93	158	147.9	151.0	145.9	93.6	95.6	92.3	3.2	
5	MX6501A	Air compressor No. 1	86	155	153.0	156.0	148.0	98.7	100.6	95.5	5.2	
6	MX6501B	Air compressor No. 2	86	155	135.2	155.0	90.4	87.2	100.0	58.3	41.7	
7	PP2607A	Hot raw material feed pump	76	124	129.6	133.0	122.0	104.5	107.3	98.4	8.9	
8	PP6101B	Hot oil circular pump	75	127	89.9	91.9	87.5	70.8	72.4	68.9	3.5	
9	PP6101C	Hot oil circular pump	75	127	94.0	97.3	92.1	74.0	76.6	72.5	4.1	
10	PP2204	Reaction pump	70	118	96.8	98.9	94.0	82.0	83.8	79.7	4.2	
11	PP4021A	Middle cut bottom pump	55	107	54.9	58.1	51.3	51.3	54.3	47.9	6.4	
12	PP1021S	Dehydrator circulation pump	45	77	70.8	71.3	70.1	92.0	92.6	91.0	1.6	
13	PP4061S	New still cut bottom pump	45	74	53.4	55.1	50.5	72.2	74.5	68.2	6.2	
14	PP1001A	Hydrolyzer feed pump	38	66	39.4	42.1	33.4	59.8	63.8	50.6	13.2	Inverter control
15	PP1002S	Hydrolyzer water pump	37	66	40.8	43.1	38.2	61.8	65.3	57.9	7.4	Inverter control
16	PP4001A	Precut bottom pump	37	64	35.4	36.0	34.9	55.3	56.3	54.5	1.7	
17	PP4001S	Precut bottom pump	37	65	34.4	35.8	33.7	52.9	55.1	51.8	3.2	
18	PP4111A	New plant pump	37	62	50.5	55.2	47.6	81.4	89.0	76.8	12.3	
19	PP6601S	Chilled water pump	37	61	47.5	49.0	44.3	77.5	79.9	72.3	7.7	
20	MK6404B	Cooling tower fan No. 2	37	66	41.4	47.1	40.1	62.7	71.4	60.8	10.6	
21	MK6404A	Cooling tower fan No. 1	30	60	42.8	49.2	42.9	71.3	82.0	71.5	10.5	
22	PP6602A	Chilled water pump	30	50	44.2	44.9	43.8	88.4	89.8	87.6	2.2	
23	PP6602S	Chilled water pump	30	50	44.1	44.2	43.9	88.2	88.4	87.8	0.6	
24	PP3005A	Ejector hot well pump	30	53	30.1	31.2	29.3	56.8	58.9	55.3	3.6	