

4.2.6 省エネルギー表彰制度

省エネルギー推進手段の一つとして省エネルギーの推進に大きな成果をあげた工場の技術者や団体を選び、広く周知される形で表彰を行うことは、省エネルギー推進に努力する当事者のモラルの向上と共に企業の省エネルギーに対する関心を高めるのに有効な施策である。

ハンガリーで1985年から導入された制度では、工業省は年間予算50百万Ftで工場の個人技術者または技術者団体を対象とし、省エネルギーの達成パーセンテージにより賞金を支給していた。

また、省エネルギー設備機器導入後、投資回収年数が計画より短かかった工場についても表彰制度があった。

ハンガリー政府もしくはこれに準ずる機関が、定期的に年に1回程度、その年において省エネルギーの推進に大きな成果を上げた工場や省エネルギー効果の優れた機器を選び、広く国民に知られる形で表彰を行うことは、省エネルギーの推進に努力する当事者のモラルの向上につながる点でも必要である。

これに類似した表彰制度は日本で現在も実施されている。

参考までに、日本における優良工場および優秀機器の表彰制度の概要を紹介すると、優良工場についてはエネルギー使用の合理化を図り、エネルギー管理に不断の努力を重ね、その成果が大であり、他の模範となる工場を選んで表彰している。実施主体は通商産業省で通商産業局長または省エネルギーセンター、電気使用合理化委員会などの団体から推薦を受けた工場に対して通産大臣が表彰する。

優良機器の表彰は省エネルギーセンター、日本機械工業連合会など、政府関連の中立機関で実施されている。機器製造業者の申請を受け、学識経験者を集めた委員会での審査を経て選定される。また、全国の工場において従業員の自主管理活動により、優れた省エネルギー活動事例の紹介も行われている。審査は省エネルギーセンター内に設けられた学識経験者の委員会で行われ、内容に応じて通産大臣、資源エネルギー庁長官、センター会長賞が与えられる。

4.2.7 技術開発

省エネルギーの技術開発プロジェクトは今後ますます大型化し多様化する。環境保全の観点も踏まえつつ、普及に至るまでの総合的、計画的な省エネルギー技術研究開発を官民を挙げて一層積極的に推進していくことが重要である。

EGI（エネルギー工学研究所）は1950年代から排熱回収技術、コージェネレーション技術等の省エネルギー推進技術開発をしており、さらに進んだ省エネルギー技術の開発が期待できる。

省エネルギー技術の開発の多くは、民間企業において競争的に行われるべきであるが、開発リスクが大きく、資金を多く必要とする基礎的、共通的な省エネルギー技術の開発については、EGIのような公的な機関が当たることが適当である。

例えば、日本においても、燃料電池、スターリングエンジン、高効率ガスタービンなどの技術開発は公的機関が当たっている。

さらに、民間企業の技術開発に対してもリスクの大きいものへの助成、あるいは、現地に適用する場合のデモンストレーションへの助成が必要である。

4.2.8 技術情報提供

技術情報の提供は工場の省エネルギーに対する動機づけ、技術者の技術水準の向上に役立つ効果が大きい。情報交換は民間企業間でも任意に行われているが、4.3項で述べる工場診断、研修会等については国の施策の一環として公的機関で行われるべきである。

4.3 省エネルギー一面での AEEF の活動に関する提言

前述の施策のうち以下の具体的な事項の実行機関としては人員構成、エネルギー全般業務の実施および技術の蓄積等を考慮すると中立機関である AEEF が実施することが最適である。

4.3.1 工場省エネルギー診断

省エネルギー技術者のいない工場に対して、個々の工場の具体的な省エネルギーを推進するためには専門家による実地の工場診断が有効である。

工場省エネルギー診断活動を拡大強化するための一つの方法として、診断バスによる工場の巡回診断、指導の一部を無料化するとよい。すなわち、全般的に改善点を示す無料診断で次のステップへの可能性を見出し、工場の改善意欲を引き出す。工場側がさらに具体的な設備計画や運転指導などを望むときは有料の診断指導サービスを行う。換言すれば一般的な巡回診断指導は無料、精密・高度な診断指導サービスの提供は有料とし、企業の要求度合いによって段階的に選択させようとするものである。無料診断実施のためには、政府において所要の予算措置を講じることが必要である。

今後 AEEF は本調査期間で身につけた技術を生かし工場診断件数を増やしていくことが必要であり、工場省エネルギー診断の結果は工場の経営者、エンジニア等を集め発表されることを望む。

AEEF は既に400件の有料工場エネルギー診断を実施しているが、さらに今回の工場調査において日本の専門家と実際に詳細な工場省エネルギー診断を行い、省エネルギー上の着眼点と改善方策を習得したので、一層の工場診断の充実が期待できる。また、本調査の報告書の中に技術的ガイドライン作成のための資料を提供するが、これを基に省エネルギー対策のためのガイドブックを作成し、それを活用すれば、高度な診断指導と企業の技術水準の向上に大きく役立つことが期待される。

現在、この工場診断をより確実なものとするため、AEEF は診断設備の整備、診断技術の向上に取り組んでいる。これを契機に、さらに AEEF の優れた技術力とノウハウを活かした工場巡回診断の進展を望みたい。

4.3.2 技術情報の提供

(1) 省エネルギー技術情報の収集・整備・公開

企業に対する省エネルギー技術情報サービスを効果的に推進するためには、各種の省エネルギー技術の現状や将来動向を的確に把握し、活用する体制が確立されなければならない。

AEEFは既に省エネルギー情報の収集、蓄積、提供、公開を行っているが、国際情報の入手ルートを拡大したり、国内情報及びAEEF自身が所有する情報のデータ化を推進するなどの方策を講じてこれをさらに強化、充実するとともに、外部のものが容易に利用できる形での情報提供の場を用意することが必要である。さらにデータベースの拡充と情報提供のオンライン化を検討することが望まれる。

そのためには前述したように省エネルギーの情報収集を強化し、海外の技術情報を入手するため、海外の省エネルギー推進機関と恒常的な協力関係を結び、情報入手ルートを確立しておく。また、国内の専門家の有する情報、ノウハウを政府の情報サービスに結びつける仕組みを作ることが必要である。

ハンガリーでは5か国協定プログラム（イタリア、オーストリア、チェコスロバキア、ユーゴスラビア、ハンガリー）としてエネルギーセンター設立計画（予算0.5百万EQU）があり参加国間で省エネルギー技術情報を含んだハードとソフトの両面の交流を行う計画がある。このような海外との情報交換により一層省エネルギー情報収集の充実を図り、収集した情報は適宜公開されることを期待する。

(2) 省エネルギー専門誌の発行

省エネルギー専門誌を発行する目的はエネルギー関係者に対して省エネルギー情報を提供し、情報交換の場を作ることにある。

ハンガリーではUNIDOプロジェクトで83年からヨーロッパ10か国ほどが参加し省エネルギー誌を年間4回発行している。

産業分野で省エネルギーを推進するために工場の経営者、技術者に対して省エネルギーに関する情報を常時提供し、省エネルギー事例紹介や省エネルギー機器の紹介等により省エネルギー意識向上に貢献する必要がある。

(3) 省エネルギーセミナー

省エネルギー技術情報の浸透は、産業における省エネルギー推進にとって特に重要である。その情報を、実際の生産活動におけるエネルギー使用面の効率向上に生かせる形で、定

期的もしくは不定期に、セミナーを通じて広く伝えることは有効である。

ハンガリーにおいては、これまでも、省エネルギーに関する種々のセミナーが開催されている。工商業省とAEEFが共催で大企業、中小企業のエネルギー専門家を対象に有料の省エネルギー講習会を毎年開催してきている。その他、工商業省は工場のエネルギー担当者を集め、年2回エネルギー情勢の説明及び情報交換のための集会を開催している。

また、AEEFはエネルギー経済研究所、電力研究所等などの依頼により工商業省の認可のもとに省エネルギーのセミナーを企画し開催してきた。セミナー参加者に対してはAEEFから修了証書を出している。これらのセミナーは大卒以外の者のレベルアップのためのものが中心であった。

今後、新規事業としてAEEFが主催者となって、工場での省エネルギー対策に目ざましい成功を収め、表彰された事例をその当事者から発表してもらいセミナーを定期的で開催することが望ましい。省エネルギー成功事例の発表は、企業に対する具体的な形での省エネルギー技術の普及という効果とともに、省エネルギーの重要性に対する一般の意識を喚起するうえでも有効である。

一般的に大規模工場においては、独自に高い技術力を有し、技術情報の収集も活発に行っている場合が多いが、中小規模工場の場合には、そのレベルに達していないことが多い。それを補うためにも、中小規模工場におけるエネルギー担当技術者を対象とする省エネルギーセミナー開催も重要である。

また、4.2.4項で提言したようにエネルギー管理者を権威づけ、法的に根拠のある資格とした後、エネルギー管理者試験準備のためのセミナーも必要である。そのセミナーはエネルギー管理者がその役割を十分に果たすためには国家試験のカリキュラムとレベルを十分に考慮しなければならない。その他、経営層に対して省エネルギー意識向上のためのセミナーも必要となろう。

これらのセミナーについては、優れた技術力、情報収集力を有するAEEFが中心となって開催することが適当である。

(4) エネルギー管理者の組織化

エネルギー管理者の資質の向上を図るため、エネルギー管理者を組織化し、省エネルギー技術情報提供、省エネルギー新技術の普及、およびエネルギー管理者のための技術研修などを図る必要がある。

一定規模以上のエネルギー消費量の工場にエネルギー管理者を設置した後、それぞれの工場のエネルギー管理者の資格を持つ技術者を登録、組織化し、その資質向上と活用の運営を

AEEF が行うことが最適であろう。組織は専門によって、熱と電気か又はもう少し細分化した形でグループ化し、工場診断で得られた情報の交換、外国からの省エネルギー技術情報の提供、政府施策の伝達、定期的なセミナーや専門技術教育をエネルギー管理者に対して実施するとよい。

これらエネルギー管理者集団は、中小企業の工場診断および工場の技術コンサルタント等として活用することもできる。

(5) 展示会開催

国民に広く省エネルギー意識の高揚をはかる機会として省エネルギーの展示会の開催が有効である。

ハンガリーでは毎年開催される国際見本市に90年まで省エネルギーブースを出展していたが、国内でも省エネルギーの展示会を開催し、省エネルギー機器、世界のエネルギー事情とハンガリーのエネルギー事情、エネルギー政策等を紹介することにより、国民に省エネルギー意識を持たせるようにすることが大切である。さらに毎年同じ時期に展示会を開催することにより一層関心度は増す。また、展示会と合わせて前述したセミナーの開催や成功事例の発表会を開催するとなお効果的である。

4.3.3 省エネルギー推進センターとしての性格づけ

現在、AEEF がハンガリーでの省エネルギー推進の中心機関であるが、将来、産業部門のみでなく、国レベルで省エネルギーを推進するためには民生部門、運輸部門も含め技術開発の機能も持たせ、核となり活動する組織として一元化することが望ましい。

そのセンターは国民にエネルギー有効利用のマインドを幅広く浸透させるとともに企業の経営者に対しては省エネルギー推進の必要性を理解させ、技術者には省エネルギー技術の教育等を実施する役目を持つ。

主な事業内容としては以下のものが含まれる。

- 1) 省エネルギーに関する調査
- 2) 省エネルギーに関する資料、情報の収集、分析およびこれらの研究調査および研究成果の提供
- 3) 省エネルギーに関する技術的指導
- 4) エネルギー利用業務に携わる者に対する省エネルギー技術等の教育、訓練
- 5) エネルギー利用、消費活動に伴う環境保全に関する研究調査

6) 一般消費者に対する広報

以上のようにこれらの業務は公正中立を保ちながら、種々の形での情報提供、エネルギー管理士試験の実施、省エネルギー機器性能調査等を通じて、国民および企業の省エネルギー活動を側面から支援することである。それにより信頼され積極的に利用されるようになる。

その活動はまず省エネルギー効果の即効性が期待される産業分野から手始め、将来的には産業部門のみならず民生、運輸部門へと業務内容を拡張することが望ましい。

4.4 提言実施に関する要望

以上の提言内容をまとめると Table 4.3、Table 4.4、Table 4.5 のようになる。

ここで提言した内容は、ハンガリーにおけるエネルギー状況、省エネルギーの現状および省エネルギー施策をもとに、日本をはじめとする諸外国においてすでに実施されている省エネルギー施策を参考にハンガリー政府とカウンターパートであるエネルギー安全公社(AEEF)が関わる施策の提言を行った。

提言内容にはすでに着手されているものや、廃止されたものの復活を望むもの等それほど多くの費用や準備を要しないものを優先的に実施して行き、順次、予算措置を必要とするもの、法や体制の整備など準備機関を要するものへと移行していくことが現実的である。

実効ある省エネルギー対策は、社会経済情勢、エネルギー状況、省エネルギー技術の進歩に対応して柔軟に、かつ、持続的に実施されることが重要である。漸進的な形でも、省エネルギー推進のための着実な実施を希望する。

Table 4.3 Proposals concerning energy conservation measures in the manufacturing sector of Hungary

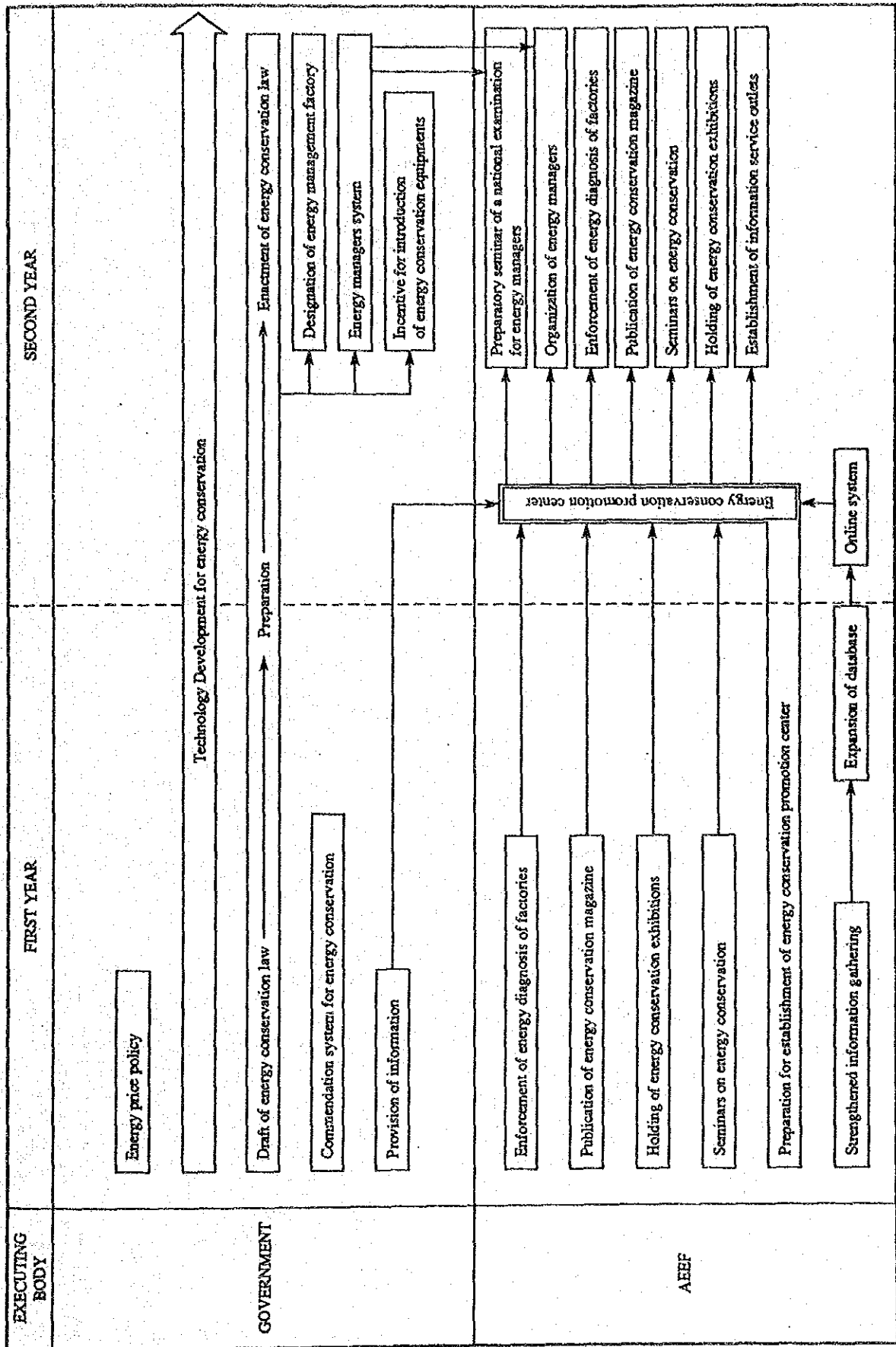
Itemized energy conservation measures	Present state	Problems and analysis	Proposals	Priority order
Energy pricing policy	The government is taking measures to adjust the domestic prices of energy to international levels as one of the basic points of its energy policy.	This policy may lead to a lowering of the competitive position of enterprises but is effective for the promotion of energy conservation.	It is desirable to decide on an energy pricing policy in an integrated way in consideration of the country's industrial, trade and price policies. Basically, however, energy pricing should be based on the principles of a market economy.	A
Energy conservation law	None at present	In order to promote energy conservation, there is a need for a law on which various energy conservation measures can be based.	To formulate an energy conservation law in order to implement measures aimed at various social sections smoothly	A
System of designation of energy-managed factories	Factories consuming 5,000GJ annually are designated as energy-managed factories, and at present, 1,400 factories are designated as such.	It is necessary to obtain accurate information on trends in energy consumption by large-lot users.	To incorporate this system in the proposed energy conservation law, to review the past categories of energy consumption volume and designate energy-managed factories so that they may cover 80% or more of energy consumption, in order to obtain accurate information on energy consumption conditions and lead them to develop energy conservation activities	B
System of energy managers	Factories consuming 10,000GJ or more of energy annually are obligated to have energy managers corresponding in number to the level of energy consumption.	The qualification of an energy manager should be a socially authoritative one. At present, this qualification is not linked to the system of designation of energy-managed factories.	The qualification of an energy manager should be made a national license system in order to ensure the social position of energy managers and should be incorporated in the proposed energy conservation law.	B
Preferential measures for introduction of energy conservation equipment and method of selection of such equipment	The preferential loan system which assisted factories in improving their energy conservation equipment according to its energy conservation effect, was abolished in 1989. At present, the Ministry of Industry and Trade is studying various subsidy systems.	Enterprises are suffering from a shortage of funds for investment in energy conservation equipment, so some kind of government assistance is needed.	All the assistance measures now under consideration are considered to be effective. Such measures should be incorporated in the proposed energy conservation law as measures for energy conservation, and public information activities should be undertaken to increase the utilization rate of such assistance measures.	B
Citation system for energy conservation	There was a citation system with an annual budget of 50 million Ft under which individual factory engineers or groups of engineers were commended. This system was abolished.	Such a citation system is effective for motivating factory managers and engineers to be interested in energy conservation.	If the government or a government-subsidized organization once a year regularly commends factory engineers who have made successful efforts in energy conservation and cases of excellent energy conservation and energy conservation equipment, such a commendation system will serve to heighten the interest of factory employees in energy conservation.	C
Development of energy conservation technology	Technology development activities are being promoted by technical development organizations under the control of the State Technical Development Committee and other individual institutes.	It is necessary to develop technologies meeting the actual conditions of Hungarian enterprises.	While it is desirable that technical development for energy conservation should be undertaken by private enterprises, public organizations should undertake development projects which are risky and require large sums of funds. Furthermore, government assistance is needed for risky technical development and demonstration work by private enterprises.	B
Provision of information	AEEF is conducting guidance activities for factory diagnosis, the Ministry of Industry and Trade and AEEF are jointly holding seminars, and a magazine for energy conservation is published.	Provision of information serves to upgrade the technical levels of factories and stimulate them in their energy conservation activities.	Guidance in factory diagnosis, seminars, publication of technical information magazines and newspapers	B

Table 4.4 Proposals on the energy conservation activities of AEEF

Itemized energy conservation measures	Present state	Problems and analysis	Proposals	Priority order
Enforcement of energy diagnosis of factories	Paid energy conservation analysis was conducted at about 400 factories.	Analysis technology and equipment were not sufficient. Government budget allocation is needed for implementation of free factory analysis.	It is necessary to conduct free energy diagnosis of factories without energy managers in order to interest factories in energy conservation. It is also necessary to conduct paid diagnosis of factories at their request to lead them to take energy conservation measures for factory equipment.	A
Gathering, sorting out and publication of energy conservation data and technology	It is engaged in the gathering, storage, provision and publication of information on energy conservation.	It is necessary to establish proper channels of information, and increase public trust to it as a supply source of information to the people and enterprises.	Strengthened information gathering (at home and abroad) Expansion of database Expansion of on-line system for information provision Establishment of information service outlets	B C C B
Publication of a magazine devoted to energy conservation	Energy conservation magazine is issued four times a year with the participation of 10 European countries as a UNIDO project.	Sufficient information on energy conservation is not provided to factory managers and engineers.	It is necessary to provide factory managers and engineers with the latest information on energy conservation technology, excellent factories, energy conservation equipment and successful examples of energy conservation, and arouse their interest in energy conservation.	B
Seminars on energy conservation	Seminars are held regularly. Furthermore, the Ministry of Industry and Trade holds meetings twice a year to explain the energy situation and exchange opinions.	There is a shortage of engineers at factories and factory managers are not sufficiently aware of the need for energy conservation.	It is necessary to hold seminars concerning successful examples of energy conservation in factories and give education in energy conservation to engineers in and managers of small and medium factories by holding seminars. It is also necessary to hold seminars to prepare engineers to take a national examination for energy managers.	B B
Organization of energy managers	None	No exchange of information among energy managers	To organize and register energy managers to enable them to exchange opinions, to communicate government measures effectively to them and provide specialist technical education to them, and at the same time to utilize them as factory diagnosis engineers and consultants	B
Holding of exhibitions devoted to energy	The Hungarian government set up its own booth at international exhibitions.	There was no domestic exhibition intended to promote energy conservation and arouse public interest in energy conservation.	For the government and related government organizations to hold an exhibition once a year to increase public awareness about energy conservation	B
Energy Conservation Promotion Center	None at present	It is necessary for AEEF to unify energy conservation promotion organizations to assist enterprises in their energy conservation efforts indirectly through provision of information and win public trust through such activities.	In order to promote energy conservation on a national level, it is necessary to establish within AEEF an organization which will develop activities for the purpose in a unified way.	B

(Note) Priority
A: Highest
B: Higher
C: Generally important

Table 4.5 Recommendations on Energy Conservation Measures



5. 工場調査結果

5. 1 染色工場

5.1 染色工場の調査結果

5.1.1 工場の概要

(1) 会社名・工場名：Budaprint SECOTEX Textilfestő Rt.

(2) 業 種：繊維工業、染色整理業

(3) 主要製品名および生産能力

主要製品：捺染織物 80-100 g/m²
(80 % cotton, 10 % Polyester, 10 % Viscose)

生産能力：70 百万m²/y

(4) 従業員数：1,100

(5) 工場所在地：1,033 Budapest, Szentendrei Út 89-93

(6) 工場の沿革

別工場で製造された織物を染色・仕上げする専門工場である。

1908年にスイス系の資本で設立され、1949年に一時国有化されたが1989年5月に再び私企業に戻った。株主は染色会社や商社であるが一部(5MFt) アメリカ資本も入っている。

1960年代前半に大規模な設備投資を行い、漂白設備も導入した。さらに、1970年代に入って広幅物も処理できるよう改修し、ロータリースクリーン方式の捺染機も導入した。3年前には近代的な漂白機も導入した。

経済改革に伴い、西側市場で他国との競争にさらされることになり、多品種化、高品質化の要求に迫られている。

現状は能力の1/3以下の稼働率に低下しており、1週間3日と1/3日ないし4日と1/3日運転し、次の週は全休するという変則的な操業を続けている。その他、夏休みには3週間休止し、クリスマスにも1週間休止している。

エネルギー価格が安かったため、これまではあまり省エネルギー対策は行われていない。エネルギー設備では、スチーム配管の合理化、コンデンセート回収が実施されている。ボイラにはトップタービンが備えられているが、系統に連係されていないのでスチームの需要が少ない時はスチーム放散となり、コスト高の原因となっている。

(7) 調査期間 1991. 8. 12-8. 16

(8) 調査員

氏名	担当
井口光雄	団長
中川暉雄	副団長、計測技術
因幡孝一	染色プロセス
伊原太郎	熱管理技術
田辺建博	熱管理技術
越智淑之	熱管理技術
栗田賢一	電気管理技術

AEEF Member

Mr. János Becz	Team Leader
Mr. Ferenc Pardavi	Electrical Engineer
Mr. József Stieber	Instrument Engineer

MVMT Member

Mr. Lajos Roppolyi	Mechanical Engineer
Mr. Miklós Kenezy	Electrical Engineer

(9) 面接者

Mr. István Csomortány	Vice President
Mrs. Gabriella Ecker	Chief Engineer
Mr. Pal Varga	Boiler Engineer
Mr. László Konkoly	Electric Engineer

(10) 生産量推移 (Table 5.1.1)

Name of Product		1986	1987	1988	1989	1990
Print	Mm ²	38.6	37.4	41.3	38.5	30.1
White, Dyeing	Mm ²	12.5	12.4	12.3	8.2	7.4
Total	Mm ²	51.1	49.8	53.5	46.7	37.5

(1) エネルギー消費量推移 (Table 5.1.2)

		1986	1987	1988	1989	1990
Natural Gas	Gm ³	19.5	20.6	18.3	17.5	16.3
Generated Power	GWh	9.7	9.5	8.9	8.3	7.7
Purchased Power	GWh	1.6	2.6	2.4	2.6	2.7
Water	Mm ³	1.69	1.62	1.80	1.76	1.77

(2) エネルギー消費原単位 (Table 5.1.3)

		1986	1987	1988	1989	1990
Total Energy	MJ/m ²	12.8	13.9	11.5	12.6	14.7
Electric Power	kWh/m ²	0.22	0.24	0.21	0.23	0.28

(3) 稼働時間 (Table 5.1.4)

	1986	1987	1988	1989	1990
Annual Operating Hours	5,928	5,928	5,952	6,096	6,072

対策検討基準稼働時間

$$24 \text{ hours/day} \times 200 \text{ days/year} = 4,800 \text{ hours/year}$$

(4) エネルギー価格

燃料天然ガス 13.5 Ft/Nm³

電力 3.75 Ft/kWh

(15) 工場配置図 (Figure 5.1.1)

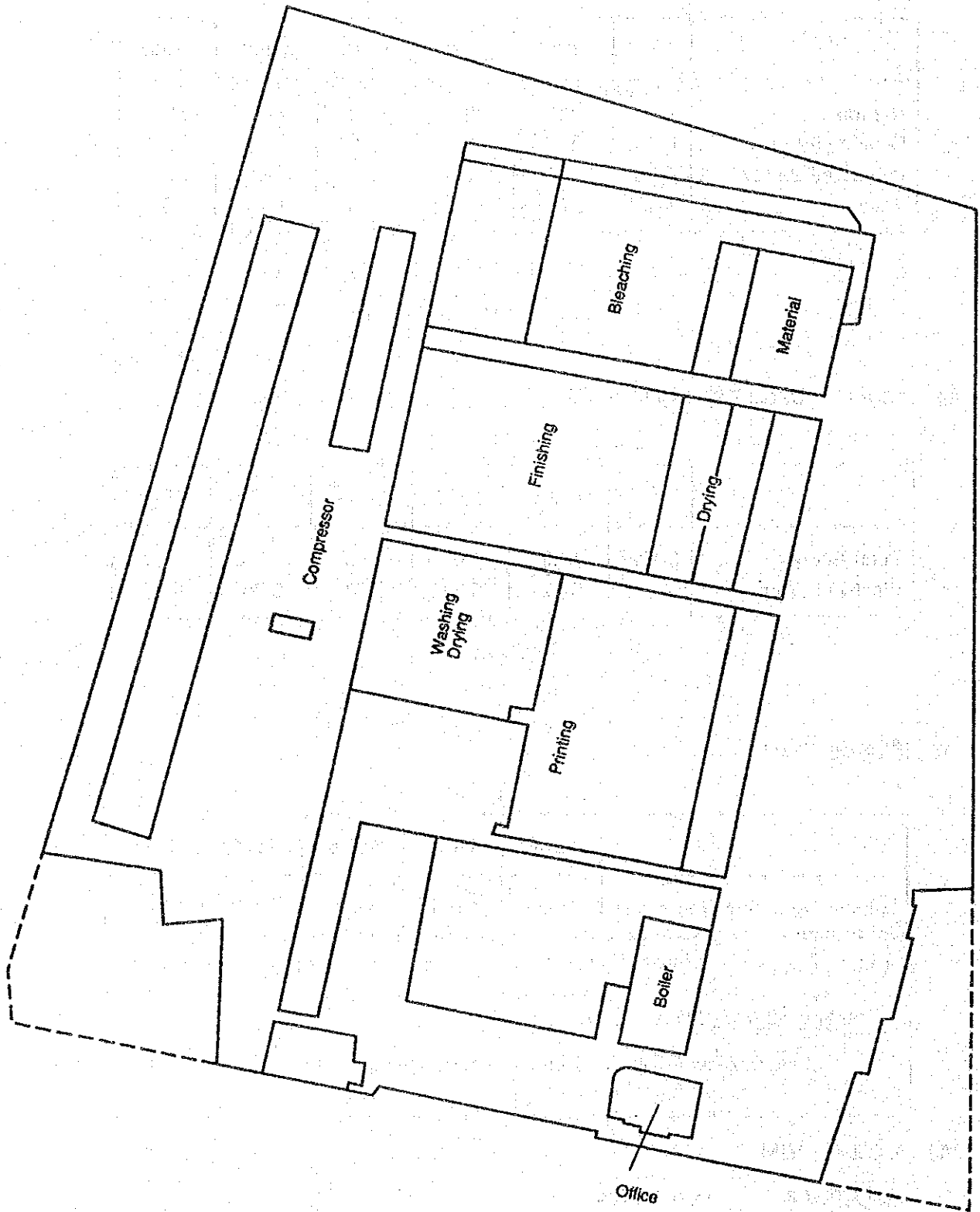


Figure 5.1.1

(16) 製造工程圖 (Figure 5.1.2)

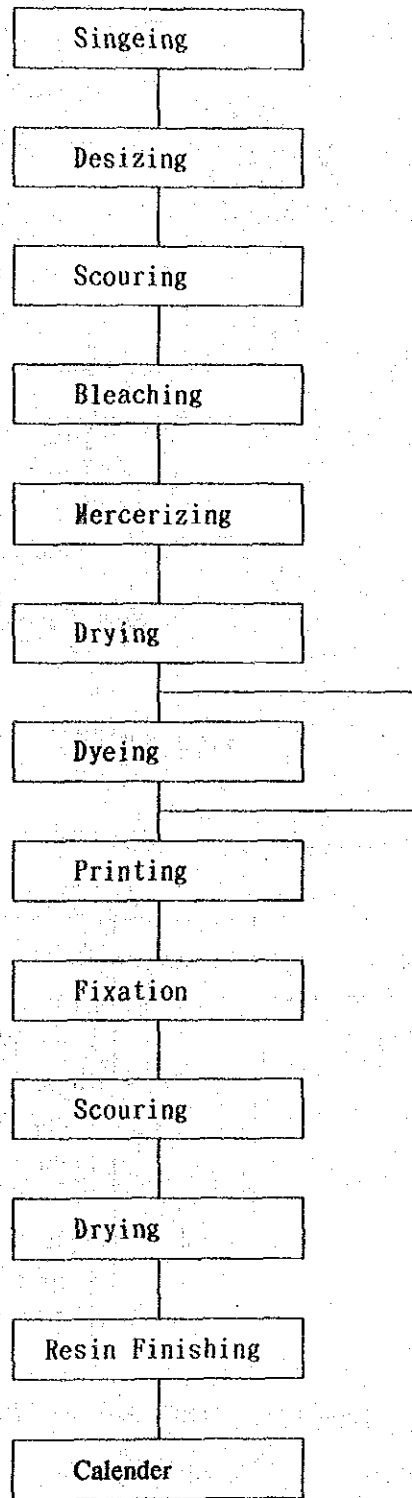


Figure 5.1.2

(17) 電力単線結線図 (Figure 5.1.3)

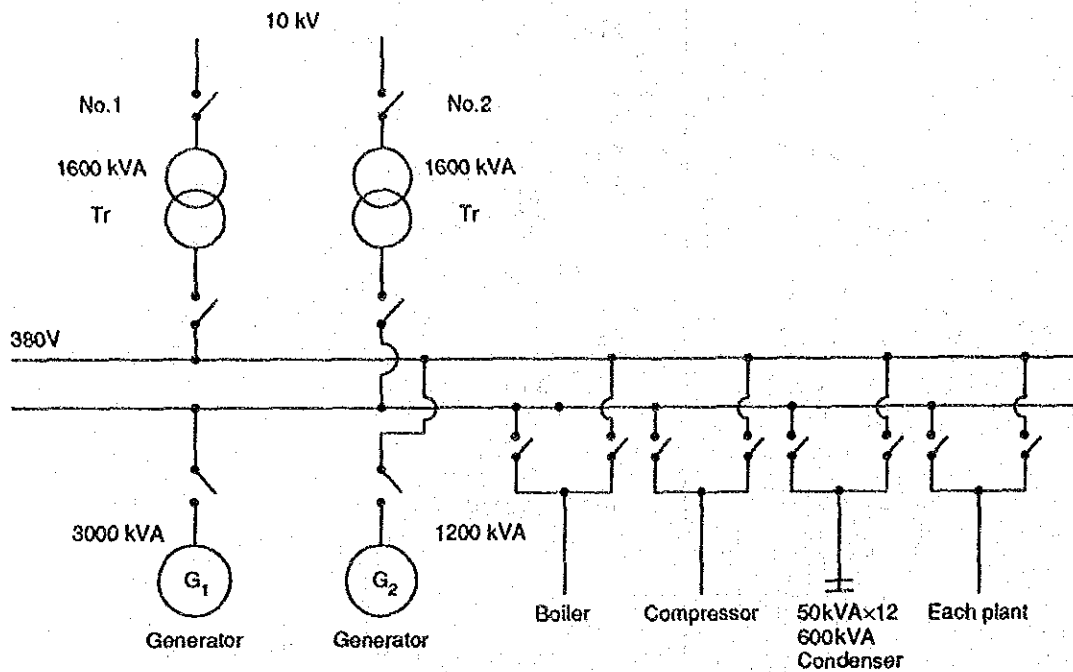


Figure 5.1.3

(18) 主要設備の概要 (Table 5.1.5)

Name	Number	Specification
Bleaching Machine	2	Open Width, 80 ~ 100 m/min Rope
Printing Machine	7	Rotary Type Screen Type
Washer	2	Cylinder
Dryer	1	Frame

5.1.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

当工場では年度毎の経営計画や4半期毎の生産計画に、従来実績や製品品種差を考慮したエネルギー消費計画は織り込まれているが、エネルギー原単位改善目標は設定されていない。

当工場は、現在、市場変化への対応過程にあり、変則的な操業形態を強いられているため、

長期的なビジョンを定め難い事情もあるが、経営上困難な状況にある時こそ一層経費節減の要求は強いはずである。

全社的な省エネルギー活動を進めるには、企業のトップが全従業員に省エネルギーは経営上重要な意味があり、全社的に取り組むべき事項であることを訴えるとともに、具体的な目標を示してその達成への協力を呼びかけることが先ず必要である。

企業の方針が明確に示されて、はじめて従業員は問題意識を持って作業や設備の問題点に着目し、省エネルギー行動に移ることになる。

具体的な数値目標の設定が難しい場合は、日を定めて一斉に不要灯の有無や保温の破損箇所を点検、補修する等の運動を展開することも効果的である。

当工場ではこれまでエネルギー価格が安かったため、省エネルギーに対する関心が薄かったということであり、製品構成に差があるかも知れないがエネルギー消費原単位も横這いなし増加傾向にある。しかし、コスト中のエネルギー費の割合が13%程度にも達しており、市場の自由化に対応して競争力を維持するためにも積極的な省エネルギー活動を進めることが望まれる。

(2) 組織的活動

現状の省エネルギー活動としては、今回の診断時には会えなかったが、エネルギー部門にエネルギー管理の担当者が指名されており、現場を回って無駄がないかをチェックしたり、交代長が不要設備のスイッチを切る等のことが行われている。

全工場的な連絡体制としては、技師長および部長で構成される幹部会議で生産計画を検討する際、エネルギーの問題も検討されているが、各職場の代表者が参加するような実務者レベルでのエネルギー検討会は開かれていない。

このように現在の活動は散発的であり、全従業員が関心を持って行動するように、全社的な運動を展開するには至っていない。

(3) データによる管理

エネルギーの消費実績を把握し、計画と対比し、異常がある場合は原因を究明して処置を施すことが基本的に必要である。工場の実績データがエネルギー原単位改善のための貴重な情報源になる。

当工場では、スチーム消費量や購入電力量は毎日記録されて、エネルギー管理者が目を通し、四半期毎に集計されて技師長に提出されるようになっている。

集められたデータが原単位改善のために活用されるには、一部の人のみが知るのではなく、

あまり猶予を置かずには検討結果を付して各職場にフィードバックし、具体的な処置をとらせるようにする必要がある。現場運転員にエネルギー消費量の変化を知らせるだけでも、自然に節約行動が進む場合がある。

染色工業では、製品によって処理条件が多種類にわたり、原単位管理が煩雑であるが、処理条件毎に換算係数を設定して管理するとよい。

また、染色工業では処理条件の変化が品質に影響する。エネルギー消費量の変化を把握することは品質管理上からも大切である。

各職場のエネルギー消費成績の評価は年に3回実施されているが、この結果に対する表彰制度は設けられていない。インセンティブを与えたり、職場間の競争意識を喚起して省エネルギー行動の促進を図ることも有効な方法である。

(4) 従業員の教育

エネルギーの消費は人の行動によって影響されることが多いので、運転員に正しい作業法を教え、それを守らせる必要がある。また、現行の作業方法や設備の改善を図ろうとすれば、業界の動向や改善事例およびある程度の技術的知識を教育しなければならない。

当工場では省エネルギーのみを目的としたものではないが、次のような教育プログラムが実施されているので、間接的には省エネルギー推進にも役立っていると思われる。

新入社員については、教社合同で週2回、時間外に3時間の教育を1年半受けさせている。さらにその後も、工業大学の繊維学科で聴講させたりしている。

運転員についても2～3年毎に熟練者育成コースに派遣したり、新設備購入時にはメーカーに派遣して、訓練を受けさせている。

年1回「アイデアの日」が定められており、従業員からの改善提案を求める制度が設けられている。提案内容は安全や設備維持に関するものが多いというが、従業員の改善意欲を刺激するよい制度である。

(5) 設備管理

工場内では保温の欠落、スチーム洩れ、トラップの故障などメンテナンス不良の箇所が目立つ。ボイラについても効率のよい方のボイラが設備上の問題から使用できずにいる。現在の操業状態は変則的で、工場停止の期間が多く、設備を整備しやすい状況にある。保温やトラップなどの修理、整備は工場従業員でもできる部分があるので、できるだけ外部支出を抑えながら、整備に努めることが望ましい。

5.1.3 エネルギー使用上の問題点と対策

(1) Cylinder Dryer

A) 現 状

a. 設備の状況 (Figure 5.1.4)

シリンダドライヤ (No.85号機) は、縦に4本、横6列、合計24本のシリンダで構成されている。配管は3系統に分かれ、各系統にスチーム供給管、コンデンセート排水管を有し、それぞれに1ケのトラップが設備されている。

各々のシリンダは、直径571mm、長さ2,200mmあり、又生地スピードは40m/minに設定してある。スチームの圧力は各シリンダ入口で1.2 bar (G) あり、トラップの型式はサーモダイナミックタイプである。

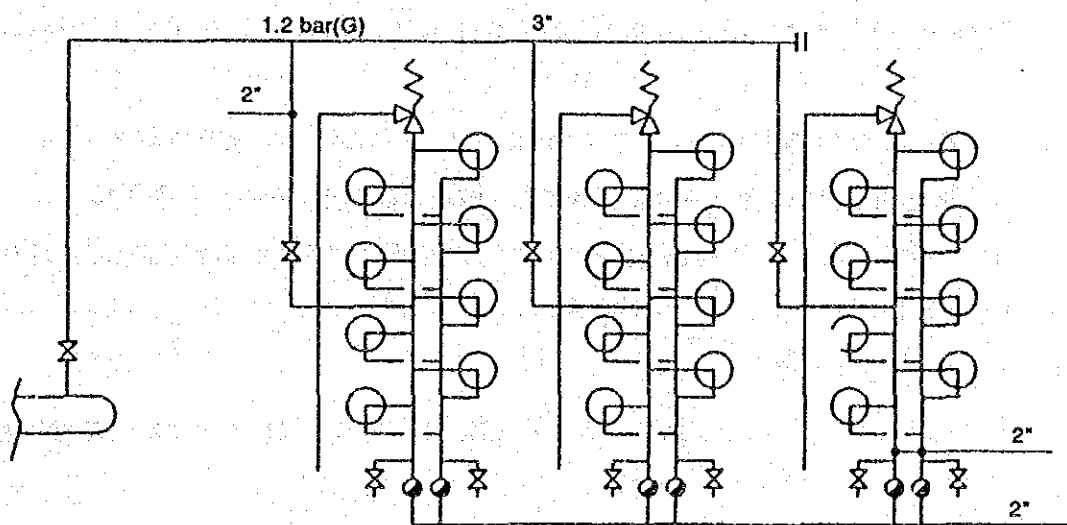


Figure 5.1.4 Cylinder dryer (No. 85 machine)

b. 運転状況

イ) シリンダコンデンセート量及び温度

8本のシリンダに対し、1本の排水管、1ケのトラップが設置されてある。このトラップの入口フランジ継手に遮断板を取付け、トラップバイパスバルブに持参したトラップ (メカニカルタイプ) を取付け、コンデンセートの量と温度を測定した。

測定時間は30分間であり、30秒毎に流量、温度を測定した。測定結果は Fig. 5.1.5 の通りである。コンデンセートの温度は変化が少ないが、排出量は不規則に変動している。これは、各シリンダスチーム供給管のフレキシブルジョイント部等で、スチーム洩れが発生しており、シリンダ内のコンデンセートが正常にトラップ迄搬送されていないため

と考えられる。

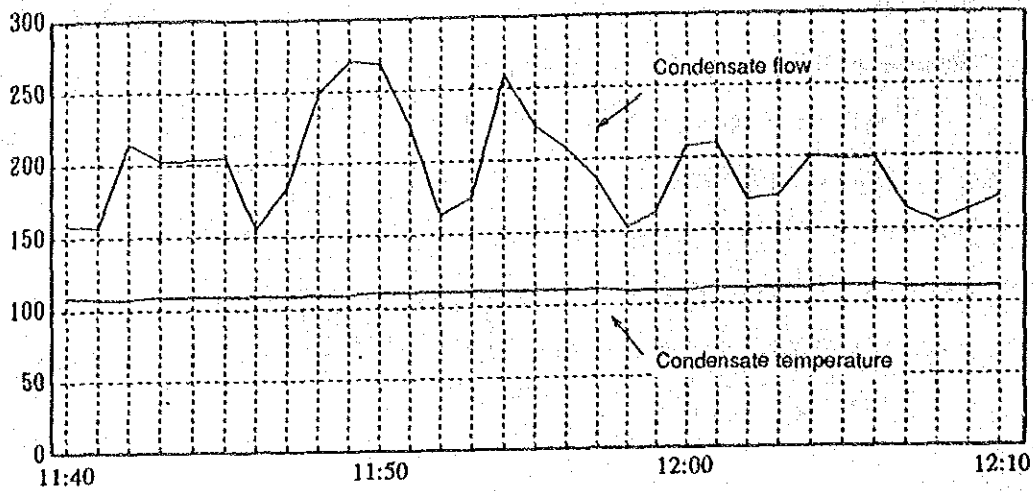


Figure 5.1.5 Condensate flow rate and temperature (No. 85 machine)

一般的にはこの程度の大きさのシリンダでは、シリンダ1本当りのコンデンセート量は、40kg/h程度であり、8本の集合では、320kg/h程度となる。測定されたコンデンセート量は平均200kg/hであり、約100kg/hが配管継手等よりの洩れのため不足していることになる。

ロ) シリンダ表面温度

コンデンセート排出系統別にシリンダ上部、下部の表面温度を熱電対式表面温度計を用いて、シリンダ回転中に測定した。(Table 5.1.6)

Table 5.1.6 Cylinder surface temperature

Zone No.	1	2	3
Upper Side Temp.	119	120	121
Lower Side Temp.	114	117	115

Number of Cylinders = 8 /Zone
 Steam Pressure = 1.2 bar(G)

シリンダ断面図をFigure 5.1.6に示す。シリンダ内の大半がスチームで占められ、下方の一部分のみにコンデンセートが溜っている状態が正常な運転状態であり、この場合、シリンダの蒸気部とコンデンセート部との表面温度の差は約10℃程度になる。測定結果

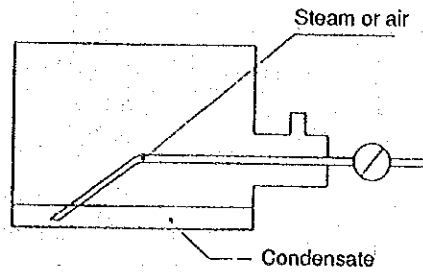


Figure 5.1.6 Cylinder sectional view

では (Table 5.1.6) 最小で 3℃、最高で 6℃であり、コンデンセートの溜りが非常に少ないといえよう。

ただし、シリンダスチーム供給配管継手部よりのスチーム洩れが多いため、シリンダ内にコンデンセートが溜りにくい状態になっていると推定される。

ハ) コンデンセート排出トラップの作動状態

1 系統には、スチーム供給管用トラップとシリンダ (8 本) 用トラップの 2 台が取付けられてあり、3 系統、6 台のトラップがある。このトラップの作動状況を、スチーム洩れは超音波の強さで、コンデンセート滞留は温度で判定する方式で測定した。(Figure 5.1.7)

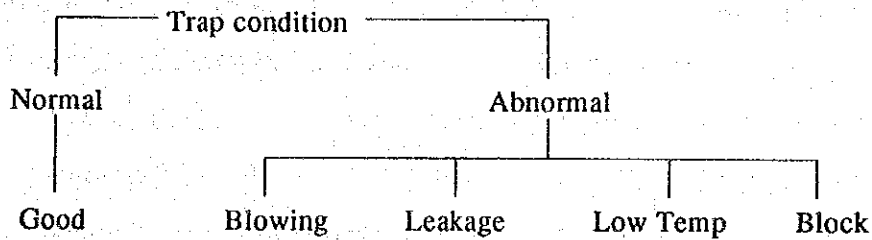


Figure 5.1.7 Judgment of trap operation

6 台のトラップの作動状態を Table 5.1.7 に示す。6 台中 2 台が正常で、4 台がなんらかの異常を示している。異常内容を見ると

- ① Leakage : コンデンセートとともにスチームが洩れて、ロスとなっている。
- ② Block : シリンダ 8 本分のコンデンセートが排出できない状態となり、シリンダ表面温度が保てなくなる。

Table 5.1.7 Operation of traps (No. 85 machine)

System		Type	Size	Pressure	Judgment
System 1	Cylinder	Thermodynamic	20 mm	0.8 bar(G)	Leak
	Steam feed line	Thermodynamic	20 mm	0.8 bar(G)	Good
System 2	Cylinder	Thermodynamic	20 mm	0.8 bar(G)	Block
	Steam feed line	Thermodynamic	20 mm	0.8 bar(G)	Good
System 3	Cylinder	Thermodynamic	20 mm	0.8 bar(G)	Leak
	Steam feed line	Thermodynamic	20 mm	0.8 bar(G)	Leak

シリンダ表面温度は確保されているが、トラップの作動状態は不良が多く、各所でスチーム洩れが発生している。また、トラップ前のスチーム圧力は、洩れ、圧損のため0.8 bar(G)以下になっていた。もし、配管中のスチーム洩れがない場合は、シリンダ内のスチーム圧力が上昇して1.0 bar(G)以上になり、トラップからの漏洩量が大きくなると推定される。トラップ作動不良による漏洩量は、約40kg/hと推定される。

B) 改善対策及びその効果

a. スチーム供給方法の改善

No.85号機、No.86号機には、1.2 bar(G)の低圧スチームラインより配管されている。低圧スチームは他にも使用されており、スチーム供給圧力が変動している。そのため、シリンダドライヤへのスチーム供給圧力も変動しており(1.2~1.05 bar)、シリンダ表面温度が変動していると想像される。

シリンダドライヤにおいて、乾燥効率を維持向上するには以下の点が必要である。

- ・スチーム供給圧力が一定であること。
- ・供給スチームのコンデンセートを完全に分離し、シリンダ内に流入させないこと。
- ・シリンダ内で発生するコンデンセートを完全に、早く排出すること。

これらの条件を達成するため、以下のようにスチーム供給方法を改善するとよい。

イ) スチーム供給圧力を安定させる。

シリンダには低圧ラインよりスチームが供給されているが、高圧ラインに変更し、減圧弁を設けて1次側圧力が少々変化しても2次側圧力が一定となるようにする。(Figure 5.1.8)

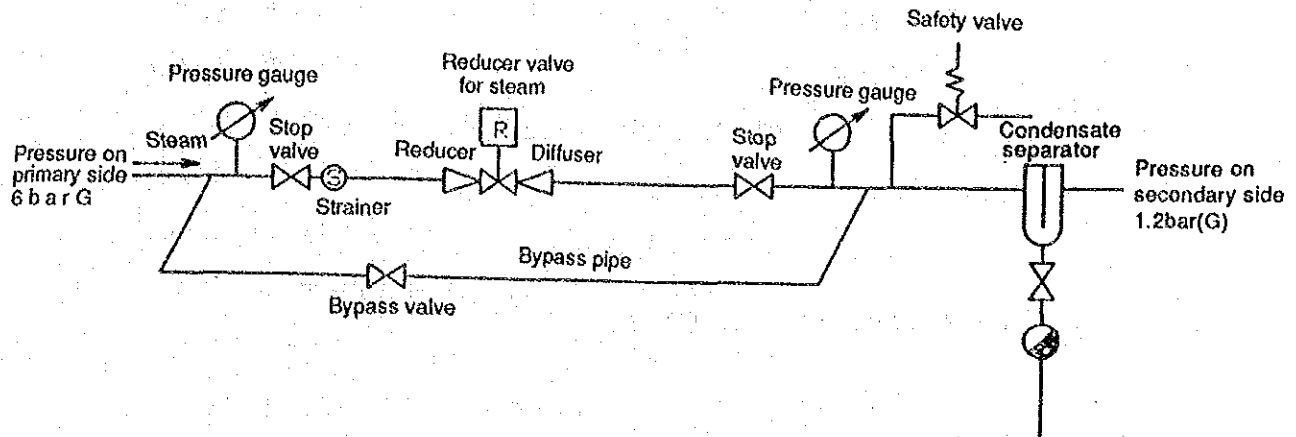


Figure 5.1.8 Improvement of steam feeding method

ロ) スチーム供給配管中のコンデンセートの分離、排出

スチーム供給配管中で発生したコンデンセートをシリンダに流入させてはならない。流入したコンデンセートは、シリンダ内表面に皮膜を作り、シリンダ表面の温度を下げる恐れがある。スチーム中の細かい水滴状態のコンデンセートまでも完全に分離、排出するためには、スチーム供給配管中にトラップ及びコンデンセートセパレーターを取付ける。(Figure 5.1.8)

ハ) 効果

この改善により、次の効果が期待される。

- ・シリンダ表面温度の上昇
- ・乾燥能力増加 (生地スピード上昇)
- ・スチーム原単位の改善

以上の対策に必要な費用は日本の例では約160,000円 (約80,000 Ft 相当) である。

b. スチーム漏洩の修理

シリンダドライヤ用スチーム供給配管のフレキシブルチューブ及び配管継手よりスチーム洩れが発生している。シリンダ24本中、23本のシリンダスチーム供給配管で洩れが発生しており、1系統での洩れは、全部合わせると、径5mmの穴から洩れているのと同程度と推定される。

イ) スチーム漏洩量の算出

5mmの穴からのスチームの漏洩量は(1)式で表せる。

$$G = 71.64 \times 10^4 \times A \times \sqrt{(P/v^n)} \quad (1)$$

ここに G ; スチーム漏洩量 kg/h

A ; 洩れ穴の面積 mf
P ; スチームの絶対圧力 kg/cm² abs

$$P = P_1 \times 1.0197 + 1.033$$

P₁ ; 配管中のスチーム圧力 bar (G)

v" ; 配管中のスチーム比容積 m³/kg

$$\begin{aligned} \therefore G &= 71.64 \times 10^4 \times 0.785 \times 0.005^2 \times \sqrt{\frac{1.2 \times 1.0197 + 1.033}{0.8054}} \\ &= 23.5 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

ロ) 効果

(1)式より算出した、1系統の漏洩スチーム量は23.5kg/hであり、№85号機全体の漏洩量は23.5 × 3 = 70.5kg/hとなる。

漏洩防止による年間節減金額は(2)式で表せる。

$$Q = G_m \times 1/S \times H \times @ \quad (2)$$

ここに Q ; 年間節減金額 Ft/Y

G_m ; №85号機全体のスチーム漏洩量 (69.6kg/h) kg/h

S ; ボイラー蒸発倍数 (11.39kg/Nm³) kg/Nm³-Fuel

H ; №85号機年間稼働時間 (4,800 h) h

@ ; ボイラー燃料単価 (13.5 Ft/Nm³) Ft/Nm³-Fuel

$$\begin{aligned} \therefore Q &= 70.5 \text{ kg/h} \times 1/11.39 \text{ Nm}^3/\text{kg} \times 4,800 \text{ h/y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ &= 29,700 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ &= 401,000 \text{ Ft/Y} \end{aligned}$$

c. スチームトラップの配置及び型式変更

イ) トラップの配置

トラップは1系統のシリンダ8本に1台のみ設置されている。この方法では、発生したコンデンセートが排出されやすいシリンダと、排出され難いシリンダとができ、乾燥能力低下の原因となる。このため、各シリンダ毎にトラップを設けるのが一般的である。

ロ) トラップ型式変更

シリンダードライヤーの運転に当っては、次のことが大切である。

- ① 運転立ち上げを早く行なう。
- ② シリンダー表面温度を均一にする。

以上の2点を満足させる為には、特にコンデンセートの処理が大切で、以下の注意が

必要である。

- ① 乾いたスチームをシリンダーに送る。
スチーム供給配管にコンデンセートセパレータを設ける。
- ② エアロッキングを防止する。
運転初めには、トラップバイパス弁を開く。
- ③ 発生したコンデンセートを早く排出する。
一つのシリンダーに一台のトラップを設ける。
- ④ 適正な能力のトラップを選ぶ。

発生コンデンセート量の5～8倍の排出能力を持つトラップを選ぶ。

現状のトラップ型式は、サーモダイナミックタイプであるが、以上の点から連続的にコンデンセート排出を行なうメカニカルタイプのトラップ（下向きバケット式）で、エアロッキング解消装置（エアブロー装置付き）のものに変更する方がよい。

イ)、ロ)の実施内容を Figure 5.1.9 に示す。

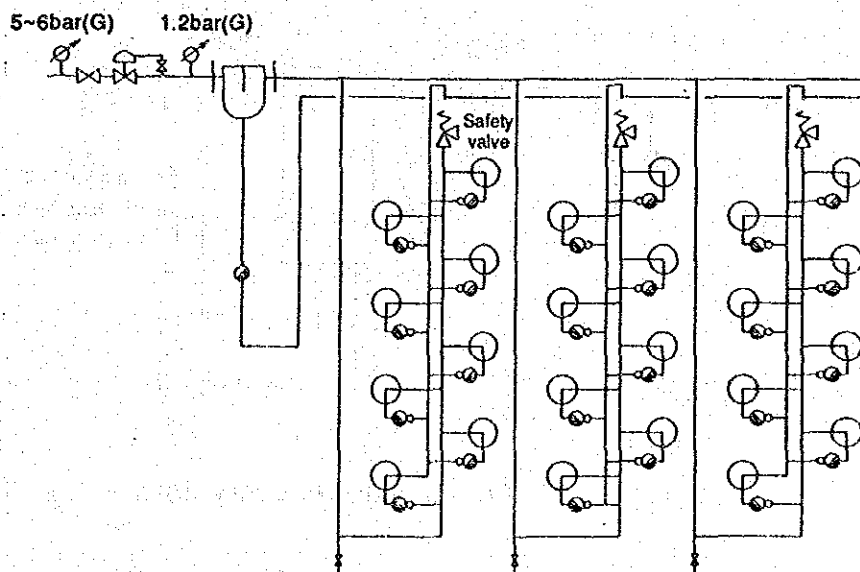


Figure 5.1.9 Positioning of steam traps and change to steam trap type

以上の対策に必要な費用は日本の例では、トラップ、チェックバルブの購入、配管模様替えを含めて約840,000円（約420,000 Ft相当）とみられる。

ハ) 効果

現状のトラップ不良によるコンデンセート漏洩量は、計測結果 [A) b. ハ)] からトラップ1台当り40kg/hと推定される。3台が Leak しており全漏洩量は次のようになる。

$$G_m = 40 \times 3 = 120 \text{ kg/h}$$

年間節減金額は(2)式で表せる。

$$Q = G_m \times 1/S \times H \times @$$

$$= 120 \text{ kg/h} \times 1/11.39 \text{ Nm}^3/\text{kg} \times 4,800 \text{ h/y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3$$

$$= 50,600 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3$$

$$= 683,000$$

Ft/y

d. コンデンセート再利用

シリンダドライヤのコンデンセートは、トラップが不良のため、バイパスバルブを開いてドライヤ下方に放出している状態である。コンデンセート回収タンクを設けて、温水を使う設備（前工程の洗浄装置等）に利用することを提案する。

イ) コンデンセート回収系統

コンデンセート回収フローをFigure 5.1.10 に示す。

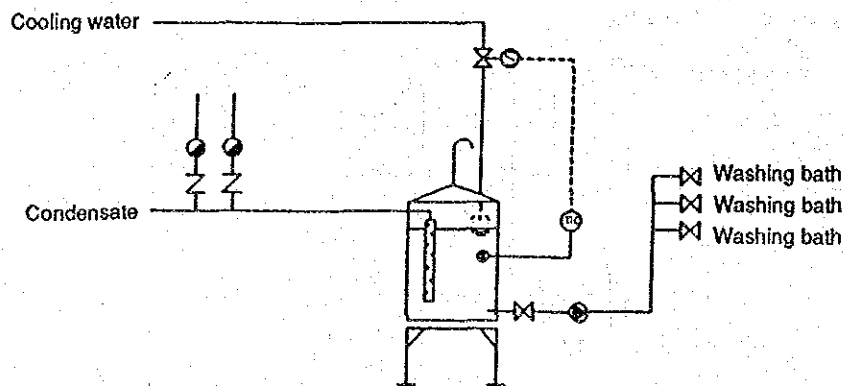


Figure 5.1.10 Condensate recovery flow

- ① コンデンセート回収配管で注意しなければならないことは次の事項である。
 - ・背圧をスチーム使用圧力の40～45%以下とする。
 - ・回収配管は保温を行なう。
 - ・振動や音が発生し難いように、コンデンセートは多数の小孔から液中に吹き出すようにする。
 - ・回収タンク内が90℃以上にならないように冷却配管を設ける。
- ② 回収配管径は(3)式で表される。

$$d = \sqrt{\frac{3.53 \times W \times v_e}{v}} \quad (3)$$

ここで、

d	；配管内径	cm
W	；コンデンセート	kg/h
V	；管内流速	m/s
	オープン回収 10~15m/s、クローズド回収	5~10m/s
Ve	；等価比容積	m ³ /kg

$$Ve = v' (1 - f) + v'' f$$

v' ；回収管内圧力における飽和水の比容積 m³/kg

v'' ；回収管内圧力における飽和スチームの比容積 m³/kg

f ；再蒸発率

$$f = \frac{h_1 - h_2}{r_2}$$

h₁ ；トラップ入口側のコンデンセートのエンタルピ kJ/kg

h₂ ；回収管内圧力におけるコンデンセートのエンタルピ kJ/kg

r₂ ；回収管内圧力における蒸発潜熱 kJ/kg

以上の対策に必要な費用は日本の例では約1,000,000円（約500,000Ft相当）である。

内訳	回収タンク 5 m ³ (SUS 304)	300千円
	温度制御装置	150千円
	タンク架台 (SS)	50千円
	送水ポンプ	100千円
	配管、保温一式	400千円
	合計	1,000千円

ロ) 効果

シリンダドライヤ1本当りの発生コンデンセート量は一般に40kg/hといわれている。24本のシリンダからは、24×40=960kg/hのコンデンセートが回収できる。これを他に有効利用することにより、燃料及び用水の節約が図れる。

回収熱量は(4)式で表される。

$$Q = G \times (t - t_r) \times C \quad (4)$$

ここに

Q	；回収熱量	kJ/h
G	；回収コンデンセート量 (960kg/h)	kg/h
t	；回収コンデンセート温度 (105℃)	℃

t_1 ; 用水温度 (25℃) ℃

C ; 水の比熱 kJ/kg

$$\begin{aligned}\therefore Q &= 960 \text{ kg/h} \times (105 - 25) \text{ }^\circ\text{C} \times 4.186 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C)} \\ &= 341,600 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

回収コンデンセート再利用効果金額は(2)式により求められる。

ただし、スチームの有効熱量を2,257 kJ/kgとする。

$$\begin{aligned}\text{① 都市ガスの減少} &= 341,600 \text{ kJ/h} \times 4,800 \text{ h/y} \times 1/2,257 \text{ kJ/kg} \\ &\quad \times 1/11.39 \text{ Nm}^3/\text{kg} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ &= 63,800 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ &= 861,000 \text{ Ft/y}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{② 用水の減少} &= 960 \text{ kg/h} \times 4,800 \text{ h/y} \times 1/1,000 \times 19.8 \text{ Ft/t} \\ &= 4,600 \text{ t/y} \times 19.8 \text{ Ft/t} \\ &= 91,000 \text{ Ft/y}\end{aligned}$$

$$\text{①} + \text{②} = 861,000 + 91,000 = 952,000 \text{ Ft/y}$$

従って、改善のための設備費は半年で回収することができる。

e. その他

シリンダドライヤは原動部の劣化も甚だしく、スチーム漏洩部の補修と合わせ、抜本的な整備が必要である。以上の諸対策を実施することにより、スチームの損失低減効果に加え、能力増加により洗浄機との処理量のバランスが改善され、増産、品質安定化による効果も期待できる

(2) 洗浄装置

A) 現 状

a. 設備の状況

洗浄装置は10槽より構成されており、水洗—湯洗—水洗—と生地が流れて行く。湯洗槽には温度制御装置 (TIC) が設備され、間接加熱用のスチーム流量を加減して温水温度を自動制御するようになっているが、現在はヒータチューブが破損しているため、生スチームが直接槽内に吹き込まれており、制御機構は機能していない。

湯洗槽では液はカウンターフローに流れ、最終槽で排水する省エネルギーシステムになっている。生地スピードは次工程とのバランスも考慮して、40m/min 程度になっている。(Figure 5.1.11 参照)

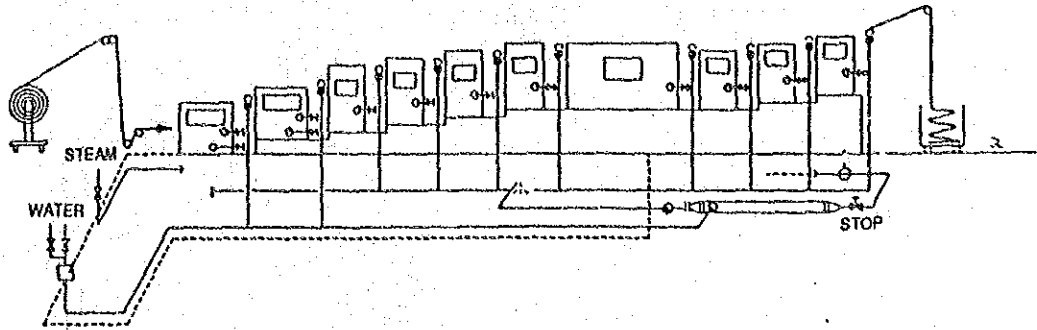


Figure 5.1.11 Washer

洗浄槽及びマングルへの送水量は手動で係員が調整しており、洗浄槽への送水量が安定していない。特にNo 1、No 2槽の送水量が大となっている。Table 5.1.8に各槽の仕様を示す。

Table 5.1.8 Specification of washing baths

Bath		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Set temperature (°C)		20	20	80	80	80	80	80	60	60	20
Washing water valve		-	Open	-	-	-	Open	Open	-	Open	-
Bath size (mm)	H	1,420	→	1,560	→	→	→	→	1,400	→	→
	L	1,470	→	1,200	→	→	→	2,700	1,200	→	→
	D	2,270	→	→	→	→	→	→	→	→	→
	h	400	→	500	→	→	→	300	400	→	→

b. 運転状況

イ) 使用水量の調査

送水元管は3"であるが、途中から2 $\frac{1}{2}$ "に絞ってある。超音波流量計を用いて洗浄装置全体の流量及びNo 5槽のマングル送水管(0.5")の送水量を測定した。全体流量はFigure 5.1.12に、マングル流量はFigure 5.1.13に示す。また、各槽別の水の使用量は槽下部より排水する水量を一定の容器に受けて測定した。1時間当りの水量に換算し、Table 5.1.9に記す。

なお、一部配管継手、槽よりの漏洩量については無視した。

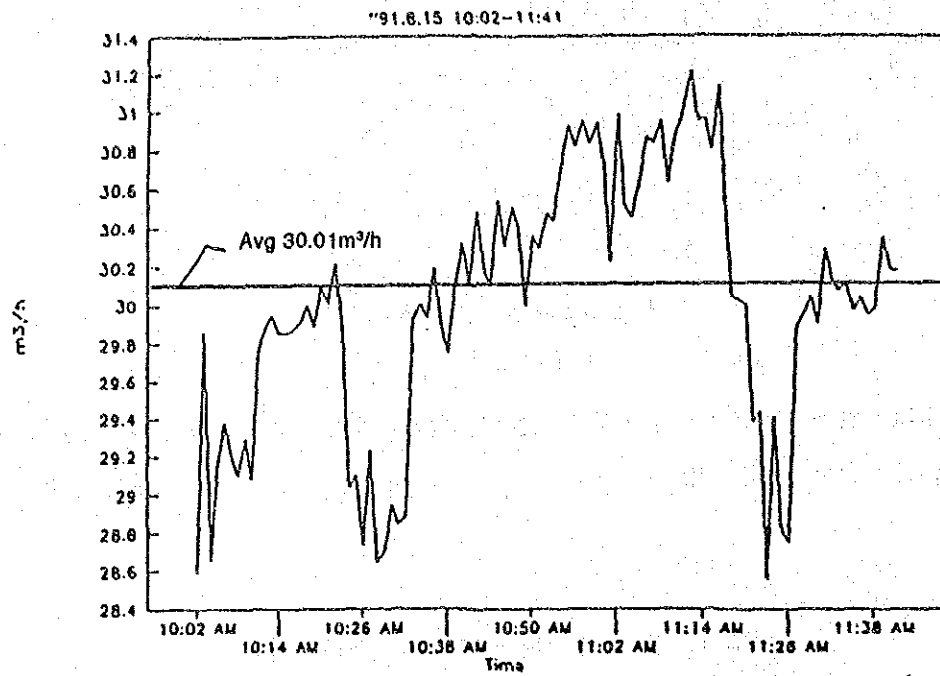


Figure 5.1.12 Water Flow for Washer

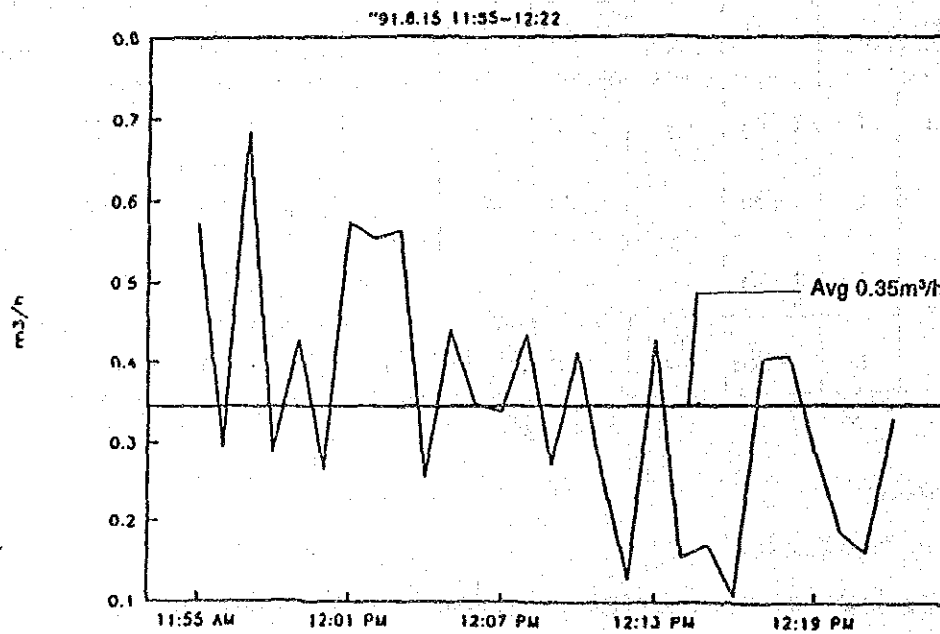


Figure 5.1.13 Water Flow for Mangle

Figure 5.1.12、Figure 5.1.13のように時間的に水量が変動しており、送水圧力の変動が

推察される。全体の流量は、最大 31.2 m³/h、最小 28.6 m³/h、平均 30.0 m³/h、また、マングル流量は、最大 0.69 m³/h、最小 0.11 m³/h、平均 0.35 m³/h であり、流量は大きく変動している。

各槽からの排水はNo.2→No.1槽へのカウンターフロー排水、No.6→No.3槽へのカウンターフロー排水、No.7、No.8及びNo.10槽への排水と5つの排水系に分かれている。水槽下部から出た排水は排水路を通じて、廃水処理装置へ流入させている。また、No.6槽→No.3槽へのカウンターフローで使用した温排水も利用されないまま、廃水処理装置へ捨てられている。

Table 5.1.9 Rate of drainage and set temperature of each bath

Bath		No.1	No.3	No.7	No.8	No.10	Total
Flow	ℓ/h	18,400	3,200	1,550	4,500	2,320	30,000
Temperature	°C	20	80	80	60	20	

ロ) 各洗浄槽の表面温度と保温状態

熱電対式表面温度計で各水槽の表面温度を計測した。計測結果を Figure 5.1.14 に示す。保温状態をみると、配管ラインは太線の部分で3" 主管20m、1 1/2" 分岐管7mに保温が施工されていない (Figure 5.1.15)。スチーム供給配管の一部はピット内にあり、スチーム管でピット内の水が加熱されて蒸発現象が起きている状態である。槽本体は全く保温が施されておらず、ステンレス板表面より放熱している。

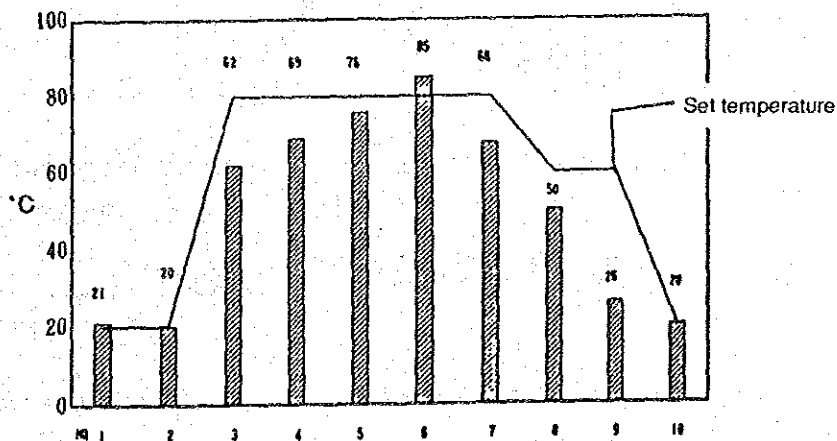


Figure 5.1.14 Bath surface temperature

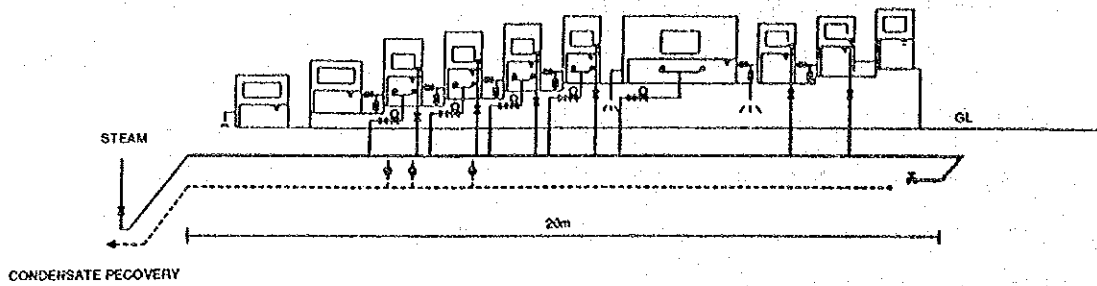


Figure 5.1.15 Heat Insulation

B) 改善対策及びその効果

a. 洗浄水の節減

イ) 各槽の水量を一定にする。

各槽及びマンダルの送水量は、バルブの開度を担当者が手動で調整するようになっており、日によって水量が変化している。品種別に送水量の基準値を定めて置き、調整しやすいようなバルブ形式にしたほうがよい。

また、送水元圧力が変化しても、各洗浄槽の送水圧力が一定となるよう、Figure 5.1.16 において、以下の改善を行う。

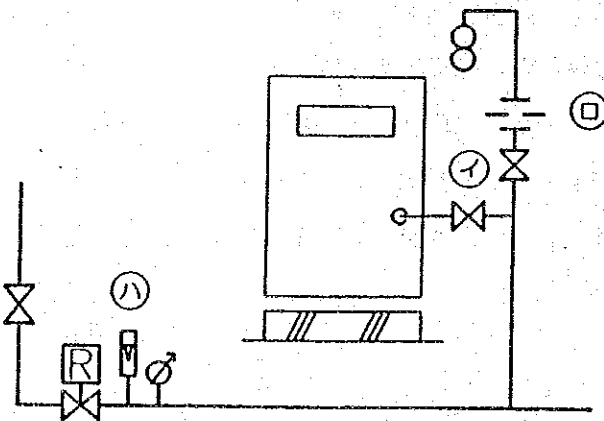


Figure 5.1.16 Washing bath water feed system

イ：水バルブのハンドルを丸型からレバー式に変更し、開度を一定にしやすいようにする。

ロ：マンダルの送水管にオリフイス板を設けて（孔径5～8mmφ）流量を一定とする（約0.30 m³/h）

ハ：圧力調整弁を設けて2次側圧力を一定に保つ。また、目で見えて管理できるよ

う、瞬間流量計、圧力計を取付ける。

イ、ロ、ハの対策により、No 1槽の排水量を18,400 ℓ/hから5,000 ℓ/hに、マンダ
送水量を350 ℓ/hから、250 ℓ/hに減少させる。槽No 3及びNo 8の排水量よりみて、No
1槽の水量は5000 ℓ/hで可能であり、また、マンダ水量は Figure 5.1.13 よりみて、
250 ℓ/hで十分と思われる。

ロ) 設備投資費 435,000円、(220,000 Ft相当)

内 訳	イ レバー式ボールバルブ	10千円×12=120千円
	ロ オリフイス取替	4千円×10= 40千円
	ハ 圧力調整弁一式	150千円
	フローセル一式	120千円
	圧 力 計	5千円
	計	435千円

ハ) 効 果

No 1槽水量減	18,400-5,000=13,400 ℓ/h
マンダ水減量	100×10 = 1,000 ℓ/h
計	13,400+1,000=14,400 ℓ/h

年間節減金額は(5)式で表される。

$$Q = G \times H \times @ \quad (5)$$

ここに Q ; 年間節減額 Ft/y

G ; 減少水量 (14.4 m³/h) m³/h

H ; 洗浄機の年間稼動時間 (4,800 h) h

@ ; 用水単価 (19.8 Ft/m³) Ft/m³

$$\begin{aligned} \therefore Q &= 14.4 \text{ m}^3/\text{h} \times 4,800 \text{ h}/\text{y} \times 19.8 \text{ Ft}/\text{m}^3 \\ &= 69,100 \text{ m}^3/\text{y} \times 19.8 \text{ Ft}/\text{m}^3 \\ &= 1,369,000 \text{ Ft}/\text{y} \end{aligned}$$

なお、この他にも廃水処理コストの減少が見込まれる。

したがって、改善に要した費用は短期間で回収可能である。

b. 排熱の回収利用

イ) 洗浄温排水の熱回収

工場でも計画中和のことであったが、No 3槽、No 7槽およびNo 8槽の温排水液を排水
槽に回収し、熱交換器で清冷水と熱交換することにより、温水槽の加熱スチーム量の減

少が図れる。排水には糸屑等が混入しているので、スクリーン等で除去を行なり必要がある。熱回収フローを Figure 5.1.17 に示す。

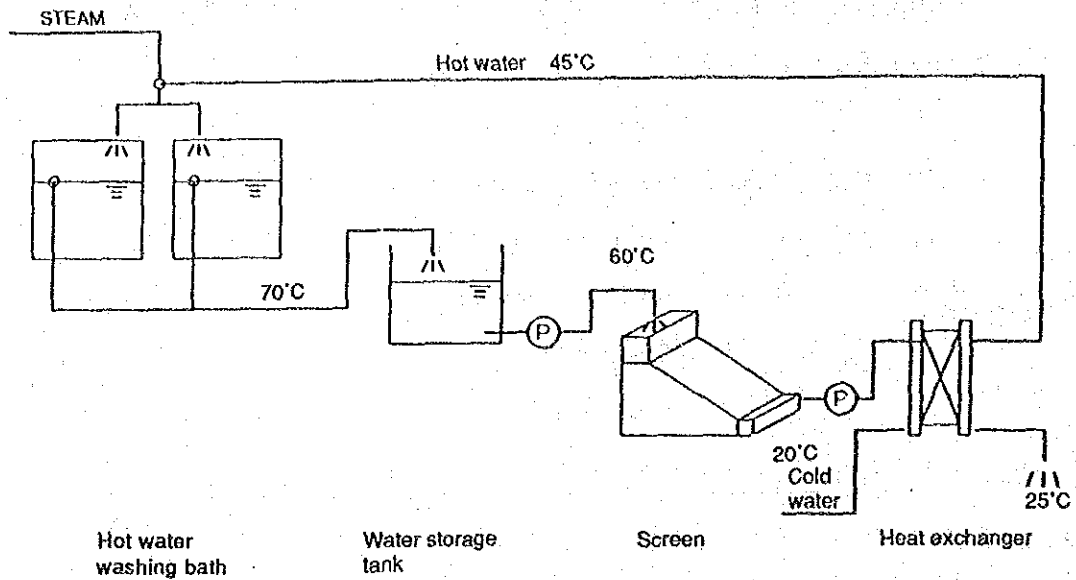


Figure 5.1.17 Flow of recovery of heat from waste water

熱交換器はプレート式熱交換器とし、排水及び清水の温度、流量を Table 5.1.10 の通りとする。

Table 5.1.10 Temperature and flow rates of waste water and fresh water

	Temperature at Inlet of heat exchanger	Temperature at outlet of heat exchanger	Flow rate
Waste water	60°C	25°C	9.25 t/h
Fresh water	20°C	45°C	9.25 t/h

熱交換量 $Q = 9.25 \times (60 - 25) \times 4.186 = 1,355 \text{ MJ/h}$

必要な伝熱面積 A は(6)式で求められる。

$$A = \frac{Q}{K \Delta t_m} \quad (6)$$

ここで

A ; 伝熱面積 m^2

Q ; 熱交換量 (1,355 MJ/h) kJ/h
 K ; 総合熱貫流率 (6,700 kJ/(m² h °C)) kJ/(m² h °C)
 Δt_m ; 平均温度差 °C

$$\Delta t_m = \frac{(60-45) - (25-20)}{2.3 \log \frac{(60-45)}{(25-20)}} = 9.1^\circ\text{C}$$

$$\therefore A = \frac{1,355 \times 10^3}{6,700 \times 9.1} = 22 \text{ m}^2$$

ロ) 設備投資費 4,200,000円、(2,100,000 Ft 相当)

内訳	貯水槽	10 m ³ (RC製)	700千円
	スクリーン		400千円
	熱交換器		2,500千円
	配管一式		600千円
	計		4,200千円

ハ) 効果

温排水量は、Table 5.1.9 より No. 3 槽 = 3,200 l/h (80°C)

No. 7 槽 = 1,550 l/h (80°C)

No. 8 槽 = 4,500 l/h (60°C)

3 槽の合計 = 9,250 l/h (70°C) となる。

また、温水温度を45°Cに、温水量を排水量と同じに設定すると、回収熱量は

$$(45-20) \times 9,250 \times 4.186 = 968 \text{ MJ/h}$$

年間節減金額は、(7)式で表される。

$$Q = M \times H \times 1/h'' \times 1/S \times @ \quad (7)$$

ここに

Q ; 節減金額 Ft/y

M ; 回収熱量 (968 MJ/h) MJ/h

H ; 1年間の稼働時間 (4,800 h) h

h'' ; 蒸発潜熱 (2,257 kJ/kg) kJ/kg

S ; ボイラー蒸発係数 (11.39 kg/Nm³) kg/Nm³

$@$; ボイラー用燃料単価 (13.5 Ft/Nm³) Ft/Nm³

$$\begin{aligned} \therefore Q &= 968,000 \text{ kJ/h} \times 4,800 \text{ h/y} \times 1/2,257 \text{ kg/kJ} \\ &\quad \times 1/11.39 \text{ Nm}^3/\text{kg} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ &= 180,800 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \end{aligned}$$

$$=2,441,000 \text{ Ft/y}$$

したがって、設備費は1年以内に回収することができる。

c. 保温施工

イ) 洗浄槽の表面保温

洗浄槽内の温水温度は60～80℃の設計となっているが、槽表面は保温されておらず、熱損失が発生している。

このような水を使用する設備の保温には、一般的には板状のプラスチック発泡材を用い、洗浄水が保温材中に流入しないようコーキングしたり、槽から水が洩れないように施工する。

保温は槽の液面より下の部分に施工するとして、保温を要する面積は

80℃洗浄槽	37.6㎡	
60℃洗浄槽	12.3㎡	である。

ロ) 保温施工費用 500千円、(250,000 Ft 相当)

内 訳	プラスチック発泡材	50㎡×4,000円/㎡=200千円
	工 事 費	50㎡×5,000円/㎡=300千円
	計	500千円

ハ) 効 果

保温前後の放散熱量を計算した結果を Table 5.1.11 に示す。(計算法はガイドライン参照)

保温により 80.0 MJ/h の放熱が削減される。

保温による年間節減金額は(7)式で示される。

$$\begin{aligned} Q &= 80,000 \text{ kJ/h} \times 4,800 \text{ h/y} \times 1/2,257 \text{ kg/kJ} \\ &\quad \times 1/11.39 \text{ Nm}^3/\text{kg} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ &= 14,900 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ &= 201,200 \text{ Ft/y} \end{aligned}$$

したがって、保温に要する費用は約1.2年で回収できる。

Table 5.1.11 Dispersed quantity of heat before and after heat insulation of washing baths

Inner Temp °C	Surface		Present Heat Loss		Heat Loss after Insulation Improved				Saved Energy	Note
	Area m ²	Direction	kJ/m ² /h	MJ/h	Thick mm	Surface Temp	kJ/m ² /h	MJ/h		
80	20.6	Side	2,507	51.7	15	41	402	8.3	43.4	
80	17.0	Bottom	1,842	31.4	15	45	362	6.2	25.2	
60	6.9	Side	1,423	9.9	8	40	372	2.6	7.3	
60	5.4	Bottom	1,059	5.8	8	43	319	1.7	4.0	
	50.0			98.7				18.8	80.0	

Method for calculation : See Guideline.

Preconditions for calculation: 1. The room temperature is 25°C

2. The surface emissivity is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.

3. The representative length is 0.5 m

(3) Frame Dryer

A) 現 状

a. 設備の状況

乾燥機本体内部で都市ガスを燃焼させて、その燃焼ガス熱で生地を乾燥を行なっている。燃焼に必要な空気は乾燥機上に据付けた2台の送風機によって送られている。(Figure 5.1.18)

① 乾燥機内温度制御

乾燥機内温度は50～250℃の範囲に設定でき、設定温度と機内の温度を比較して燃焼量を制御している。

② 空燃比の自動制御 (Figure 5.1.19)

燃焼用ガス量と燃焼用空気量は、レバー方式で連動するバルブを自動的に開閉して調節する方式であり、空気不足による不完全燃焼の防止を行なっている。

③ 排気量制御 (Figure 5.1.20)

排気ファンには、サクション側にダンパがあり、遠隔操作で開度を0～100%に制御できる。ただし、開度表示が40%以下になると、インターロックが働き、バーナ燃焼を停止させるセーフティシステムとなっている。その他、生地スピード制御、乾燥度チェック等の機能を有している。

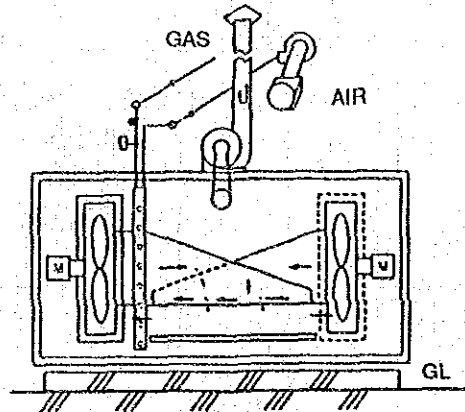
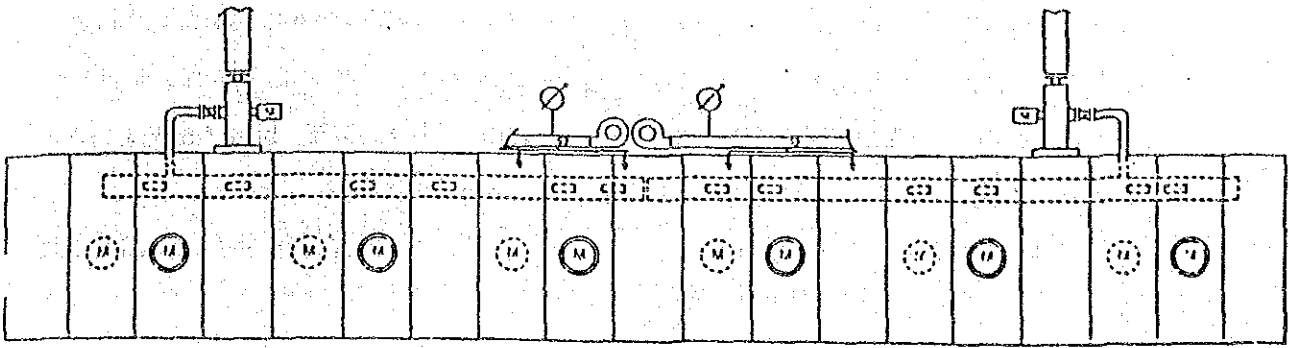


Figure 5.1.18 Frame Dryer

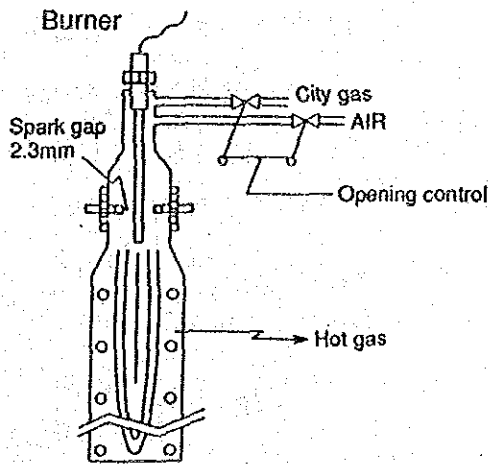


Figure 5.1.19 Burner

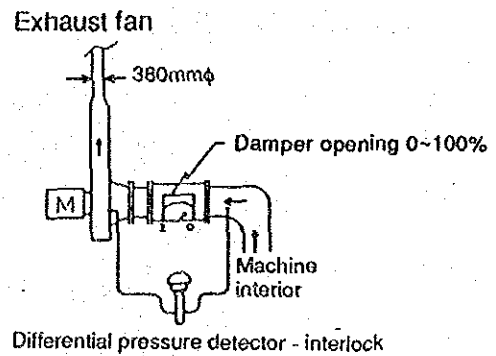


Figure 5.1.20 Exhaust Fan

b. 運転状況

排気ファンは2台あるが、排出ファンサクシオンダンパの開度を変化させた場合の燃焼状態及び生地の乾き状態を調べる目的で、左側ファン出口ダクトで、O₂ %、CO₂ %、CO %、排ガス温度及びガス流速を、右側ファン出口ダクトで、O₂ %、排ガス温度を、ガス配管途中に設けられているガスメーターで都市ガス使用量の計測を行なった。

排ガス性状の計測結果を Table 5.1.12 に、また、排出ガス量と消費熱量を Table 5.1.13 に示す。

Table 5.1.12 Properties of exhaust gases

Time	Damper opening		O ₂ %		CO ₂ %	CO %	Exhaust gas temperature °C		Gas flow velocity m/S	Dryness
	L	R	L	R			L	R		
15:35	70	90	18.2	17.9	3.0	0.03	127	-	15.3	Good
15:55	60	60	17.2	15.6	3.6	0.02	129	136	5.8	Good
16:25	60	60	16.5	16.1	3.8	0.01	131	147	5.3	Good

排気ファン、サクシオンダンパの開度が左70%—右90%と、左60%—右60%の場合の排出ガス量を求める。

排出ガス量は(8)式により表される。

$$G = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times V \times 3,600 \times \frac{273}{273+t} \times \frac{760+p}{760} \quad (8)$$

ここで

- G ; 排出ガス量 Nm³/h
- D ; 排気筒の内径 m
- V ; 排出ガス流速 m/S
- t ; 排出ガス温度 °C
- p ; 排出ガスの圧力 mmHg

ただし、今回は排出ガスの圧力は測定していないので無視する
左70%—右90%の開度の場合

$$G = \frac{\pi}{4} \times 0.380^2 \times 15.3 \times 3,600 \times \frac{273}{273+127}$$

$$=4,260 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

左60%—右60%の開度の場合

$$G = \frac{\pi}{4} \times 0.380^2 \times 5.3 \times 3,600 \times \frac{273}{273+131}$$

$$=1,460 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

左側、右側の排出ガスの合計量はこの2倍になると仮定する。

都市ガス使用量と排ガス量ならびにその熱量を Table 5.1.13 に示す。

Table 5.1.13 Exhaust gas flow and consumed quantity of heat

Damper opening %	Exhaust gas flow Nm ³ /h	City gas consumption m ³ /h	Input quantity of heat (a) MJ/h	Exhaust gas quantity of heat (b) MJ/h	Ratio b/a %
70 - 90	8,520	110.7	3,955	1,202	30
60 - 60	2,920	38.4	1,372	447	33

注：排ガス比熱を 1.32 kJ/(Nm³℃)、基準温度を20℃とする。

排気ファンのサクションダンパ開度を絞っても、生地乾き具合には異常がなく、排ガス量の減少、都市ガス使用量の減少、乾燥機内温度の上昇が見られた。

B) 改善対策及びその効果

a. 排ガス損失の減少

イ) 排気ファンサクションダンパの開度調整

乾燥機出口に乾燥度のセンサが取り付けられており、その結果がランプで表示されるようになっている。生地品番、処理速度、予備乾燥の程度等の条件を変え、乾燥不足や過乾燥を起こさない程度に排気ファンサクションダンパ開度の調整を行う試験を繰り返し、最適なダンパ開度の標準化を行ってほしい。

ロ) 効果

テスト結果によると (Table 5.1.13)、ダンパ開度調整によって都市ガスの使用量が 110.7 Nm³/h から 38.4 Nm³/h に減少している。

都市ガス使用量節減金額は(9)式で求められる。

$$Q = G \times H \times @ \quad (9)$$

ここで

Q ; 都市ガス節減金額 Ft/y

G ; 都市ガス減少量 (110.7-38.4=72.3 Nm³/h) Nm³/h

H ; 年間運転時間 (4,800 h/y) h/y

@ ; 都市ガス単価 (13.5 Ft/Nm³) Ft/Nm³

$$\begin{aligned} \therefore Q &= (110.7-38.4) \text{ Nm}^3/\text{h} \times 4,800 \text{ h/y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ &= 347,000 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ &= 4,685,000 \text{ Ft/y} \end{aligned}$$

b. 排ガス熱回収

イ) 排ガスの熱交換

排気ファン出口の排ガス温度が127℃～147℃あるので、燃焼用空気に熱を回収する。

(Figure 5.1.21)

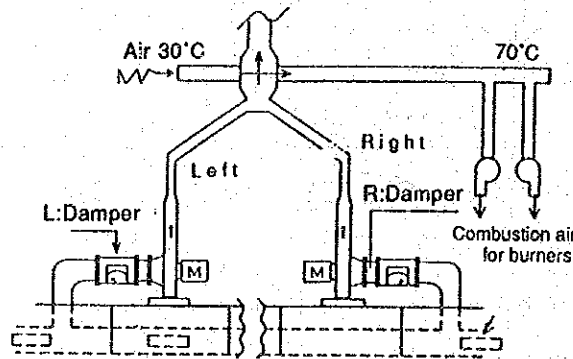


Figure 5.1.21 Flow of heat recovery from frame dryer exhaust gases

多管式熱交換器を用い、ダンパ調整後の条件で (Table 5.1.14) 熱回収を行うものとして、必要な伝熱面積を求める。なお、供給空気量としては押し込み送風機の能力に相当する 2,100 Nm³/h を取る。

Table 5.1.14

	Flow rate Nm ³ /h	Temperature at Inlet °C	Temperature at outlet °C
Exhaust gases	2,920	140	110
Combustion air	2,100	30	70

伝熱面積Aは式(6)で求められる。

$$\begin{aligned} \text{伝熱量} \quad Q &= (140-110) \text{ }^\circ\text{C} \times 1.32 \text{ kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot \text{ }^\circ\text{C}) \times 2,920 \text{ Nm}^3/\text{h} \\ &= 115,600 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

$$\text{排ガス比熱} \quad 1.32 \text{ kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\text{総合熱貫流率} \quad K = 630 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$$

対数平均温度差 (直交流であるが、補正係数は1とした)

$$\begin{aligned} \Delta t_m &= \frac{(140-30) - (110-70)}{2.3 \log \frac{110}{40}} \\ &= 69^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{伝熱面積} \quad A = \frac{115,600}{630 \times 69} = 2.6 \text{ m}^2$$

ロ) 設備投資費 1,000,000円, (500,000 Ft 相当)

熱交換器 500千円

ダクト金額 500千円

計 1,000千円

ハ) 効果

空気予熱による燃料節約率は式(10)により与えられる。

$$S = \frac{P}{F - Q + P} \times 100 \quad (10)$$

ここで

S ; 燃料節減率 %

P ; 予熱空気の持ち込む熱量 kJ/Nm³-Fuel

F ; 燃料の発熱量 35,700 kJ/Nm³-Fuel

Q ; 燃料ガスの持ち去る熱量 (Table 5.1.13 参照) kJ/Nm³-Fuel

空気比熱 1.30 kJ/ (Nm³ · °C)

$$\begin{aligned} P &= (70-30) \text{ }^\circ\text{C} \times 2,100 \text{ Nm}^3/\text{h} \times 1.30 \text{ kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot \text{ }^\circ\text{C})/38.4 \text{ Nm}^3/\text{h} \\ &= 2,840 \text{ kJ}/\text{Nm}^3\text{-Fuel} \end{aligned}$$

$$F = 35,700 \text{ kJ}/\text{Nm}^3\text{-Fuel}$$

$$Q = 447,000/38.4 = 11,600 \text{ kJ}/\text{Nm}^3\text{-Fuel}$$

$$S = \frac{2,840}{35,700 - 11,600 + 2,840} \times 100 = 10.5\%$$

年間燃料節減額

$$38.4 \text{ Nm}^3/\text{h} \times 0.105 \times 4,800 \text{ h}/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft}/\text{Nm}^3$$

$$=19,400 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft}/\text{Nm}^3$$

$$=262,000 \text{ Ft}/\text{y}$$

c. 熱ガス循環ファン用フィルターの掃除

綿繊維より発生する綿ゴミ及び糸屑等はフィルターに詰り易く、風量減少による乾燥速度低下を招くので、定期的に掃除を行なって循環風量の確保を行なう必要がある。

(4) ボイラ

A) 自家用火力発電設備概要

本工場は Figure 5.1.22 に示すように、自家用火力発電設備により工場で消費する全てのスチームを供給するとともに、商用電力とは独立した系統の電気を供給している。スチーム系統は6bar 抽気ラインと1.5bar 排気ラインから構成されている。ボイラ給水には河川水を処理した工場用水の一部をイオン交換軟化処理した補給水と、工場復水を脱気処理して使用している。

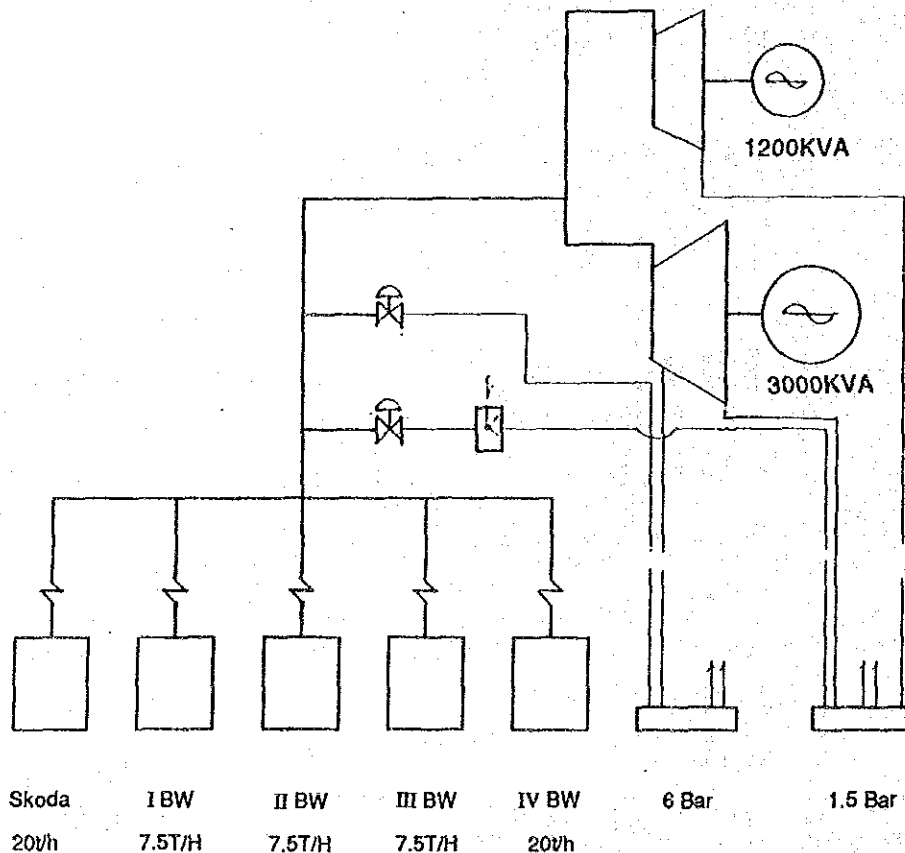


Figure 5.1.22 Flow sheet of private thermal power generation plant

自家用火力発電設備の主要機器要目を Table 5.1.15 に示す。

Table 5.1.15 Particulars of principal components

<p>① Boiler (performance test boiler) Manufacturer Max. continuous evaporation rate Normal pressure × temperature Fuel Number</p>	<p>Rock Gépgyár (B/W) 20 t/h 20.6 bar(G) × 307°C City gas 1</p>
<p>② Boiler Manufacturer Max. continuous evaporation rate Normal pressure × temperature Fuel Number</p>	<p>Rock Gépgyár (B/W) 7.5 t/h 20.6 bar(G) × 307°C City gas 3 (No. 3 boiler was run at the time of data sampling)</p>
<p>③ Boiler Manufacturer Max. continuous evaporation rate Normal pressure × temperature Fuel Number</p>	<p>Skoda 20 t/h 20.6 bar(G) × 350°C City gas 1 (Running is suspended due to failure)</p>
<p>④ Turbine generator Manufacturer Type Generator output Number</p>	<p>Lang Back pressure extraction turbine 3,000 kVA × 380 V × 50 Hz × 2P 1</p>
<p>⑤ Turbine generator Manufacturer Type Generator output Number</p>	<p>Brown-Boveri Back pressure turbine 1,200 kVA × 380 V × 50 Hz × 4P 1 (reserve)</p>

B) ヒートバランス

a. ボイラ要目

性能テストボイラの要目を Table 5.1.16 に、フローシートを Figure 5.1.23 に示す。

Table 5.1.16 Particulars of boiler

Manufacturer's name	Rock Gépgyár (B/W)	
Date of production/modification	1928/1987	
Type	Water tube type	
Max. continuous evaporation rate	20	t/h
Max. working pressure	21.58	bar(G)
Max. working temperature	350	°C
Normal pressure	20.6	bar(G)
Normal temperature	307	°C
Boiler heat transfer area	372.4	m ²
Superheater heat transfer area	233	m ²
Economizer heat transfer area	1,125	m ²
Air preheater heat transfer area	-	m ²
Combustion chamber volume	71.7	m ³
Calorific capacity of combustion chamber	856	MJ/(m ³ ·h)
Fuel	City gas	
Burner type x number	Ring + Center Firing Gas Burner x 2	
Drafting method	Balanced draft	
Smokestack (top bore x height)	2 m x 50 m (common to 5 boilers)	
Control system	Air ratio control: Motor linkage system	
	Others : Manual	

b. フローシート

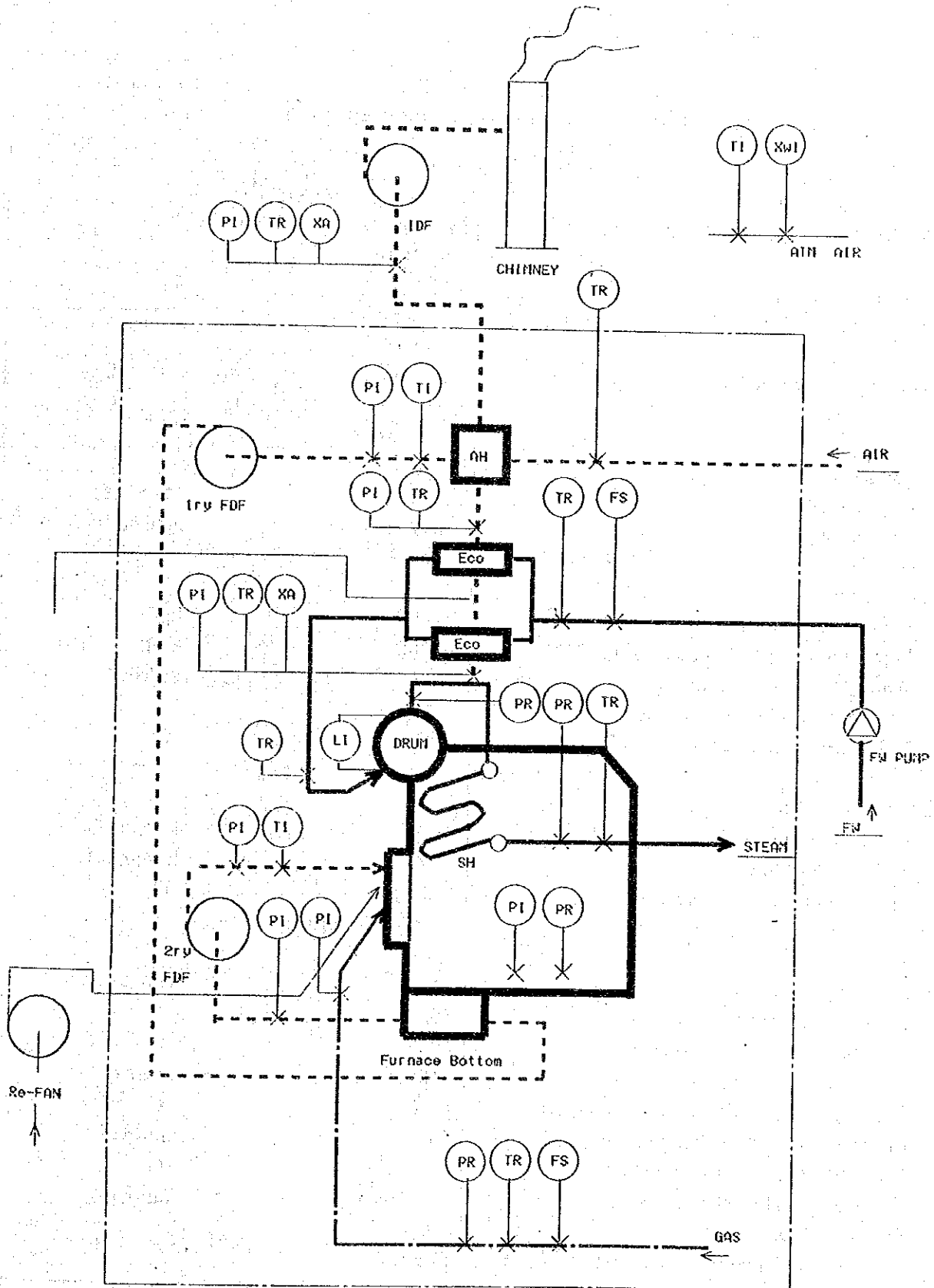


Figure 5.1.23 Boiler flow sheet

Table 5.1.17 Results of measurement

Date and hour	August 15, 1991 (11:10 ~ 12:30)	
Weather and outdoor air temperature	Fine, dry bulb temperature 23°C, wet bulb temperature 18.5°C	
Load factor	103.5	%
Fuel	City gas	
Industrial analyzed value (vol%)	CH ₄ 98.54, C ₂ H ₆ 0.40, C ₃ H ₈ 0.14 C ₄ H ₁₀ 0.05, C ₅ H ₁₂ 0.01, N ₂ 0.83 CO ₂ 0.03	
Temperature	23.76	°C
Low calorific value	35.73	MJ/Nm ³
Consumption	1,817	Nm ³ /h
Feed water		
Water feed rate (measured value)	20,690	kg/h
Water feed rate (calculated value)	20,700	kg/h
Water feed rate per unit fuel	11.39	kg/Nm ³
Economizer inlet temperature	104.1	°C
Boiler inlet temperature	154.5	°C
Generated steam		
Boiler drum pressure	21.52	kg/cm ² (G)
Superheater outlet pressure	20.88	kg/cm ² (G)
Superheater outlet temperature	299.6	°C
Combustion air		
Air flow per unit fuel	14.19	Nm ³ /Nm ³
Air preheater inlet temperature	30.4	°C
Air preheater outlet temperature	69.2	°C
Air preheater outlet pressure	-10	mmAq
Primary forced draft fan outlet temperature	69.2	°C
Primary forced draft fan outlet pressure	55	mmAq
Wind box (right, left) temperature	77.9, 89	°C
Wind box (right, left) pressure	- , 69	mmAq
Air ratio (boiler furnace outlet)	1.466	
(induced draft fan inlet)	(1.925)	

Table 5.1.17 Results of measurement (Cont'd)

Exhaust gases			
Exhaust gas flow per unit fuel	15.19		Nm ³ /Nm ³
Furnace pressure	-9.4		mmAq
Boiler furnace outlet temperature	312.7 (415)		°C
Boiler furnace outlet pressure	-14.6		mmAq
Primary economizer outlet temperature	118.8		°C
Primary economizer outlet pressure	-26.4		mmAq
Secondary economizer outlet temperature	122.4 (307)		°C
Air preheater outlet temperature	179.8 (274)		°C
Air preheater outlet pressure	-39.5		mmAq
Induced draft fan inlet temperature	144.8		°C
Gas analysis			
Boiler furnace outlet	CO ₂ 4.32,	O ₂ 7.46,	CO 0.03 %
Induced draft fan inlet	O ₂ 10.09		%

注1；熱勘定に使用したデータは下記の測定データを採用した。

給水量；ハイブリッドレコーダ（積算値）

燃料ガス量；都市ガスフローメータ（積算値）及び3号ボイラオリフィス流量計

外気乾・湿球温度；乾湿度温度計（平均値）

その他データ；ハイブリッドレコーダ（平均値）

注2；燃料の工業分析値は都市ガス会社分析値による。

注3；誘引ファン入口の空気比は(1)式より求めた。

$$m = \frac{21}{21 - (O_2)} \quad (1)$$

注4；空気予熱器出口排ガス温度は計算値を示した。（考察②参照）

注5；排ガス温度の（ ）内数値はスチーム、水、燃焼空気側のヒートバランスから算出した修正値を示した。

d. 熱勘定表

熱勘定表を Table 5.1.18 に示す。

Table 5.1.18 Heat balance chart

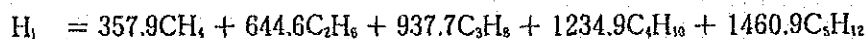
Heat input			kJ/Nm ³	%
①	Calorific value of fuel	H _i	35,732	99.62
②	Sensible heat of air	Q _a	137	0.38
	Total		35,869	100.00
Heat output			kJ/Nm ³	%
Effective heat output (heat absorbed by generated steam)				
	Heat absorbed in boiler furnace	Q _b	24,443	68.15
	Heat absorbed at economizer	Q _{ec}	2,449	6.83
	Heat absorbed at superheater	Q _{sh}	2,494	6.95
	Sub total	Q _s	29,386	81.93
Heat loss				
①	Loss by exhaust gas retention heat (including water vapor)	L ₁	3,287 (5,262)	9.16 (14.67)
②	Heat loss caused by incomplete combustion	L ₂	50	0.14
③	Radiated heat loss	L ₃	339	0.95
④	Other heat losses	L ₄	2,807 (832)	7.83 (2.32)
	Sub total		6,483	18.07
	Total		35,869	100.00
Boiler efficiency				%
①	Heat input/output method	$y_1 = \{Q_s / (H_i + Q_a)\} \times 100$		81.91
②	Heat loss method	$y_2 = \{1 - (L_1 + L_2 + L_3) / (H_i + Q_a)\} \times 100$		89.74 (84.23)

注：（ ）内数値は排ガス温度として修正値（274℃）を用いた場合を示す。

e. 熱勘定計算（熱勘定は燃料 1Nm³ 当たりで行う）

[入熱]

① 燃料の低位発熱量 H_i



$$=357.9 \times 98.54 + 644.6 \times 0.40 + 937.7 \times 0.14 + 1234.9 \times 0.05 + 1460.9 \times 0.01$$

$$=35,732 \quad \text{kJ/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

② 空気の顕熱 Q_s

$$Q_s = A \times C_s \times (t_s - t_o) \quad \text{kJ/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$A = m \times A_o \times (1 + 1.61z) \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$A_o = (2\text{CH}_4 + 3.5\text{C}_2\text{H}_6 + 5\text{C}_3\text{H}_8 + 6.5\text{C}_4\text{H}_{10} + 8\text{C}_5\text{H}_{12}) / 21$$

$$= (2 \times 98.54 + 3.5 \times 0.4 + 5 \times 0.14 + 6.5 \times 0.05 + 8 \times 0.01) / 21$$

$$=9.504 \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$m = \frac{21}{21 - 79 \times \frac{(O_2) - 0.5 \times (CO)}{(N_2)}} \times [1 + \{(O_2)/(N_2)\} \times \{n_2/(21A_o)\}]$$

$$= \frac{21}{21 - 79 \times \frac{7.46 - 0.5 \times 0.03}{88.19}} \times [1 + \{7.46/88.19\} \times \{0.83/(21 \times 9.504)\}]$$

$$=1.466$$

$$A = 1.466 \times 9.504 \times (1 + 1.61 \times 0.0115)$$

$$=14.19 \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$Q_s = 14.19 \times 1.30 \times (30.4 - 23) = 137 \quad \text{kJ/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

ここに

A ; 燃料 1 Nm³ 当たりの空気量 (水蒸気を含む) Nm³/Nm³ - Fuel

C_s ; 空気の平均比熱 (1.30 kJ/(Nm³ · °C)) kJ/(Nm³ · °C)

t_s ; 空気予熱器入口空気温度 °C

t_o ; 外気温度 °C

m ; 空気比

z ; 外気の絶対湿度
(空気線図より乾燥空気 1 kg 当たり 0.0115 kg/kg) kg/kg

A_o ; 理論乾燥空気量 Nm³/Nm³ - Fuel

(CO₂) ; 乾き燃焼排ガス中の CO₂ ガスの容積% %

(O₂) ; 乾き燃焼排ガス中の O₂ ガスの容積% %

(CO) ; 乾き燃焼排ガス中の CO ガスの容積% %

(N₂) ; 乾き燃焼排ガス中の N₂ ガスの容積% %

$$= 100 - \{(CO_2) + (O_2) + (CO)\}$$

n_2 ; 燃料中の N₂ ガスの容積% %

[有効出熱]

発生スチームの吸収した熱 Q_1

$$Q_1 = W_2 \times (h_2 - h_1) = 11.39 \times (3018 - 438) = 29,386 \quad \text{kJ/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$W_2 = W_1 = W/F = 20,700/1,817 = 11.39 \quad \text{kg/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$W = 20,690 \times 1.0006 = 20,700 \quad \text{kg/h}$$

$$F = F_1 - F_2 = 2,116 - 299 = 1,817 \quad \text{Nm}^3 - \text{Fuel/h}$$

$$F_1 = (8,947 - 8,665) \times 10/1.333 = 2,116 \quad \text{Nm}^3 - \text{Fuel/h}$$

$$F_2 = 3,337/10.75 \times 0.9646 = 299 \quad \text{Nm}^3 - \text{Fuel/h}$$

a. ボイラ本体で吸収された熱 Q_b

$$Q_b = W_1 \times (h_4 - h_3) = 11.39 \times (2799 - 653) = 24,443 \quad \text{kJ/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

b. 節炭器で吸収された熱 Q_{ec}

$$Q_{ec} = W_1 \times (h_3 - h_1) = 11.39 \times (653 - 438) = 2,449 \quad \text{kJ/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

c. 過熱器で吸収された熱 Q_{sh}

$$Q_{sh} = W_1 \times (h_2 - h_4) = 11.39 \times (3018 - 2799) = 2,494 \quad \text{kJ/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

ここに

$$W_1 \quad ; \quad \text{燃料 1Nm}^3 \text{ 当たりの給水量} \quad \text{kg/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$W_2 \quad ; \quad \text{燃料 1Nm}^3 \text{ 当たりの過熱器出口スチーム量} \quad \text{kg/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$W \quad ; \quad \text{1時間当たりの給水量} \quad \text{kg/h}$$

$$F \quad ; \quad \text{1時間当たりの燃料ガス量} \quad \text{Nm}^3 - \text{Fuel/h}$$

$$F_1 \quad ; \quad \text{1時間当たりの都市ガスフローメーター積算燃料ガス量} \quad \text{Nm}^3 - \text{Fuel/h}$$

$$F_2 \quad ; \quad \text{1時間当たりの3号ボイラ積算燃料ガス量} \quad \text{Nm}^3 - \text{Fuel/h}$$

(ボイラ日誌記載値より算出)

$$h_1 \quad ; \quad \text{節炭器入口の給水のエンタルピ} \quad 438 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_2 \quad ; \quad \text{過熱器出口のスチームのエンタルピ} \quad 3,018 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_3 \quad ; \quad \text{ボイラ入口の給水のエンタルピ} \quad 653 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_4 \quad ; \quad \text{発生飽和スチームのエンタルピ} \quad 2,799 \quad \text{kJ/kg}$$

; 給水量測定オリフィスの密度補正係数

$$(\bar{v}_0/\bar{v})^{0.5} = (0.0010462/0.0010450)^{0.5} = 1.0006$$

v_d	オリフィスデータにおける給水の比容積	m^3/kg
v	データ測定時の温度における給水の比容積	m^3/kg
	燃料ガス量測定オリフィスの密度・圧力・温度補正係数	
	$\{(\rho_d/\rho)(P/P_d)(T_d/T)\}^{0.5}$	
	$=\{(0.772/0.7018)(2.133/2.447)(288/296.8)\}^{0.5}=0.9646$	
ρ_d	オリフィス設計時における燃料ガスの密度	kg/m^3
ρ	データ測定時の燃料ガスの密度 (0.561×1.251)	kg/m^3
P_d	オリフィス設計時における燃料ガスの絶対圧力	kg/cm^2
P	データ測定時の燃料ガスの絶対圧力	kg/cm^2
T_d	オリフィス設計時における燃料ガスの絶対温度	K
T	データ測定時の燃料ガスの絶対温度	K

[熱損失]

① 排ガス (水蒸気を含む) の保有熱損失 L_1

$$L_1 = G \times C_g \times (t_g - t_o) \quad \text{kJ/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$G = G_0 + G_w + (m - 1) \times A_0 + G_{wt} \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$G_0 = [\sum \{(4.76 \times x + 0.94 \times y) \times C_x H_y\} + N_2 + CO_2] / 100$$

$$= [(4.76 \times 1 + 0.94 \times 4) \times 98.54$$

$$+ (4.76 \times 2 + 0.94 \times 6) \times 0.40$$

$$+ (4.76 \times 3 + 0.94 \times 8) \times 0.14$$

$$+ (4.76 \times 4 + 0.94 \times 10) \times 0.05$$

$$+ (4.76 \times 5 + 0.94 \times 12) \times 0.01$$

$$+ 0.83 + 0.03] / 100$$

$$= 8.513 \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$G_w = (4CH_4 + 6C_2H_6 + 8C_3H_8 + 10C_4H_{10} + 12C_5H_{12}) / 200$$

$$= (4 \times 98.54 + 6 \times 0.40 + 8 \times 0.14 + 10 \times 0.05 + 12 \times 0.01) / 200$$

$$= 1.992 \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$G_{wt} = 1.61 \times z \times m \times A_0 = 1.61 \times 0.0115 \times 1.466 \times 9.504$$

$$= 0.258 \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$G = 8.513 + 1.992 + (1.466 - 1) \times 9.504 + 0.258$$

$$= 15.19 \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$$L_1 = 15.19 \times 1.38 \times (179.8 - 23)$$

$$= 3,287 \quad \text{kJ/Nm}^3 - \text{Fuel}$$

ここに

G	；燃料 1Nm^3 当たりの実際排ガス量 (水蒸気を含む)	$\text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$
G_0	；理論乾き排ガス量	$\text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$
G_w	；燃焼によって生ずる水蒸気量	$\text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$
G_{w1}	；燃焼用空気中の湿分による水蒸気量	$\text{Nm}^3/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$
C_p	；排ガスの平均比熱 (一般に $1.38 \text{kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C})$)	$\text{kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C})$
t_s	；空気予熱器出口の排ガス温度	$^\circ\text{C}$
t_o	；外気温度	$^\circ\text{C}$
m, z, A_0	；前に同じ	

② 不完全燃焼による損失 L_2

$$\begin{aligned} L_2 &= 128 \times \{G_0 + (m-1) A_0\} (\text{CO}) \\ &= 128 \times \{8.513 + (1.466 - 1) \times 9.504\} \times 0.03 \\ &= 50 \end{aligned} \quad \text{kJ}/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

$G_0, m, A_0, (\text{CO})$; 前に同じ

③ 放散熱損失 L_3

$$\begin{aligned} L_3 &= l_f \times (H_h + Q_s) / 100 = 0.85 \times (39,735 + 137) / 100 = 339 \text{ kJ}/\text{Nm}^3 - \text{Fuel} \\ H_h &= H_1 + 10.05 \times (4\text{CH}_4 + 6\text{C}_2\text{H}_6 + 8\text{C}_3\text{H}_8 + 10\text{C}_4\text{H}_{10} + 12\text{C}_5\text{H}_{12}) \\ &= 35,732 + 10.05 \times (4 \times 98.54 + 6 \times 0.40 + 8 \times 0.14 + 10 \times 0.05 + 12 \times 0.01) \\ &= 39,735 \end{aligned} \quad \text{kJ}/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

ここに

l_f ; 放散熱損失率

高位発熱量に対する放散熱損失率の一般値を示す ASME の線図から 0.85 とする。

H_h ; 燃料の高発熱量 $\text{kJ}/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$

④ その他の熱損失 L_4

$$\begin{aligned} L_4 &= H_1 + Q_s - (Q_s + L_1 + L_2 + L_3) \\ &= 35,732 + 137 - (29,386 + 3,287 + 50 + 339) \\ &= 2,807 \end{aligned} \quad \text{kJ}/\text{Nm}^3 - \text{Fuel}$$

f. 考察

- ① 性能テスト期間中の給水量は瞬時記録値最大 $21.76\text{t}/\text{h}$ 、最低 $19.17\text{t}/\text{h}$ であり、負荷変動は少なかった。給水量、燃料ガス量は連動調節をしていないため、Figure 5.1.24 に見られるように両者の相関関係は短期間では認められない。

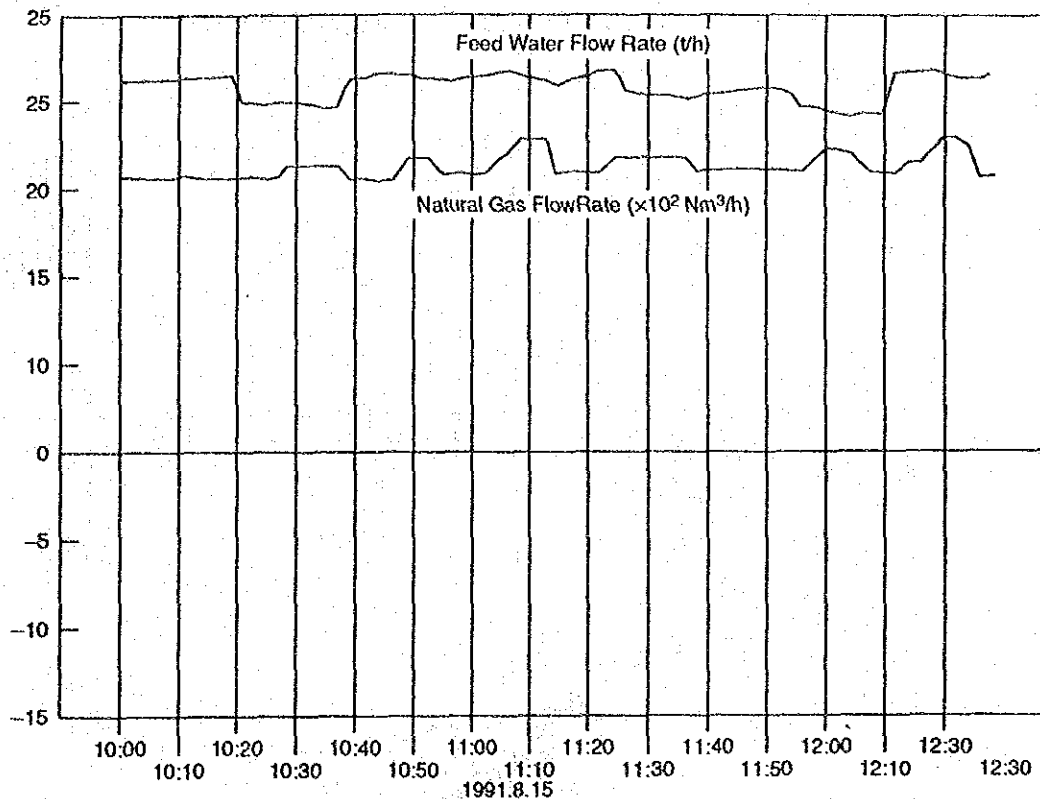


Figure 5.1.24 Variation of feed water flow rate and fuel gas flow rate

② 熱勘定表では「その他の損失」が大きい。その原因として下記の点が上げられる。

a) 誘引ファンの吸引側ダクトが他の休止中のボイラのダクトと接続し、ダンパで遮断されているのみなので、冷空気が漏れこんでいる可能性があり、誘引ファン入口排ガス温度が実際温度より低めに記録されていると考えられる。そこで、空気予熱器出口排ガス温度をボイラ出口及び誘引ファン入口の空気比により修正すると、179.8℃となるが、この値でもなお低めであると判断される。

水側及び燃焼空気側のヒートバランスから求めた空気予熱器出口の排ガス温度は274℃となる。熱勘定表の()内に、この値を基準とした計算値を併記した。

b) 空気比の算定にあたっては、ボイラ本体出口の排ガス分析値を空気予熱器出口の排ガス分析値と同じとして計算したが、空気予熱器出口では空気洩れのため空気比はその値より大きくなっているとみられ、「排ガスの保有熱損失」はその分低く算出されていることになる。

c) 改善対策及びその効果

a. 空気比の改善

ハイブリッドレコーダーの記録 (Figure 5.1.25) に見られるように、負荷率が低下する

につれ O₂ % が急速に上昇しており、全般的に空気比が過剰である。

負荷	O ₂ %	空気比
20.7t/h	7.46%	1.466
90 %	9 %	1.8
70 %	13 %	2.6

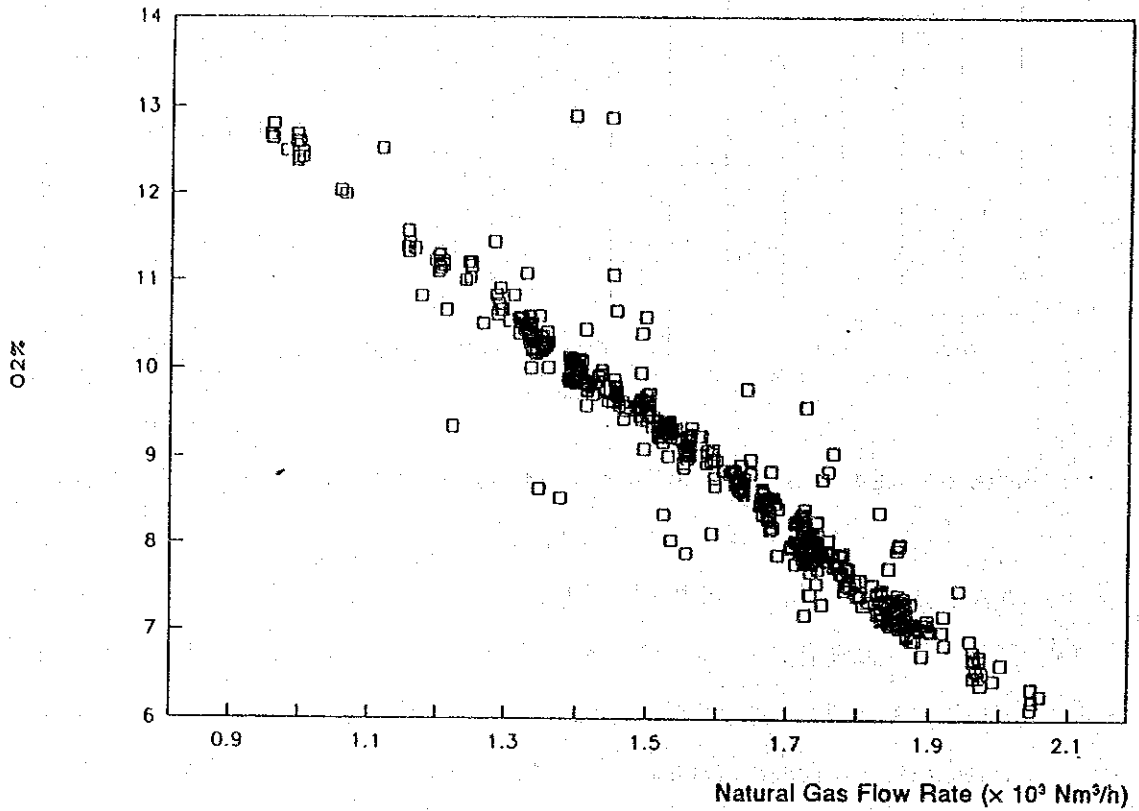


Figure 5.1.25 Exhaust gas O₂ characteristics

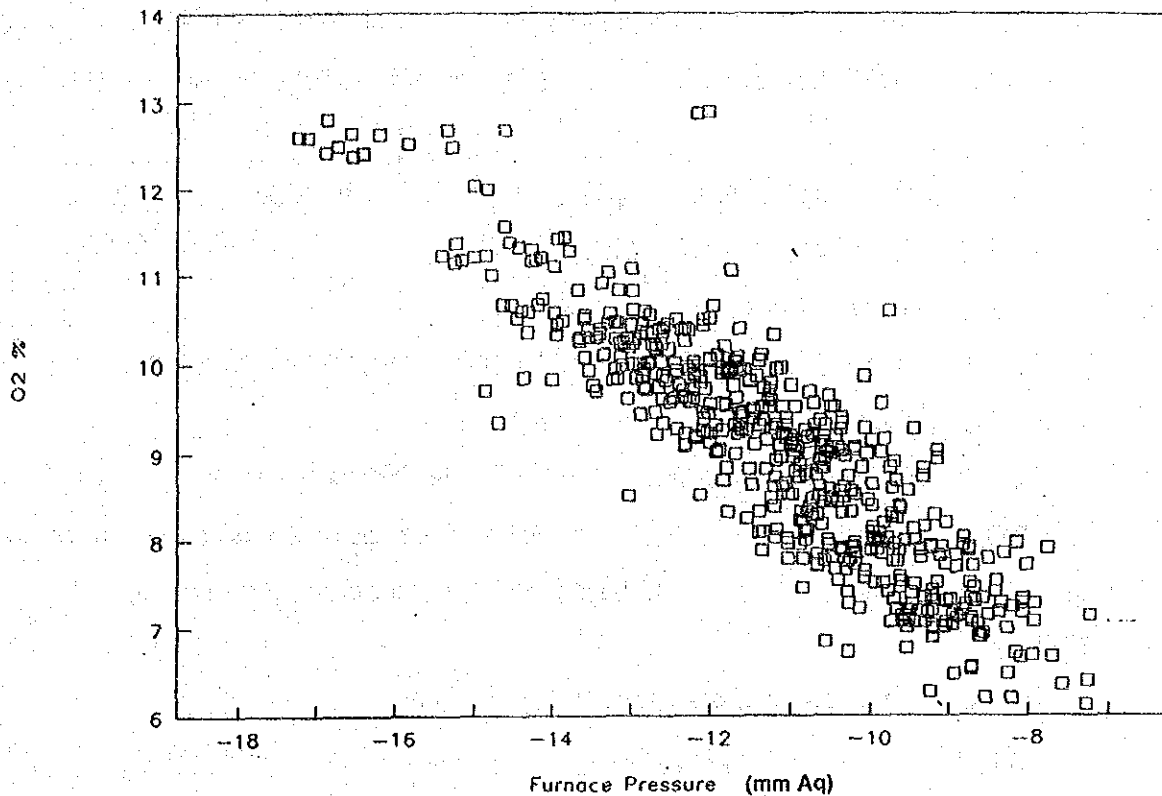


Figure 5.1.26 Correlation between Internal pressure and exhaust gas O₂

本バーナは天然ガス燃焼バーナであり、空燃比を最大負荷時で1.15にすることは十分可能である。下記に述べる対策が有効である。

① 空燃比制御装置の再設定

左右バーナ毎に空燃比設定カムのビスを調整

② 炉内圧力制御装置の導入

現在、IDF 吸入側ダンパーを固定しているため負荷の低下とともに炉内圧力が低下し、外部から冷空気を吸引して空燃比を増大させる一因となっている。(Figure 5.1.26) 負荷変動に関係なく炉内圧力を一定にしなければ、空燃比は安定しない。炉内圧力制御装置の導入が望まれる。

また、圧力制御装置の導入により炉内の負圧を小さく設定できるので、その効果は相乗される。(日本では平衡通風形ボイラの場合、一般的に炉内圧力の設定値は-5~-2 mm Aq に設定している所が多い。)

なお、当該ボイラの煙道ダクトと他ボイラの煙道ダクトとの連絡ダンパ部には、常時は遮断板を挿入して完全に遮断するのが良い。

③ バーナの調整

左右バーナの火炎が均等でなければ、バーナ性能を確保することは困難である。空燃比制御装置の再設定と同時に、左右バーナの燃料が均等に分配されるよう調整された。

また、天然ガスと燃焼用空気の混合が完全に行われるよう、調整する。

(次頁 b. 不完全燃焼ガスによる損失、①参照)

④ ボイラ主圧力制御装置の導入

急速な燃料量の増減は空気比を不安定にし、空気比過剰や不完全燃焼を起こす原因となるので、ボイラ主圧力制御装置の導入が望まれる。

(b. 不完全燃焼ガスによる損失、②参照)

炉内圧力制御装置およびボイラ主圧力制御装置の日本における設置費用は、圧力変換器、調節計および工事費を含め、概略4,300千円 (2,200,000 Ft 相当) である。

前提条件：

空気比を改善した場合の効果は次の通りである。

[効果]

20.7t/h	負荷運転時間	1,600	h/y
90%	負荷運転時間	3,200	h/y
燃料単価		13.5	Ft/Nm ³

記号 m、A、G、L₁、H₁は熱勘定の項と同じである。

① 20.7 t/h 負荷運転時

空気比を1.466から1.15に削減した場合の燃料削減率は Table 5.1.19 に示す通りである。この場合、空気予熱器出口排ガス温度を274℃とした。

Table 5.1.19 Fuel reduction rate by Improvement of air ratio (1)

	m	A	G	L ₁	H ₁
Before improvement	1.466	14.19	15.19	5,262	35,732
After improvement	1.15	11.13	12.19	4,222	35,732
Reduction rate	$1 - \{(35,732 - 5,262)/(35,732 - 4,222)\} = 0.033$				3.3%

② 90%負荷運転時

空気比を1.8から1.15に削減した場合の燃料削減率は Table 5.1.20 に示す通りである。この場合、空気予熱器出口排ガス温度を240℃とした。

Table 5.1.20 Fuel reduction rate by improvement of air ratio (2)

	m	A	G	L1	HI
Before improvement	1.8	17.42	18.37	5,501	35,732
After improvement	1.15	11.13	12.19	3,650	35,732
Reduction rate	$1 - \{(35,732 - 5,501) / (35,732 - 3,650)\} = 0.058$				5.8%

③ この場合の燃料節減効果は次の通りである。

$$\begin{aligned}
 \text{燃料削減量} &= 0.033 \times 1,817 \text{ Nm}^3/\text{h} \times 1,600 \text{ h/y} \\
 &+ 0.058 \times 1,817 \text{ Nm}^3/\text{h} \times 18.0/20.7 \times (1 - 0.032) / (1 - 0.058) \\
 &\times 3200 \text{ h/y} \\
 &= 397,300 \text{ Nm}^3/\text{y}
 \end{aligned}$$

$$\text{削減燃料費} = 397,300 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 = 5,364,000 \text{ Ft/y}$$

したがって、改善のための設備費は約半年で回収できる。

b. 不完全燃焼による熱損失防止

ハイブリッドレコーダの記録期間中（8月14日 19:10～15日 12:33）のデータによると0.06～0.01%、平均0.02%のCOの発生が見られる。燃料は天然ガスであり下記の対策を講じる事により本熱損失を0とすることが可能である。

① バーナの調整

天然ガスと燃焼空気の混合が速やかに行われるためには、それぞれがバーナから噴出する際の角度、速度および圧力分布によって定まる噴流パターンが適切でなくてはならない。

また、燃焼室内において未燃ガスがボイラ伝熱面と接触した場合には、燃焼が完結せずに不完全燃焼となるので、火炎形状を適正にしなければならない。

このため、センターバーナとリングバーナとの負荷配分、センターバーナの挿入位置の調整、バーナチップの変更等の試験を繰り返し、最適点を求めるようにすることが必要である。

② 燃焼量の調整

負荷変動時、燃料量の変動に対して空気量の追従性はモータリネージュ方式であっても容量遅れ特性を持っている。そのため、急激な燃焼量の増加は一時的な空気量不足を招くので避けるべきである。逆に急速な燃焼量の減少は空気過剰となる。燃焼量変化の