

熱水利用フロンタービン発電

Flon Turbine Power Plant Utilizing Hot Water

後 藤 田 秀 美 *

1. まえがき

製鉄所等に多量にある100℃以下の熱水は、現状ではたいてい熱回収されず、冷却塔や海水冷却により放熱されている。フロンタービンは、このような熱水を利用して発電することができるので、最近の電力価格の高騰により注目されるようになった。

我国では、サンシャイン計画の一環としてバイナリーサイクル地熱発電プラントの1000kw級テストプラントが開発されているが¹⁾、それ以前から民間ベースでもフロンタービンの研究開発はなされていた^{2,3)}。アメリカでは、イソブタンを用いた5000kwの地熱熱水利用テストプラントが建設されており⁴⁾、排熱回収用フロンタービンも開発されている⁵⁾。

筆者の会社は住友金属工業㈱と共同で転炉フード冷却水排熱回収用フロンタービン発電設備の開発を行ない、2900kwの1号機を昨年8月、鹿島製鉄所に設置し、試運転の結果、所定の性能、機能を満足し、実用に耐えることが確認され、昨年10月官庁試験終了後、連続運転に入り現在まで好調に稼動中である。

以下に本機の紹介を中心として熱水利用フロンタービン発電プラントについて述べる。

2. 熱回収システム

熱水排熱回収システムは、熱水系統、フロン系統および冷却水系統より成り、一般には図-1のように表わされる。

熱水系統は、工場設備などの発熱部の冷却水を熱水源とし、その発熱部での吸収熱によりフロン液を加熱・蒸発した後、発熱部の冷却水として循環使用する閉ループのものが多い。それは、熱水系統の機器の腐蝕防

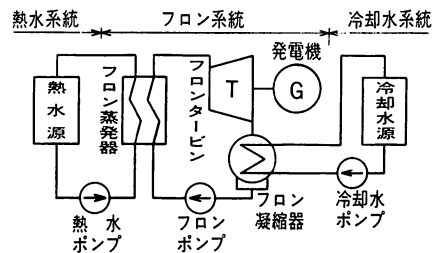


図-1 熱回収システム

止や保守を考慮して工業用水や浄化水を用いるので、水の消費を最小限にとどめる必要があること、および、閉ループにより温度レベルを上げて排熱回収するとヒートサイクル効率が高められることによる。閉ループにしない熱水源としては、海水温排水や地熱熱水がある。

フロン系統については後述するが、フロン蒸発器からのフロン蒸気はタービンで膨脹仕事をした後、凝縮器で凝縮してフロン液となり、フロンポンプでフロン液を予熱器を経てフロン蒸発器に送入し、サイクルを一巡する。

冷却水系統は、冷却水を循環使用する冷却塔方式の場合と海水の場合とがある。

このたび開発した熱回収システムを図-2に示す。熱水は転炉フード冷却水で、転炉の発熱は間欠的であるため、吹錬中は高温タンクに、非吹錬中は低温タンクに蓄える。高温タンクから熱水を熱水ポンプでフロン蒸発器を経て予熱器を通過させた後、低温タンクに入れ、低温タンクから転炉フードへ給水ポンプで給水する。図-3には、転炉の操業に対応する、熱水温度変化と高低温タンクの水位変化を示す。フロン蒸発器への熱水供給流量および転炉フード循環冷却水流量は設計ベースではそれぞれ1150m³/hと3400m³/hである。

フロン液は予熱器で飽和温度まで加熱してから蒸発器に入れている。それは、顕熱部と潜熱部とを区分し

* 川崎重工業㈱原動機事業部タービンプラント部技術課

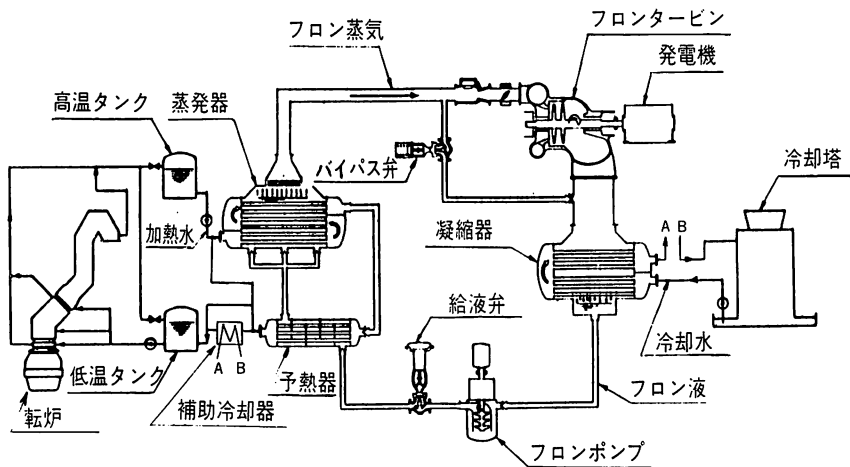


図-2 転炉フード冷却水排熱回収システム

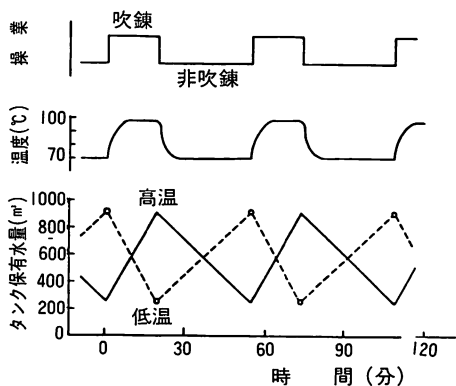


図-3 転炉冷却水温とタンク保有水量の周期的変化

それぞれの熱交換器を設ける方が熱交性能を高められるからである。フロン蒸気のタービンバイパスラインは、タービンの運転状態にかかわらず、熱水を連続的に蒸発器および予熱器に通すことができるようにし、発熱源である工場設備の冷却を保持し、工場操業に支障を来たさないようにするために設けている。

冷却水は冷却塔の水槽からフロン凝縮器を通り、補助冷却器に入り、冷却塔上部に戻される。熱水が補助冷却器で冷却されるのは、転炉フードへの給水温度が所定値よりも高い場合とかフロン系統の運転停止時である。

3. フロン系統

3.1 ヒートサイクル

フロンタービンの理論ヒートサイクルは、水蒸気タービンと同じく、ランキンサイクルである。図-4は損失のないフロンタービンプラントのサイクルを示す。1-2はフロン液の凝縮圧力から蒸発圧力までの断熱圧縮、2-3-4は一定圧力下における加熱で、2-3はフロン液の沸騰開始点3までの加熱、および3-4は蒸発、4-5はタービンでの断熱膨脹、5-1は一定圧力下での凝縮である。このT-S線図で、加えられた熱量と有効出力はそれぞれ面積A 1234 B と面積123451に相当し、理論サイクル効率 η は、

$$\eta = \frac{i_4 - i_5 - (i_2 - i_1)}{i_4 - i_1 - (i_2 - i_1)}$$

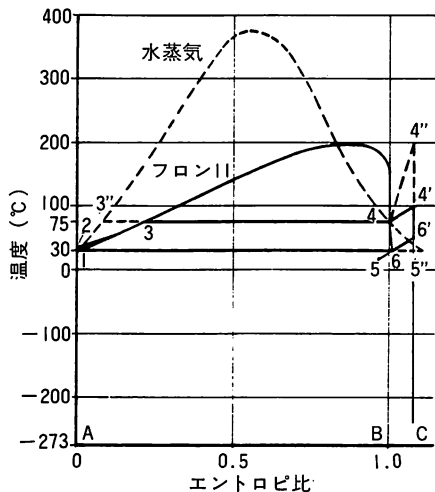


図-4 ランキンサイクル

ただし、 i_1, i_2 などは状態点1, 2などに対応するエンタルピーである。

図-4で過熱蒸気の場合、 $4-4'$ が過熱、 $4'-6'$ が膨脹、 $6'-6$ が凝縮器での排気の過熱域、 $6-1$ が凝縮である。過熱によって面積 $4-4'-6'-6-5-4$ が仕事の増加であり、加熱量の増加は $B-4-4'-C$ であり、加熱の増加割合に対して仕事もほぼ同率の増加をするから、過熱によってサイクル効率ほとんど向上しないことを示している。一方、水蒸気の場合、過熱によって仕事は面積 $4-4''-5''-5-4$ に相当するだけ増加し、これに要する加熱の増加は $B-4-4''-C$ であるから、サイクル効率は向上する。したがって図-2のシステムでは、過熱をさせていない。

フロンタービンプラントの機器効率を考慮した場合サイクル効率は、

$$\eta = \frac{\eta_T(i_4 - i_5) - (i_2 - i_1) / \eta_P}{i_4 - i_1 - (i_2 - i_1) / \eta_P} \cdot \eta_m \cdot \eta_G$$

ここに $\eta_T, \eta_m, \eta_G, \eta_P$ はそれぞれタービン、機械、発電機、ポンプの効率である。

各種媒体について実際の効率を図-5に示す。ただしフロンの場合、 $\eta_T = 0.8, \eta_m = 0.98, \eta_G = 0.95, \eta_P = 0.7$ 、水蒸気の場合、 $\eta_T = 0.7, \eta_m = 0.98, \eta_G = 0.95, \eta_P = 0.6$ としている。

図-2のフロンプラントの場合、フロン蒸気温度は75℃であるから、フロン11が最も効率が良い。またこの

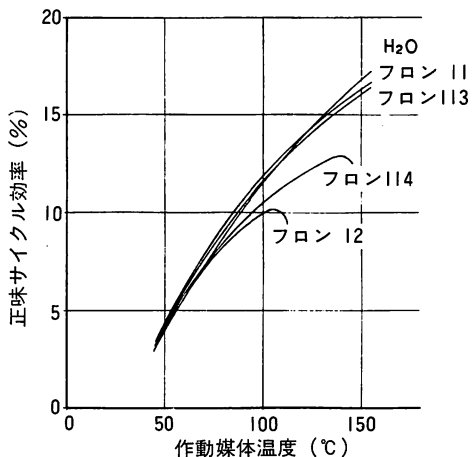


図-5 正味サイクル効率

温度ではフロン11は熱的にも安定である。さらにフロンの一般的な特性として不燃性で、人畜無害である。これらのことから媒体としてフロン11を選んだ。

3・2 熱平衡線図

図-6はフロンプラントの熱平衡線図を示す。これは冷却水温度が年間平均値に対応するもので、その他の設計主要目は表1に示す。熱水と冷却水の温度と水量が設計基準値から変化すると、出力は図-7のように変化する。これらのうち、冷却水温度は大気湿度によって変わるから、冬期は出力が大で、夏期は出力

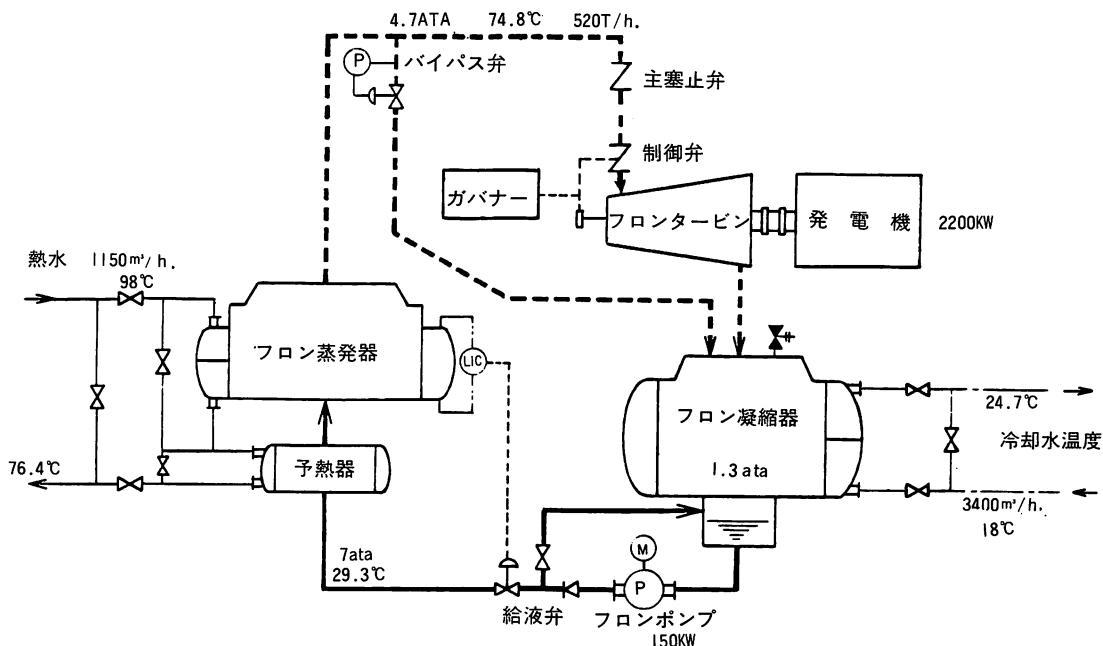


図-6 熱平衡線図

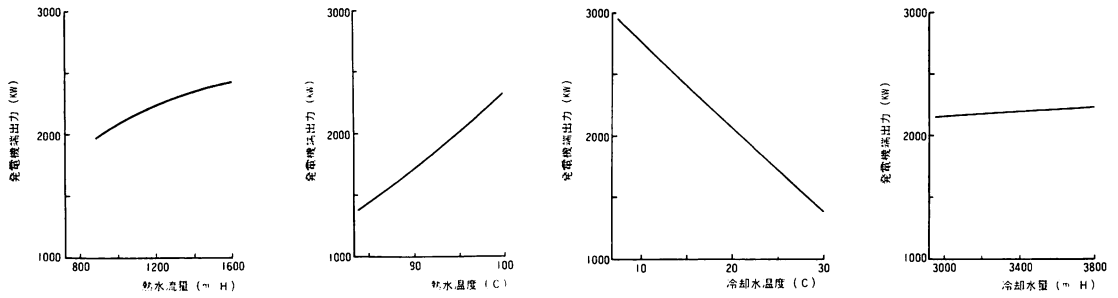


図-7 出力に与える熱水と冷却水の温度および水量の影響

表 1 主要目

タービン型式	軸流式KFT-800型
発電機端出力(定格)	2900 kw
タービン回転数	1500 rpm
作動媒体	フロン11
タービン入口フロン圧力	4.7kg/cm ² abs
タービン入口フロン温度	74.8℃
加熱水温度	98℃
加熱水流量	1150 m ³ /h
供給熱量	2.59×10 ⁷ kcal/h
冷却水温度	8℃(年平均18℃)
冷却水流量	3400 m ³ /h
サイクル効率	9.6%

が小さくなる。

4. プラント機器

4・1 全体配置

図-8はフロンタービンプラントの配置図を、図-9は全景の写真を示す。ターボ発電機は屋外式で、コンクリート基礎上に据付けている。凝縮器はタービン下方に置き、タービン排気口と膨脹接手を介して接続されている。蒸発器は別置き、タービン入口までの蒸気管は直管とし、圧力損失を小さくしている。フロンポンプは2台常用で、1台予備である。

4・2 タービン

フロンタービンは図-10に示すように軸流式である。これはフロン蒸気流量が多く、半径流式は不適である

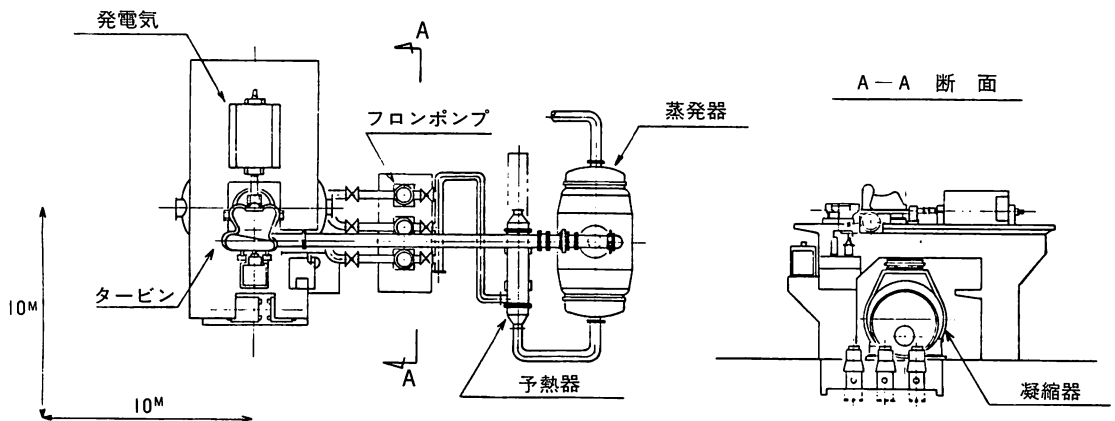


図-8 フロンタービンプラントの配置図

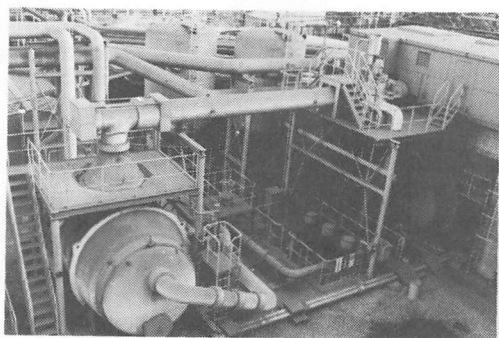


図-9 フロンプラント全景

ことおよび効率をできるだけ高くすることによる。フロンタービンでの利用熱落差は水蒸気タービンに比してはるかに小さく、例えば、入口75°Cの飽和蒸気を30°Cまで膨脹させるとき、フロンは5.6 kcal/kg、水蒸気は74.7 kcal/kgである。したがってタービン入口、出口での圧力損失による熱損失を水蒸気の場合と同程度にするためには、フロンの場合には流速のレベルを約1/4に下げることが必要である。そこで圧力損失を減少させるためタービン入口は渦巻形状にし、タービン出口には排気案内板を設けている。

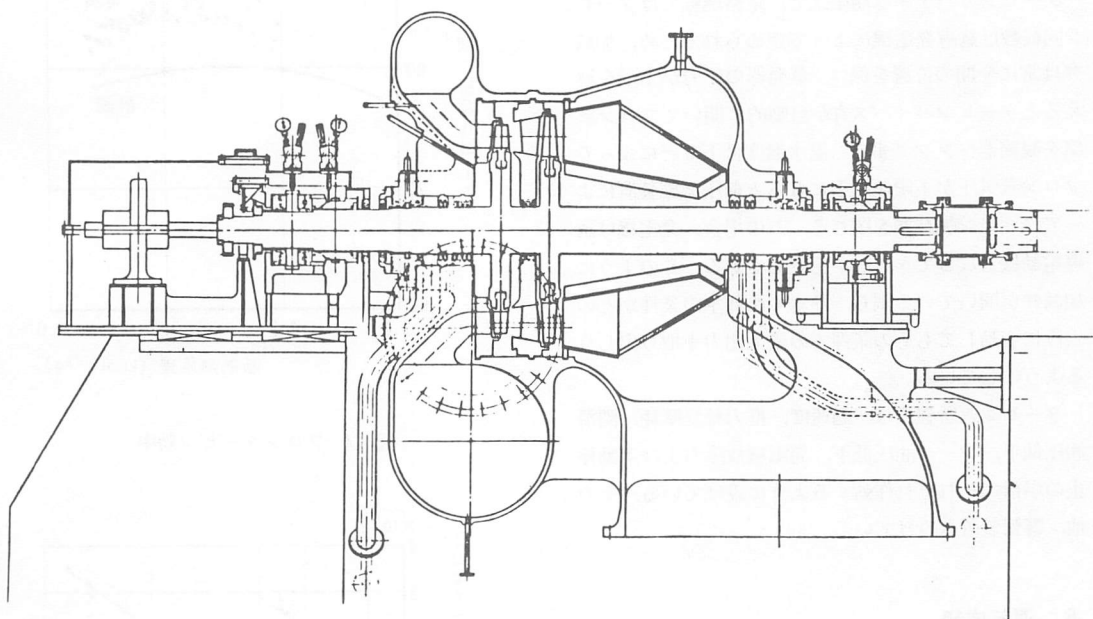


図-10 フロンタービン断面図

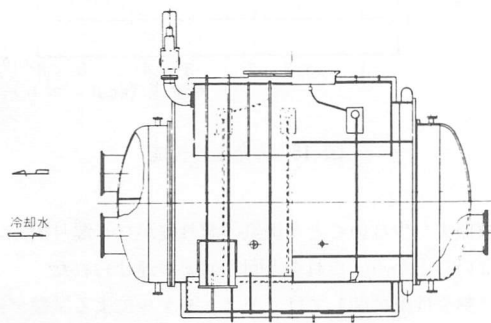


図-11 フロン凝縮器

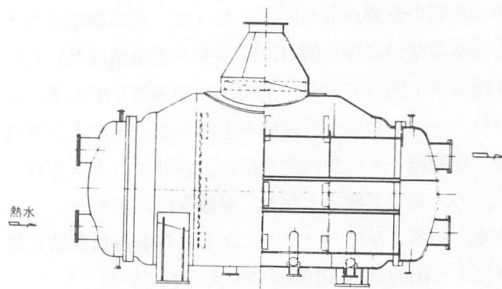


図-12 フロン蒸発器

4・3 熱交換器

フロン凝縮器は図-11に示すように2回流表面式で、ローフィンチューブを用いている。凝縮量は同程度の大きさの復水器の復水量に比して約10倍にもなるので凝縮液の排除をよくするよう配慮している。

フロン蒸発器は満液式で、ローフィンチューブを用い蒸発を均等に行なわせるため図-12に示すようにフロン液は下部ヘッダーから均等配分して供給し、フロン蒸気は胴体から出口フランジまで滑らかに流動するよう円錐コーンを設けている。予熱器はシェルアンドチューブ方式のものである。

4・4 制御保安システム

タービンガバナーは油圧式で、定格運転ではタービン回転数は誘導発電機によって定められるため、加減弁は常に全開の位置を保つ。蒸発器の圧力が上限を越えるとタービンバイパス弁が自動的に開いてフロン蒸気を凝縮器へダンプする。温水温度低下などによってフロン蒸気圧が下限値以下になると前圧調整装置によってタービン加減弁を閉じる。この場合、発電機は誘導電動機となってタービンを空転させる。このように加減弁が開いている限り、熱水や冷却水の条件がどのように変動してもその条件での最大出力を取り出しているようにしている。

タービン遮断装置は、過速度、推力軸受摩耗、潤滑油圧低下、シール油圧低下、発電機故障および手動停止の場合にそれぞれ作動するように設けている。その他、警報装置も設けている。

5. 運転成績

5・1 性能

フロンタービン出力は図-7に示したように熱水および冷却水の温度と流量によって変化するが、このうち冷却水温の影響が最も顕著であった。発電機端出力と冷却水温の関係を図-13に示す。実績値はだいたい計画値を上回っており、平均20～30%増しである。これはタービン効率が計画値を上回ったことおよび蒸発器、凝縮器とも伝熱面積余裕が計画値より大きくなったため、蒸気温度は上がり、凝縮温度は下がり、その結果、熱落差が増したことによる。なお過負荷防止装置により出力は約3000kwに抑えられている。

タービン性能は図-14に示すように計画値を上回っている。計画値は水蒸気タービンベースで見積ったものであるが、フロンは水蒸気に比して粘性が低く、摩

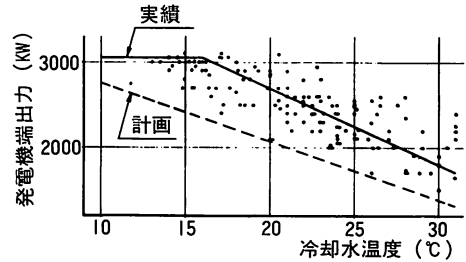


図-13 発電機端出力と冷却水温度の関係

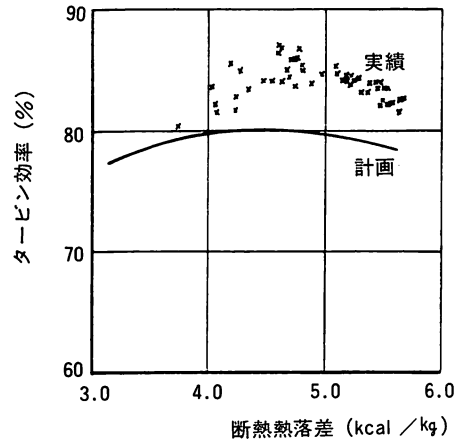


図-14 フロンタービン効率

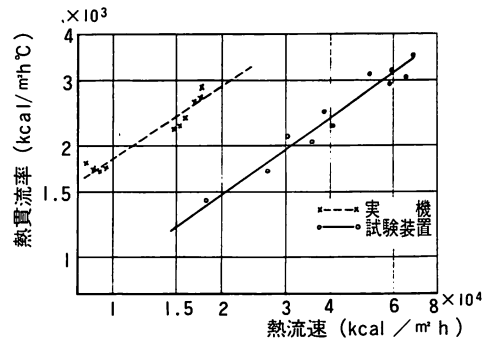


図-15 蒸発器の性能

擦損失が少ないことと排気の湿度がなく湿度損失がないことから、これを上回る効率が達せられた。

熱交性能に関しては、テストモデルによる試験データを用いて計画値を定めた。蒸発器の熱貫流率を図-15に示す。基準面積はフィンチューブ外径の円筒面積としている。テストモデルは実機の熱交面積の1/400

で、その結果を用いて熱貫流率を見積ったが、実機では熱貫流率が高くなり、それだけ面積余裕が生じ、熱負荷は低下した。実機の場合には管群の影響により熱貫流率が向上した。

凝縮器の熱貫流率は、図-16に示す。基準面積は蒸発器の場合と同じであり、テストモデルは実機の熱交換面積の約1/300である。この場合も実機の方が熱貫流率がよかった。

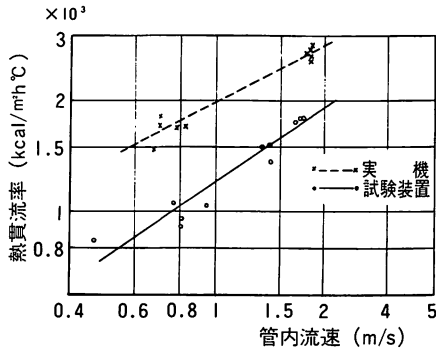


図-16 凝縮器の性能

補機動力は既存の設備に新たに追加されたものを挙げるとフロン系統ではフロンポンプ 150 kw, シール油ポンプ 2.2 kw, 熱水系統では熱水ポンプ 150 kw, 合計 302.2 kwで、所内率は 13.7%となる。しかし冷却水ポンプ 350 kw, 冷却塔ファン 150 kwも本来必要なものとして補機動力に含めると所内率は 36.5%となる。この値は計画ベースであるが、実測性能で評価すると約30%になる。

5・2 動特性

プラント動特性に関するものは、蒸気、熱水および冷却水の流量変化であるが、これらの流量をステップ状に変化させ、フロン系統の応答を調べた結果、いずれの場合もフロン給液弁の制御によって系が安定することがわかった。このうち最も急激な変化が生ずるのは、フロン蒸気流量を変化させた場合で、図-17に一例を示す。これは、加減弁全開から40%開度まで絞ったときの応答である。蒸発器内圧力はフロン蒸気流量が減少するため熱水からの熱供給量が大きくなり、フロン温度は上昇し、圧力も上昇する。蒸発器内液面レベルは加減弁を絞った直後はフロン液供給量はまだ変化していないから、増大するが、しばらくして給液弁がしばらく絞られてくる。凝縮器内圧力は、蒸気流量が急激に減少するため低下する。凝縮器液面レベルは凝縮

量が減少しても給液量はすぐには減少しないため低下し、蒸発器液面レベルを下げるように給液弁が絞られると復元する。

負荷遮断時、タービン回転数の飛び上がりは過速度防止装置によって8%に抑えられた。この場合、フロン系統の応答は安定しており、蒸発器内圧力の上昇は凝縮器へのバイパス弁を開いてフロン蒸気をダンプさせるため蒸発器内圧力は過大にならない。

度差で蒸発器と凝縮器はともに作動しており、蒸発温度と凝縮温度の差は11°Cになっていた。したがってタービンの利用熱落差はあったが、発電機端出力は0になっていたのである。これは、タービン設計条件より

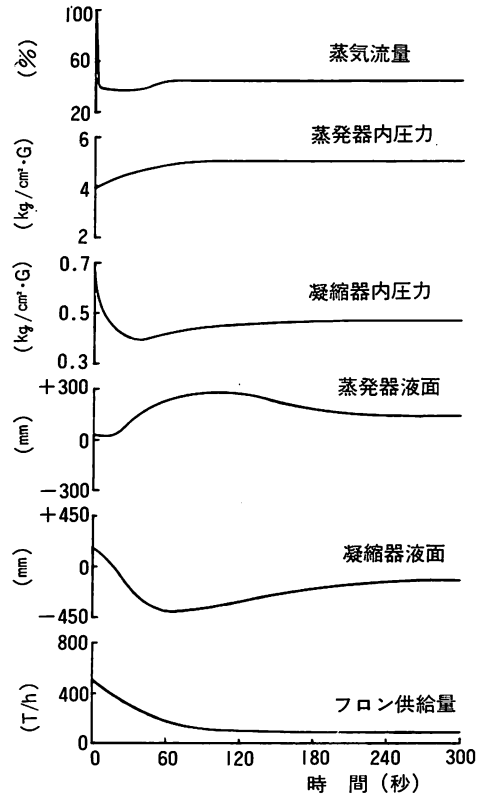


図-17 蒸気流量変化時の応答

5・3 熱水温度の変化による出力変化

熱水温度を低下させて出力がどのように変るかを調べた結果を図-18に示す。蒸発量、出力、蒸発器内蒸気温度は熱水温度の低下に伴って低下するが、凝縮器内温度はほとんど変化しない。熱水温度が40°Cのとき、発電機端出力は0になった。ただし、このとき機械損失に相当するタービン仕事は発生していた。このとき、冷却水温度は16°Cで、温度差は24°Cであった。この温

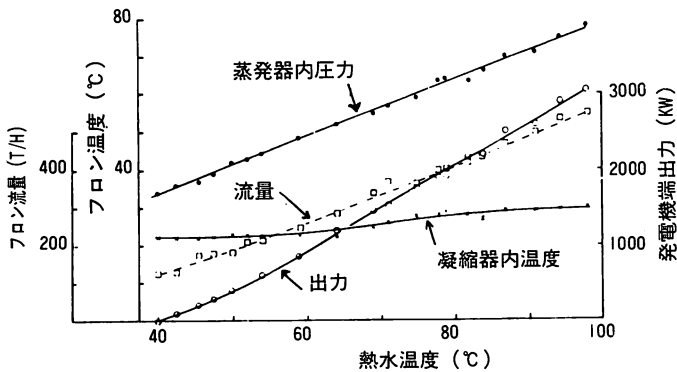


図-18 熱水温度と発電機端出力の関係

もかなり低い蒸気速度でノズル、羽根を通過するため蒸気は羽根の背面にぶつかるように入り、ほとんど転向しないで羽根から出るようになり、羽根での動力が得られなくなる。この限界の条件を与える温度差を計算すると約7℃となり、温水温度は36℃に相当する。このような低温度差でもそれを設計点として羽根の周速度と角度を適合させれば、タービン出力を取り出すことは可能である。

5・4 保守と稼動状況

フロンの劣化を防止するため、空気、水および油をフロン系内から抽出する装置を設けている。空気は往復動圧縮機で吸引し、ガス冷却器を通過させた後、大気中に放出する。ガス冷却器の凝縮液中には水分を含むので、気水分離器で水分を除去する。タービン軸端からのフロン漏洩はメカニカルシールによって完全に防止しているが、シール油がフロン側に混入するので

油分離器で油分を除去している。

フロン系内の各部から抽出したフロン分析結果を表2に示す。これは運転開始後7カ月目のデータである。水分はフロン系内に漏れ込んだ空気に含まれていたものである。この水とフロンが反応して酸が生じている。また、フロン21は当初から含有されていたものであるが、フロン11の分解によって若干増加している。なお、この分析は毎月行なっているが、運転開始後、ほぼ同じデータが得られており、今後、劣化が急激に進行することはないと推定される。

フロンの漏洩は軸端からはないが、運転当初はゲージ配管の接手やバルブからの漏れや、開放時に系内に充満していたフロン蒸気の未回収損失などがあったが、最近では漏洩はほとんどない。

昨年10月以降は、工場定期休止時を除いて連続運転を行っており、稼動率は約96～97%となっている。

表2 フロン分析

採取場所	純分(%)	水分(ppm)	酸分(ppm)	蒸発残分(%)
凝縮器	フロン11 99.988 フロン21 0.011 他 0.001	28	0.1	0.0
予熱器	フロン11 99.988 フロン21 0.011 他 0.001	11	0.4	0.0
蒸発器	フロン11 99.989 フロン21 0.010 他 0.001	9	0.4	0.0
初期液	フロン11 99.996 フロン21 0.002 他 0.002	3	0.0	0.0

6. 今後の適用

熱水排熱源は、製鉄所では転炉フード冷却水以外にコークス炉ガス冷却水、加熱炉スキッド冷却水、高炉ステーブ冷却水など多量にある。これらの冷却水は熱源出口温度が50℃前後のものが多く、現在ではたいていの場合、熱回収されずに冷却塔や海水で冷却し、放熱している。これを熱回収するに当っては、回収電力の増大と経済性の向上のため温度レベルを100℃前後に上げることが望ましい。その場合、排熱量一定の条件で、熱源の冷却水量と出入口での温度差は変えずに温度レベルのみを上げる方法と冷却水量を減少させて温度上昇を高める方法とがあるが、蒸発器入口熱水温度を同じにして回収電力を比較すると一般的に前者の方が有利である。それは両者とも発生フロン蒸気量はほぼ同じであるが、前者の方が蒸気温度が高くなり、図-5から明らかなように熱効率がよくなるからである。ただし、温度レベルを上げる場合、機器の熱変形や熱応力など不具合を生じないよう配慮すべきである。

低温ガス排熱源、例えば、加熱炉ガスやセメントプラント排ガスなどの熱回収にフロンタービンは適用可能である。この場合、フロン蒸発器を排ガスで直接加熱する方式と熱水などを介して間接加熱する方式とが考えられるが、熱交管の媒体側壁面温度が媒体の許容温度以下の場合には前者、許容温度を越える場合は後者とすべきであろう。

熱水と排ガスの利用として、例えば、ディーゼルエンジンのシリンダー冷却水と排気ガスの熱回収を行ない、エンジンの総合効率を改善することも可能である。

7. あとがき

フロンタービンを用いると従来の蒸気プラントでは利用困難な100℃以下の熱水からの電力回収が可能なこと、転炉フード冷却水のような間欠的熱源には蓄水タンクを設けて連続利用が可能であることが今回開発のフロンタービンプラントによって実証された。本報告が今後の低温排熱回収を行なうに当って参考になれば幸いである。

終りに、本フロンタービンの開発は住友金属工業㈱と共同で実施され、同社エネルギー管理室山本室長および鹿島製鉄所設備部浦島部長をはじめとする多数の関係各位から御指導・御協力をいただいたことに対し厚く感謝します。

文 献

- 1) サンシャイン計画地熱エネルギー研究成果講演要旨集、昭和54年9月
- 2) 石川島播磨技報、1974, vol.14, No 5, p 578, 490 kw フロンタービン発電装置の概要
- 3) 川崎技報、1970, No 37, p 20, フロンタービンプラントの研究
- 4) D. O. E Report, Semianual Progress Report for Idaho Geothermal Program Oct. 1, 1977. to Mar. 31, 1978
- 5) 12 th, IECEC, 1977, p 1090, Binary Rankine cycle waste heat recovery system.