

優良省エネルギー設備顕彰事例①

新設設備部門 省エネルギーセンター最優秀賞

極寒冷地における排熱回収を利用した 熱回収カスケード型ヒートポンプシステム

設備所有者：よつ葉乳業株式会社 十勝主管工場
設備施工者：株式会社ダイキンアプライドシステムズ

建物の概要

名称：よつ葉乳業(株)十勝主管工場
所在地：北海道河東郡音更町新通
20丁目3番地
概要：建屋 地上3階建
延床面積 約16,253m²
構造 S造
用途 食品工場

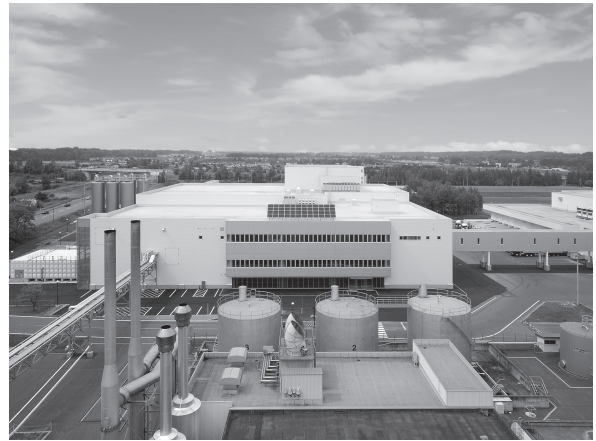
1. システム開発の目的とその背景 目的

近年、ヒートポンプシステムは、省エネルギー性、環境性及び経済性から、普及率は年々増加し、更なる高効率化や温水の高温取出しが可能な装置の開発が進んでいる。

しかしながら、寒冷地における暖房システムは、灯油または重油を燃焼させるボイラ等の熱源を利用したシステムが大半を占めている。ヒートポンプが普及されていない理由として、立ち上がりのスピード、低外気における効率の低下と加熱能力の減少、デフロスト時の対応などが挙げられ、これらの問題を解決することがヒートポンプ導入への課題となる。

今回、低炭素環境負荷低減型モデル工場をコンセプトとし、北海道に拠点を置くよつ葉乳業(株)乳製品工場の新築を計画する際、その手法の一つとして、工場内での未利用エネルギーを有効活用し、省エネ及び環境負荷低減を行うこととした。

次項に、計画前での事前調査内容を含め、本システムに至る経緯を記載する。



よつ葉乳業株式会社十勝主管工場 外観

乳製品工場の特徴

乳製品工場新築において、以下の範囲を設計・施工する。

- ①チルド水供給設備
- ②工場空調設備（冷房／暖房）
- ③蒸気供給設備
- ④圧縮空気供給設備
- ⑤清水供給設備
- ⑥給湯設備

これらのうち、①チルド水供給設備は、氷蓄熱ユニットを介して年間を通じて0.0～0.5℃の冷水を、製品冷却用として供給している。冷熱源には水冷式冷凍機を利用している。

②工場空調設備は、夏季冷房用として水冷式又は空冷式冷凍機を、中間期から冬季の暖房には蒸気ボイラによる蒸気を加熱源に利用している。

2. 設備・システムの概要

既存方式

図1に、冬季での既存システムの設備フローを示す。①チルド水供給設備と、②工場空調設備は、それぞれ単独のシステムとなっており、冷凍機によるチルド用冷水供給と、蒸気ボイラによる暖房空調をそれぞれ行っている。空調用冷凍機は冷房専用であり、中間期から冬季の暖房期間は停止している。

冬季の暖房空調は、蒸気ボイラを熱源としているが、暖房で使用する温度は、45～50℃で対応可能である。

一方、チルド用冷凍機は、一年中冷却負荷がある。その冷却工程で冷凍機より発生する排熱は、冬季でも冷却塔より大気中に放熱している。今回、この冬季に放熱されている排熱を暖房用ヒートポンプに利用することに着眼した。

経過

平成21年	設計、仕様検討
平成22年	施工、試運転等
平成23年	引渡し等

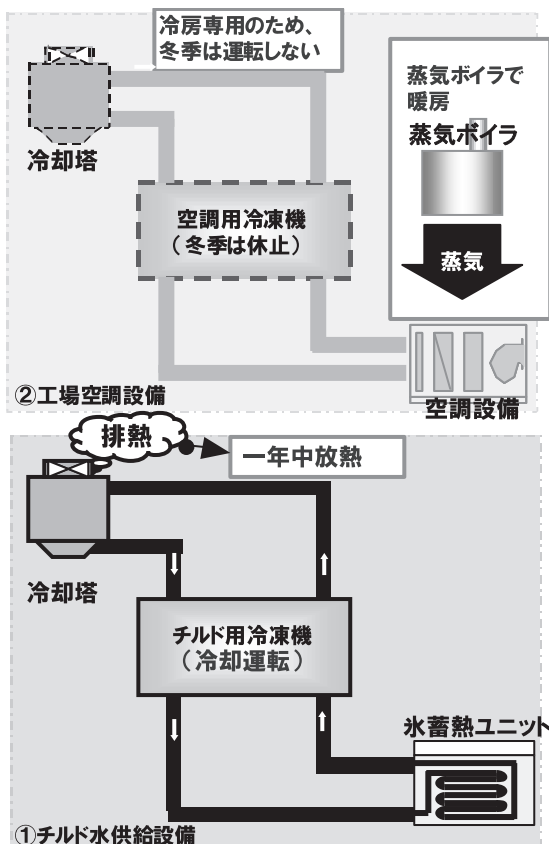


図1 従来の冬季システム

熱回収カスケード型ヒートポンプシステム

今回開発した冬季におけるシステムフローを図2に示す。既存方式ではそれぞれ単独での構成となっていた工場空調設備とチルド水供給設備を連携したシステムとし、冷却塔で放熱していた冷却排熱を空調用冷凍機の冷却側に利用することで、ヒートポンプで温ブラインをつくり暖房を行う。従来棄てていた未利用エネルギーを有効活用することで、ヒートポンプを利用した効率の良い設備としている。結果、蒸気量を減らすことができ、CO₂発生量を抑えることを可能とする。

主要機器

- ・空調用冷凍機×2台
冷房能力453kW/台 暖房能力 578kW/台
- ・チルド用冷凍機×3台
冷却能力328kW/台
- ・水蓄熱ユニット×3基
蓄熱量 2,816kWh/基
- ・密閉式冷却塔、温ブラインタンク、熱交換器類、ポンプ類、制御機器類等一式

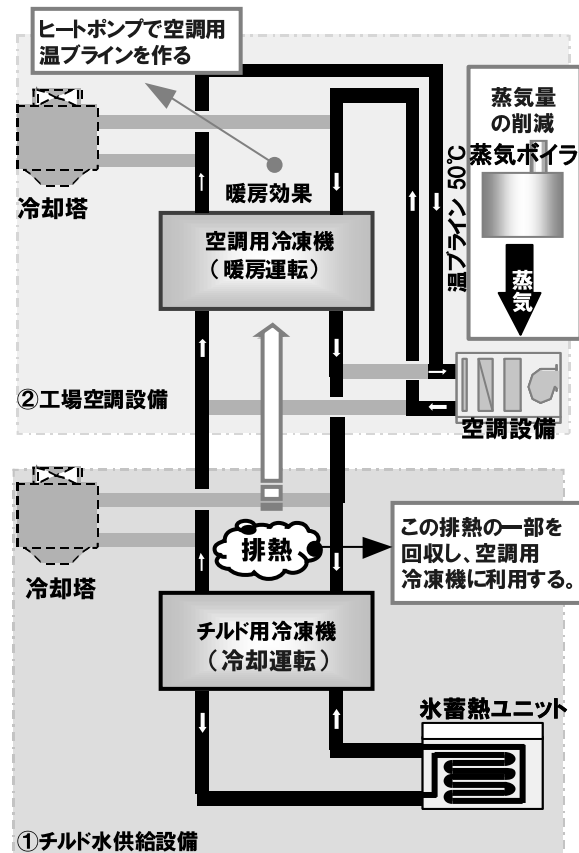


図2 本システムの概要 (冬季)

3. 着想

排熱の利用

-25℃の極寒冷地においてヒートポンプシステムによる安定した暖房を行うためには、外気以外の熱利用が必要となる。本件では、冬季も安定した発生量があるプロセス冷却での排熱利用に着目した。今回、暖房用のヒートポンプ熱源には配管経路をチルド用冷凍機へ切替ることで、空調用冷凍機を対応させた。これにより、空調用冷凍機は年間を通した利用が可能となる。

チルド水供給設備からの冷却排熱の変動に対して、空調用冷凍機のヒートポンプ運転による暖房運転を対応させるために、余剰排熱を冷却塔で放熱させ、排熱量不足の対策として、バックアップ用の蒸気熱交換器を組み合わせている。

冷却排熱と空調用冷凍機における熱の収支の実測データを図3に示す。

チルド水供給設備からの排熱の一部が、空調用冷凍機で回収され、余剰排熱分を冷却塔で放熱している。

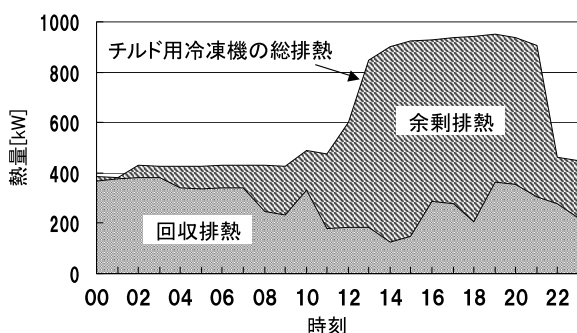


図3 回収排熱と余剰熱量の収支
(H24年3月1日データ)

4. 効果 (省エネルギー)

省エネルギー効果を表1に示す。①、②は導入前の計画値を示し、④は3月～11月までの実測データと、暖房運転の3月、4月、11月データを元に想定した1月、2月、12月を表したものである。また、③既存方式は④と同じ負荷とした場合で算出している。

実測負荷の比較③と④において、[CO₂発生量：70%、エネルギー費：74%]は、計画時の[CO₂発生量：60%、エネルギー費：63%]に対して、10%程度低い値を示しているが、稼働率が上が

れば、計画値に近い効果が見込めるであろう。

5. 投資回収 (省マネー)

【導入後想定値】

A：本設備の施工費

※従来設備と本設備との差額

=50,000千円

B：年間削減エネルギー費用 (実測)

=49,906千円-36,961千円/年

=12,945千円/年 (表1より)

投資回収年数 (A/B) は、3.9年となる。

6. 他の建物への応用性

乳製品工場に限らず食品工場の製造工程は、加熱と冷却が必要であり、加熱には蒸気ボイラが多く採用されている。近年ヒートポンプによる高温取出しが可能な機器が普及してきたことで、ヒートポンプ利用による温度帯が広がり、温水への転換によるシステム構築は容易になりつつある。ただし、安定した冷却熱の有無と、その投資対効果が問題となってくる。

本システムでは、未利用エネルギーであった中温排熱 (20～30℃) を利用し、ヒートポンプで高温化 (50℃) している。ヒートポンプ機器の利用による高効率化だけでなく、工場の排熱を利用するシステムを取り込む事により、更なる省エネルギー化が可能となる。また冬季に冷凍機を停止させることなく、年間稼働させている点においても、投資対効果は向上する。

以上より、食品工場においては極寒冷地に限らず、本方式でのヒートポンプが数多く使用されることが可能である。また暖房空調に限らず、製品プロセスでの加熱用途に広げるとさらにその範囲拡大に繋がる。

7. 仕様又は開発製品、システム、部品等の仕様

特許出願及び申請済み

2001-304618号

排熱回収を利用したヒートポンプシステム

8. 環境保全、便利性等

【導入前CO₂削減量 (計画値)】 (図4)

3,488ton-CO₂/年-2,104ton-CO₂/年

表1 省エネルギー効果

2012年	項目	単位	計画時効果比較				実測値による効果比較			
			①既存方式 (計画値)		②今回方式 (計画値)		③既存方式 (推定値)		④今回方式 (2012年実測値)	
						②/①	※		④/③	
3月 (暖房)	電力量	MWh/月	223	100%	315	141%	159	100%	246	155%
	蒸気量	ton/月	1,301	100%	212	16%	425	100%	44	10%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	370	100%	195	53%	163	100%	128	79%
	エネルギー費	千円/月	8,639	100%	4,890	57%	3,899	100%	3,278	84%
4月 (暖房)	電力量	MWh/月	216	100%	305	141%	173	100%	235	136%
	蒸気量	ton/月	1,127	100%	79	7%	257	100%	5	2%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	332	100%	164	49%	136	100%	115	85%
	エネルギー費	千円/月	7,766	100%	4,164	54%	3,318	100%	2,957	89%
5月 (暖房/冷房)	電力量	MWh/月	246	100%	244	99%	188	100%	219	117%
	蒸気量	ton/月	532	100%	0	0%	34	100%	0	0%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	226	100%	118	52%	98	100%	106	108%
	エネルギー費	千円/月	5,467	100%	3,050	56%	2,505	100%	2,742	109%
6月 (冷房)	電力量	MWh/月	289	100%	197	68%	196	100%	223	114%
	蒸気量	ton/月	0	100%	0	0%	0	100%	0	0%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	140	100%	95	68%	95	100%	108	114%
	エネルギー費	千円/月	3,611	100%	2,460	68%	2,445	100%	2,782	114%
7月 (冷房)	電力量	MWh/月	338	100%	248	73%	245	100%	252	103%
	蒸気量	ton/月	0	100%	0	0%	0	100%	0	0%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	164	100%	120	73%	119	100%	122	103%
	エネルギー費	千円/月	4,224	100%	3,098	73%	3,067	100%	3,146	103%
8月 (冷房)	電力量	MWh/月	341	100%	250	73%	275	100%	280	102%
	蒸気量	ton/月	0	100%	0	0%	0	100%	0	0%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	166	100%	121	73%	133	100%	136	102%
	エネルギー費	千円/月	4,269	100%	3,122	73%	3,432	100%	3,506	102%
9月 (冷房)	電力量	MWh/月	282	100%	261	93%	225	100%	260	115%
	蒸気量	ton/月	408	100%	0	0%	0	100%	0	0%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	219	100%	126	58%	109	100%	126	115%
	エネルギー費	千円/月	5,354	100%	3,257	61%	2,818	100%	3,254	115%
10月 (冷房/暖房)	電力量	MWh/月	223	100%	304	136%	172	100%	217	126%
	蒸気量	ton/月	1,029	100%	0	0%	0	100%	0	0%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	315	100%	147	47%	83	100%	105	126%
	エネルギー費	千円/月	7,415	100%	3,799	51%	2,147	100%	2,712	126%
11月 (暖房)	電力量	MWh/月	216	100%	305	141%	160	100%	230	144%
	蒸気量	ton/月	1,226	100%	175	14%	237	100%	0	0%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	352	100%	183	52%	125	100%	112	89%
	エネルギー費	千円/月	8,214	100%	4,593	56%	3,063	100%	2,875	94%
1, 2, 12月 (暖房) ≪想定値≫	電力量	MWh/月	647	100%	914	141%	486	100%	703	145%
	蒸気量	ton/月	4,412	100%	1,933	44%	3,807	100%	204	5%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /月	1,203	100%	833	69%	1,003	100%	382	38%
	エネルギー費	千円/月	27,945	100%	20,121	72%	23,213	100%	9,709	42%
年間	電力量	MWh/年	3,020	100%	3,341	111%	2,279	100%	2,866	126%
	蒸気量	ton/年	10,034	100%	2,399	24%	4,760	100%	253	5%
	CO ₂ 発生量	ton-CO ₂ /年	3,488	100%	2,104	60%	2,065	100%	1,441	70%
	エネルギー費	千円/年	82,903	100%	52,555	63%	49,906	100%	36,961	74%

※③既存方式(推定値)の算出(実測データ④からエネルギー使用量を逆算した。)

電力量③ = 実測負荷(チルド及び冷房)を既存方式でのチルド供給設備及び工場空調設備のCOPより算出

蒸気量③ = 実測暖房負荷を蒸気に対応した場合で算出

注記) CO₂ 排出量単位

電気: 0.485ton-CO₂/MWh (北海道電力2011年度実績値)

蒸気: 0.2016ton-CO₂/ton (水80℃⇒蒸気1.3MPaのエンタルピー差[2,449kJ/kg]) / (ボイラ効率0.87)

× (C重油のCO₂発生量0.0716kg-CO₂/MJ) / 1,000

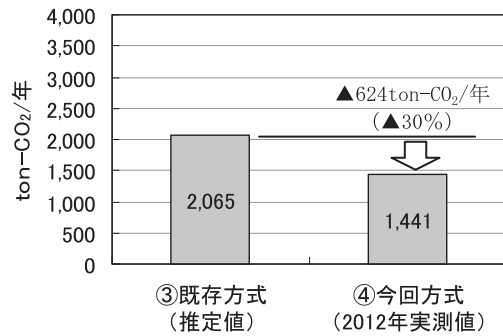
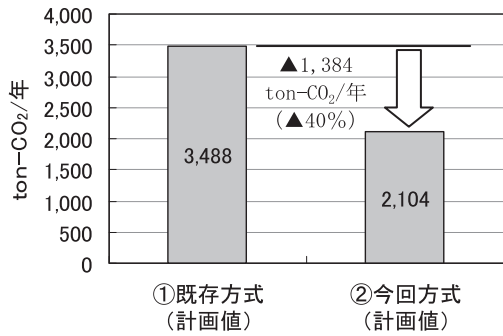


図4 CO₂発生量比較

$=1,384\text{ton-CO}_2/\text{年}$ (▲40%)
 【導入後CO₂削減量 (実測値からの想定)】
 $2,065\text{ton-CO}_2/\text{年} - 1,441\text{ton-CO}_2/\text{年}$
 $=624\text{ton-CO}_2/\text{年}$ (▲30%)

9. 工夫した点、発想した点、創作した点、新しい点等、設備の特徴

開発した暖房運転時におけるシステムフローを図5に示す。

(1) 系内密閉サイクル

暖房運転において、熱交換器を使わずに、空調用冷凍機の冷ラインとチルド水供給設備の冷却ラインをミキシングさせることで、熱ロスを出さないようにしている。そのため、冷温ライン・冷却ライン配管系統は同一系密閉サイクルとしている。また、密閉方式のその他の利点とし

て、系内使用流体が空気に触れることが無い為、ラインに汚れが発生せず、プレート内部の汚れや、ゴミ詰まりが無く、熱媒体系はほぼメンテナンスフリーである。

(2) 空調用冷温ラインとチルド水供給設備の冷却水の流路切替

空調用冷ラインヘッダと温ブラインタンク(冷却ブラインタンク)の出入口に自動バルブを設置し、冷房運転-暖房運転で開閉動作を逆転させ、流路を切り替えている。冷房時は冷ラインヘッダから冷ラインを空調機へ供給する空調用系統になり、温ブラインタンクは冷却ブラインタンクとなる。暖房時においては、冷ラインヘッダがチルド水供給設備からの冷却ライン系統に繋がり、温ブラインタンクは50℃の空調温ブラインタンクとなる。

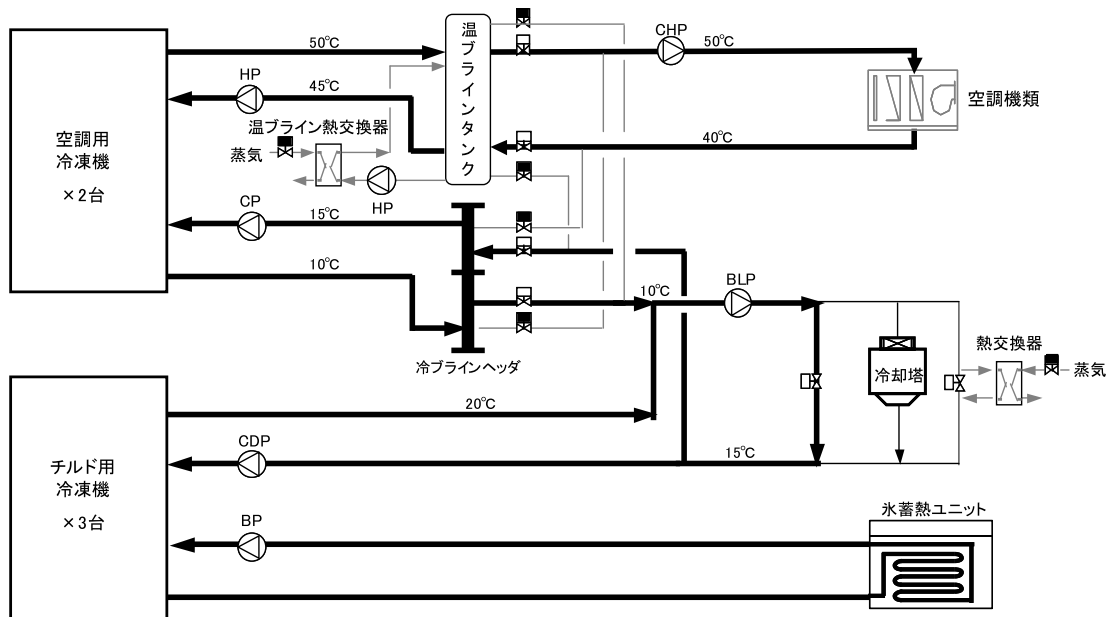


図5 暖房時におけるシステムフロー

(3) 温水の大温度差設計

暖房時、既存の蒸気利用による暖房空調から、温水供給に変更しているため、ポンプの搬送動力の増加が発生する。これらを最小限にするため、10℃の大温度差設計として暖房時の搬送動力の低減化を図っている。暖房時の実運転データでの温度差は、図6に示すように、平均10.8℃で推移している。

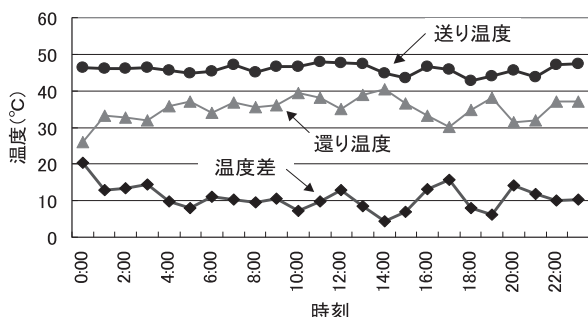


図6 暖房時の空調用温ライン温度 (H24年3月1日データ)

10. 市販性、販売状況、適用市場の大きさ、競合品又はシステムの比較、販売実績(国内、外)等 食品工場のほとんどで、一年中冷却負荷があり、未利用エネルギーが棄てられている。この市場におけるヒートポンプの需要は、寒冷地である北海道の食品工場において実績が残せたことにより、全国への拡大につながり、環境負荷の低減に大きく貢献することができる。

11. 外観、構造図



図7 熱源設備全体写真

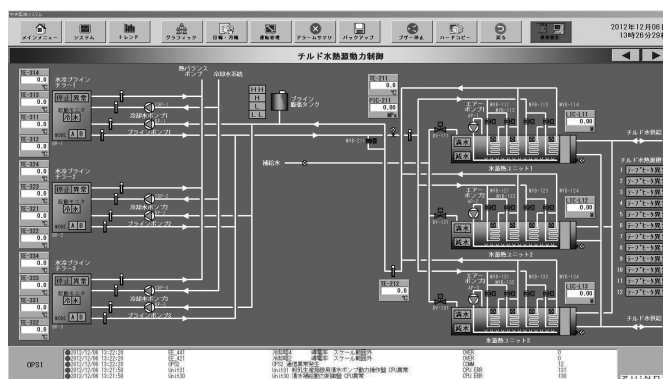


図8 チルド水供給設備 監視画面

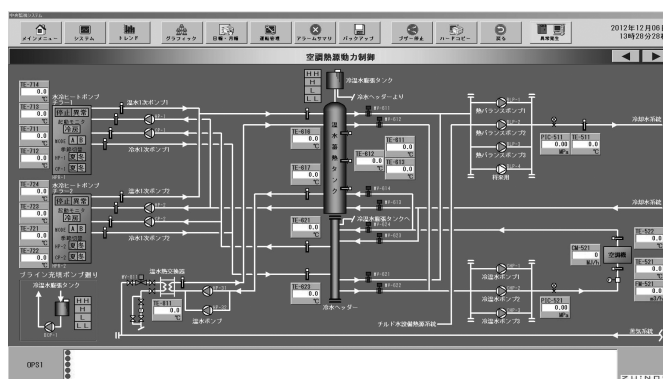


図9 工場空調設備 監視画面