

ガスエンジンヒートポンプによるロードヒーティングシステムの開発

岡 喜秋, 石山 栄三, 富田 和彦
 上出 光志, 保科 秀夫
 菅原 久広*, 伊藤 俊孝*

Development of Road Heating System by Town-Gas Engine Heatpump

Yoshiaki OKA, Eizo ISHIYAMA, Kazuhiko TOMITA
 Mitushi KAMIDE, Hideo HOSHINA
 Hisahiro SUGAWARA*, Toshitaka ITO*

抄 録

ランニングコストの少ないロードヒーティングとして、ガスエンジンヒートポンプを応用したシステムの開発を行った。この方式は都市ガスを燃料としたエンジンからの出力でヒートポンプの圧縮機を駆動し、大気から熱を得る。この熱により加熱した不凍液で、路面下に埋設したパイプを介して路盤を暖め融雪を行う方式で、電熱線方式に比較して、コストを半分以下にすることができる。

1. まえがき

スパイクタイヤは、冬期間の自動車の走行性能を高めるということから、広く普及してきたが、道路舗装面を損耗し、粉じんを発生させる問題がある。これらの諸問題を解決するため、スパイクタイヤからスタッドレスタイヤへと移行しつつあるが、スタッドレスタイヤは、路面がアイスバーン状態になると車両の制動性能がやや劣るといったデータもあり、今まで以上の道路環境整備が求められている。このような状況において、道路の改築事業等により勾配緩和が不可能な場合には、ロードヒーティングが有効な手段と考えられている。道道においてもロードヒーティングは現在 170 箇所にも及んでおり、そ

の 90%以上が電力を使用しているために、年間の維持費が数億円にも及んでいる。このために維持費の少ない方式の一つとして、ガスエンジンヒートポンプをロードヒーティングの熱源として応用するシステムについて検討を行った。

現在、一般に行われているロードヒーティングの種類を図 1, 2 に示す。現在利用されているロードヒーティ

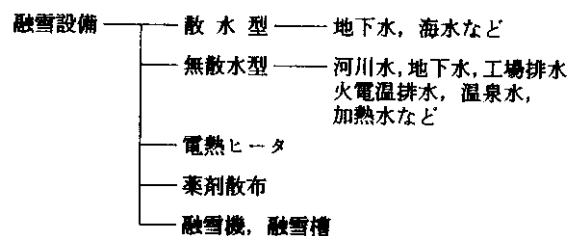


図 1 融雪設備の種類

* 北海道土木部道路課

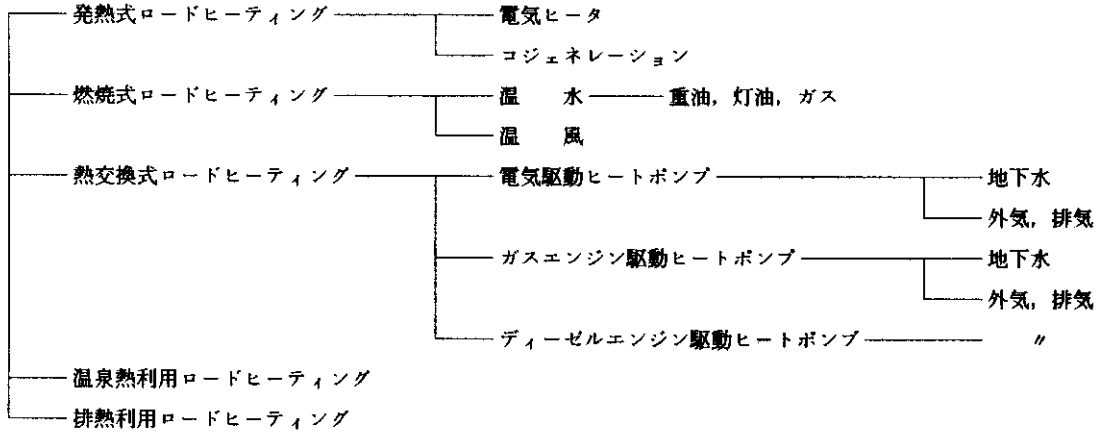


図2 ロードヒーティングの種類

ロードヒーティングの熱源としては次のようなものがあるが、90%以上が電気を使用した発熱式のロードヒーティングで、高価な電力を使用しているため維持費が高くつく。燃焼式のロードヒーティングは温水ボイラなどで、比較的維持費の安い重油、灯油、ガス等を燃焼し不凍液を加熱して30~50℃の温度とし、樹脂パイプを通して路盤を暖める方式である。本試験で行った方式は熱交換式で、ヒートポンプを利用したシステムのため、燃焼式よりさらに維持費は少なくなる。また、重油、灯油は安定供給、貯蔵に問題はあがるが、本方式は都市ガスを燃料とするため、燃料の供給は安定している。

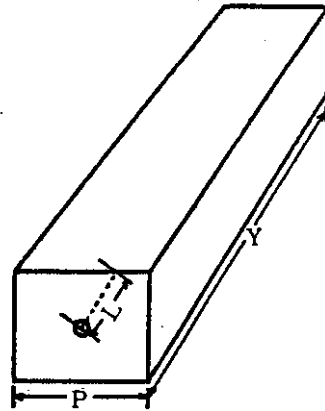


図3 路盤の模型

2. 基本的考え方

2.1 ロードヒーティングの熱負荷計算

ロードヒーティングの基礎的な熱負荷計算を行う。設計条件として次のとおりに仮定する。(図3参照)

- 降雪量 (H) : 0.03 m/h
- 気温 (Ta) : -5 °C
- 風速 (V) : 2 m/s
- 路面温度 (Ts) : 1 °C
- 長さ (Y) : 100 m
- ピッチ (P) : 0.15 m
- 深さ (L) : 0.1 m
- 雪密度 (d) : 60 kg/m³
- 温水流量 (W) : 300 l/h
- 温水供給温度 (Ti)
- 温水戻り温度 (To)

温水平均温度 (T)

融解熱量 (Q₁)

水の融解熱 (B);80kcal/kg{335kJ/kg}

$$Q_1 = B \cdot (H \cdot d) \cdot Y \cdot P$$

$$= 2,160 \text{kcal/h} \{9,041 \text{kJ/h}\} (144 \text{kcal/m}^2 \text{h} \{603 \text{kJ/m}^2 \text{h}\})$$

顕熱量 (Q₂)

雪の比熱 (C);0.5kcal/kg°C{2.1kJ/kgK}

$$Q_2 = C \cdot (Ts - Ta) \cdot (H \cdot d) \cdot Y \cdot P$$

$$= 81 \text{kcal/h} \{339 \text{kJ/h}\} (5 \text{kcal/m}^2 \text{h} \{21 \text{kJ/m}^2 \text{h}\})$$

風による放熱量 (Q₃)

水膜伝熱係数 (h₁);16kcal/m²h°C{67kJ/m²hK}

$$Q_3 = h_1 \cdot (Ts - Ta) \cdot Y \cdot P$$

$$= 1440 \text{kcal/h} \{6,028 \text{kJ/h}\} (96 \text{kcal/m}^2 \text{h} \{402 \text{kJ/m}^2 \text{h}\})$$

m²h)

気化熱 (Q₄)

0°Cにおける蒸発潜熱 (R);

$$597\text{kcal/kg}\{2,499\text{kJ/kg}\}$$

物質移動係数 (kG);

$$0.048\text{kg/m}^2\text{hmmHg}\{0.36\text{kg/m}^2\text{hPa}\}$$

0°Cにおける水蒸気圧 (Fs);

$$2.5\text{mmHg}\{0.33\text{kPa}\}$$

-5°Cにおける水蒸気圧 (F);

$$1.7\text{mmHg}\{0.23\text{kPa}\}$$

$$Q_4 = R \cdot (F_s - F) \cdot Y \cdot P \cdot kG$$

$$= 345\text{kcal/h}\{1,444\text{kJ/h}\}\{23\text{kcal/m}^2\text{h}\{96\text{kJ/m}^2\text{h}\}\}$$

所要熱量 (Q₅)

$$Q_5 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

$$= 4,026\text{kcal/h}\{16,853\text{kJ/h}\}\{268\text{kcal/m}^2\text{h}\{2,244\text{kJ/m}^2\text{h}\}\}$$

パイプ下方への放熱量 (Q₆)

$$Q_6 = 0.2 \cdot Q_5$$

$$= 805\text{kcal/h}\{3,370\text{kJ/h}\}\{54\text{kcal/m}^2\text{h}\{226\text{kJ/m}^2\text{h}\}\}$$

全所要熱量 (Q₇)

$$Q_7 = Q_5 + Q_6$$

$$= 4,831\text{kcal/h}\{20,222\text{kJ/h}\}\{322\text{kcal/m}^2\text{h}\{1,348\text{kJ/m}^2\text{h}\}\}$$

表1 各熱量の割合

熱量の種類	熱量	%
(単位)	kgf/m ² h {kJ/m ² h}	
融解熱量 (Q ₁)	144 {603}	45
顕熱量 (Q ₂)	5 {21}	1
風による放熱量 (Q ₃)	96 {402}	30
気化熱 (Q ₄)	23 {96}	7
パイプ下方への放熱量 (Q ₆)	54 {23}	17
全所要熱量 (Q ₇)	322 {1145}	100

以上の計算結果をまとめると表1のようになる。

この計算は気温-5°C, 風速2m/sの気象条件下で、毎時30mmの降雪のあるときに、雪が降ると同時に融雪

を行うために必要な熱量が322kcal/m²h {1,348kJ/m²h}であることを意味しており、45%が融雪のための熱量である。車道においては、完全融雪は必要なく路面がシャーベット状態で、わだちが露出していれば問題はない。路面を雪が覆っていれば、断熱材となり、風による放熱、気化熱は必要なくなり、203kcal/m²h {850kJ/m²h}で十分であることが分かる。札幌市のデータでは路面放熱量を180kcal/m²h {754kJ/m²h}とすると、62年度の気象では凍結危険率を1%程度にすることができるとの報告がある。

2.2 温水から路盤表面までの伝熱係数

温水からコンクリート表面間の総括伝熱係数 (U):

$$\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \{ \text{kJ/m}^2\text{hK} \}$$

温水からコンクリート表面間の平均伝熱面積 (A)

$$= P \cdot Y : 15\text{m}^2$$

パイプの内径 (D): 0.013m

パイプの肉厚 (l): 0.002m

温水からパイプ間の境膜伝熱係数 (h₂):

$$4100\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \{ 17,163\text{kJ/m}^2\text{hK} \}$$

パイプの熱伝導率 (λ_p):

$$0.2\text{kcal/mh}^\circ\text{C} \{ 0.84\text{kJ/mhK} \}$$

コンクリートの熱伝導率 (λ_c):

$$1.3\text{kcal/mh}^\circ\text{C} \{ 5.4\text{kJ/mhK} \}$$

(セメント・コンクリート)

$$: 0.9\text{kcal/mh}^\circ\text{C} \{ 3.8\text{kJ/mhK} \}$$

(アスファルト・コンクリート)

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_2 \cdot \pi \cdot D \cdot Y} + \frac{1}{\lambda_p \cdot \pi \cdot D \cdot Y} + \frac{L}{\lambda_c \cdot D \cdot Y}$$

上記の式により計算すると

$$1/U \cdot A = 0.0076\text{h}^\circ\text{C} / \text{kcal} \{ 0.031\text{hK} / \text{kJ} \}$$

$$U \cdot A = 131\text{kcal/h}^\circ\text{C} \{ 548\text{kJ/hK} \} \{ 8.73\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \{ 36.5\text{kJ/m}^2\text{hK} \} \}$$

また、次の式により温水温度を算出すると、

$$Q_7/A = U \cdot (T - T_s)$$

ここで、Q₇ = 322kcal/h²C {1,348kJ/hK}, T_s = 1°Cとすると、

$$322 = 8.73 \cdot (T - 1)$$

$$T = 37.8^\circ\text{C} \text{ (アスファルトコンクリートの場合は } 49.1^\circ\text{C} \text{ となる。)}$$

各条件下での必要温水温度を計算すると次の表2のよ

表2 各条件下での必要温水温度

舗装の種類	厚さ (mm)	放熱量 (kcal/m ² h) {kJ/m ² h}		
		322 {1,348}	180 {753}	150 {628}
アスファルト	100	49.1℃	27.8℃	23.4℃
コンクリート	50	31.1℃	17.8℃	15.0℃
セメント	100	37.8℃	21.6℃	18.2℃
コンクリート	50	25.5℃	14.7℃	12.5℃

うになる。2.1で算出した322kcal/m²h{1,348kJ/m²h}の路面放熱量での必要温水温度はアスファルトコンクリートでパイプかぶり厚さ100mmの場合約50℃である。路面放熱量が180kcal/m²h{754kJ/m²h}の場合は28℃となり、かぶり厚さ50mmの場合、さらに温水温度は低く31,18℃となる。熱伝導率の良いセメントコンクリートになると、5~10℃アスファルトコンクリートより低い温水温度で融雪が可能となる。一般に道内の車道はアスファルトコンクリートにより舗装されており、また温水用樹脂パイプは路面下100mmに埋設されているが、この場合、理論的には約30℃の温水温度が必要になり、札幌市の試験結果と一致する。

また、以下の試験結果で明らかになったことであるが、ガスエンジンヒートポンプで加熱する温水温度が低いほどヒートポンプの効率は高くなることが分かった。そのために、アスファルトコンクリートより熱伝導率のよいセメントコンクリートで舗装をし、さらにかぶり厚さを100mmから50mmとすることにより、15℃の温度でも融雪の可能なことが推測できる。

3. ガスエンジンヒートポンプについて

3.1 ヒートポンプの原理

ヒートポンプは、熱を運ぶ働きをするところから名付けられたもので、一種の加熱装置である。水を低い所から高い所に運ぶためには、モータを動かす電気エネルギーが必要のように、熱を低い所から高い所に運ぶためには、外部からのエネルギーが必要になる。ただ、ボイラーや暖房機と違うのは水、空気などから低温度の熱エネルギーを回収して高温度にし、加熱に利用する点である。この低温度の水や空気などを低熱源と呼んでいる。図4に示すようにQ1の駆動エネルギー（電気モータ、

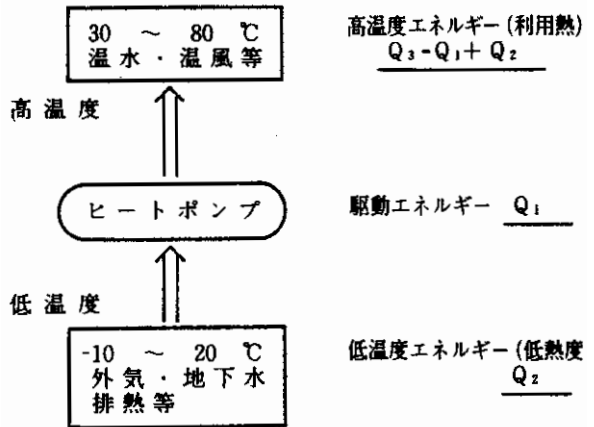


図4 ヒートポンプの概念

ガスエンジン、ディーゼルエンジンなどの駆動出力)を与えることにより、Q2という低熱源からの熱エネルギーを吸収し、温度を高めてQ3の熱エネルギーを得ることができる。このエネルギーの関係は次のとおりである。

$$Q3 = Q1 + Q2$$

この式はヒートポンプにQ1のエネルギーを消費させて、Q1 + Q2のエネルギーを得ることができることを表している。一般のボイラーではQ1のエネルギーを消費すると0.8・Q1程度の熱しか得られない。ヒートポンプの最大の特徴は消費した熱より多くの熱エネルギーを得ることができるということである。更に、熱を取られた低温度の空気、水を利用すると冷房、冷却にも利用できる。

3.2 ガスエンジンヒートポンプの熱収支

ガスエンジンヒートポンプの熱収支を図5に示す。

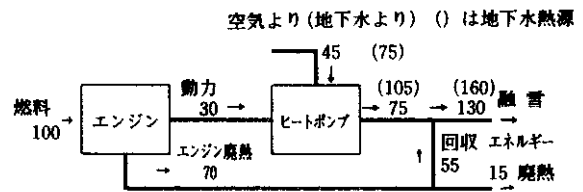


図5 ガスエンジンヒートポンプの熱収支

100の燃料（ガス・灯油等）をエンジンに供給し、熱効率30%のエンジンを使用することにより、30の動力

を得ることができる。エンジンからの 30 の動力でヒートポンプを駆動することにより、空気から 45 の熱エネルギーを採熱し、合わせて 75 の熱エネルギーを得ることができる。エンジンの廃熱 (70) を熱交換器 (約 80%) により回収し、55 の熱エネルギーを得ることができる。ヒートポンプの 75 の熱出力と、熱交換器による回収熱 55 との合計 130 の熱エネルギーを得ることができる。この熱量を融雪のためのエネルギーとして利用することができる。

灯油ボイラは一般的に熱効率が 80% 程度であるが、エンジンヒートポンプは 130% の効率があり、1.63 倍である。また、燃料の消費量としては、エンジンヒートポンプではボイラに比較して 60% で済むことになる。地下水を熱源とするとエンジンヒートポンプの効率は 160% となり、さらに経済効果がある。

4. 基礎試験

4.1 試験装置及び試験方法

試験に使用したガスエンジンヒートポンプは、ヤマハ発動機(株)製の空気熱源エンジンヒートポンプで、表 3 の

表 3 ガスエンジンヒートポンプの仕様

外形寸法	高さ 幅 行	1,990mm 600mm 380mm
重量	175kg	
電源(消費電力)	100V (230W)	
エンジン	形式	4 サイクル横型 OHV 式
	排気容量	293 cc
	軸動力	6.2 ps/2,500 rpm
	始動方式	AC 電源 DC スターター方式
潤滑油	封入量	2,500 cc
冷却水	エチレングリコール	7,200 cc
燃料	都市ガス 6B	5,000 Kcal/Nm ³ {20.928 KJ/Nm ³ }
圧縮機		ロータリ方式
空気熱交換器	熱交形式	プレートフィン付チューブ式
	送風機	60W 2台
冷媒	種類	R-22
	封入量	3.3kg
冷媒制御方式	温度式自動膨張弁	

仕様に示すように燃料は都市ガス 6B(総発熱量; 5,000 kcal/Nm³{20.930kJ/Nm³})で、ガスエンジン; 6.2ps {4.7kW}, 加熱能力; 4,000 ~ 7,000kcal/h {16,744 ~ 29,302kJ/h}, 外形寸法; 高さ 1.99, 幅 0.6, 奥行き 0.38m, 重量 175kg である。ヒートポンプの熱源は上部にある蒸発器で 120W の送風機により毎分 60m³ の空気と熱交換する。ロードヒーティング用として不凍液を加熱するために、図 6 のようにエンジン排熱用熱交換器と凝縮器の 2 台の熱交換器をヒートポンプ外部に設けた方式に改造したものである。エンジンヒートポンプの外観図を図 7 に示す。

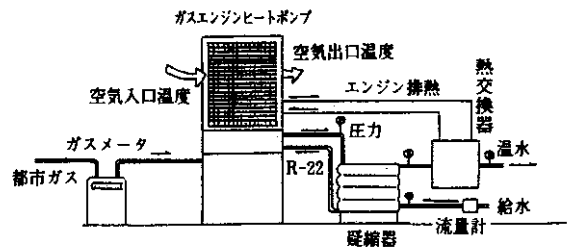


図 6 ガスエンジンヒートポンプ試験装置フロー

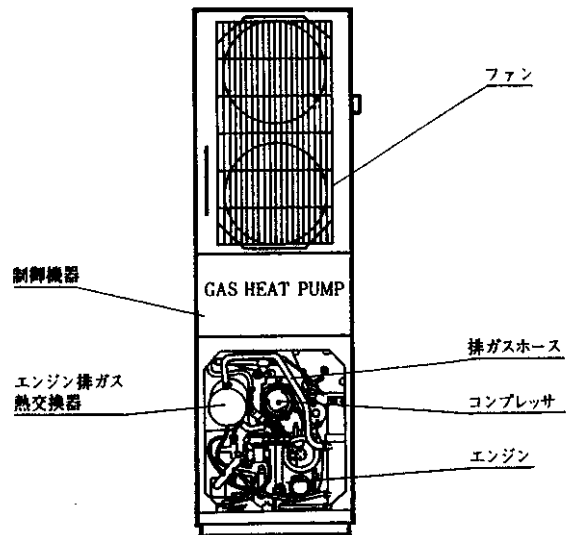


図 7 ガスエンジンヒートポンプ外観図

試験方法はエンジンを一定回転 (2,000rpm) でコンプレッサを駆動し、空気入口温度は外気温度とし、温水の条件は凝縮器とエンジン排ガス熱交換器とを通過する流量を調節して、温水の出口温度を変えた。エンジン回転数と温水出口温度を一定に設定し、定常状態に達した

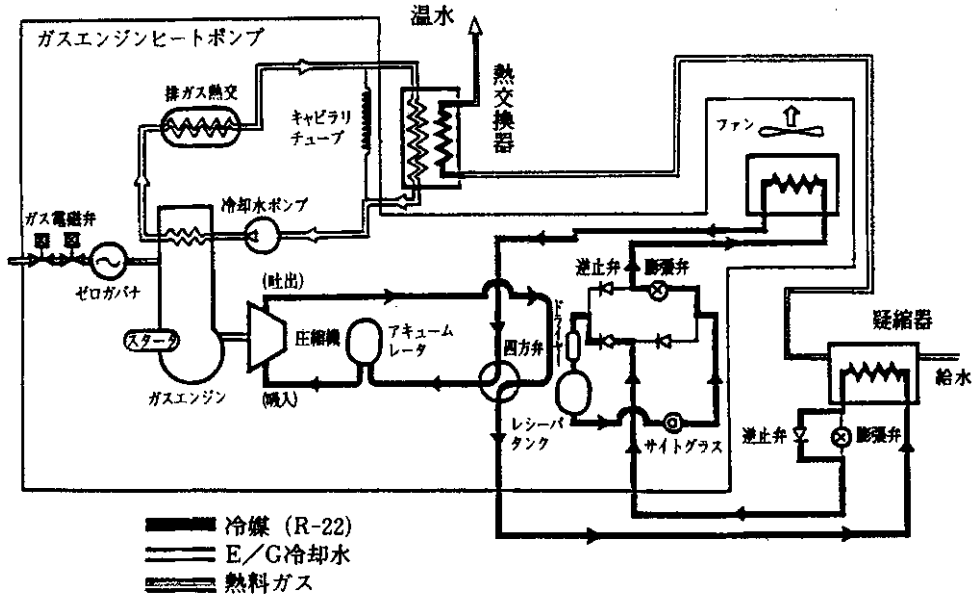


図8 ガスエンジンヒートポンプのしくみ

ところで都市ガスの消費量、温水流量、各部の温度、圧力等を測定し、ガスエンジンヒートポンプの性能を算出した。

4.2 ガスエンジンヒートポンプの構造

図8に示すようにヒートポンプは次のサイクルで動作する

1. ガスエンジンにより圧縮機を駆動し、冷媒 (R-22) を圧縮する。
2. 圧縮されて高温・高圧になった冷媒ガスは外部の凝縮器で給水により冷却されて液化する。
3. 液化した冷媒は膨張弁により減圧されて低温・低圧になる。
4. 低温になった冷媒はヒートポンプ内の熱交換器 (蒸発器) で外気の熱を奪い蒸発しガス体になる。
5. 蒸発した冷媒ガスは再び圧縮機に戻り、同様のサイクルを繰り返す。

4.3 試験結果及び考察

基礎試験の結果を図9に示す。図の横軸は外気温度を表し、縦軸はPER (成績係数)、ヒートポンプ出力を表している。外気温度は16～-4℃で、温水温度については35, 40, 50℃の3条件、エンジン回転数は2,000rpmで試験を行った。PERは次式で表すことができる。

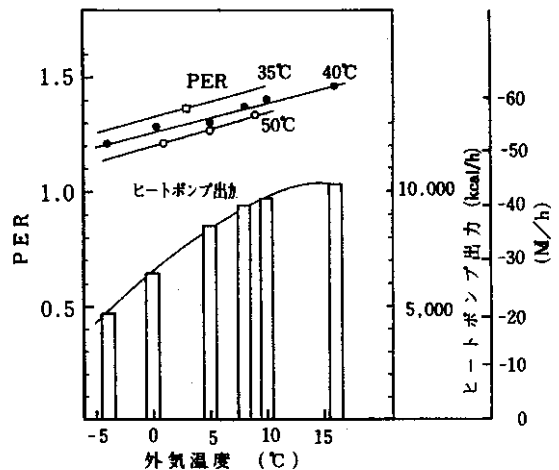


図9 基礎試験結果

$$PER(\text{成績係数}) = \text{ヒートポンプ出力} / \text{都市ガス消費量}$$

この式が示すようにPERが1.3であるということは消費した都市ガスエネルギー以上のヒートポンプ出力があることで、30%は外気からヒートポンプにより回収した熱量であることを表している。

図9より、温水温度40℃に着目すると、外気温度16℃のときPERは1.45で、ヒートポンプ出力は1万kcal/h {41,855kJ/h} であるが、外気温度が低下するに

たがって PER, ヒートポンプ出力共に低下する。外気温度が -4°C になると PER は 1.2, ヒートポンプ出力は $4,800\text{kcal/h}$ ($\{20,093\text{kJ/h}\}$) となる。このことより, ヒートポンプを使用するときはできるだけ外気温度の高い状態で運転する方が効率的であることを示している。

温水温度については 40°C より低温の 35°C でヒートポンプを使用する方が PER は良くなる。逆に高温の 50°C では PER は $0.5 \sim 0.7$ 程度悪くなる。このことはヒートポンプをロードヒーティングに応用する場合は温水温度 (不凍液を使用するときは不凍液の温度) をできるだけ低い温度で使用すべきであることを意味している。

以上の結果をまとめると,

- ロードヒーティング用の熱源としてガスエンジンヒートポンプを利用することにより, ガスボイラに比較して $20 \sim 30\%$ の都市ガスを節約できる。
- ロードヒーティングに使用する不凍液の温度はできるだけ低温の方がヒートポンプは効率が良く, そのため路盤構造を工夫する必要がある。
- 外気温度についてはできるだけ高い温度のときにヒートポンプを運転する方が効果的である。
- しかし, ロードヒーティングの必要なときは, 外気温度が低い夜間, 明け方が多く, そのため日中の比較的気温の高いときにヒートポンプを動かし, 蓄熱槽に貯える方が良い。

5. 応用試験

5.1 試験装置及び試験方法

試験に使用したガスエンジンヒートポンプは, ヤマハ

発動機(株)製の空気熱源エンジンヒートポンプで, ロードヒーティング用として不凍液を加熱するために, 熱交換器 2 台を設けた方式に改造したものである。燃料は都市ガス 6B (総発熱量; $5,000\text{kcal/Nm}^3$ ($\{20.930\text{kJ/Nm}^3\}$)) で, ガスエンジン; 6.2ps ($\{4.7\text{kW}\}$), 加熱能力; $4,000 \sim 7,000\text{kcal/h}$ ($\{16,744 \sim 29,302\text{kJ/h}\}$), 外形寸法; 高さ 1.7, 幅 0.8, 奥行き 0.4m, 重量 186kg で基礎試験に使用した機器とほぼ同じある。ヒートポンプの熱源は上部にある蒸発器で 100W の送風機により毎分 60m^3 の空気と熱交換する。ヒートポンプにより暖められた不凍液は貯湯槽 ($1,200\text{l}$) に貯えられる。さらに, この不凍液は循環ポンプによりロードヒーティング試験設備に送られて路盤に放熱し, おおよそ 10°C の温度低下後に貯湯槽に戻る。この放熱された熱が路盤 (アスファルト) を通して上部に移動し, 路盤上の積雪を融かす。(図 10) 本システムを冬期の一定期間, 連続運転を行うことにより, ガスエンジンヒートポンプの基本性能, 及び耐

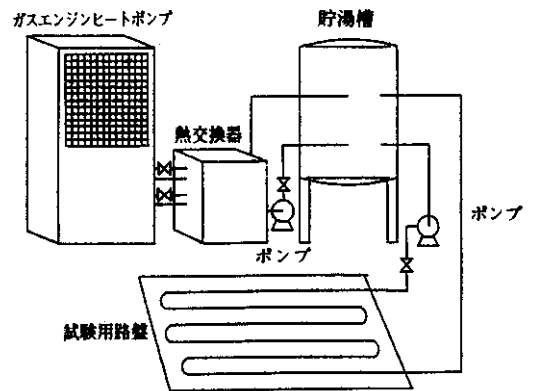


図10 システムフロー

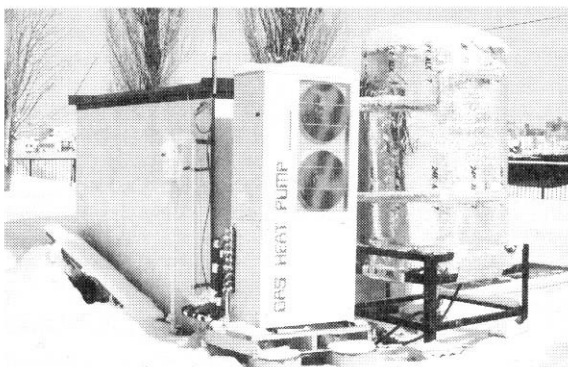


写真-1

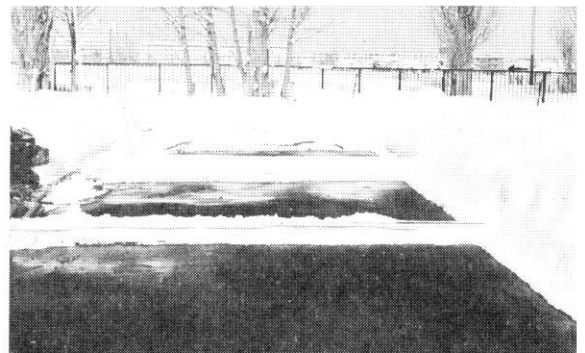


写真-2

久性、制御性などに関する試験を行った。また、路盤性能についても放熱試験、路盤温度を低下させた状態からの立ち上げ試験について実施した。試験用路盤は一面16m² (4m×4m) を5面を断熱材で区切って、横に並べた所(4m×20m)にしたもので、それぞれの面で独立に試験をできるように温水配管をしてある。路盤構造は50cmの砂利層の上にアスファルト層10cmでその間に温水配管をしたものである。写真2にその一部を示してある。また、写真1にエンジンヒートポンプの外観を示す。

5.2 試験結果及び考察

図12に平成4年2月6日から2月17日までの12日間の試験結果で、PER、ヒートポンプ出力、ガス消費量について示す。さらに図11に2月の日平均気温と降雪深さについて示す。(札幌管区气象台のデータ) 平年値については一点鎖線で表す。平成4年2月の冬は、平年よりやや気温は高く、10日前後、23日前後に降雪があった。試験中は10日前後に4cm程度の降雪があったが、路面に残ることなく融雪することができた。また、その期間のPERは1.2程度で、ヒートポンプ出力は約5,000kcal/h (20,930kJ/h)、都市ガスの消費エネルギーは約4,000kcal/h {16,744kJ/h}であった。ガスボイラに比較すると20%以上の節約が可能となる。

図13に札幌市における平成4年1月から3月までの

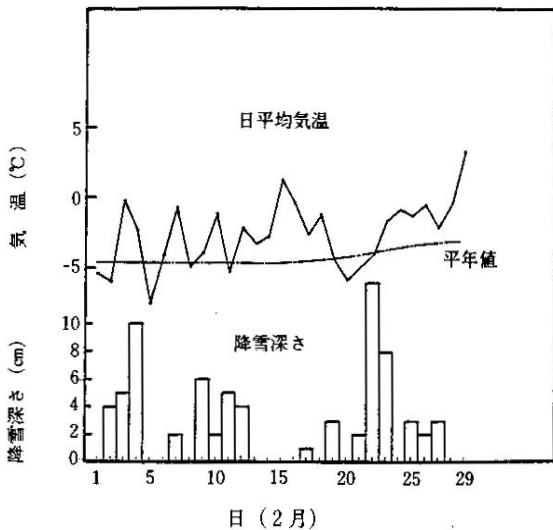


図11 日平均気温と降雪量 (平成4年2月)
(札幌管区气象台のデータ)

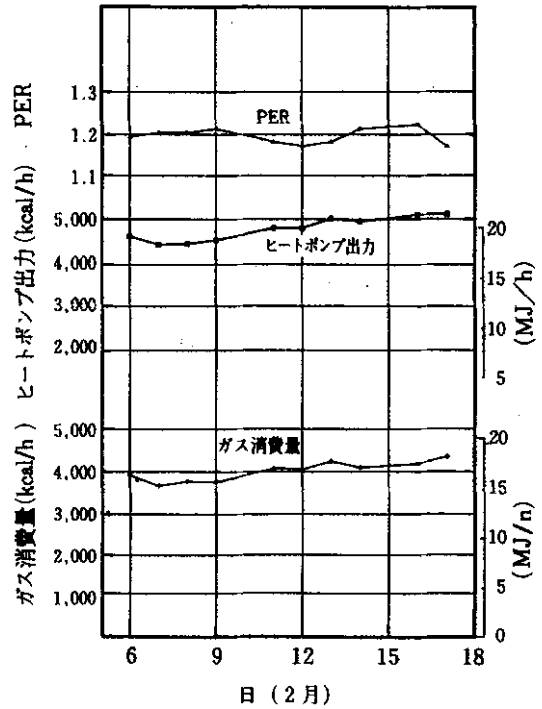


図12 試験結果

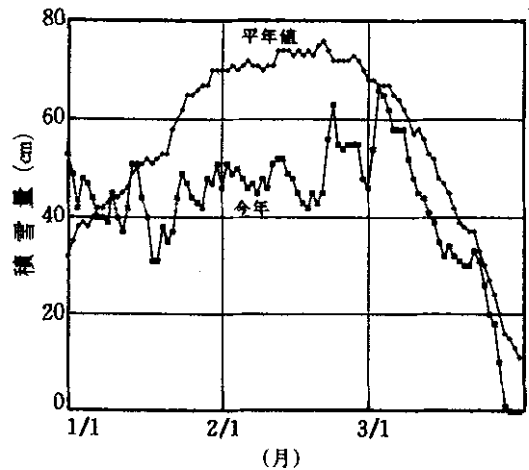


図13 1~3月までの降雪量 (札幌管区气象台のデータ)
積雪量について示す。また、比較のため図中に平年値も示す。この結果から、平成4年の冬の積雪は平年に比較すると、少ないことがわかる。平年では2月に積雪は最大になり、70cm程度であるが、今年の2月は50cm程度の積雪で、3月3日に平年並となり、65cmとなっている。しかし後の暖気で急激に降雪量は低下し、3月

29日で0となる。

図 14, 15 に路盤の立ち上げ試験の結果を示す。初期温度 -1°C からの立ち上げ試験では、温水(40°C)の流し始めは、 $5,000\text{kcal/h}$ ($20,930\text{kJ/h}$) ($313\text{kcal/m}^2\text{h}$) ($1,310\text{kJ/m}^2\text{h}$) であるが、3時間後の定常状態になると、 $3,000\text{kcal/h}$ ($12,558\text{kJ/h}$) ($188\text{kcal/m}^2\text{h}$) ($787\text{kJ/m}^2\text{h}$) となる。また、路面温度は約1時間で 0°C となる。さらに温水を流し続けると外気温度は -5°C となるが、13時間で路面温度は 5°C まで達する。

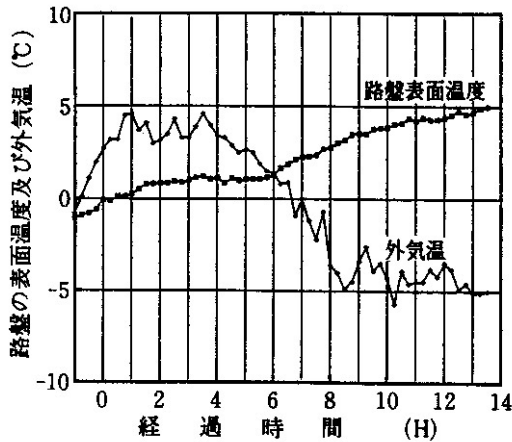


図14 路盤表面温度及び外気温度

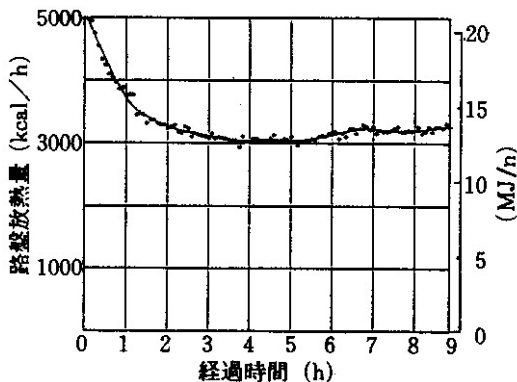


図15 路盤放熱量の変化

6. コストについて

札幌市の行ったロードヒーティング試験結果を参考にしてガスエンジンヒートポンプのランニングコストを試算すると表4のようになる。

表4 各設備のコスト

(札幌市建設局道路維持部より)

方式	熱源	熱輸送	イニシャル 円/㎡	ランニング 円/㎡冬	備考
燃焼	灯油	温水循環パイプ	46,800	1,250	38円/ℓ
		温水循環パイプ	47,600	2,200	50円/㎡
	都市ガス	温水ヒートパイプ	53,500	2,550	〃
熱交換	空気	ガスエンジンHP 温水循環パイプ		1,570 1,700	PER: 1.3 PER: 1.2
		電気 HP 温水循環パイプ	77,000	1,900	19.8円/kw
発熱線	電気	発熱線	42,100	3,950	〃

表4より、ガスエンジンヒートポンプ PER: 1.25 とすると、一冬のランニングコストとして 1m^2 あたり1,650円必要になる、電気の発熱線との差は2,300円になる。

7. まとめ

以上の試験結果をまとめると次のようになる。

- ガスエンジンヒートポンプの基礎試験については外気温度 -41°C で、ヒートポンプ出力 $4,800\text{kcal/h}$ ($20,093\text{kJ/h}$)、PER (成績係数) は1.2であった。
- 耐久性については約700時間の連続運転では問題はなかったが、今後2,000時間以上の試験を行う必要がある。
- 札幌市の気温では空気熱源のガスエンジンヒートポンプでも十分融雪が可能である事が分かった。
- 空気熱源方式は熱交換器に付着する霜が最も問題となるが、本システムのホットガスデフロスト方式によりほぼ完全に除霜ができた。
- 騒音はガスエンジンのために、 50dB (A) と小さい。
- 路盤の立ち上げ試験ではアスファルト構造のために、 -1°C から 0°C に上昇するために約1時間必要であった。