

自動車冷房装置の研究

Air Conditioning of the Automobile

喜 多 久 雄*
Hisao Kita

内 容 梗 概

冷房や空気調和装置が一般化するに伴い、車両冷房の必要性が認められ今日では列車、電車などには一部実用化されている状況である。

自動車の冷房の歴史もかなり古く、アメリカでは戦前より行われていたのであるが、一般に普及し始めたのは近年のことである。日本では昭和32年来より二、三の冷凍機メーカーが試作をはじめ、昨33年より一部市販され始めた状態である。

自動車の冷房装置はほかの冷房装置に比較して、設計製作上種々の困難が伴うものであるが、特に設計上に必要な諸元の決定については現在のところ、ほとんどその資料が見当らぬといっても過言でない。

本研究では自動車の冷房に必要な冷凍容量を決定し、それに基づいて冷房装置の仕様を決定して試作機を製作した。この試作機を普通形乗用車に取り付けて冷房試験および自動車の性能試験を行った。その結果本試作機で十分自動車の冷房の目的を達せられることおよび自動車の性能は冷房装置の所要動力分だけ低下を見ることなどを確かめた。

本研究は普通形乗用車についての研究成果の報告であるが、その成果は将来国産の乗用車、バスなどの冷房装置の設計に際して有益な指針となるものと思料する次第である。

1. 緒 言

冷房や空気調和の一般化するに伴い、最近では車両冷房の必要性が認められ、使用者側でも、製作者側でもこれに種々の検討を加え、順次実用化するに至った。

電車の冷房装置には国鉄の湘南電車、近鉄の特急電車、あるいは「こだま」などがあり、列車の冷房では南満洲鉄道株式会社の「アジア」食堂車、一等車、国鉄の「あさかぜ」などがある。

自動車の冷房装置も戦前よりアメリカで試作されていたのであるが、本格的に販売されたのは1953年頃からで既成の車に冷房装置の取付けを行うといった状態であった。1956年よりは自動車メーカーでも自動車の一部として設計の当初より冷房装置の取付けを企画して自動車の設計を行っている。筆者も数年前に自動車冷房装置の必要性を考え、これに対する調査を進めてきたが、当時の情勢では必ずしも需要があるとは思われなかった。しかし一般の冷房装置の発展とともに自動車の冷房装置の需要が増加する情勢を察知し、1957年当初よりその試作を開始し、1958年夏季までに種々実験を重ねた。

ここにその研究結果を報告する次第である。

2. 自動車冷房装置について

2.1 一般的考察

自動車用冷房装置を設計するにあたって最も考慮しなければならぬことは自動車の性能をそこなわぬことであるが、一般の建築物用の冷房装置と比較して設計上困難となる点を列挙すれば次記のとおりである。

* 日立製作所栃木工場

(1) 冷却すべき車内が非常にせまい割に収容人員が多い。たとえば乗車定員6人の普通乗用車では車内容積が 3 m^3 しかない。これは一般事務室で天井の高さ3mの場合に1人当りの占める室内容積 $12\sim 20\text{ m}^3$ に比較してはなはだしく少ない値である。

(2) 太陽および路面の輻射熱、外気の伝導熱、エンジンルームよりの伝達熱が侵入するため室のせまい割に冷房負荷が大きい。また窓面積が大きいのも冷房負荷を大きくする一因となっている。

(3) 冷房負荷が大きいので冷却風量も増さねばならぬが、車内容積が小さい上に乗車人員が密集しているので冷風の分布が非常にむずかしい。

(4) 自動車の速度に無関係に完全な冷房効果を得ることが望ましい。このために冷凍容量の決定、容量の調整に十分な考慮を払う必要がある。

(5) 自動車の付属品であるから重量はできる限り軽減して乗車定員を減少させぬようにするとともに、クーラユニットも小形化し車の載貨容積を大きくする必要がある。かつ量産の結果きわめて安価になっている自動車に見合う低廉な価格でなければならぬ。

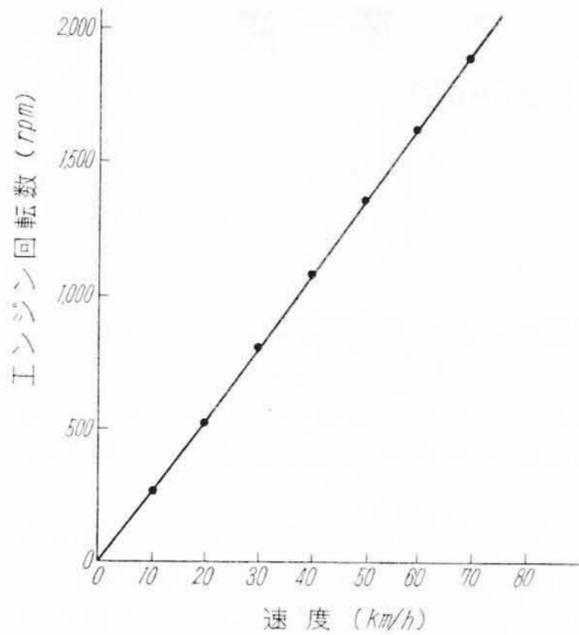
2.2 冷房装置用動力の採取

一般に自動車の冷房装置を運転するためには、次の三方法が考えられる。

(1) 主エンジンに直結する。

(2) 別個にエンジンを設ける。

(3) 主エンジンで発電をし、その電力を利用する。大形の自動車では(2)または(3)の方式が利用されているが、乗用車では重量と場所より(1)の方式が採用されている。



第1図 速度とエンジンの回転数

第1表 変速時におけるエンジン回転数変化の状況 (ニッサン車)

	変速	増減	エンジン回転数 (rpm)			所要時間 (s)	
			始	後	差		
運行試験 (平坦路)	増	1→2	+	0	1,000	1,000	1
			-	1,000	500	500	1
	速	2→3	+	500	2,400	1,900	6
			-	2,400	1,200	1,200	1
	減	3→4	+	1,200	2,000	1,000	16
			-	2,600	1,200	1,400	2
速	4→3	+	800	2,400	1,600	14	
		-	2,400	1,000	1,400	1	
速	3→2	+	400	3,200	2,800	6	
		-	3,200	1,400	1,800	2	

(1) の方式を採用したときに問題となるのはエンジンの回転数が変化することである。すなわちニッサン車の場合は平坦路では 1,400~1,800 rpm, 登坂路では 3,200~4,000 rpm の回転が最も多い。

普通形乗用車ではエンジン馬力が大きいためエンジン回転数はさらに低くなり、第1図に示すような関係がある。第1図はシボレー55年形の平坦路でのエンジン回転数と車速との関係を示したものである。すなわち法定最高速度 60 km/h で 1,600 rpm, 都内での最高速度 40km/h のときに 1,080rpmである。また交通繁雑な場所では発進停止を繰り返すが、このときの回転数の変化は第1表に記すようにはなはだ著しく、わずか数秒の間に 1,000rpm以上の回転数の変化がある。これらの原因のために冷凍容量の制御は非常にむずかしい。

2.3 自動車用冷房装置の容量制御方式

一般に用いられている制御方式は下記のとおりである。

- (1) 電磁弁を手動あるいは温度調節器でバイパスさせる。
- (2) 圧力作動式バイパス弁を使用する。

第2表 駐車時の車内温度

車種	測定場所	温度 (°C)
シボレー(黒塗)	エンジンルーム	55~60
シボレー(天井白側部燈)	天井内張	45
シボレー(天井白側部燈)	ダッシュパネル	62
黒塗 (8)	車内空気	52

第3表 冷房負荷

	熱量 (%)		(kcal/h)	
	夜	昼	夜	昼
天井, 側壁, ガラスよりの輻射熱	0	29.4	0	760
ガラスよりの伝導熱	16.5	11.7	300	300
側壁, 天井, 車体下部よりの伝導熱	58.8	41.4	1,066	1,066
換気熱量	13.6	9.6	248	248
乗車人員 (顕熱のみ)	11.0	7.9	206	206
計	100	100	1,820	2,580

注: 車の換気量は 0.85m³/m と仮定する

(3) 流量調節弁を使用する。

(4) 電磁クラッチによって圧縮機の起動停止を行う。

(5) (1), (4): (2), (4): (3), (4)を併用する。

自動車冷房装置では圧縮機を小形軽量化するために一般用圧縮機に採用されている容量制御装置を取り付けないのが普通である。

3. 自動車の冷房に必要な熱量

3.1 冷房負荷の検討

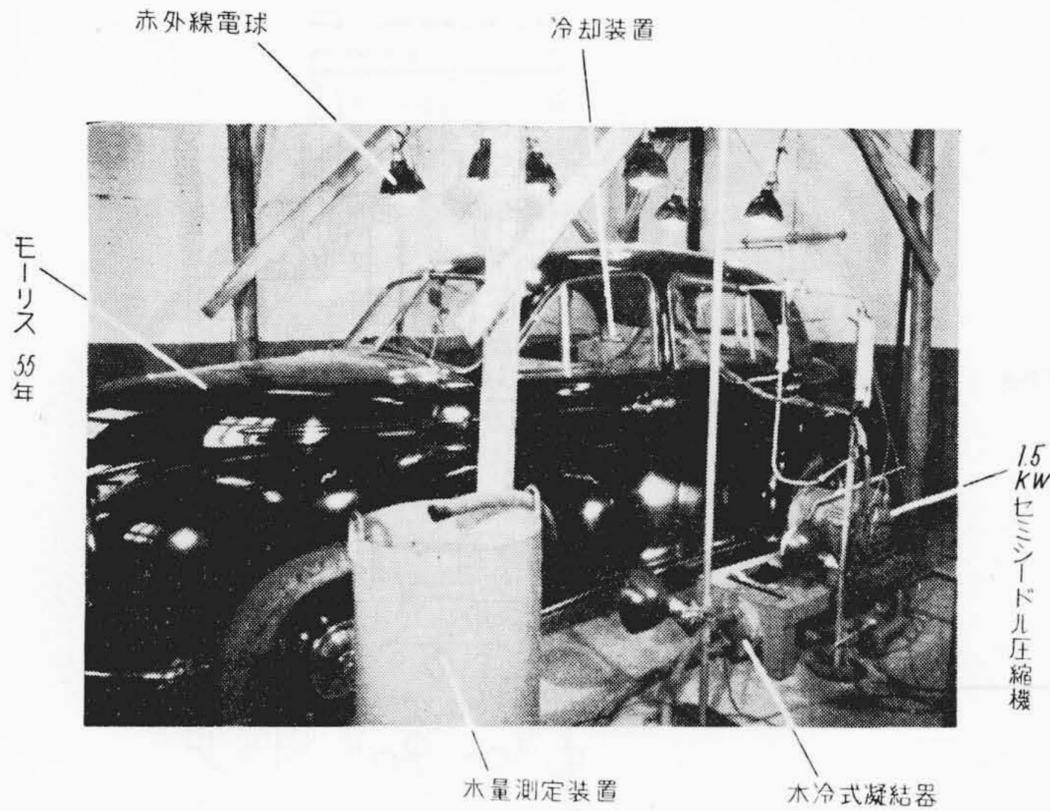
自動車の冷房負荷が最大になるのは、炎天下に数時間駐車した場合である。このときの車内温度は第2表に記すとおりの値を有する。この値は最高温度計で測定したものであるが、このように高温の車内を急速に冷却するには 10,000 kcal/h が必要だとしているものもある⁽³⁾。

第3表の値は車内温度が外気温度より16°C低いとして求めたものである⁽³⁾。現在アメリカで製作している冷房装置の冷凍容量は車速 65km/h で 3,800~4,500 kcal/hを有しているようである^{(1)~(4)}。

3.2 冷凍容量の決定

上述のように自動車に必要な冷凍容量には具体的な資料がない。筆者はこの値を決定するために以下のような実験を行った。第2図はその実験の有様を示す。

すなわち恒温室内に自動車(モーリス55年)を入れ恒温室内の温度を外気温度に保ち、自動車の上面および両側面を輻射熱に相当する赤外線電球にて照射した。自動車の内部にはあらかじめ冷凍容量を測定せる冷凍機の冷却器を入れ、車室内天井内張温度が50°C, 車室各部の温度が40°Cとなってから冷凍機の運転を開始し、車内各部の温度、圧縮機の圧力および入力の時間的変化を20分間測定した。冷凍容量は運転時間中の平均値を求めて算出



第2図 予備実験装置

第4表 冷凍容量の測定

実験番号	1			2			3			4			
膨脹弁および開度	B社製膨脹弁全閉			B社製膨脹弁中位			A社製膨脹弁全閉			A社製膨脹弁全開			
ヒートポンプ容量 (kcal/h)	3,800			4,160			4,280			3,450			
冷凍容量 (kcal/h)	3,080			3,300			3,120			1,740			
時間 (min)	0	10	20	0	10	20	0	10	20	0	10	20	
座席温度(°C)	37.5	26.0	19.3	39.5	27.5	21.0	37.5	20.5	16.0	38.0	28.5	25.6	
天井内張温度(°C)	49.3	30.6	22.1	51.2	31.5	23.8	49.0	24.3	18.0	49.5	31.0	27.6	
冷却器	吸入空気温度(°C)	38.5	23.6	17.0	39.5	25.4	18.1	39.0	17.5	14.0	38.0	25.6	24.0
	吐出空気温度(°C)	38.5	11.2	3.5	39.5	14.1	4.5	39.0	3.8	1.0	37.8	17.5	16.0
圧縮機	吸入圧力(kg/cm ²)	5.0	2.4	1.0	5.1	2.3	1.3	5.0	1.2	1.0	5.1	2.8	2.0
	吐出圧力(kg/cm ²)	5.0	9.2	8.0	5.1	8.4	7.8	5.0	8.0	7.8	5.1	8.6	8.0
入力(W)	0	1,880	1,600	0	1,780	1,460	0	1,460	1,340	0	1,820	1,680	

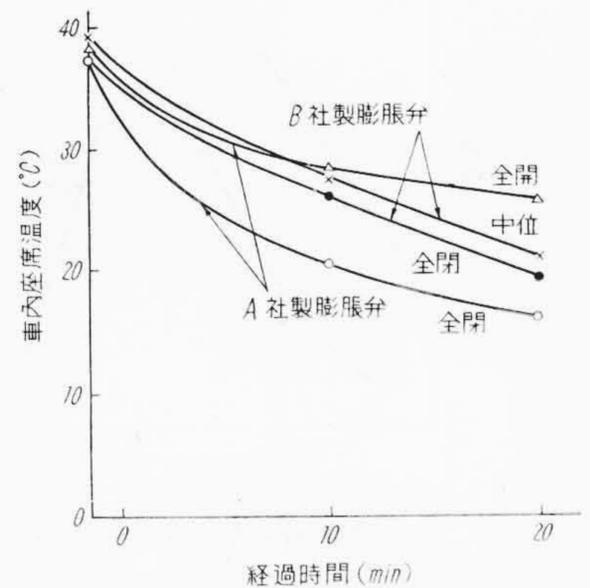
した。これらの結果は第4表および第3図に示す。

図に示すようにA社製膨脹弁を全閉で使用したときが車内温度の降下が著しい。膨脹弁を開いていくとかわって車内温度の降下が悪くなる。しかしどの場合でも冷凍容量は3,000 kcal/hあれば十分で、むしろ蒸発器より吐出する空気温度をいかに早く下げるかによって、車内温度の低下の度合が定まる。このためには蒸発器の圧力を急速に低下させるように膨脹弁の感度をよくしなければならない。このようにすると蒸発器に霜が付きやすくなるので、先に述べた容量制御によって解決できる。

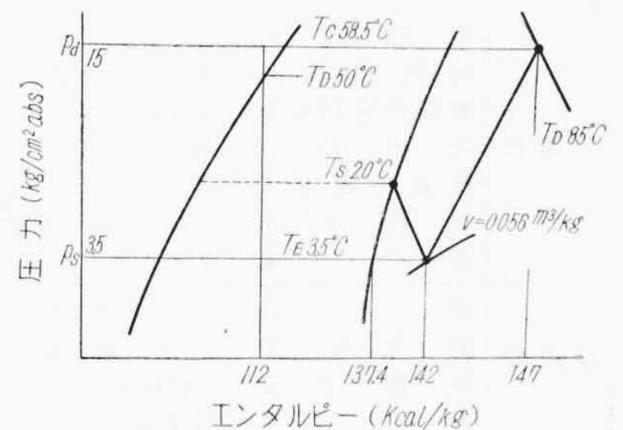
以上の結果は第3表の結果とほぼ一致する。したがって試作する冷房装置の冷凍容量は都内走行中、すなわちエンジン回転数 1,200 rpm で 3,000 kcal/h を発生しうるようにした。

4. 自動車冷房装置の諸元の決定

冷凍容量を決定したのち、冷房装置の仕様を次のよう



第3図 車内座席温度の変化



第4図 モリエル線図

に決定した。

4.1 圧縮機の仕様決定

圧縮機の仕様を決定するにあたり、諸条件よりモリエル線図をかくと第4図をうる。

今冷媒の理論循環量を G_{th} kg/h, 理論吐出量を V_{th} m³/h とすれば、3,000 kcal/h の冷凍容量をうるためには

$$G_{th} = 118 \text{ kg/h}$$

$$V_{th} = 6.6 \text{ m}^3/\text{h}$$

となる。

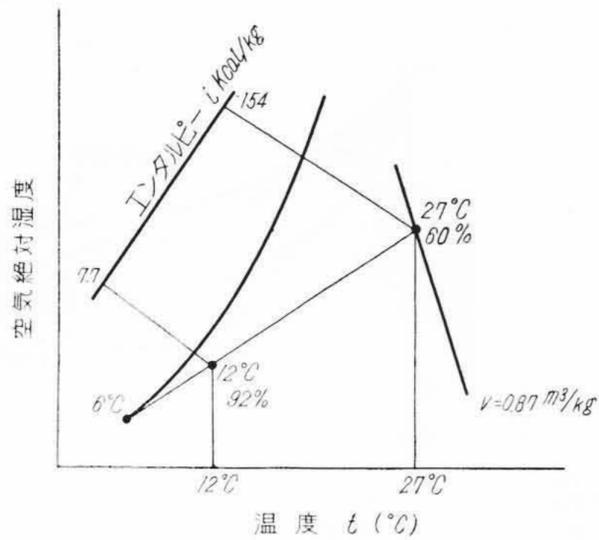
$\mu_v = 65\%$ と仮定するとピストン押除量 $V = 10.1 \text{ m}^3/\text{h}$ をうる。圧縮機の回転数を 1,200 rpm とすると、圧縮機の吐出容積は 140 cc/rev あればよいことになる。

このときの凝縮器の放熱量は 4,130 kcal/h, 圧縮機の軸馬力は指示効率を 65%, 機械効率を 80% とすると 1.7 kW (2.8HP) となる。

4.2 冷却器用送風機の仕様決定

送風機の仕様決定には与条件より空気の吸込みおよび吐出温度を決定して、空気線図(第5図)をかく。

送風機の風量を $V \text{ m}^3/\text{h}$ とすると $V = 7.5 \text{ m}^3/\text{h}$ となる。ここで吐出温度を一般の冷房装置に比較して 12°C と低くしたのは先述のとおり車内容積が小さいため可能な



第5図 空気線図

第5表 自動車用冷房装置の仕様

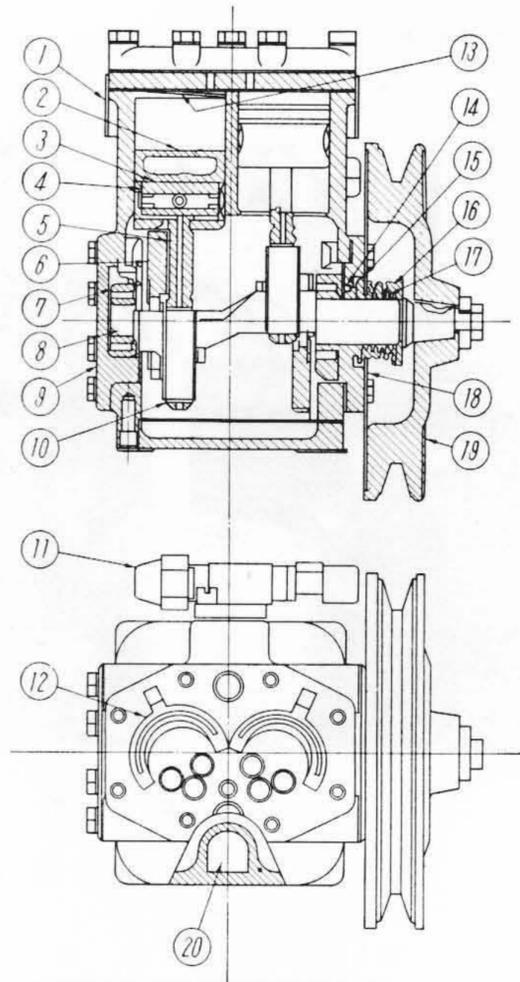
形 式		500-ccL
圧縮機	気筒配列	直列2気筒
	気筒径×行程	50mm×35mm
凝縮器	最高許容回転数	4,000 rpm
	吐出容積	137 cc/rev
	動力伝達方式	Vベルト (B形) 駆動
	外形寸法	長215mm×高236mm×幅190mm
	重 量	20 kg
	形 式	フィン形強制通風式
受液器	管, 配置	2通路 12往復
	外形寸法	長614mm×高320mm×幅50mm
ドライヤ	重 量	11.2 kg
	形 式	縦形シエル式
冷 却 器	外形寸法	101.6mmφ×長312mm
	重 量	5.0 kg
蒸発器	形 式	横形シエル式
	管, 配置	51mmφ×長263mm
ファン	重 量	1.0 kg
	形 式	フィン形強制通風式
モータ	管, 配置	4通路 7往復
	回転数 (2段切替)	片吸込シロッコファン~2連
膨脹弁	風 量	1,400/1,000 rpm
	規格	9/7.6m³/m
容量調整方式	規格	連続
	力 率	30W×2個
総 重 量	電 圧	12V
	膨脹弁	A社製温度式膨脹弁
外形寸法	膨脹弁	長937mm×高234mm×幅264mm
	重 量	26.6 kg
容量調整方式		A社製バイパス弁
総 重 量		63.8 kg

限り送風機の風量を少なくして乗心地を改善せんとしたためである。

5. 自動車冷房装置の仕様および構造

5.1 自動車冷房装置の仕様

本機のおもな仕様を表記すると第5表のとおりになる。



- ① クランクケース
- ② ピストン
- ③ ピストンピンメタル
- ④ ピストンピン
- ⑤ コネクティングロッド
- ⑥ バランスウエイト
- ⑦ ベアリング
- ⑧ クランクシャフト
- ⑨ サイドカバー
- ⑩ ロッドメタル
- ⑪ コンプレッサーバルブ
- ⑫ 吐出弁
- ⑬ 吸入弁
- ⑭ Oリング
- ⑮ カーボンリング
- ⑯ ベローズ
- ⑰ Oリング
- ⑱ サイドカバー
- ⑲ Vプーリ
- ⑳ 液溜め

第6図 圧縮機の断面図

5.2 主要部品の構造

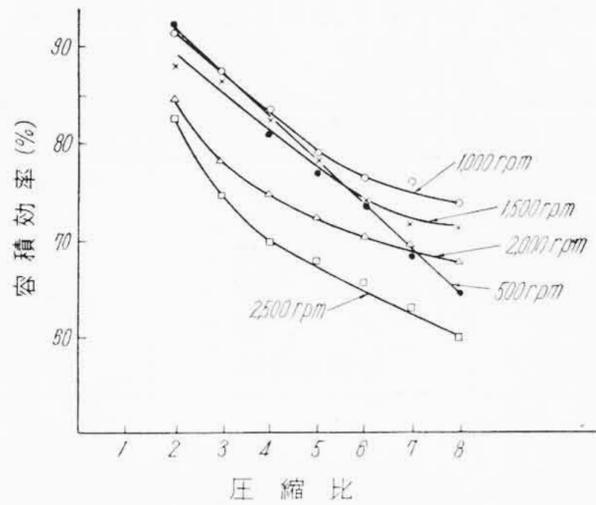
構造上特に考慮すべきことは先述のように、回転数の変化の大きさおよび急速さにかんして対処するかである。ここでは主として圧縮機および容量調節用バイパス弁について述べることにする。

(1) 圧縮機

圧縮機はその使用目的上特に小形軽量化する必要がある。このために主軸受にはころ軸受を採用した。吸入弁および吐出弁は高速回転でも作動の確実な板弁を採用した。軸封部はメカニカルシールを採用し高速回転でも十分耐久性を有するようにしてある。給油方式ははね掛け方式である。

圧縮機で特に考慮したのは回転の不円滑による液もどりに対する対策である。この対策として圧縮機内に液溜めを設け、回転数が急激に変化して多量の液冷媒および潤滑油が圧縮機内にもどっても液圧縮は生じないようにした。第6図はこの圧縮機の断面を示す。

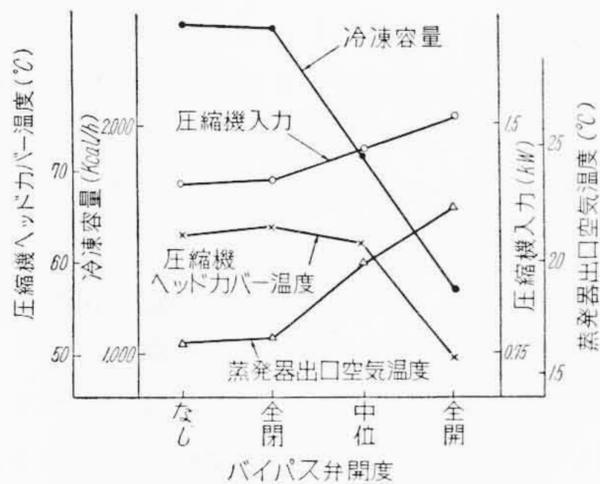
この圧縮機を500~2,500 rpmの間で運転し、その容積効率を測定した結果を第7図に示す。圧縮比3~4のところでは圧縮機の回転が1,500 rpmまではほとんど



第7図 容積効率線図

第6表 圧縮機の冷凍運転結果

電動機出力		2.56 kW
圧縮機	吸入圧力	2.0 kg/cm ²
	吸入ガス温度	22.5 °C
	吐出圧力	15.0 kg/cm ²
	吐出ガス温度	75 °C
	メタル温度 { プーリ側 / 反対側 }	66 °C / 74 °C
回転数		2,002 rpm
膨脹弁直前の冷媒温度		41.4 °C
冷凍容量		4,500 kcal/h
ヒートポンプ容量		5,690 kcal/h
室内温度		31.0 °C



第8図 バイパス弁の特性

ど容積効率が変化せず、2,000 rpm に達すると約7%低下する。また第6表はこの圧縮機を試験用の冷凍サイクルに組み込んで冷却試験を行った結果の一部を示すものである。第6表の結果より第3図と同様のモリエル線図をかき冷媒を使用したときの容積効率を逆算してみると $\eta_v = 65.1\%$ となる。この値は第7図の空気の容積効率より冷媒のそれを求めた値 $\eta_v = 62.8\%$ にほぼ等しい。

(2) バイパス弁

本冷房装置に採用したバイパス弁は圧力作動式である。本冷房装置を用い圧縮機の回転を一定にして試験を行った場合のバイパス弁の開度と冷凍容量との関係を第8図に示す。

第7表 シロッコファンの騒音測定

羽根枚数	騒音 (フォン)
27 枚	59.5~60.0
	60.5~61.3
	60.0~61.5
35 枚	66.0~66.5
	67.0~68.0
	66.0~67.0

暗騒音： 35~37 フオン

バイパス弁を使用すると全閉と全開で冷凍容量は半減し蒸発器の出口温度は約6°Cの変化がある。しかし入力約15%増加する。したがって本方式のバイパス弁では容量調整は可能であるが負荷調整はできない。しかしこの方式のバイパスでは圧縮機のヘッドカバーの温度は低下している。これは普通に使用される吐出ガスバイパス方式と異なって圧縮機の温度が上昇することなく、したがって圧縮機の損耗を生じない。

(3) 冷却器

冷却器はトランク内に設置され、冷却器により冷却された空気は、ダクトにより車内に送られる。このような構造の場合はダクトよりの吐出空気は後部座席の直後より吹出すことになり、冷却器内に設けてあるシロッコファンは騒音の低いものでなければならない。

自動車の走行時にはエンジン、道路の凹凸により密閉した車内で80~85フォンの騒音が発生するが、その音質のサイクルがシロッコファンの音質と異なるので同一に取り扱うことはできず、シロッコファン独自の騒音を低くする必要がある。

羽根枚数の異なる同じ大きさのファンを二種類作成して騒音を測定した結果を第7表に示す。これらをそれぞれ自動車に取り付けて走行中に騒音を測定したがやはり第7表と似た結果を得たので、騒音に関しては自動車と関係なく単独に扱うこととした。

6. 冷房装置の実験結果

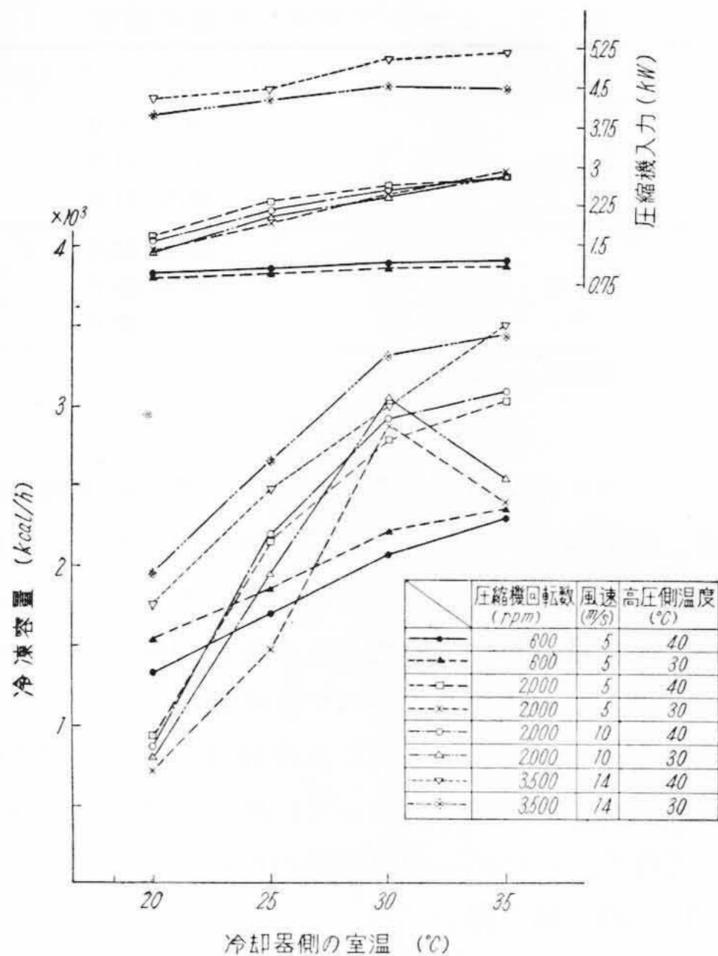
冷房装置の試験を次の(2)項に分けて行った。

- (1) 冷凍サイクルの冷却性能試験
- (2) 実車の冷却性能試験

6.1 冷凍サイクルの冷却性能試験

冷房装置の圧縮機、凝縮器、受液器を一つの恒温室に入れ、冷却器をほかの恒温室に入れ、圧縮機の回転数、凝縮器への冷却風の風速、および二つの恒温室の温度を種々に変えて冷凍容量および圧縮機入力などの測定を行った。

測定結果の一部を第9図に示す。図に示すように冷却器側の室温の低下に伴って冷凍容量は減少する。また回転数が増加しても冷凍容量は3,000 kcal/h 以上にならな



第9図 サイクルの性能試験



第10図 走行試験の結果

い。これは冷却器の能力により決るものであって圧縮機の容量が不足しているためではない。

圧縮機回転数 600 rpm はアイドリングに相当するものであるが、このときに 1,500~2,200 kcal/h の冷凍容量を発生する。これは駐車状況によっては十分満足できる値と考えてよい。

6.2 実車の冷却性能試験

冷房装置を自動車(シボレー55年)に取り付け、路上を走行して冷却性能の測定を行った結果を第10図に示す。

第8表 エンジン冷却水温度の測定結果

日時 昭.33.6.10 晴 外気温度 20°C
 供試車 シボレー55年形 走行区間 日光いろは坂

時間	測定場所	温度(°C)
8.15	日光ゴルフ場	54
8.50	いろは坂登口	77
9.00	カーブ 10	88
9.07	カーブ 20	82
9.15	カーブ 30	84
9.19	中禅寺湖畔	76

第9表 台上走行試験装置の主要要目

装置の全長, 幅	12m×9m
ドラムの直径, 幅	1m×0.7m(2個)
ドラムの最大回転数	450 rpm
ドラムの最大積載荷重	5 t
負荷馬力の範囲	3.7 kW(0.5 HP)~90 kW(120 HP)
増減速ギヤ比	6段 36:1
送風機風速範囲	0~26 m/s
ドラム回転数測定装置	0.01回転
時間計測精度	0.01 秒
試験振動範囲	振幅 10 mm, 振動数 1 c/s~24 c/s
実験項目	定地走行試験, 加速試験, 最高速度試験, 登坂試験, 振動運行試験
試験車車種	大形, 中形, 小形各四輪車, 大形, 小形各三輪車

走行開始後10分間ではほぼ定常状態となり、車内外の温度差は7°C、吐出空気温度は 8.3°C となる。この結果は所期の目的をほぼ達しているものである。

また冷房装置の凝縮器はラジエータの前に取り付けるため水温が上昇する。したがってエンジンファンの風量を増さねばならないが、従来羽根枚数が4枚であったエンジンファンを6枚に増したものを取り付け、「日光いろは坂」を登ったときの冷却水温を測定した結果を第8表に記す。各曲路においていったん停車を行って、水温を温度計で測定したものであるが、最高でも88°Cであり盛夏に近いときでもほとんど害はないと思われる。

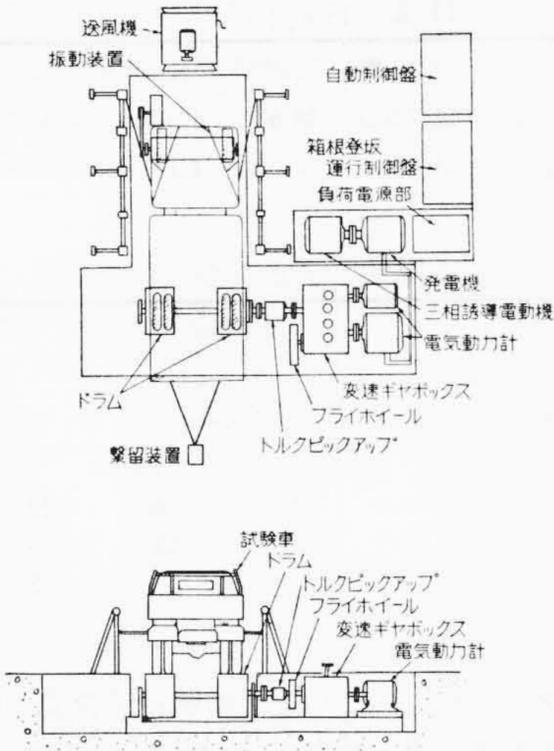
7. 冷房装置が自動車の性能に及ぼす影響

自動車に冷房装置を取り付けた場合に走行性能がどのように変化するかは、実際に路上を走行して試験すればよいのであるが、路上で試験をすると変化の多い外部条件が伴い、安定した走行状態がえられないので、測定結果から自動車の性能を判断することがむずかしい。

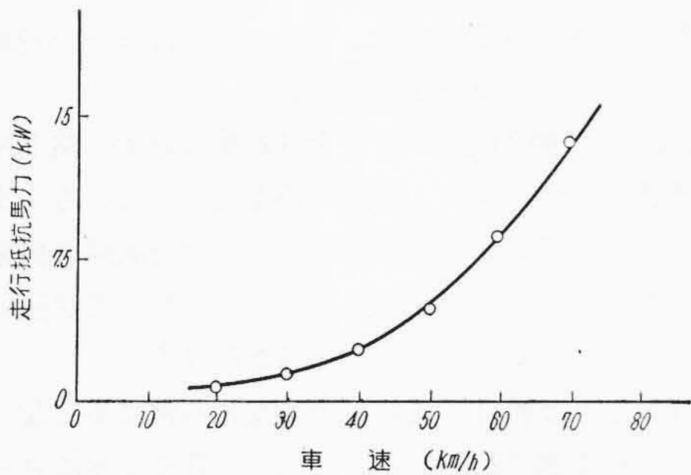
そこで冷房装置を取り付けた自動車(シボレー55年)を台上走行試験装置で試験をし、台上走行試験装置では測定不可能な運行試験および登坂試験を路上で行った。台上試験装置の主要要目は第9表に、装置の概略図を第11図に示す。

台上試験装置で試験した項目は次のとおりである。

- (1) 走行抵抗試験
- (2) 燃費試験



第11図 台上走行試験装置の概略図



第12図 走行抵抗試験結果

- (3) 加速試験
- (4) 台上運行試験

路上で実験した要目は次のとおりである。

- (1) 日立市周辺運行試験
- (2) 大雄院登坂試験

7.1 走行抵抗試験

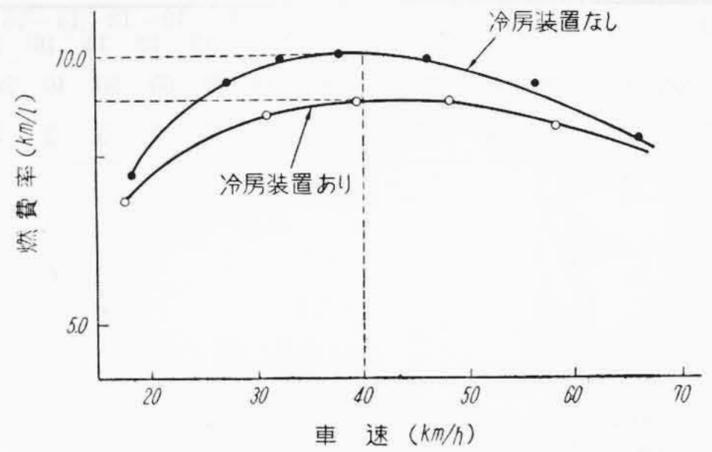
この試験はまず予備試験として路上で一定区間を高速度から低速度まで各車速で等速度走行し、自動車の速度、燃料消費量、吸気圧などを測定する。ついで自動車を台上試験装置にのせ、ドラム軸の制動トルクによって走行負荷と等価の抵抗を与え、路上試験の結果を再現して負荷トルクを測定する。

このトルクが路上試験の実施道路での走行抵抗になる。本試験では水戸—東海村間の国道で行った。

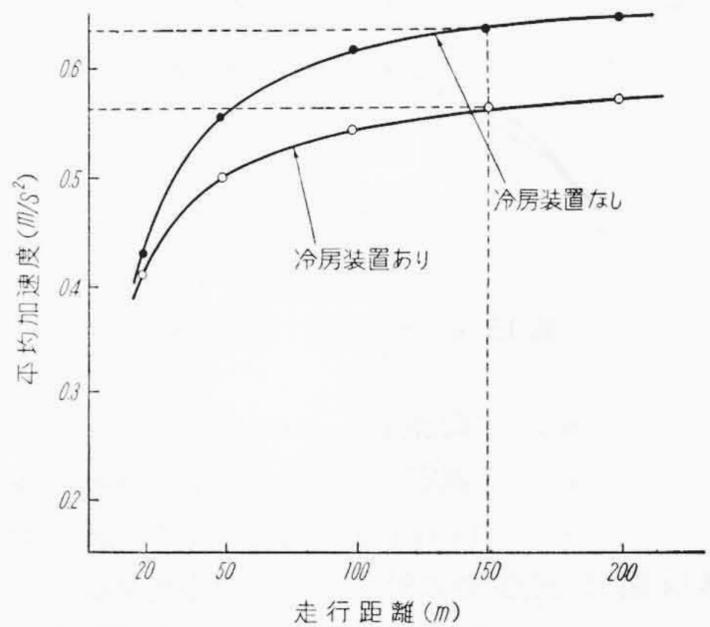
第12図は試験結果を示したもので、走行抵抗と車速の関係は二次曲線をなしている。

7.2 燃費試験

燃料消費率は自動車の性能を表わす最も重要なものの一つである。前項の結果より台上試験装置に各車速に応



第13図 燃費試験結果



第14図 加速試験結果

ずる走行抵抗をあたえて、各車速で安定運転をおこない、このときの燃料消費量を読みとる。

第13図に試験結果を示す。図より明らかなように冷房装置がないときの燃費率は10km/lであるが、冷房装置のあるときの燃費率は同一車速で9.1km/lであり、約10%燃費率が低下している。車速が60km/h以上、および20km/h以下で燃費率が少なくなるのは、エンジン馬力に比較して冷房装置の所要馬力の占める割合が減少したためと考えられる。

7.3 加速試験

加速性能は前項の燃費と同様自動車の性能で最も重要なものである。台上試験装置に各走行速度に比例した負荷をあたえ、かつ台上試験装置の全回転機構の総慣性抵抗を試験車の総重量と等しくする。

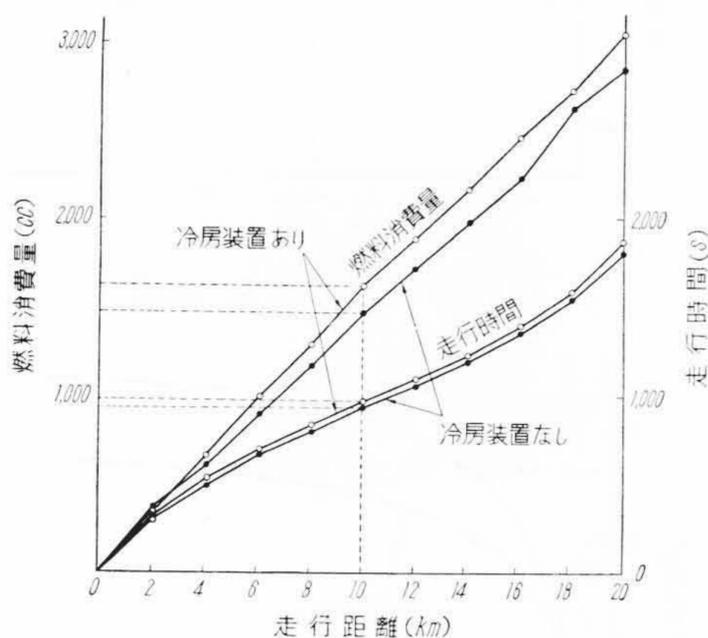
トップギヤで20km/hの速度で自動車を走行させたのちスロットルバルブを全開にして急加速を行い、200mの間加速遂行する。この間に走行距離、走行時間などをオシログラムに記録し、次の算式を用いて平均加速度を求めた。

$$\alpha = 2 \left(s - \frac{V_0 t}{3.6} \right) / t^2$$

ここに V_0 : 初速度 (km/h)

第10表 台上運行試験要領

走行区間(km)	0~2	2~4	4~6	6~8	8~10	10~12	12~14	14~16	16~18	18~20
平均速度(km/h)	20	30	40	50	60	60	50	40	30	20
加速回数	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5



第15図 台上運行試験結果

- α : 平均加速度 (m/s²)
- t : 各測定点までの加速走行時間 (s)
- s : 加速開始より測定点までの距離(m)

第14図は走行距離に対する平均加速度を示したものである。たとえば150mの走行距離では冷房装置の有無により平均加速度はそれぞれ0.56 m/s², 0.63 m/s²で約10%の差がある。この傾向は各距離でも見られる。

7.4 台上運行試験

台上運行試験は自動車の総合性能を調べる目的で行った。試験方法は第10表に記すように20kmの距離を等分し、各区間内の速度を一定に保って走行し、この間に5回急加速をおこない全区間を走行するのに必要な燃料消費量と時間を測定する。

第15図はこの結果を示したものである。走行距離10kmのところでは冷房装置の有無により燃料消費量はそれぞれ1,620 cc, 1,470 ccであり、冷房装置をつけることにより約10%増加している。この傾向は各走行距離でも同じである。

また走行距離10kmまでの所要時間は冷房装置なしのときが940秒、ありのときが970秒でわずかに30秒の差である。20kmのところでもその差は70秒でこの割合は3~4%にすぎない。

これは加速の所要時間の差のみが現われたものであるが、実際に路上を走行するときは追越し、スタートなどで実測値以上の差があるように感じられるから、加速性能の低下とともにこの結果は無視できない。

7.5 路上運行および登坂試験

路上運行試験および登坂試験は定員を乗車させて所定

第11表 日立市周辺運行試験結果

	走行距離	走行時間	燃料消費量	平均車速	平均燃費率
冷房装置なし	21.7 km	34'57"	3,510 cc	37.5km/h	6.07km/l
冷房装置あり	21.5 km	37'01"	4,120 cc	34.4km/h	5.15km/l

第12表 大雄院登坂試験結果

		冷房装置なし		冷房装置あり	
走行時間		11分4秒		12分40秒	
燃料消費量		1,730 cc		2,240 cc	
変速状況	ローギヤ	3回	47秒	7回	82秒
	セコンドギヤ	10	366	12	461
	イップギヤ	8	234	6	190
	エンヂンストップ	—	—	2	35

のコースを走行し、このときの燃料消費量、走行距離、走行時間および変速状態を調査するものである。

運行試験は日立市周辺で行った。このコースは1/3が舗装、残りは砂利敷の道路である。登坂試験は日立鉱山の大雄院の登坂路で行った。このコースはほぼ全走路が舗装された屈曲の多い登坂路である。

試験結果を第11表および第12表に記す。路上運行では燃費率が台上試験より悪く15%低下している。また走行時間では5.7%のおくれとなり、台上試験の結果より悪くなっている。これは路上走行にあたって加速の回数および時間が多くなるためと考えられる。

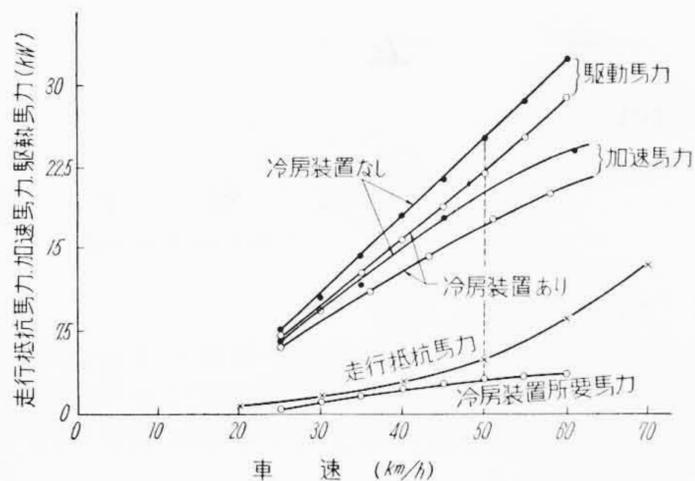
登坂のときは燃料消費量が29.4%と非常に多くなっている。これは第12表の変速状況より分るようにローギヤにいった回数および時間が倍加しているためとエンジンストップが2回あったためである。このエンジンストップが発生したのは変速のためにギヤを中立位置にするときと冷房装置のあるときはエンジンストップしやすくなったため、この現象は台上試験装置で、つながり状態を調べたときにも見られた現象であって、気化器の性能上の問題と思われる。

7.6 実験結果の検討

先にのべたように冷房装置の有無により燃費率および加速性能に約10%の差が生ずるのは、冷房装置の所要動力がエンジン馬力の約10%に達しているためと考えられる。

冷房装置の所要動力は第9図の結果、1.5~3kW (2~4HP)である。ここで台上加速試験および走行抵抗試験より逆に冷房装置の所要動力を求め、第9図の結果と比較してみる。

自動車を走行させるのに必要な馬力は走行抵抗馬力だけであるが、エンジンの発生する駆動馬力ははるかに抵抗馬力より大きい。この二つの馬力の差は余裕駆動馬力で、加速とか登坂のときに必要なものである。したがって加速試験の結果より加速に要した馬力を計算すればこ



第16図 冷房装置所要馬力の算定

れが余裕駆動馬力となるから、これに抵抗馬力を加えれば駆動馬力を求めることができる。

第14図の結果より各走行距離での加速度および走行に要した時間より各走行距離での速度を求める。これらより加速力 F は次式により求められる。

$$F = \frac{M\alpha}{g} \text{ (kg)}$$

ここに M : 試験車の総重量 (2,157.2 kg)

α : 加速度 (m/s²)

また加速馬力 W は次式で示される。

$$W = \frac{Fv}{0.045} \text{ (kW)}$$

ここに v : 速度 (m/s)

上記2式より加速馬力を求めて、これに走行抵抗馬力を加算すると第16図の駆動馬力線図がえられる。図より車速50km/hのときの駆動馬力は冷房装置の有無により、それぞれ24.3kW(33.5HP)および22.1kW(29.5HP)、車速60km/hのときは、それぞれ32.2kW(43HP)および28.3kW(38.5HP)となる。したがって冷房装置の所要馬力は3~3.1kW(4~4.5HP)となる。このときのエンジン回転数は第1図より1,400~1,600rpmであるが、この計算ではエンジンは加速中であるから回転数はこれより多いと考えられる。この差のために冷凍サイクルの実験結果より上回った数値がでたものと考えられる。冷房装置の所要馬力は全馬力の10~13%となって先の推定が正しいと考えて差つかえない。

この考察より一般に冷房装置を取り付けるとき、自動車の性能に及ぼす影響を算定するには、平均車速を発生するのに必要な全馬力を求めて、そのときに必要な冷房装置の所要馬力の占める割合を算出すると、その割合の分だけ性能が低下すると考えてよい。

8. 結 言

筆者はまず自動車冷房装置に必要な冷凍容量を決定して冷房装置の仕様を作成した。この仕様によって製作し

た冷房装置の運転試験を行って冷却性能を測定し、あわせて冷房装置の有無が自動車の性能に及ぼす影響を及ぼすかを検討した。

現在わが国において実用されている乗用車は普通車および小形車の二種類ある。本試作の冷房装置は普通車用のもので、これをそのまま小形車に取り付けることは車種によって不可能ではないが、自動車の性能低下も少なくないので、小形車用の冷房装置の設計にあたっては自動車に許される範囲内の動力消費になるような設計を行なわねばならない。

本実験の結果より次のようなことが明らかになった。

(1) 一般に乗用車の冷却に必要な熱量は3,000kcal/hあれば十分である。運転開始直後の冷却特性を良好にするために蒸発器の圧力を急速に低下させる必要がある。それには本装置に使用したA社製膨脹弁は十分その目的を満足させた。

(2) 冷房装置の容量調整は本試作に使用した圧力作動式バイパス弁で十分その目的を達することができる。本実験結果によれば同一運転状態でもこのバイパス弁によって冷却容量を半減することができた。

(3) 本試作機を普通車に取り付け走行した結果によれば、走行後10分間で車内温度は走行前より8°C低下する。

(4) 自動車に冷房装置を取り付けた場合には冷房装置の所要馬力分だけ自動車の性能は低下する。本実験に用いた車では冷房装置の所要馬力が自動車の走行馬力の10%に相当したため燃費率および加速性能は約10%の低下を見た。

以上自動車冷房装置の試作研究結果をのべてきたが、本研究の成果は今後この種の冷房装置の設計にあたって有益な指針を与えるものと思ふ。ただ現在の方式では負荷調整が不可能であるので今後は負荷の簡単な調整方法について検討を進め、より完全なものの製作を行いたいと考えている。

擧筆にあたり自動車性能測定に際し御協力賜わった多賀工場商品検査課の各位に厚く御礼申上げるとともに、種々御指導いただいた高橋設計課長、ならびに実験に協力していただいた検査課の各位に感謝の意を表す。

参 考 文 献

- (1) O. G. Tinkey & Others: Ref. Eng., 61 31 (Jan. 1953)
- (2) J. Ralph Holnies: Ref. Eng., 62 (July 1954)
- (3) J. D. Loveley, R. S. Heym: Ref. Eng., 66, (Aug. 1958)
- (4) Melvin Kalfus: Heat. and Vent., (April 1953)
- (5) 自動車技術会: 自動車工学ハンドブック
- (6) A. S. R. E.: Data Book 1955~1956