

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3959305号  
(P3959305)

(45) 発行日 平成19年8月15日(2007.8.15)

(24) 登録日 平成19年5月18日(2007.5.18)

(51) Int. Cl. F I  
B 6 O H 1/32 (2006.01) B 6 O H 1/32 6 2 6 E

請求項の数 2 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2002-140935 (P2002-140935)	(73) 特許権者	000004765 カルソニックカンセイ株式会社 東京都中野区南台5丁目24番15号
(22) 出願日	平成14年5月16日(2002.5.16)	(73) 特許権者	000002082 スズキ株式会社 静岡県浜松市南区高塚町300番地
(65) 公開番号	特開2003-326963 (P2003-326963A)	(74) 代理人	100119644 弁理士 綾田 正道
(43) 公開日	平成15年11月19日(2003.11.19)	(72) 発明者	広瀬 隆一 東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会 社内
審査請求日	平成17年1月27日(2005.1.27)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用空調制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エアコンサイクルに含まれ、エアコン作動時にエンジン又はモータにより駆動されるコンプレッサと、

エンジンにより駆動されるオルタネータ又はバッテリーを電源として作動するファンモータを有し、ファンモータによるコンデンサ冷却能力が外部から可変に制御される冷却電動ファンと、

を備えた車両用空調制御装置において、

前記エアコンサイクルに要求される冷房能力を予測する要求冷房能力予測手段と、

車両がアイドリング状態であることを検出するアイドリング状態検出手段と、前記要求冷房能力予測手段により要求冷房能力が設定値以上高まると予測されるクールダウン時、または、車両のアイドリング時、通常制御時より低いコンプレッサ吐出容量領域にてファンモータ負荷を高める制御を行う第三のファンモータ制御手段と、を設け、

該第三のファンモータ制御手段は、

コンプレッサ吐出容量に対するファンモータ負荷を決める制御マップとして、通常の走行状態で最も燃費が良い最高効率点に基づいて設定された通常制御マップと、アイドリング状態及びクールダウン状態で最も燃費が良い最高効率点に基づいて設定されたアイドリング・クールダウン制御マップと、を持ち、

クールダウン時でもアイドリング時でもない走行時には、通常制御マップを選択し、クールダウン時、または、車両のアイドリング時には、アイドリング・クールダウン制御マ

10

20

ップを選択することを特徴とする車両用空調制御装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載された車両用空調制御装置において

前記コンプレッサは、コンプレッサ吐出容量が外部から可変に制御される外部制御型コンプレッサであり、前記外部制御型コンプレッサは、エアコンサイクルに要求される冷房能力に応じて決められる目標コンプレッサ吐出容量を得る制御を行うコンプレッサ制御手段により制御されることを特徴とする車両用空調制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、エアコンサイクルに外部制御型の冷却電動ファンを採用した車両用空調制御装置の技術分野に属する。

【0002】

【従来の技術】

従来、車両用空調制御装置としては、例えば、特開 2000 - 274243 号公報に記載のものが知られている。

【0003】

この従来公報には、運転領域の全域に亘り、必要最小限の冷却ファンの稼働を図ることを目的とし、コンデンサとラジエータの背面に配置された冷却電動ファンを、コンプレッサが作動するエアコン ON 状態では、車速、エンジン冷却水温度、コンプレッサ吐出圧力を参照パラメータとし、冷却ファン運転マップから制御定数を選択して制御する装置が記載されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、従来の車両用空調制御装置の冷却ファン制御にあっては、エアコンの運転状況情報を得る目的でのみコンプレッサ吐出圧力を参照するものであるため、あらゆる車両条件下で同じような冷却ファン制御を行った場合には、特定の車両条件（クールダウン時とアイドリング時）では燃費の悪化を促してしまうという問題があった。

【0005】

すなわち、高い冷房能力が要求されるクールダウン時、従来技術の目的に記載されるように、必要最小限の冷却ファンの稼働を図るという技術思想を考慮して冷却ファン負荷を抑えると、高い冷房能力要求に応えるためには、冷却ファン負荷を抑えた分、コンプレッサ負荷が高いレベルまで増大する。

【0006】

また、冷房能力の保持が要求されるアイドリング時、従来技術の目的に記載されるように、必要最小限の冷却ファンの稼働を図るという技術思想を考慮して冷却ファン負荷を抑えると、冷房能力を保持するためにコンプレッサ負荷が増大することになる。しかも、このアイドリング時には、走行風によるコンデンサ冷却能力が不足する。

【0007】

結果的には、クールダウン時もアイドリング時にも、冷却ファン負荷の抑制に伴ってコンプレッサ負荷が増大することで、コンプレッサ負荷と冷却ファン負荷の総和によりあらわされるトータルエンジン負荷、又、トータルバッテリー負荷が高くなってしまい、これらの負荷の大きさに依存する燃費の悪化を促してしまう。

【0008】

本発明は、上記問題点に着目してなされたもので、クールダウン時やアイドリング時において、要求される冷房能力を確保しながら、燃費の向上を達成することができる車両用空調制御装置を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため、本発明では、コンプレッサと外部制御型の冷却電動ファンと

10

20

30

40

50

を備えた車両用空調制御装置において、車両がアイドリング状態であることを検出するアイドリング状態検出手段と、前記要求冷房能力予測手段により要求冷房能力が設定値以上高まると予測されるクールダウン時、または、車両のアイドリング時、通常制御時より低いコンプレッサ吐出容量領域にてファンモータ負荷を高める制御を行う第三のファンモータ制御手段と、を設け、

該第三のファンモータ制御手段は、

コンプレッサ吐出容量に対するファンモータ負荷を決める制御マップとして、通常の走行状態で最も燃費が良い最高効率点に基づいて設定された通常制御マップと、アイドリング状態及びクールダウン状態で最も燃費が良い最高効率点に基づいて設定されたアイドリング・クールダウン制御マップと、を持ち、

クールダウン時でもアイドリング時でもない走行時には、通常制御マップを選択し、クールダウン時、または、車両のアイドリング時には、アイドリング・クールダウン制御マップを選択するようにした。

【0011】

【発明の効果】

本発明の車両用空調制御装置にあっては、コンプレッサ吐出容量に対するファンモータ負荷を決める制御マップとして、クールダウン時でもアイドリング時でもない走行時には、通常の走行状態で最も燃費が良い最高効率点に基づいて設定された通常制御マップを選択し、クールダウン時、または、車両のアイドリング時には、アイドリング状態及びクールダウン状態で最も燃費が良い最高効率点に基づいて設定されたアイドリング・クールダウン制御マップを選択するようにしたことで、通常走行時かアイドリング・クールダウン時かにかかわらず、効率的な燃費の向上を達成することができる。

【0012】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の車両用空調制御装置を実現する実施の形態を、第1実施例に基づいて説明する。

【0013】

(第1実施例)

まず、構成を説明する。

図1は第1実施例の車両用空調制御装置を示す全体システム図である。図1において、1はエンジン、2はラジエータ、3は外部制御型コンプレッサ(コンプレッサ)、4はコンデンサ、5はリキッドタンク、6は温度式自動膨張弁、7はエバポレータ、8はオルタネータ、9は冷却電動ファン、10はファンモータ、11はコントロールバルブ、12はブロワファン、13はブロワファンモータである。

【0014】

前記エンジン1とラジエータ2とは、エンジン冷却水入口管とエンジン冷却水出口管により連結されている。

【0015】

第1実施例装置におけるエアコンサイクルは、外部制御型コンプレッサ3とコンデンサ4とリキッドタンク5と温度式自動膨張弁6とエバポレータ7とにより構成される。以下、各構成要素について説明する。

【0016】

前記外部制御型コンプレッサ3は、前記エンジン1により駆動され、エバポレータ7から送られる低温低圧の気体による冷媒を高圧高温の気体にしてコンデンサ4に送る。この外部制御型コンプレッサ3は、内蔵されたコントロールバルブ11に対するデューティ信号によりコンプレッサ吐出容量が外部から可変に制御される。なお、外部制御型コンプレッサ3の詳しい構成は後述する。

【0017】

前記コンデンサ4は、前記ラジエータ2の前面に配置され、走行風や冷却電動ファン9によって得られる風で、高圧高温の冷媒を凝縮点まで冷却し高圧中温の液体にしリキッドタ

10

20

30

40

50

ンク 5 へ送る。

【 0 0 1 8 】

前記リキッドタンク 5 は、コンデンサ 4 から送られる高圧中温の液体による冷媒に含まれる水分やゴミを取り除き、冷媒が円滑に供給できるように溜めて、温度式自動膨張弁 6 へ送る。

【 0 0 1 9 】

前記温度式自動膨張弁 6 は、リキッドタンク 5 から送られる高圧中温の液体による冷媒を急激に膨張させ、低温低圧の液体（霧状）にし、エバポレータ 7 に送る。

【 0 0 2 0 】

前記エバポレータ 7 は、温度式自動膨張弁 6 から送られる霧状の冷媒を、ブロウファン 1 2 により送られる車内空気からの熱を奪いながら蒸発させることで低温低圧の気体とし、この低温低圧の気体による冷媒を外部制御型コンプレッサ 3 に送る。 10

【 0 0 2 1 】

前記冷却電動ファン 9 は、前記エンジン 1 により駆動されるオルタネータ 8 の端子電圧を電源として作動されるファンモータ 1 0 を有する。このファンモータ 1 0 はモータ駆動電圧が P W M 制御され、ファンモータ 1 0 の作動によるコンデンサ冷却能力が可変に制御される。

【 0 0 2 2 】

なお、P W M（= Pulse Width Modulation の略称）とは、振幅及び繰り返し周期が一定なパルスの時間幅を、信号波の波形に応じて変化させるパルス幅変調方式をいう。 20

【 0 0 2 3 】

前記ブロウファン 1 2 は、ブロウファンモータ 1 3 により駆動され、車室内の空気である内気を吸い込み、前記エバポレータ 7 に圧送し、冷なくなった空気を車室内に送り出す。

【 0 0 2 4 】

次に、電子制御系について説明する。図 1 において、1 4 はコントロールユニット、1 5 はエアコンスイッチ、1 6 はエンジン水温センサ、1 7 は高圧センサ（コンプレッサ吐出容量相当値検出手段）、1 8 はエバポレータ出口温度センサ（エバポレータ出口温度検出手段）、1 9 は車速センサ（車速検出手段）、2 0 はファンモータ制御部、2 1 は P W M アンプ、2 2 は E C V 制御部（コンプレッサ制御手段）、2 3 は E C V アンプ、2 4 は P W M モジュール、2 5 は目標エバポレータ出口温度設定手段である。 30

【 0 0 2 5 】

前記コントロールユニット 1 4 には、エアコンスイッチ 1 5 からのスイッチ信号、エンジン水温センサ 1 6 からエンジン冷却水温情報、前記リキッドタンク 5 の出口側管の途中に設けられた高圧センサ 1 7 からコンプレッサ吐出容量情報、エバポレータ出口温度センサ 1 8 からエバポレータ出口温度情報、目標エバポレータ出口温度設定手段 2 5 から目標エバポレータ出口温度設定情報、車速センサ 1 9 から車速情報が取り込まれる。

【 0 0 2 6 】

ここで、前記エバポレータ出口温度センサ 1 8 は、エバポレータ 7 の出口直後の位置に設けられる。また、高圧センサ 1 7 からのセンサ値は、コンプレッサ吐出側圧力  $P_d$  をあらわす値としてファンモータ制御に用いられる。さらに、コントロールユニット 1 4 には、上記の情報以外に、必要情報（温度調整ダイヤル情報、内気センサ情報、外気センサ情報、日射センサ情報、吸込温度センサ情報、モードスイッチ情報、ブロウファン風量情報等）が取り込まれる。 40

【 0 0 2 7 】

前記コントロールユニット 1 4 は、ファンモータ 1 0 へ出力するデューティ比を演算するファンモータ制御部 2 0 と、該ファンモータ制御部 2 0 での演算処理結果に応じて P W M モジュール 2 4 に対しデューティ信号を出力する P W M アンプ 2 1 と、コントロールバルブ 1 1 へ出力するデューティ比を演算する E C V 制御部 2 2 と、該 E C V 制御部 2 2 の演算処理結果に応じてコントロールバルブ 1 1 に対してデューティ信号を出力する E C V アンプ 2 3 と、を有する。 50

## 【 0 0 2 8 】

前記 P W M モジュール 2 4 は、オルタネータ 8 の端子に接続されると共に、 P W M アンプ 2 1 からのデューティ信号を受けて、ファンモータ 1 0 に印加する P W M デューティ比による駆動電圧を作り出す。

## 【 0 0 2 9 】

図 2 は外部制御型コンプレッサ 3 を示す断面図であり、図 3 は外部制御型コンプレッサ 3 のコントロールバルブ 1 1 に対するデューティ信号によるコンプレッサ吐出容量（吐出側圧力）の制御作用説明図である。

## 【 0 0 3 0 】

前記外部制御型コンプレッサ 3 は、多気筒斜板式であり、コンプレッサケース 3 0 と、プーリ 3 1 と、駆動軸 3 2 と、斜板駆動体 3 3 と、斜板 3 4 と、ピストン 3 5 と、高圧ボール弁 3 6 と、コントロールバルブ 1 1 と、高圧室 3 7 と、クランク室 3 8 と、を有して構成されている。

10

## 【 0 0 3 1 】

この外部制御型コンプレッサ 3 は、内蔵された斜板 3 4 の傾きを変化させることにより、吐出容量の制御を行う。つまり、外部制御型コンプレッサ 3 内に組み込まれたコントロールバルブ 1 1 に対するデューティ信号により、高圧ボール弁 3 6 のリフト量を変化させる。これにより、高圧室 3 7（=吐出側圧力 Pd）から高圧ボール弁 3 6 を経過してクランク室 3 8 へ流れ込む冷媒流量を制御し、コンプレッサ 3 内のクランク室 3 8 の圧力（=クランク室圧力 Pc）を変え、斜板 3 4 の傾きを変化させる。

20

## 【 0 0 3 2 】

高圧ボール弁 3 6 のリフト量は、図 3 に示すように、コントロールバルブ 1 1 のダイヤフラムに係る低圧圧力（=吸込側圧力 Ps）とセットスプリングのパネ荷重と電磁コイルに発生する磁力のバランスにより決まる。

## 【 0 0 3 3 】

前記コントロールバルブ 1 1 内の電磁コイルには、 E C V アンプ 2 1 から、例えば、400Hz のパルス ON-OFF 信号（デューティ信号）が送られ、デューティ比による実効電流により発生する磁力のこの変化で高圧ボール弁 3 6 のリフト量を制御する。

## 【 0 0 3 4 】

次に、作用を説明する。

30

## 【 0 0 3 5 】

[ ファンモータ制御処理 ]

図 4 はコントロールユニット 1 4 のファンモータ制御部 2 0 にて実行されるファンモータ制御処理の流れを示すフローチャートで、以下、各ステップについて説明する。

## 【 0 0 3 6 】

ステップ S 1 では、エバポレータ出口温度  $T_{int}$  と目標エバポレータ出口温度  $T'_{int}$  との差温  $T$  を算出する（要求冷房能力予測手段）。そして、算出された差温  $T$ （=  $T_{int} - T'_{int}$ ）の大きさが 4 となるまでは通常制御に設定され、算出された差温  $T$  の大きさが 4 以上になると通常制御の設定からクールダウン制御の設定に切り換えられる。そして、クールダウン制御時に算出された差温  $T$  の大きさが 2 以下になるとクールダウン制御の設定から通常制御の設定に切り換えられる。

40

## 【 0 0 3 7 】

ここで、目標エバポレータ出口温度  $T'_{int}$  は、コントロールユニット 1 4 の E C V 制御部 2 2（目標エバポレータ出口温度設定手段）において、外気温度、室内温度、目標吹出風温度等に応じて演算される目標コンプレッサ吐出容量を得るコンプレッサ制御が行われるが、この演算処理の途中段階において求められる。そして、双方向通信線を介して E C V 制御部 2 2 からファンモータ制御部 2 0 に取り込まれる。

## 【 0 0 3 8 】

ステップ S 2 では、ステップ S 1 で通常制御に設定されているか否かが判断され、通常制御に設定されている場合にはステップ S 3 へ移行し、クールダウン制御に設定されている

50

場合にはステップ S 6 へ移行する。

【 0 0 3 9 】

ステップ S 3 では、車速 V が 35km/h となるまではアイドル制御に設定され、車速 V が 35km/h 以上になるとアイドル制御の設定から通常制御の設定に切り換えられる。そして、通常制御時に車速 V が 25km/h 以下になると通常制御の設定からアイドル制御の設定に切り換えられる。

【 0 0 4 0 】

ステップ S 4 では、ステップ S 3 で通常制御に設定されているか否かが判断され、通常制御に設定されている場合にはステップ S 5 へ移行し、アイドル制御に設定されている場合にはステップ S 6 へ移行する。

10

【 0 0 4 1 】

ステップ S 5 では、枠内に記載の通常制御マップと、コンプレッサ吐出側圧力 Pd と、を用いてファンモータ 10 へのデューティ比 A DUTY が求められる。

【 0 0 4 2 】

ここで、通常制御マップは、 $Pd < 10.5\text{kg/cm}^2$  の領域では A DUTY = 0 % とされ、 $Pd > 19.5\text{kg/cm}^2$  の領域では A DUTY = 100 % とされ、 $10.5\text{kg/cm}^2 \leq Pd \leq 19.5\text{kg/cm}^2$  の領域では増加と減少にヒステリシスを持たせながらデューティ比 A DUTY が 0 % から 100 % まで比例的に変化する。

【 0 0 4 3 】

また、コンプレッサ吐出側圧力 Pd としては、高圧センサ 17 からの圧力センサ値に基づき、圧力センサ値の変化が緩やかになるように補正されたコンプレッサ吐出側圧力認識値が用いられる。

20

【 0 0 4 4 】

ステップ S 6 では、枠内に記載のアイドルリング・クールダウン制御マップと、コンプレッサ吐出側圧力 Pd と、を用いてファンモータ 10 へのデューティ比 A DUTY が求められる。

【 0 0 4 5 】

ここで、アイドルリング・クールダウン制御マップは、 $Pd < 4.0\text{kg/cm}^2$  の領域では A DUTY = 0 % とされ、 $Pd > 11.0\text{kg/cm}^2$  の領域では A DUTY = 100 % とされ、 $4.0\text{kg/cm}^2 \leq Pd \leq 11.0\text{kg/cm}^2$  の領域では増加と減少にヒステリシスを持たせながらデューティ比 A DUTY が 0 % から 100 % まで比例的に変化する。

30

【 0 0 4 6 】

なお、通常制御マップは図 6 の走行時の制御線に基づいて設定され、アイドルリング・クールダウン制御マップは図 6 のアイドルリング・クールダウン制御線に基づいて設定される。

【 0 0 4 7 】

ステップ S 7 では、ステップ S 5 またはステップ S 6 にて求められたデューティ比 A DUTY が、ファンモータデューティ比 M/F A とされ、次のステップ S 8 へ移行する。

【 0 0 4 8 】

ステップ S 8 では、ステップ S 7 でのファンモータデューティ比 M/F A によるデューティ比信号が、PWM アンプ 21 から PWM モジュール 24 に対して出力される。

【 0 0 4 9 】

このフローチャートで、ステップ S 1 ステップ S 2 ステップ S 6 ステップ S 7 は請求項 1 の第一のファンモータ制御手段に相当する。また、ステップ S 1 ステップ S 2 ステップ S 3 ステップ S 4 ステップ S 6 ステップ S 7 は請求項 3 の第二のファンモータ制御手段に相当する。また、ステップ S 1 ~ ステップ S 7 は請求項 5 の第三のファンモータ制御手段に相当する。

40

【 0 0 5 0 】

[ 制御マップの設定 ]

まず、コンデンサの冷却ファンとして電動ファンを採用した場合、エンジンに加わる負荷トルク（以下、トータルエンジン負荷という）は、コンプレッサを駆動するための動力負荷トルク（以下、コンプレッサ動力負荷という）と、冷却電動ファンのオルタネータを駆

50

動するための動力負荷トルク（以下、冷却ファン電気負荷という）と、の総和により与えられる。

【 0 0 5 1 】

そこで、第 1 実施例のように、外部制御型コンプレッサ 3 と外部制御型の冷却電動ファン 9 をエアコンシステムに採用した場合、コンプレッサ動力負荷と、冷却ファン電気負荷と、両負荷を合算したエンジン負荷との関係は、どのような関係にあるかを明らかにするために実験を行った。その実験結果を図 5 に示す。

【 0 0 5 2 】

この実験では冷房能力を変化させないようにしながらオルタネータによるエンジン負荷トルク（冷却ファン電気負荷）とコンプレッサによるエンジン負荷トルク（コンプレッサ動力負荷）との計測を行ったもので、図 5 の 2 つのエンジン負荷トルク特性から明かなように、コンプレッサによるエンジン負荷トルクを高くするとオルタネータによるエンジン負荷トルクは低くなり、逆に、オルタネータによるエンジン負荷トルクを高くするとコンプレッサによるエンジン負荷トルクは低くなるという関係にある。

【 0 0 5 3 】

そして、図 5 の実験結果により、両負荷負荷トルクを合算したトータルエンジン負荷トルクをみると、モータファン電圧 6 ボルトのときにトータルエンジン負荷トルクは 2.15kgf-m、モータファン電圧 8 ボルトのときにトータルエンジン負荷トルクは 1.96kgf-m、モータファン電圧 10 ボルトのときにトータルエンジン負荷トルクは 1.99kgf-m、モータファン電圧 12 ボルトのときにトータルエンジン負荷トルクは 2.14kgf-m となり、モータファン電圧 8 ボルトのときにトータルエンジン負荷トルクが最も小さくなる最高効率点があらわれる。

【 0 0 5 4 】

よって、図 5 の実験により、コンプレッサ動力負荷を高くしてゆくと冷却ファン電気負荷は低くなり、逆に、冷却ファン電気負荷を高くしてゆくとコンプレッサ動力負荷は低くなるという関係を示すこと、また、冷却ファン電気負荷とコンプレッサ動力負荷のうち一方の負荷を低く抑えることが必ずしもトータルエンジン負荷を下げることにはならないということが、が解明された。

【 0 0 5 5 】

この解明結果は、一方のファンモータへの電気負荷を制御すると、他方のコンプレッサの動力負荷が変化するという協調関係を示し、しかも、ファンモータの電気負荷制御を最適化することにより、トータルエンジン負荷トルクが最も小さくなる最高効率点によるコンプレッサとファンモータの運転ができることを意味する。

【 0 0 5 6 】

そこで、本発明者は、図 6 に示すように、アイドリング時と、40km/h での走行時と、60km/h での走行時と、80km/h での走行時について、それぞれファンモータに対する PWM デューティ比とコンプレッサの吐出側圧力  $P_d$  とを変えながら、複数の最高効率点（= 最高燃費点）を計測した。

【 0 0 5 7 】

そして、図 6 に示すように、上記の計測により求められた最高効率点と、エアコンシステムの冷房能力等を考慮し、走行時の制御線の傾きとアイドリング・クールダウン制御線の傾きを決定し、走行時の制御線とアイドリング・クールダウン制御線を設定した。

【 0 0 5 8 】

次いで、図 6 の走行時の制御線に基づいて図 4 のステップ S 5 に枠内に示す通常制御マップを設定し、図 6 のアイドリング・クールダウン制御線に基づいて図 4 のステップ S 6 に枠内に示すアイドリング・クールダウン制御マップを設定した。

【 0 0 5 9 】

[ 発進時のファンモータ制御作用 ]

エンジン 1 を始動しての発進前の停車時にエアコンスイッチを入れると、エバポレータ出口温度  $T_{int}$  が高く、エバポレータ出口温度  $T_{int}$  と目標エバポレータ出口温度  $T'_{int}$  の差温

10

20

30

40

50

Tが4 を超えるため、図4のフローチャートにおいて、ステップS1 ステップS2  
ステップS6 ステップS7へと進む流れとなり、アイドリング・クールダウン制御マ  
ップを選択してのクールダウン制御が開始される。

【0060】

すなわち、図7の 1 に示すように、コンプレッサ吐出側圧力Pdが7.0kg/cm<sup>2</sup>になると  
ファンモータ10へのデューティ比が30%まで上がり、コンプレッサ吐出側圧力Pdが11  
.0kg/cm<sup>2</sup>になるまでコンプレッサ吐出側圧力Pdの上昇に比例してファンモータ10へのデ  
ューティ比が100%まで上がる。

【0061】

そして、冷房効果によりエバポレータ出口温度Tintが低くなり、差温 Tが2 以下にな 10  
ると、クールダウン制御は解除される。

【0062】

しかし、発進しても車速が35km/hに満たない場合には、図4のフローチャートにおいて、  
ステップS1 ステップS2 ステップS3 ステップS4 ステップS6 ステップS  
7へと進む流れとなり、アイドリング制御に入るが、クールダウン時もアイドリング時  
にも同じアイドリング・クールダウン制御マップを用いるため、結果的には同じ制御が維持  
される。

【0063】

上記のように、エアコン作動開始によるクールダウン時やアイドリング時は、コンプレ  
ッサ吐出側圧力Pdが低レベルの値(7.0kg/cm<sup>2</sup>)になるとファンモータ10の作動を開始し 20  
、しかも、コンプレッサ吐出側圧力Pdが通常の開始域(11.0kg/cm<sup>2</sup>)に達すると既にファン  
モータ10へのデューティ比が100%となるようにし、ファンモータ電気負荷を早期  
に大きくすることで、コンプレッサ動力負荷の増大を抑え、結果的に、高い燃費の向上が  
図られる。

【0064】

すなわち、エアコン作動開始によるクールダウン時やアイドリング時は、仮にファンモ  
ータ10を抑えて作動させるとファンモータ電気負荷は小さくなるが、協調作用によりコン  
プレッサ動力負荷が増大し、燃費の向上を望めない。

【0065】

加えて、走行風によるコンデンサ4の冷却が望めず、要求される冷房能力を確保するには 30  
、冷却電動ファン9からの送風が必要である。

【0066】

[走行時のファンモータ制御作用]

発進後に車速を上げてゆき車速が35km/h以上になると、図4のフローチャートにおいて、  
ステップS1 ステップS2 ステップS3 ステップS4 ステップS5 ステップS  
7へと進む流れとなり、通常制御マップを選択しての通常制御が開始される。

【0067】

すなわち、図7の 2 に示すように、車速が35km/hになるときの運転点がP1とすると、  
一気に運転点P2までファンモータ10へのデューティ比を低下させ、その後、コンプレ  
ッサ吐出側圧力Pdの減少や上昇に応じ、ファンモータ10へのデューティ比を通常制御マッ 40  
ップに沿って変化させる制御が行われる。

【0068】

上記のように、車速35km/h以上での走行時には、走行風によるコンデンサ4の冷却が望め  
ることで、ファンモータ電気負荷を抑えても要求される冷房能力を確保することができる  
し、また、ファンモータ電気負荷を抑えることでコンプレッサ動力負荷が多少高くなっ  
てもトータルエンジン負荷は、通常制御マップに沿ったファンモータ制御により低く抑えら  
れる。よって、通常制御マップによる狙いの通りに高い燃費の向上が図られる。

【0069】

[停車時のファンモータ制御作用]

例えば、信号停車等であって、車速35km/h以上での走行時から減速して停車するような場 50

合で、車速が25km/h以下になると、図4のフローチャートにおいて、ステップS1 ステップS2 ステップS3 ステップS4 ステップS6 ステップS7へと進む流れとなり、アイドルリング・クールダウン制御マップを選択してのアイドルリング制御が開始される。

【0070】

すなわち、図7の3に示すように、車速が25km/h以下になるときの運転点がP3とすると、一気に運転点がP4まで上昇し、ファンモータ10へのデューティ比を100%とする。その後、コンプレッサ吐出側圧力Pdが減少すると、コンプレッサ吐出側圧力Pdが10.0kg/cm<sup>2</sup>となるまでは、ファンモータ10へのデューティ比を100%が維持される。その後、コンプレッサ吐出側圧力Pdが10.0kg/cm<sup>2</sup>以下になると、その減少に応じてファンモータ10へのデューティ比がアイドルリング・クールダウン制御マップに沿って低下する制御が行われる。

10

【0071】

上記のように、走行状態から停止へ移行する時は、一気にファンモータ10へのデューティ比を100%とし、ファンモータ電気負荷を応答良く最大値となるように変更することで、コンプレッサ動力負荷が減少する。よって、ファンによるコンデンサ冷却能力の上昇に伴い要求される冷房能力を確保しながら、コンプレッサ動力負荷に減少により、アイドルリング・クールダウン制御マップによる狙いの通りの高い燃費の向上が図られる。

【0072】

[走行途中でのクールダウン制御作用]

20

例えば、走行途中で窓を開け高温の外気が車室内に流入してエバポレータ出口温度Tintが上昇した場合や、走行途中で温度調整ダイヤルを操作して設定温度を大幅に低下させた場合等であって、エバポレータ出口温度Tintと目標エバポレータ出口温度T'intの差温が4を超えると、図4のフローチャートにおいて、ステップS1 ステップS2 ステップS6 ステップS7へと進む流れとなり、アイドルリング・クールダウン制御マップを選択してのクールダウン制御が開始される。

【0073】

すなわち、図7の4に示すように、通常制御からクールダウン制御へ移行するときの運転点をP5とすると、一気に運転点がP6まで上昇し、ファンモータ10へのデューティ比を100%とする。その後、要求冷房能力の増大に伴ってコンプレッサ吐出側圧力Pdが増加してもアイドルリング・クールダウン制御マップに沿ってファンモータ10へのデューティ比を100%に維持するという制御が行われる。

30

【0074】

上記のように、走行途中でのクールダウン制御時は、一気にファンモータ10へのデューティ比を100%とし、ファンモータ電気負荷を応答良く最大値となるように変更することで、ファンと走行風により高いコンデンサ冷却能力が達成される。よって、高いコンデンサ冷却能力に伴いコンプレッサ動力負荷の増大が抑えられることで、アイドルリング・クールダウン制御マップによる狙いの通りの高い燃費の向上が図られる。

【0075】

[燃費比較]

40

本発明者は、エアコンのON/OFFに連動する固定コンプレッサを有するエアコンシステムAと、外部制御型の可変容量コンプレッサに対し外部制御型のファンモータを単一制御(燃費を考慮しない独立制御)するエアコンシステムBと、外部制御型の可変容量コンプレッサに対し外部制御型のファンモータを複合制御(燃費を考慮した協調制御)する第1実施例のエアコンシステムCと、で燃費の比較試験を行った。

【0076】

図8に示す30, 50%での燃費比較試験結果は、900rpmでのアイドルリング時には、Aでは54.9%、Bでは47.8%、Cでは45.2%であり、A Bで7.1%低下し、B Cで2.6%低下した。40km/hでの走行時には、Aでは27.1%、Bでは26.2%、Cでは21.5%であり、A Bで0.9%低下し、B Cで4.7%低下した。80km/hでの走行時には、Aでは12.6%、

50

Bでは9.2%、Cでは5.8%であり、A Bで3.4%低下し、B Cで3.4%低下した。

【0077】

図9に示す35, 50%での燃費比較試験結果は、900rpmでのアイドリング時には、Aでは56.8%、Bでは50.9%、Cでは45.9%であり、A Bで5.9%低下し、B Cで5.0%低下した。40km/hでの走行時には、Aでは36.3%、Bでは32.6%、Cでは32.6%であり、A Bで3.7%低下し、B Cで0%であった。80km/hでの走行時には、Aでは17.6%、Bでは14.6%、Cでは9.3%であり、A Bで3.0%低下し、B Cで5.3%低下した。

【0078】

以上により、第1実施例のエアコンシステムCをエアコンシステムAと比較した場合の燃費の改善効果は下記の通りである。

(a)アイドリング時には、A Cでは9.7%と10.9%であり、10%前後も燃費が改善することが確認された。

(b)40km/hでの走行時には、A Cでは5.6%と3.7%であり、5%前後も燃費が改善することが確認された。

(c)80km/hでの走行時には、A Cでは6.8%と8.3%であり、7~8%前後も燃費が改善することが確認された。

【0079】

次に、効果を説明する。

【0080】

第1実施例の車両用空調制御装置にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

【0081】

(1) 図4のステップS1にて、エバポレータ出口温度 $T_{int}$ と目標エバポレータ出口温度 $T'_{int}$ との差温 $\Delta T$ の大きさが4以上になったと判断されると、ステップS1からステップS2 ステップS6 ステップS7へと進む流れとなり、通常制御マップより低いコンプレッサ吐出側圧力 $P_d$ の領域にてファンモータ10へのデューティ比を高めるアイドリング・クールダウン制御マップを選択してのクールダウン制御を行うようにしたため、クールダウン時において、要求される冷房能力を確保しながら、燃費の向上を達成することができる。

【0082】

(2) エアコンサイクルに含まれるエバポレータ7の出口直後のエバポレータ出口温度 $T_{int}$ を検出するエバポレータ出口温度センサ18と、エアコンサイクルに含まれるエバポレータ7の出口直後の目標エバポレータ出口温度 $T'_{int}$ を設定するECV制御部22と、エバポレータ出口温度 $T_{int}$ と目標エバポレータ出口温度 $T'_{int}$ との差温 $\Delta T$ の大きさにより、要求冷房能力を予測するようにしたため、エバポレータ出口温度 $T_{int}$ を検出するだけで、ECV制御部22にて演算される目標エバポレータ出口温度 $T'_{int}$ を利用し、容易に、しかも、精度良く要求冷房能力の大きさ(=差温 $\Delta T$ の大きさ)を予測することができる。

【0083】

(3) ステップS3にて、車速 $V$ が35km/hに満たないと判断されると、ステップS3からステップS4 ステップS6 ステップS7へと進む流れとなり、通常制御マップより低いコンプレッサ吐出側圧力 $P_d$ の領域にてファンモータ10へのデューティ比を高めるアイドリング・クールダウン制御マップを選択してのアイドリング制御を行うようにしたため、アイドリング時において、要求される冷房能力を確保しながら、燃費の向上を達成することができる。

【0084】

(4) 車速 $V$ を検出する車速センサ19を設け、車速検出値が低速側の35km/h以下であるときに車両がアイドリング状態であると検出するようにしたため、他の車載制御システムで用いられる車速センサ19を利用し、走行風によるコンデンサ4の冷却が望めない極低速度も含んで、容易にアイドリング状態を検出することができる。

【0085】

(5) 図4のステップS1にて、エバポレータ出口温度 $T_{int}$ と目標エバポレータ出口温度 $T'_{int}$

10

20

30

40

50

intとの差温  $T$  の大きさが 4 以上になったと判断された場合、または、ステップ S 3 にて、車速  $V$  が 35km/h に満たないと判断された場合、何れの場合もステップ S 6 へ進み、通常制御マップより低いコンプレッサ吐出側圧力  $P_d$  の領域にてファンモータ 10 へのデューティ比を高めるアイドリング・クールダウン制御マップを選択してのアイドリング・クールダウン制御を行うようにしたため、クールダウン時とアイドリング時との何れの車両状態においても、要求される冷房能力を確保しながら、燃費の向上を達成することができる。

【0086】

(6) コンプレッサ吐出側圧力  $P_d$  に対するファンモータ 10 へのデューティ比を決める制御マップとして、通常の走行状態で最も燃費が良い最高効率点に基づいて設定された通常制御マップと、アイドリング状態及びクールダウン状態で最も燃費が良い最高効率点に基づいて設定されたアイドリング・クールダウン制御マップと、を持ち、クールダウン時でもアイドリング時でもない走行時には、通常制御マップを選択し、クールダウン時、または、車両のアイドリング時には、アイドリング・クールダウン制御マップを選択するようにしたため、通常走行時がアイドリング・クールダウン時にかかわらず、効率的な燃費の向上を達成することができる。

10

【0087】

(7) エアコンシステムのコンプレッサとして、コンプレッサ吐出容量が外部から可変に制御される外部制御型コンプレッサ 3 を用い、該外部制御型コンプレッサ 3 は、ECV 制御部 22 によりエアコンサイクルに要求される冷房能力に応じて決められる目標コンプレッサ吐出容量を得る制御を行うようにしたため、車両状態にかかわらずコンプレッサ吐出側圧力  $P_d$  の最適化（省動力・省燃費）が図られ、外部制御型コンプレッサ 3 の容量可変制御と、ファンモータ 10 の PWM 制御との併用により、コンプレッサ動力負荷（又はコンプレッサモータ電気負荷）とファンモータ電気負荷との総和によるトータルエンジン負荷また、トータルバッテリー負荷を最小に抑える高効率の燃費向上制御を達成することができる。

20

【0088】

以上、本発明の車両用空調制御装置を第 1 実施例に基づき説明してきたが、具体的な構成については、この第 1 実施例に限られるものではなく、特許請求の範囲の各請求項に係る発明の要旨を逸脱しない限り、設計の変更や追加等は許容される。

30

【0089】

例えば、第 1 実施例では、コンプレッサとしてエンジンにより駆動される外部制御型コンプレッサを用いる例を示したが、エアコン作動が非作動かに応じて ON/OFF 制御される容量固定型コンプレッサにも、又、電気モータで回転数制御される電動コンプレッサにも適用することができる。

【0090】

第 1 実施例では、冷却電動ファンのファンモータを無段階に PWM 制御する例を示したが、ファンモータを ON/OFF 制御（2 段階に可変）するものであっても適用することができる。又は、制御特性線（マップ）を複数持ってファンモータを制御するものであっても適用することができる。

40

【0091】

第 1 実施例では、要求冷房能力予測手段として、エバポレータ出口温度の実際値と目標値との差温により予測する例を示したが、例えば、エアコンスイッチの ON 操作や、温度調整ダイヤルでの設定温度を下げる操作や、エアコン ON にもかかわらず車室内温度の急上昇等、により、要求冷房能力を予測するようによっても良い。

【0092】

第 1 実施例では、コンプレッサ吐出容量相当値検出手段として高圧センサの例を示したが、例えば、コンプレッサの吐出側から膨張弁に至るエアコンサイクル中の何れかの位置にて高圧冷媒の圧力を検出する手段や、コンプレッサ吐出側圧力を演算により推定する手段等を用いても良い。

50

## 【0093】

第1実施例では、第一のファンモータ制御手段として、クールダウン時に要求冷房能力にかかわらず1つのアイドルリング・クールダウン制御マップによりファンモータを制御する例を示したが、要求冷房能力が大きいほどアイドルリング・クールダウン制御マップの傾きを大きくする補正を行ったり、コンプレッサ吐出側圧力の低い側に移行させたり、複数の制御マップから最適マップを選択する等、要求冷房能力の大きさに応じたファンモータ制御を行っても良い。

## 【0094】

第1実施例では、エバポレータ出口温度検出手段として、エバポレータ出口温度センサを用いる例を示したが、エバポレータ入口温度センサを備えている場合には、エバポレータ入口温度からエバポレータ出口温度を推定するようにしても良い。

10

## 【0095】

第1実施例では、アイドルリング状態検出手段として、車速センサを用いる例を示したが、アイドルスイッチやエンジン回転数センサ等によりアイドルリング状態検出するようにしても良い。

## 【0096】

第1実施例では、第二のファンモータ制御手段として、アイドルリング時には1つのアイドルリング・クールダウン制御マップによりファンモータを制御する例を示したが、車速やエンジン回転数が低い程、アイドルリング・クールダウン制御マップの傾きを大きくする補正を行ったり、コンプレッサ吐出側圧力の低い側に移行させたり、複数の制御マップから最適マップを選択する等、アイドルリング状態に応じたファンモータ制御を行っても良い。

20

## 【0097】

第1実施例では、第三のファンモータ制御手段として、クールダウン時には上記のように要求冷房能力の大きさに応じたファンモータ制御を行っても良いし、また、アイドルリング時には上記のようにアイドルリング状態に応じたファンモータ制御を行っても良い。さらに、通常走行時には、例えば、車速の大きさにより通常制御マップの傾きを変更する補正を行ったり、複数の通常制御マップから最適マップを選択する等、車速の大きさに応じたファンモータ制御を行っても良い。また、通常走行時には、車速情報以外に路面傾斜等の走行抵抗情報やアクセル開度情報等を加えて、ファンモータ制御を行うようにしても良い。

## 【図面の簡単な説明】

30

【図1】第1実施例の車両用空調制御装置を示す全体システム図である。

【図2】第1実施例の車両用空調制御装置に適用された外部制御型コンプレッサを示す断面図である。

【図3】第1実施例の車両用空調制御装置に適用された外部制御型コンプレッサでの容量可変制御作用の説明図である。

【図4】第1実施例の車両用空調制御装置におけるコントロールユニットのファンモータ制御部にて実行されるファンモータ制御処理の流れを示すフローチャートである。

【図5】冷房能力を保ちながら計測したオルタネータによるエンジン負荷トルク特性とコンプレッサによるエンジン負荷トルク特性と両負荷トルクを合算したトータルエンジン負荷トルク特性を示す実験結果図である。

40

【図6】縦軸をコンプレッサ吐出側圧力とし横軸をファンモータへのPWMデューティとした場合の走行時の制御線とアイドルリング・クールダウン制御線を示す図である。

【図7】様々な車両状態での作用を説明するために通常制御マップとアイドルリング・クールダウン制御マップとを同じ座標軸にあらわした図である。

【図8】第1実施例のファンモータ制御による燃費向上効果を確認するために行った燃費比較試験1の結果図である。

【図9】第1実施例のファンモータ制御による燃費向上効果を確認するために行った燃費比較試験2の結果図である。

## 【符号の説明】

1 エンジン

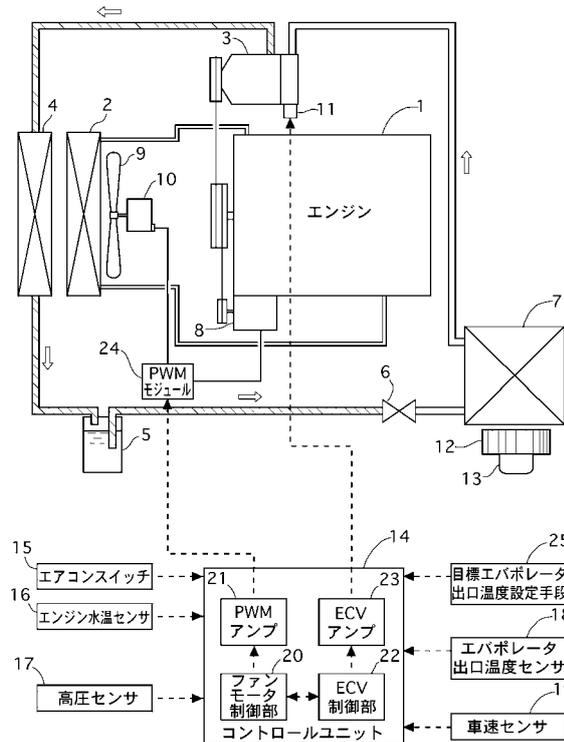
50

- 2 ラジエータ
- 3 外部制御型コンプレッサ (コンプレッサ)
- 4 コンデンサ
- 5 リキッドタンク
- 6 温度式自動膨張弁
- 7 エバポレータ
- 8 オルタネータ
- 9 冷却電動ファン
- 10 ファンモータ
- 11 コントロールバルブ
- 12 ブロウファン
- 13 ブロウファンモータ
- 14 コントロールユニット
- 15 エアコンスイッチ
- 16 エンジン水温センサ
- 17 高圧センサ (コンプレッサ吐出容量相当値検出手段)
- 18 エバポレータ出口温度センサ (エバポレータ出口温度検出手段)
- 19 車速センサ (車速検出手段)
- 20 ファンモータ制御部
- 21 PWM アンプ
- 22 ECV 制御部 (コンプレッサ制御手段)
- 23 ECV アンプ
- 24 PWM モジュール
- 25 目標エバポレータ出口温度設定手段

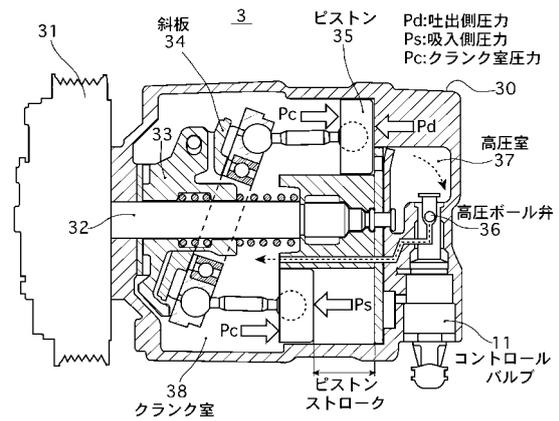
10

20

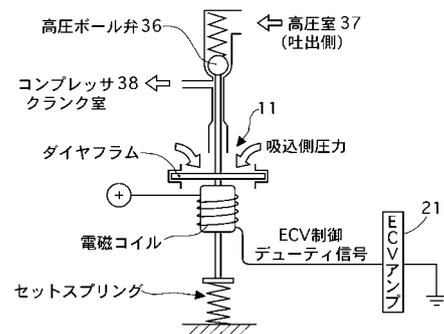
【図 1】



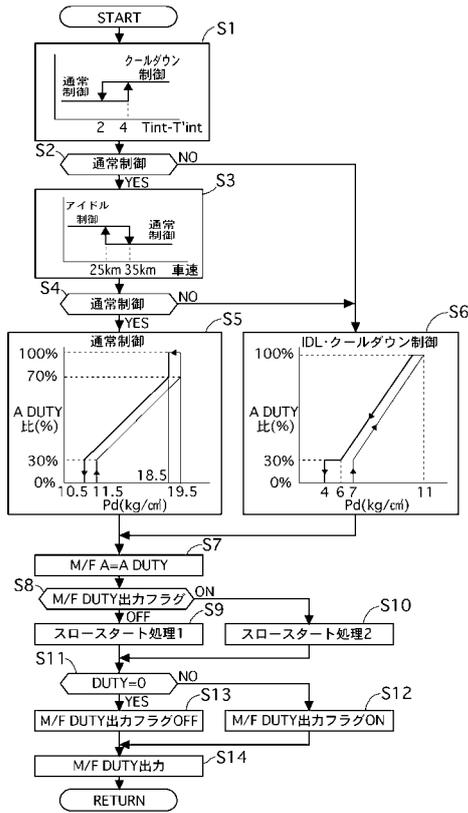
【図 2】



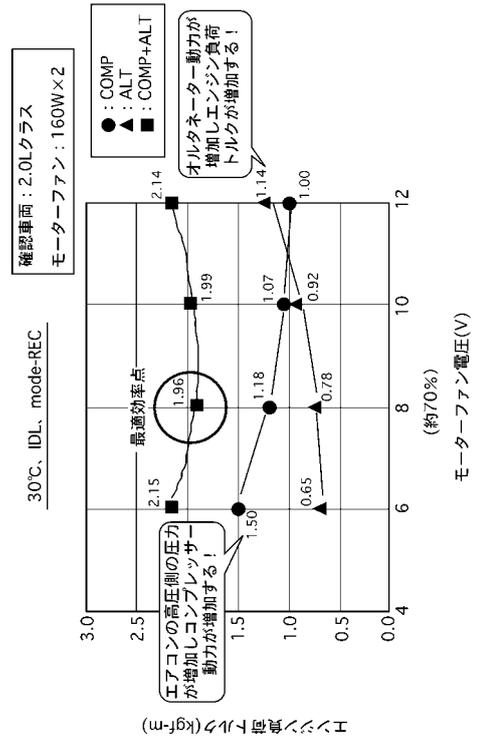
【図 3】



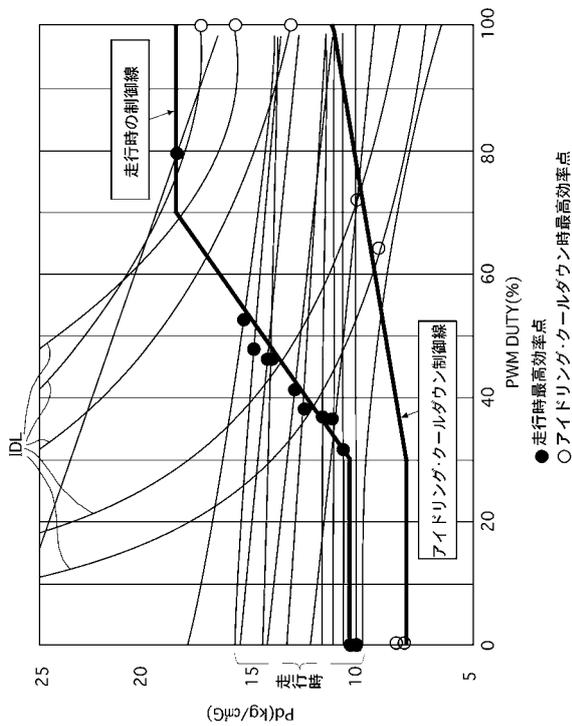
【 図 4 】



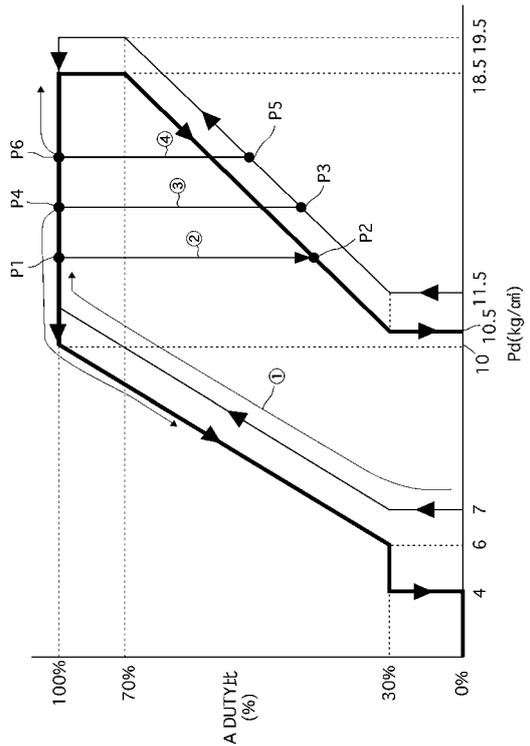
【 図 5 】



【 図 6 】



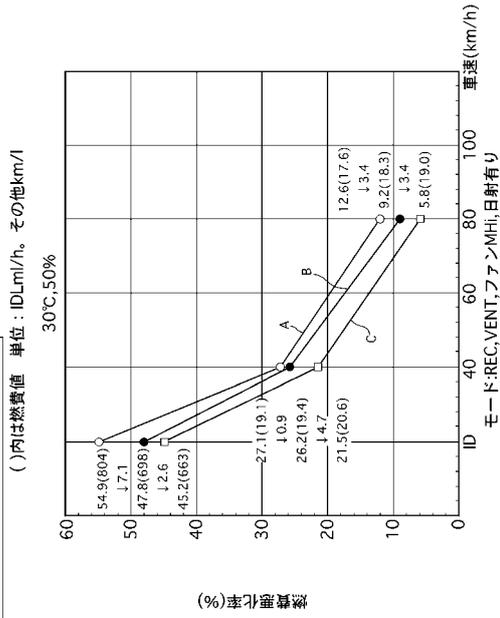
【 図 7 】



【 8 】

燃料悪化率 =  $\frac{\text{エアコンOFF燃費}-\text{エアコンON燃費}}{\text{エアコンOFF燃費}}$

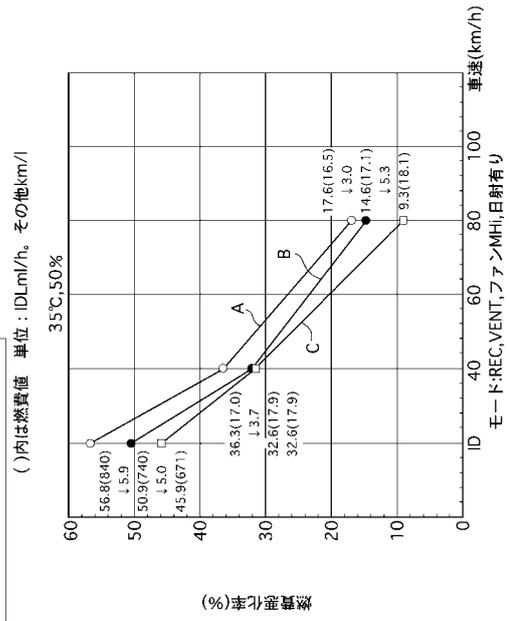
○ 固定コンプ  
● 可変コンプ+PWM(単一制御)+ID900  
□ 可変コンプ+PWM(複合制御)+ID900



【 9 】

燃料悪化率 =  $\frac{\text{エアコンOFF燃費}-\text{エアコンON燃費}}{\text{エアコンOFF燃費}}$

○ 固定コンプ  
● 可変コンプ+PWM(単一制御)+ID900  
□ 可変コンプ+PWM(複合制御)+ID900



## フロントページの続き

- (72)発明者 瀬本 浩康  
東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内
- (72)発明者 増子 一男  
東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内
- (72)発明者 内山 肇  
静岡県浜松市高塚町300番地 スズキ株式会社内

審査官 楨原 進

- (56)参考文献 特開平08-303881(JP,A)  
特開平03-104732(JP,A)  
特開平07-290932(JP,A)  
特開平02-045218(JP,A)  
特開昭61-205510(JP,A)  
特開2000-274243(JP,A)  
実開平07-038625(JP,U)  
特開2002-079827(JP,A)  
特開2002-079828(JP,A)  
特開昭61-229920(JP,A)  
実開昭48-035056(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60H 1/32  
F01P 7/04