

平成25年2月21日判決言渡 同日原本領収 裁判所書記官

平成24年(行ケ)第10176号 審決取消請求事件

口頭弁論終結日 平成25年2月7日

判	決		
原	告	ジェイコブス	ビークル シス
		テムズ	インコーポレイテッド
同訴訟代理人弁護士		浅	村 昌 弘
同 弁理士		浅	村 皓
		浅	村 肇
		水	本 義 光
被	告	特 許 庁	長 官
同 指 定 代 理 人		中	村 達 之
		柳	田 利 夫
		石	川 好 文
		守	屋 友 宏

主 文

- 1 原告の請求を棄却する。
- 2 訴訟費用は原告の負担とする。
- 3 この判決に対する上告及び上告受理の申立てのための付加期間を30日と定める。

事実及び理由

第1 請求

特許庁が不服2010-12441号事件について平成24年1月5日にした審決を取り消す。

第2 事案の概要

本件は、原告が、後記1のとおりの手続において、特許請求の範囲の記載を後記

2とする本件出願に対する拒絶査定不服審判の請求について、特許庁が、同請求は成り立たないとした別紙審決書（写し）の本件審決（その理由の要旨は後記3のとおり）には、後記4の取消事由があると主張して、その取消しを求める事案である。

1 特許庁における手続の経緯

(1) ディーゼル エンジン リターダーズ インコーポレイテッドは、発明の名称を「内燃エンジンにおけるエンジン・ブレーキの方法及びシステム」とする発明について、平成14年5月22日に国際出願（特願2002-591645。パリ条約による優先権主張：平成13年（2001年）5月22日，同年9月24日及び平成14年（2002年）3月21日，いずれもアメリカ合衆国）を行った（請求項の数50。甲14）。

(2) 原告は、同社から上記特許を受ける権利を譲り受け、平成20年3月28日付けで特許庁長官にこれを届け出た。原告は、平成22年2月5日付けで拒絶査定を受けたので、同年6月9日、これに対する不服の審判を請求した（甲10，弁論の全趣旨）。

(3) 特許庁は、上記請求を不服2010-12441号事件として審理し、原告は、平成23年11月18日付けで、手続補正書を提出した（請求項の数25。甲5）。

(4) 特許庁は、平成24年1月5日、「本件審判の請求は、成り立たない。」との本件審決をし、その謄本は同月17日、原告に送達された。

2 特許請求の範囲の記載

本件審決が対象とした上記補正後の特許請求の範囲請求項1の記載は、以下のとおりである（甲5）。以下、請求項1に記載された発明を「本願発明」といい、本件出願に係る明細書（甲13）を「本願明細書」という。なお、文中の「/」は、原文の改行箇所を示す。

少なくとも1つの吸気及び排気バルブと、吸気及び排気マニホールドと、吸気及び排気マニホールドに連結された可変ジオメトリー・ターボ過給機と、エンジン・シリ

ンダとを有するエンジンにおけるエンジン・ブレーキの水準を制御する方法であつて、／抽気ブレーキ事象を生成するために少なくとも1つの排気バルブを駆動するステップと、／吸気過給圧である第1エンジン・パラメータの水準を測定するステップと、／第1エンジン・パラメータの水準に応答して、排気マニホールド内に排気ガス背圧を生成するステップにして、前記第1エンジン・パラメータ水準に応答して、前記可変ジオメトリ・ターボ過給機を第1位置に閉じて、該可変ジオメトリ・ターボ過給機を通過する排気ガスの流れを制御するステップを含む、排気ガス背圧を生成するステップとを含み、／抽気ブレーキ事象時に、生成された排気ガス背圧がエンジン・シリンダに連通して、エンジン・ブレーキの水準を制御する、方法

3 本件審決の理由の要旨

(1) 本件審決の理由は、要するに、本願発明は、後記アの引用例に記載された発明並びに後記イ及びウの周知例に記載された周知技術に基づいて、当業者が容易に発明をすることができたものであり、特許法29条2項の規定により、特許を受けることができない、というものである。

ア 引用例：特開2000-274264号公報（甲1）

イ 周知例1：特開平5-33684号公報（甲2）

ウ 周知例2：特開平9-79015号公報（甲3）

(2) 本件審決は、その判断の前提として、引用例に記載された発明（以下「引用発明」という。）並びに本願発明と引用発明との一致点及び相違点を以下のとおり認定した。

ア 引用発明：吸気弁及び排気弁と、インテークマニホールド及びエキゾーストマニホールドと、インテークマニホールド及びエキゾーストマニホールドに連結されたバリエブルジオメトリターボチャージャと、シリンダとを有するエンジンにおけるエンジンブレーキの制動力を増加する方法において、圧縮圧開放型エンジンブレーキ事象を生成するために排気弁を駆動するステップと、エンジン回転数を測定するステップと、エンジン回転数に応じて、バリエブルジオメトリターボチャ

ージャのノズルベーンの開度を絞り、バリアブルジオメトリターボチャージャを通過する排気の流れを制御して排気背圧を生成するステップを含み、圧縮圧開放型エンジンブレーキ事象時に、生成された排気背圧がシリンダに連通して、エンジン・ブレーキの制動力を増加する方法

イ 一致点：少なくとも1つの吸気及び排気バルブと、吸気及び排気マニホールドと、吸気及び排気マニホールドに連結された可変ジオメトリターボ過給機と、エンジン・シリンダとを有するエンジンにおけるエンジン・ブレーキの水準を制御する方法であって、エンジンブレーキを発生するために少なくとも1つの排気バルブを駆動するステップと、第1エンジン・パラメータの水準を測定するステップと、第1エンジン・パラメータの水準に応答して、排気マニホールド内に排気ガス背圧を生成するステップにして、前記第1エンジン・パラメータの水準に応答して、該可変ジオメトリターボ過給器を通過する排気ガスの流れを制御するステップを含む、排気ガス圧を生成するステップとを含み、エンジン・ブレーキ時に、生成された排気ガス背圧がエンジン・シリンダに連通して、エンジン・ブレーキの水準を制御する方法（なお、本願発明の「可変ジオメトリターボ過給機」と引用発明の「バリアブルジオメトリターボチャージャ」は同義であり、以下「VGT」ということがある。）

ウ 相違点1：本願発明においては、エンジンブレーキに抽気ブレーキを用いるのに対し、引用発明においては、圧縮圧開放型エンジンブレーキを用いる点

エ 相違点2：本願発明においては、第1エンジンパラメータとして「吸気過給圧」を用い、吸気過給圧の水準を測定するステップと、吸気過給圧の水準に応答して、排気マニホールド内に排気ガス背圧を生成するステップにして、吸気過給圧の水準に応答して、可変ジオメトリターボ過給機を第1位置に閉じて、該可変ジオメトリターボ過給機を通過する排気ガスの流れを制御するステップを含むのに対し、引用発明においては、第1エンジンパラメータとして「エンジン回転数」を用い、エンジン回転数を測定するステップと、エンジン回転数に応じて、バリアブル

ジオメトリターボチャージャのノズルベーンの開度を絞り，バリエブルジオメトリターボチャージャを通過する排気の流れを制御して排気背圧を生成するステップを含む点

4 取消事由

本願発明の容易想到性に係る判断の誤り

(1) 相違点1に係る判断の誤り

(2) 相違点2に係る判断の誤り

第3 当事者の主張

〔原告の主張〕

1 相違点1に係る判断の誤りについて

(1) 引用発明について

引用発明は，エンジンブレーキ装置に関するものであるが，バリエブルジオメトリターボチャージャ（VGT）と圧縮圧開放型エンジンブレーキとの組合せからなる減速装置を備えたエンジンブレーキ装置を開示するものであり，VGTの開度を制御することにより，コンプレッサ吸入空気量を増加して，圧縮圧開放型エンジンブレーキにおける，圧縮行程での抵抗を増加して制動することを特徴とするものである。

(2) 本願発明について

本願発明は，抽気ブレーキ事象と可変ジオメトリ・ターボ過給機（VGT）とを利用するものである。

抽気ブレーキの機序では，圧縮圧開放型エンジンブレーキと比べ，排気バルブを開く際，シリンダ内が比較的低压であるため，排気バルブの駆動が容易であること，また，圧縮圧開放型エンジンブレーキにおいて問題となっている騒音の問題が解消している。しかしながら，圧縮圧開放型と比べるとその制動力が劣るため，広く使用されてきていないとの問題が生じていた。

本願発明は，「排気マニホールド内に排気ガス背圧を生成するステップ」を含む方

法であるが、かかる排気ガス背圧の生成により、①より高い排気マニホールド圧によって排気及び吸気行程時のポンプ仕事量が増加するのであり、さらに、②排気マニホールド内のより高い圧力によって、シリンダを排気過給圧するためのEGR (Exhaust Gas Recirculation。排気ガス再循環)が増加し、より大きな圧縮解放ブレーキ力が発生することにより、抽気ブレーキ性能が向上し、全てのエンジン回転で最適なエンジンブレーキを実現することが可能である。

(3) 本件審決の判断の誤り

本件審決は、圧縮圧開放型エンジンブレーキと抽気ブレーキとの制動機序の相違を捨象し、単に、抽気ブレーキがエンジンブレーキとして周知であるとの抽象的な一事をもって、引用発明において圧縮圧開放型ブレーキを抽気ブレーキとすることは容易に想到することができたとするが、上記のようなメカニズムの相違を捨象することはできない。

引用発明においては、圧縮圧開放型エンジンブレーキに対し、VGTの容量を少なくし、コンプレッサによる吸入空気量を増加させることにより、圧縮行程時に得られる制動力を増加させるとのメカニズムが記載されているにすぎない。

引用例には、同じくエンジンブレーキである抽気ブレーキについては一切言及されていない。さらに、引用発明の効果が、専ら圧縮圧開放型エンジンブレーキの圧縮行程における制動としてしか記載されていないことを併せ考えると、引用例には、圧縮圧開放型エンジンブレーキを抽気ブレーキとすることについて、何ら具体的な動機付けがない。

本願発明は、特に圧縮圧開放型ブレーキに比べて抽気ブレーキにおける制動力が小さいため、実際には広く利用されて来なかったという事実に着目し、VGTを組み合わせれば抽気ブレーキにおいて、大きな性能向上が可能であることを見いだしたものである。

(4) 相違点1の容易想到性について

周知例1は、単にエンジンブレーキとして、「圧縮上死点付近でバルブを開閉す

る方法」と「排気ブレーキ専用のバルブを設け、これを排気ブレーキ作動時に常時開く方法」とがあるのに対し、排気バルブをシリンダ内圧の低い吸気行程末期で開き、シリンダ内圧が排気マニホールド圧より高い時期で閉じるようにしたバルブタイミングを特徴としたことを記載するにすぎない。したがって、周知例1の記載を考慮しても、引用発明との関係において、圧縮圧開放型エンジnbrakeと抽気ブレーキとの相違点を超えて、本願発明を想到する動機にはならない。周知例2についても、抽気ブレーキの機構が開示されているにすぎない。

このように、引用例に先立つ周知例1及び2には、抽気ブレーキが既に開示されているにもかかわらず、引用例においては、圧縮圧開放型エンジnbrakeを使用することを前提に、このようなブレーキとVGTとを組み合わせることが記載されているにすぎない。そして、前記のとおり、同発明では、圧縮圧開放型エンジnbrakeに対し、VGTの容量を少なくし、コンプレッサによる吸入空気量を増加させることにより、圧縮行程時に得られる制動力を増加させるとのメカニズムが記載されているにすぎない。

また、前記のとおり、引用例には、同じくエンジnbrakeである抽気ブレーキについては一切言及されていない。さらに、引用発明の効果が、専ら圧縮圧開放型エンジnbrakeの圧縮行程における制動としてしか記載されていないことを併せ考えると、引用例には、圧縮圧開放型エンジnbrakeを抽気ブレーキとすることについて、何ら具体的な動機付けがない。

2 相違点2に係る判断の誤りについて

(1) 引用発明は、通常走行時、エンジnbrakeによる減速時のいずれにおいても、エンジの回転数を測定し、それをパラメータとしてVGTを調整するものである。

(2) 本願発明は、吸気過給圧をエンジン・パラメータとして、それに応答して、VGTを制御して排気ガス背圧を生成するものである。

引用例には、吸気過給圧を測定、又は検出するような構成及び吸気過給圧に応答

してVGTを制御する構成は記載されていない。

したがって、引用例には、エンジン回転数の測定に代えてあえて吸気過給圧をパラメータとして採用し、VGTを制御することに対する動機付けは存在しない。

(3) 吸気過給圧の決定及びそれに応答して排気マニホールド内に排気ガス背圧を作成することは、従来のエンジンの回転数のみを測定する装置に対して、以下の特有益な効果を奏する。

ア 第1に、高所においては大気圧及び空気密度が小さくなることは一般常識であるところ、通常のディーゼルエンジンが高所において作動する際には、当然ながら吸気マニホールドの圧力が急激に落ちる。本願発明は、抽気ブレーキ事象時に、生成された排気ガス背圧がエンジン・シリンダに連通して、エンジnbrakeの水準を制御することから、高所での大気圧及び空気密度の減少の影響をより精度よく補償することができ、一定のエンジンスピードでのエンジnbrake力の低下を補償することができるという、特有益な効果を奏する。上記効果は、高所において、本願発明のエンジnbrakeの制御方法を行った際に、本願発明の構成及び一般常識である高所における大気圧及び空気密度の低下を考えれば、本願明細書等の記載から当然導き出せる効果である。

イ 第2に、本願発明は、吸気マニホールド内の圧力調節弁の動作は、従来の知られたシステムをしのぐ幾つかの追加的な利点を有する。圧力調節弁が吸気マニホールド内に位置するので、それが曝される温度はより低く、したがって耐久性問題に対する影響がより少ない。その上に、圧力調節弁は直接外界に排出するので、エンジnbrakeシステムにはターボ過給機を迂回するための追加的なマニホールド配管の必要がなく、したがって製造がより簡単でかつ製造コストがより低いとの作用効果を奏する。

ウ 以上の本願発明の奏する効果に鑑みても、本願発明が引用例及び周知技術に対し進歩性を有することは明らかである。

〔被告の主張〕

1 相違点1に係る判断の誤りについて

(1) 本願発明について

本願発明は、抽気ブレーキ事象を利用することを発明特定事項としているところ、抽気型エンジnbrakeは、圧縮圧開放型ブレーキの有する課題、すなわち、バルブの駆動に大きな力が必要なこと、急激な圧抜きのため騒音が発生することを解決したものである。また、本願明細書（【0084】）には、実施例における理想的なブレーキ・バルブ・リフト・プロファイルとして、吸気行程の終了近くで排気バルブを起動し、膨張行程時にリセットする実施例が記載され、図19を参照すれば、吸気行程の終了近くの開弁時期として530度程度、膨張行程時のリセットのタイミングとして40度程度であることが分かる。

(2) 引用発明について

引用発明において、減速装置は、VGTと圧縮圧開放型エンジnbrakeとの組合せだけに限定されるものではなく、多様なエンジnbrakeの組合せを含むものである。引用例に記載された実施例は、VGTと圧縮圧開放型エンジnbrakeとを組み合わせたものであって、減速時にVGTのタービンのノズルベーンの開度を絞り、VGTの容量が減少するように制御することにより、吸入空気量を増加させ、圧縮圧開放型エンジnbrakeの制動力を高めるものや、VGTと排気ブレーキとを組み合わせたものであって、減速時にVGTの容量を減少させて吸入空気量を増やすことにより、排気管内の圧力を高め、排気ブレーキバルブを閉じた際に得られる制動力を増加するものである。これらの実施例において、VGTとエンジnbrakeとを組み合わせたときに、減速時にVGTの容量を減少させて吸入空気量を増やすことにより、排気マニホールド圧を高め、エンジnbrakeの制動力を増強するものであることが分かる。

一方、ディーゼルエンジnbrakeのエンジnbrakeとして、抽気ブレーキ事象を用いることは、周知技術である。

したがって、引用発明において、多様なエンジnbrakeの組合せとして、VGT

Tと抽気ブレーキの組合せを用いることに何ら阻害要因はない。

(3) 周知例1について

周知例1には、内燃機関の排気ブレーキ用バルブの制御方法が記載されているところ、圧縮圧開放型ブレーキと抽気ブレーキのそれぞれの問題点を開示するとともに、それらの問題点を踏まえて、部分抽気ブレーキ制御を行うことが記載され、その排気バルブの開閉時期は、本願明細書及び図面に記載された実施例に示された理想的なブレーキ・バルブ・リフト・プロファイルにほぼ一致するものである。

(4) 相違点1の容易想到性について

引用例には、VGTとエンジンプレーキの組合せによって、減速時におけるエンジンプレーキの効果を增強することが記載され、ディーゼルエンジンのエンジンプレーキとして、抽気ブレーキ事象を用いることは、周知技術である。そして、前記のとおり、周知例1には、圧縮圧開放型ブレーキと抽気ブレーキのそれぞれの問題点を開示するとともに、それらの問題点を踏まえて、部分抽気ブレーキ制御を行うことが記載され、その排気バルブの開閉時期は、本願明細書及び図面に記載された実施例に示された理想的なブレーキ・バルブ・リフト・プロファイルとほぼ符合するものである。

よって、引用発明において、圧縮圧開放型ブレーキの問題点を解消するために、圧縮圧開放型エンジンプレーキに代えて抽気ブレーキを採用することは、周知例1の記載から当業者が容易に想到し得たことである。

2 相違点2に係る判断の誤りについて

(1) VGTを調整するためのパラメータについて

一般に、VGTは、エンジン回転数が低回転のときに、タービンの周りに配置された可変ベーンを絞ることによってタービンを駆動する排気ガスの流速を高め、それによってタービン/コンプレッサーホイールの回転を高めることで、吸気過給圧を高めるために設けられるものである。そして、エンジン回転数が低回転でVGTを作動させるべき時は吸気過給圧が低いときであり、吸気過給圧が低いからこそ、

VGTを作動させてタービン／コンプレッサーホイールの回転を高めることによって吸気過給圧を高めるのである。したがって、エンジン回転数に基づいてVGTを制御することと、吸気過給圧に基づいてVGTを制御することに、実質的な違いはない。

なお、VGTなどの制御方法において、吸気過給圧を測定して、これをパラメータとして可変容量ターボチャージャを制御することは周知技術である。

(2) 本願発明の実施例について

本願発明は、吸気過給圧をパラメータとしてVGTを制御することを発明特定事項としている。しかし、本願明細書に示された実施例は、回転速度をパラメータとして用いており、吸気過給圧をパラメータとしてVGTを制御する実施例は示されていない。

(3) 特有の効果について

ア 本願発明が、エンジン回転数ではなく、吸気過給圧に基づいてVGTを制御することに特徴があり、それによって特有の効果を奏するのであれば、出願当初から吸気過給圧に基づいてVGTを制御する実施例を記載するとともに、当該特有の効果を記載するべきである。しかるに、原告は、審判段階に至っても、本願明細書中に当該特有の効果を記載することもなく、意見書においてのみ主張するものであり、本願発明の作用効果として認めるべきものではない。

なお、VGTを備えたディーゼルエンジンにおいて、高所における大気圧及び空気密度の低下の影響を補償するために、吸気過給圧をパラメータとしてVGTを制御することは、周知技術である。

したがって、エンジン回転数に代えて吸気過給圧に基づいてVGTを制御するようにしたことによる、高所での大気圧及び空気密度の低下の影響の補償という効果は、上記周知技術が当然に奏する効果にすぎず、本願発明特有の効果ということはいできない。

イ 圧力調整弁は、本願発明の発明特定事項ではないから、圧力調整弁の動作に

よる追加的な利点に関する主張は、本件審決の取消理由には当たらない。

ウ 以上のように、吸気過給圧に基づいてVGTを制御することは従来より周知であり、エンジン回転数に基づいてVGTを制御することと、吸気過給圧に基づいてVGTを制御することとで、基本的な制御態様に実質的な違いはない。また、本願発明において、吸気過給圧に基づいてVGTを制御するようにしたことにより、格別な効果は奏しない。

したがって、引用発明において、エンジン回転数に代えて吸気過給圧をパラメータとしてVGTを制御するようにしたことは、当業者が容易に想到し得たことである。

第4 当裁判所の判断

1 本願発明について

(1) 本願発明の概要

本願発明は、前記第2の2記載のとおりであり、本願明細書の記載によれば、本願発明は、おおむね以下のとおりのものと認められる。

ア 本願発明は、内燃エンジンにおけるエンジン・ブレーキの方法に関するものである（【0001】）。

イ 従来、自動車のエンジン・ブレーキを提供するために、内燃エンジンを通過する排気ガスの流量制御が利用されていた（【0002】）。

中でも、抽気ブレーキの動作も長く知られており、エンジン・ブレーキ時に、通常の排気バルブ・リフトに加えて、残りのエンジン・サイクル全体を通じて（完全サイクル型抽気ブレーキ）又はサイクルの一部の間に（部分サイクル型抽気ブレーキ）、1つ又は複数の排気バルブを絶えずわずかに開いた状態に保持することができ（【0006】）、通常、抽気ブレーキ動作では1つ又は複数のブレーキ・バルブを圧縮TDCのかなり以前に開き始め（すなわち、早期バルブ駆動）、次いで一定の時間、リフトを一定に保持するので、抽気エンジン・ブレーキは、早期バルブ駆動のために、1つ又は複数のバルブを駆動するのにはるかに小さい力で済み、ま

た圧縮圧開放型ブレーキの急激な圧抜きと異なり，絶えずガス抜きを行うために騒音の発生が少ないし，しかも，抽気ブレーキはしばしば構成要素がより少なくて済み，より低コストで製造可能であるので重要な利点を有するものであった（【0007】）。

これらの利点にもかかわらず，抽気エンジンブレーキは，一般に，従来の固定ジオメトリーターボ過給機（FGT）を有する大型ディーゼル・エンジンでは，生成されるブレーキ力が圧縮圧開放型ブレーキよりも小さく，このようなブレーキ力の低下は，特に低中速のエンジン回転速度で生じるので，広く使用されてこなかったという問題点があった（【0008】）。

ウ 本願発明は，かかる問題点を解決するため，その構成のとおり，可変ジオメトリーターボ過給機（VGT）を導入して，抽気ブレーキを選択し，吸気及び排気マニホールド圧を従来よりも高圧にすることにより，特に低中速のエンジン回転速度における抽気ブレーキの大幅な性能向上に対応し（【0009】），抽気ブレーキ固有の利点を確保しながらその性能を向上させることができるというものである（【0010】）。

(2) 本願発明におけるパラメータについて

本願明細書には，パラメータについて，図面とともに，以下の記載がある。

ア 図12は，固定エンジン回転速度に関するVGTジオメトリの関数としての排気マニホールド圧を示す（【0063】）。

イ エンジン・ブレーキが望ましければ，制御ブロックにおいて，ECMは，ターボ過給機のジオメトリを制御して，所与のエンジン回転速度で最大のエンジン・ブレーキのための最適の排気マニホールド圧を供給する。図9に示すように，エンジン回転速度に伴うブレーキ力の変動は，完全サイクル型抽気ブレーキ・システムに関して冷えた過給圧よりも排気マニホールド圧により相関する。しかし，本願発明のブレーキ力は，排気マニホールド圧及び／又は過給圧の任意の組合せを制御することによって制御可能であることが企図されている（【0069】）。

ウ 排気マニホールド内の圧力は、所与のエンジン・ブレーキ・システム及び圧力調節弁の一定の開度に関して、ターボ過給機のジオメトリーとエンジンの回転速度の関数である。図10は、エンジン回転速度（ERPM）とVGTジオメトリーの関数としての排気マニホールド圧（ P_{exh} ）を表す制御図を示す（【0070】）。

エ 図14は、エンジン回転速度の関数としてのVGTジオメトリーの設定を示す制御図である。図14の線1は、様々なエンジン回転数における最大排気マニホールド圧に関するVGTジオメトリーの設定を示す。図14の線2は、高いエンジン回転速度における、過剰な排気マニホールド圧（及び幾つかのエンジン・パラメータに関する限度の超過）を伴わない最大ブレーキに関するVGTジオメトリーの設定を示す。図14の線3は、様々なエンジン回転速度におけるより低いブレーキ水準（例えば、50%のブレーキ）に関するVGTジオメトリーの設定を示す（【0077】）。

オ 別の実施例では、本願発明はエンジン・ブレーキ・システムを制御する方法である。本方法は、エンジン回転速度及び圧力（排気又は吸気、好ましくは排気）の関数としての、ターボ過給機のジオメトリーの制御を含むことができる（【0077】）。

カ 図14には、横軸をエンジン回転速度、縦軸をVGTジオメトリーにとり、所要のエンジンブレーキの水準（線1ないし線3）を得るために、エンジン回転速度に対してVGTジオメトリーの制御量が示されている様子がかがえ、主に、エンジン回転速度（エンジン回転数）をパラメータとしてVGTのジオメトリーの制御をすることによって、所要の排気マニホールド圧を得ることが示されている。

2 引用発明について

(1) 引用例の記載

引用例に記載された発明（引用発明）は、前記第2の3(2)アのとおりであるところ、引用例の記載によれば、引用発明は、おおむね以下のとおりものと解される。

ア 引用発明は、エンジンブレーキ装置に関するものである（【0001】）。

イ トラックやバス等の大型車両では、常用ブレーキ装置にかかる負担が大き（【0002】）、下り坂などでブレーキをかける頻度が高い時には、一般的にエンジンブレーキを併用することが行われているが、積載荷重が大きい場合や坂道が急勾配であるような場合には、十分なエンジンブレーキの効果が得られないことがあるため（【0003】）、エンジンの圧縮上死点付近で排気弁を強制的に開作動して圧縮圧力を開放することにより次の膨張行程におけるピストンを押し下げる力の発生を少なくして圧縮行程で得た制動力を有効に作用させるようにした圧縮圧開放型エンジンブレーキを補助的に装備したり、エンジンの排気行程で排気管内に配設した排気ブレーキバルブを閉じて排気を圧縮させることにより制動力が得られるようにした排気ブレーキを補助的に装備したりすることが行われていたが（【0004】）、減速時を判断するためにセンサによりアクセルペダルのオフを検出していたので、オフにした時のアクセルペダルの角度とセンサの検出位置とが合うように面倒な組付け調整を行わなければならないことなどの問題があった（【0005】）。

ウ 引用発明は、そのような問題に鑑み、減速時を検出するセンサの面倒な組付け調整を不要とし、かつエンジンブレーキ解除後にアフタファイヤを起こすおそれを確実に回避し得るようにすることを目的としたものである（【0006】）。

(2) 引用発明におけるエンジンブレーキ

上記のような目的を有する引用発明におけるエンジンブレーキの構成は、以下のとおりである。

ア ディーゼル機関であるエンジンが、ターボチャージャとしてのバリエブルジオメトリーターボチャージャ（VGT）を備え、吸入空気を、吸気管を介してVGTのコンプレッサへ送り、コンプレッサで加圧された吸入空気をインテークマニホールドへ導いてエンジンの各シリンダに導入し（【0011】）、エンジンの各シリンダから排出された排気ガスをエキゾーストマニホールドを介しVGTのタービンへ送り、タービンを駆動した排気ガスを排気管を介し車外へ排出する構成を備えてい

る（【0012】）。そのVGTの制御に関しては、エンジンに、そのエンジン回転数を検出する回転センサが装備され、回転センサからの回転数信号が制御装置に入力され（【0013】）、制御装置においては、VGTのタービン側に備えたアクチュエータに対し開度指令を出力してVGTの容量を適宜に変更する制御を行い得るようにしている（【0016】）。

イ 例えば、一定の排気ガス量に対しノズルベーンの開度を大きく開くと、VGTのタービンにおける排気ガスの流速が下がり、これによりタービンの回転数が下がってコンプレッサ側における吸入空気量が減少するので、結果的にVGTの容量が増加したことになり（同じ駆動回転数を得るのに多量の排気ガスが必要となる。）、これとは反対に、一定の排気ガス量に対しノズルベーンの開度を絞ると、VGTのタービンにおける排気ガスの流速が上がり、これによりタービンの回転数が上がってコンプレッサ側における吸入空気量が増加するので、結果的にVGTの容量が減少したことになる（同じ駆動回転数を得るのに少量の排気ガスで済む。）という構成とされている（【0017】）。その際、例えば、VGTの容量を〔1〕から〔4〕の4段階で変更するものとし、ブレーキスイッチをオフにして通常走行時の制御モードを選択した際に、VGTの容量が低速で〔2〕、中速で〔3〕、高速で〔4〕となるように変更する通常制御が制御装置で行われ、他方、ブレーキスイッチを一段階目のオンにして第1の減速時専用モードを選択した際に、VGTの容量が低速で〔1〕、中速で〔2〕、高速で〔3〕となるように前記通常制御の場合より容量を少な目に抑えた専用制御が制御装置で行われ、さらには、ブレーキスイッチを二段階目のオンにして第2の減速時専用モードを選択した際に、VGTの容量が低速、中速、高速のいずれにおいても〔1〕となるように容量を下限値に抑制する専用制御が制御装置で行われるようにされている（【0018】）。

ウ また、圧縮圧開放型エンジンブレーキが併用されており（【0022】）、各シリンダのそれぞれが異なるタイミングで圧力上死点付近となった際に、圧縮上死点付近にあるシリンダのスレーブピストンが従動されて一方の排気弁が開作動さ

れるので、燃焼室内から圧縮空気を排気ポートへと逃がして次の膨張行程におけるピストンを押し下げる力の発生を少なくし、圧縮行程で得たブレーキ力を有効に活用することが可能となり（【0026】）、かかる圧縮圧開放エンジンブレーキを併用して減速を行うと、回転センサからの回転数信号に応じた開度指令によりVGTのタービンのノズルベーンの開度が絞られ、VGTの容量が減少するように制御されるので、減速時に通常走行時より少ない排気ガス量しか得られなくても、VGTのタービンの回転数を減速時に十分に上げてコンプレッサによる吸入空気量を増加することが可能となり、圧縮圧開放型エンジンブレーキでの圧縮行程時に得られる制動力を大幅に増加して、減速時におけるエンジンブレーキの効果を増強することが可能となる（【0028】）。

エ 以上のほか、引用例には、排気ブレーキを組み合わせたものであってもよいことが記載されているほか（【0029】）、様々なエンジンブレーキを組み合わせて用いることが可能であることも記載されている（【0034】）。

3 相違点1に係る判断について

(1) 相違点1の容易想到性

ア 相違点1は、本願発明においては、エンジンブレーキに抽気ブレーキを用いるのに対し、引用発明においては、圧縮圧開放型エンジンブレーキを用いる点である。

イ 引用発明におけるエンジンブレーキ

前記2(1)のとおり、引用例には、VGTと圧縮圧開放型ブレーキとを組み合わせたものであって、減速時にVGTのタービンのノズルベーンの開度を絞り、VGTの容量が減少するように制御することにより、吸入空気量を増加させ、圧縮圧開放型ブレーキの制動力を高めるものが記載されており、さらに、排気ブレーキを組み合わせたものであってもよいことが記載されているほか、様々なエンジンブレーキを組み合わせて用いることが可能であることも記載されている。

そうすると、引用発明においては、エンジンブレーキの種類及びその組合せにつ

いては、VGTと圧縮圧開放型ブレーキ以外の方式のエンジnbrレーキを採用することを排除していないものと理解される。

ウ エンジンブレーキとしての抽気ブレーキ

(ア) 周知例1(甲2)には、従来技術として、排気バルブを排気ブレーキ(エンジンブレーキ)作動時に常時開く方法が示されている(【0002】)。また、周知例2(甲3)には、従来技術として、エンジンブレーキ使用時に、排気行程以外において排気弁をリフトさせて、シリンダ内の圧縮圧を開放させることにより、エンジンブレーキ力を増大させる装置が提案されていることが示されている(【0002】)。

エンジンブレーキ時に、通常の排気バルブ・リフトに加えて、残りのエンジン・サイクル全体を通じて又はサイクルの一部の間に、1つ又は複数の排気バルブを絶えずわずかに開いた状態に保持することを「抽気ブレーキ」というところ、周知例1及び2の上記記載のほか、本願明細書においても、抽気ブレーキの動作が長く知られていることが記載されている(【0006】)。

よって、かかる抽気ブレーキは、周知技術であると認められる。

(イ) そして、抽気ブレーキの利点は、本願明細書によれば、バルブを駆動するのにはるかに小さい力で済み、また圧縮圧開放型ブレーキの急激な圧抜きと異なり、騒音の発生が少ないし、しかも、しばしば構成要素がより少なくて済み、より低コストで製造可能であることである(【0007】)。また、周知例1においても、圧縮圧開放型ブレーキと対比してシリンダ内圧の高い時期にバルブを開くことによって生じる信頼性の低下をカバーするという利点があるとされている(【0004】)。

このように、抽気ブレーキは、従来から、圧縮圧開放型ブレーキの諸点を改良したエンジンブレーキであると認識されているものである。

(ウ) さらに、エンジンブレーキの技術分野においては、「圧縮圧開放時においては、そのガス(ほとんどが空気)が大気放出の際に大きな音が生じないように膨

張を適度に抑えて、騒音の発生を防止している」（乙1【0021】），「弁径を小さくすることは圧縮空気の急激な開放による騒音発生に対しても，…有利となる」（乙2）といった記載があり，この技術分野においては，エンジンブレーキ作動時の圧縮空気の急激な開放による騒音発生の問題解決の必要性が普通に知られているということができる。

エ 容易想到性

したがって，引用発明において，圧縮圧開放型ブレーキに代えて，騒音等の防止を図るために，周知の抽気ブレーキの選択を指向することは当業者にとって自然な発想である。よって，引用発明には，VGTと組み合わせるエンジンブレーキとして，圧縮圧開放型ブレーキに代えて抽気ブレーキを選択する動機付けが存在するということができる。

しかも，引用発明において，圧縮圧開放型ブレーキに代えて抽気ブレーキを選択しても，圧縮圧開放型ブレーキを用いた場合と同様に，減速時にVGTのタービンのノズルベーンの開度を絞り，VGTの容量が減少するように制御することにより，吸入空気量が増加し，抽気ブレーキの制動力を高めることができ，そのことにより，引用発明の目的が達成されることは明らかであるから，そこに阻害要因もない。

以上のとおりであるから，引用発明において，圧縮圧開放型ブレーキに代えて抽気ブレーキを用いることは，当業者が容易に想到し得るものである。

(2) 原告の主張について

ア 原告は，各エンジンブレーキの機序を捨象して，抽気ブレーキがエンジンブレーキとして周知であることの一事をもって，引用発明に基づいて本願発明が容易に想到できると結論づけた本件審決の判断は誤りであると主張する。

しかし，本件審決は，ディーゼルエンジンのエンジンブレーキに，抽気ブレーキを用いることが周知であると認定した上で，その「ほか，圧縮圧開放型エンジンブレーキ事象に代えて抽気ブレーキ事象を用いることが可能であることは，明らかである」との判断を示しているから，各エンジンブレーキの機序の差異を踏まえた上

でエンジンプレーキ方式の置換えの容易想到性について判断したものである。

したがって、原告の主張は前提において失当である。

イ 原告は、引用例に先立つ周知例 1 及び 2 に抽気ブレーキが既に開示されているにもかかわらず、引用例には、圧縮圧開放型ブレーキを使用することを前提に VGT と組み合わせることが記載されているにすぎないことなどを根拠にして、引用発明には抽気ブレーキを採用する具体的な動機付けがないと主張する。

しかし、引用例と周知例 1 及び 2 は、それぞれ独立して頒布された刊行物であって直接の関係がないものであるから、それらの頒布時期の先後が、直接、引用例の記載内容の認定に影響を及ぼすというものではない。そして、引用発明が、エンジンプレーキの種類及びその組合せについて、VGT と圧縮圧開放型ブレーキ以外の方式のエンジンプレーキを採用することを排除していないものであることは、前記認定のとおりである。

よって、原告の上記主張は、理由がない。

ウ 原告は、本願発明の抽気ブレーキと引用発明の圧縮圧開放型エンジンプレーキは、制動機序が異なる旨主張する。

しかし、まず、排気ガス背圧の生成については、引用発明においても、VGT のタービンのノズルベーンの開度を絞ると、タービンに至る排気ガスの流れがせき止められるので、吸入空気量の増加に伴う排気空気量の増加も相俟って排気ガス背圧が上昇することは、技術常識に照らして明らかである（乙 3 【0034】、乙 5 【0074】）。また、圧縮室から排出されるガスの圧力と排気ガス背圧の差圧が変化すれば直接的にエンジンプレーキの制動力に影響を与えることも、エンジンプレーキの機序に照らして明らかである。

よって、本願発明と引用発明とは、「排気マニホールド内に排気ガス背圧を生成するステップ」を含み、排気ガス圧（排気マニホールド（排気管）内のより高い圧力）の生成によってポンプ仕事を増加させ、エンジンプレーキの制動力を増加させる点で、実質的に差異はない。

以上のとおり、原告の主張する制動機序の違いとは、結局、引用発明におけるエンジンブレーキとして、圧縮圧開放型ブレーキと抽気ブレーキのいずれを選択するかに尽きるものである。そして、前記のとおり、引用発明においては抽気ブレーキを採用することの動機付けがあるから、原告の主張するような制動機序の違いはない。

したがって、原告の上記主張も、理由がない。

エ 原告は、排気マニホールド内のより高い圧力によって、シリンダをバック・チャージ（排気過給圧）するためのEGRが増加し、より大きな圧縮開放ブレーキ力が発生することにより、抽気ブレーキ性能が向上すると主張する。

しかし、特許請求の範囲にEGRを用いることについての明示的な記載はなく、また、本願明細書の記載（【0015】【0024】【0046】）によれば、EGRを採用することは任意の手段と理解される。よって、原告の上記主張は、特許請求の範囲の記載に基づくものではない。

なお、この点について、本願明細書（【0004】【0050】～【0053】）の記載に照らすと、排気バルブを介して排気ガスをエンジン・シリンダ内に戻していれば、それが内部型EGRに相当すると解釈する余地がないわけではない。しかし、そのように解釈したとしても、本願明細書（【0004】）の記載及び抽気ブレーキを開示する周知例2（【0014】）の記載を併せて参酌すれば、内部型EGRは抽気ブレーキの機序そのものの一部であるから、内部型EGRを採用することは、抽気ブレーキを採用することと実質的に差異がない。

したがって、原告の上記主張も、理由がない。

(3) 小括

よって、相違点1に係る本件審決の判断に誤りはない。

4 相違点2に係る判断の誤りについて

(1) 相違点2の容易想到性

ア 相違点2は、本願発明においては、第1エンジンパラメータとして「吸気過

給圧」を用い、吸気過給圧の水準を測定するステップと、吸気過給圧の水準に応答して、排気マニホールド内に排気ガス背圧を生成するステップにして、吸気過給圧の水準に応答して、可変ジオメトリ・ターボ過給機を第1位置に閉じて、該可変ジオメトリ・ターボ過給機を通過する排気ガスの流れを制御するステップを含むのに対し、引用発明においては、第1エンジンパラメータとして「エンジン回転数」を用い、エンジン回転数を測定するステップと、エンジン回転数に応じて、バリエブルジオメトリターボチャージャのノズルベーンの開度を絞り、バリエブルジオメトリターボチャージャを通過する排気の流れを制御して排気背圧を生成するステップを含む点である。

イ 引用発明において吸気過給圧をパラメータとすることの動機付けについて

前記2(2)のとおり、引用発明において、ディーゼル機関であるエンジンは、ターボチャージャとしてVGTを備え、吸入空気を、吸気管を介し前記VGTのコンプレッサへ送り、当該コンプレッサで加圧された吸入空気をインテークマニホールドへ導いてエンジンの各シリンダに導入し、エンジンの各シリンダから排出された排気ガスをエキゾーストマニホールドを介し前記VGTのタービンへ送り、当該タービンを駆動した排気ガスを排気管を介し車外へ排出するようにし、それにより、減速時に通常走行時より少ない排気ガス量しか得られなくても、VGTのタービンの回転数を減速時に十分に上げてコンプレッサによる吸入空気量を増加することが可能となり、圧縮圧開放型エンジンプレーキでの圧縮行程時に得られる制動力を大幅に増加して、減速時におけるエンジンプレーキの効果を増強することが可能になるというものである。

したがって、エンジンプレーキ時のVGTの制御は、エンジンの排気ガス量を測定できれば足り、そのためには、排気ガス量を直接測定しなくても、エンジンの機序に照らし、排気ガス流量と相関関係が生じるエンジン回転数、VGT回転数、吸入空気量、吸入空気圧などを測定することによっても、引用発明の目的が達成できると解することは、当業者にとって自然な発想である。

そうすると、引用発明において、エンジンの運転回転数に基づいてVGTを制御することに代えて又はそのことに追加して、運転回転数と同様に排気ガス量と相関関係にあるパラメータを選択することの示唆があるといえることができる。

そして、このように運転回転数と相関関係にある上記吸入空気圧は、VGTにより過給されるものであるから、「吸気過給圧」ということもできる。

ウ 吸気過給圧をパラメータとすることの周知性について

また、VGTの制御において吸気過給圧をパラメータとすることは、周知の技術である（乙3～6）。

エ 本願発明におけるパラメータの意義について

本願明細書には、パラメータについて、前記1(2)のとおり記載があるところ、それによれば、本願発明において、吸気過給圧を含む、任意のパラメータに基づいてVGTの制御をすることを想定しているものと解される。しかも、本願明細書には、特に吸気過給圧を選択したことの優位性について説明されているわけでもない。

この点について、吸気過給圧に基づくVGTの制御について記載がないとする被告の主張は失当であるが、一方で、これらのパラメータは任意に選択することができることからすれば、本願発明においてパラメータとして吸気過給圧を選択することは、当業者が適宜なし得る事項である。

オ 以上のとおり、引用発明には、本願発明のように吸気過給圧をパラメータとしてVGTを制御する示唆があり、しかも、当業者が予測できない効果を奏するものでもないから、相違点2に係る本願発明の構成は、引用発明及び周知技術に基づいて当業者が容易に想到し得たものである。

(2) 原告の主張について

ア 原告は、引用例には、単に、エンジンプレーキの際にも、通常走行の際に測定していたのと同様に、VGTの制御を行うことが記載されているのみである旨主張する。

しかし、前記2(2)のとおり、引用発明において、エンジンプレーキの際には、

通常走行の際と異なる制御が行われていることは明らかである。この際、これらの制御を行うためのパラメータとして吸気過給圧を用いることができることも、前記のとおりである。また、本願発明の構成は、通常走行の際のパラメータとエンジンブレーキの際のパラメータとの異同その他の関連構成を特定するものではないから、この点からみても、原告の主張は、特許請求の範囲の記載に基づくものではなく、失当である。

イ 原告は、本願発明は、大気圧等の低下によるエンジンブレーキ力の低下を補償するという特有の効果を有すると主張する。

しかし、吸気過給圧を調整してエンジンを運転する場合、空気の圧力（密度）がその運転状態に影響を及ぼすことは、明らかである。すなわち、エンジンに吸入されて燃料を燃焼させるために必要な空気中の酸素の量も、エンジンブレーキ時に空気圧縮機として使用する場合の制動力も、原理的に吸気の圧力、容積（流量）等によって影響を受けるものである。また、一般に高地で大気圧等が低下していることは顕著な事実である。

そうすると、VGT制御のためのパラメータとして吸気過給圧を選択した場合に、そのような大気圧等の低下による制動力の変化が補償されるようになることは、自明の効果である。しかも、そのような大気圧等の低下がエンジン性能に影響を与えることは、従来から知られている技術常識でもある（乙5、6）。

加えて、本願明細書においても、そのことにより、格別の効果を奏する根拠となる記載もない。

したがって、本願発明が奏する効果は、当業者が予測できない効果であるとはいえないから、原告の上記主張は理由がない。

ウ 原告は、本願発明の圧力調節弁の動作は、従来の知られたシステムをしのぐ幾つかの追加的な利点を有すると主張する。

しかし、圧力調節弁は、本願発明の構成に含まれるものではなく、原告の主張は、特許請求の範囲の記載に基づくものではないから、採用することができない。

(3) 小括

よって、相違点2に係る本件審決の判断に誤りはない。

5 結論

以上の次第であるから、原告が主張する取消事由は理由がなく、原告の請求は棄却されるべきものである。

知的財産高等裁判所第4部

裁判長裁判官 土 肥 章 大

裁判官 高 部 眞 規 子

裁判官 齋 藤 巖