

スクーター用空冷エンジンの燃費向上を目的とした 可変冷却システムの開発

Development of Variable Cooling System Aimed at Fuel Economy Improvement of
Air-cooled Engine for Scooters

小林 友和*

Tomokazu KOBAYASHI

高 姓 一 行*

Kazuyuki KOSEI

飯 舘 智 司*

Satoshi IJIMA

要 旨

空冷4ストローク単気筒ガソリンエンジンを搭載したスクーター用の可変冷却システムの開発をおこなった。このシステムは、油温感応型のアクチュエータを使用して冷却風の吸入口上に配置されたルーバーの羽根板を開閉作動させる。この羽根板が、冷機状態や低負荷走行時に冷却風の吸入を遮断する。この動作が、低負荷走行時のエンジンオイル温度の上昇とクーリングファンの仕事量の低減をもたらす。これにより、機械損失の低減が可能となる。加えて、早期暖機による燃料噴射補正量の低減も可能となる。結果として、Urban Driving Cycle 走行時における3.3%の燃費向上を実現した。

ABSTRACT

A variable cooling system was developed for a scooter equipped with an air-cooled, four-stroke, and single-cylinder gasoline engine. In this system, slats of the louver, located at the inlet of cooling air, are opened or closed by an oil-temperature-sensitive actuator. These slats shut off the supply of cooling air when the engine is in cold state or is driven with a low load. These operations of the slats help the engine oil temperature increase and the workload of the cooling fan decrease when the vehicle is running with a low load. With those effects, reduction of the mechanical loss is made possible. In addition, shortened warm-up time enables reduction of the injection fuel amount. As a result, fuel economy improvement of 3.3%, when driven in Urban Driving Cycle, was realized.

1. まえがき

スクーターはその車体構成により走行風がエンジンに直接当たらない。そのためスクーター用の強制空冷エンジンにおいて、シリンダヘッド周りはクランクシャフトに直結されたファンにより冷却される。すなわち、冷機から暖機の間、冷機から暖機の間、エンジンには常にエンジン回転数に比例した冷却風量が供給される。また、最も熱的に厳しい運転条件下においても十分な冷却能力が設定される。このため、冷機始動後や低負荷運転時には、エンジンは過冷却の状態になることが多い。また、過冷却状態での運転により燃費性能が低下する。この事象は、エンジンオイルの温度と粘度の関係により、運転時の温度が下がるほど、粘性抵抗が増すことで機械損失が増加することなどに起

因する。この課題を解決する手法として、エンジン温度によって冷却能力を変化させる可変冷却システムがある。このシステムは水冷エンジンでは既に一般的である。代表的なものではサーモスタットによる冷却水の循環経路の切替え、モータによるラジエータファン駆動の断続などがある。また、四輪自動車特有のシステムではフロントグリルに開閉式の羽根板 (slat) を設置することによりラジエータの放熱を抑制するシステムがあった⁽¹⁾⁻⁽³⁾。しかし、二輪車の強制空冷エンジンにおいて可変冷却システムは存在しなかった。

近年、小型二輪車の中心市場であるアジア地域において、スクーターの普及が急拡大している。二酸化炭素の排出総量低減の観点から、スクーター用の強制空冷エンジンの燃費改善の要求は高まっている。以上の背景の下に、筆者ら

*二輪 R&D センター

は、まず、常時、強制冷却をおこなうことによる損失について調査した。その結果に基づき、エンジンオイルの温度により冷却風量を制御する可変冷却システムを考案した。このシステムはエンジンオイル温度が設定された値に達すると作動する感温型アクチュエータにより、冷却風の吸入口に設けた羽根板を開閉させる。このシステムによりエンジンの過冷却を防止することで燃費の改善をねらった。

2. 空冷スクータの冷却構造

Fig. 1 に空冷エンジンを搭載するモータサイクル（以降、空冷モータサイクル）の外観とエンジン搭載位置を、Fig. 2 に空冷エンジンを搭載するスクータ（以降、空冷スクータ）の外観とエンジン搭載位置を示す。

空冷モータサイクルでは、赤色で示したエンジンの前方にあるシリンダヘッドおよびシリンダに走行風が直接当たる構造となっている。そのため、走行風のみでの冷却が可能である。一方、空冷スクータでは、赤色で示されたエンジンの大部分がカウルやラゲッジボックスで覆われているため、エンジン前方にあるシリンダヘッドやシリンダの走行風による冷却が期待できない。この冷却風不足を解消するために、スクータ用の空冷エンジンはクランクシャフト



Fig. 1 Air-cooled motorcycle



Fig. 2 Air-cooled scooter

側方に直結されたファンによる送風で強制的に冷却される。冷却風は常時シリンダヘッドとシリンダに送り続けられる。送風量はエンジン回転数に依存している。Fig. 3 にクーリングファンの取付け構造を示す。

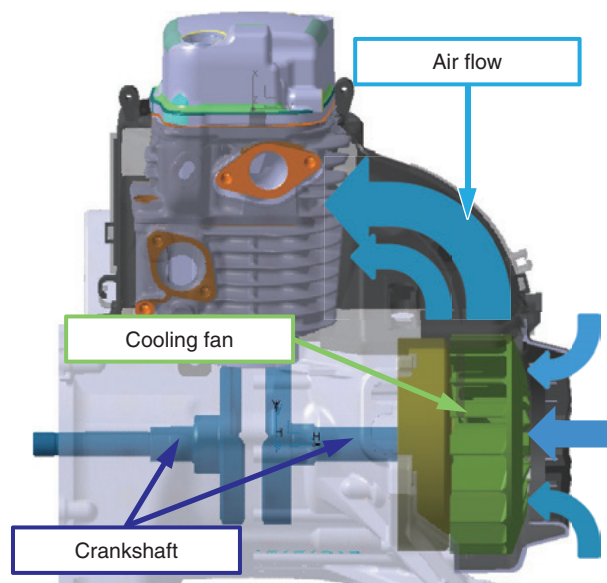


Fig. 3 Location and construction of cooling fan

3. 強制冷却構造がもたらす課題

空冷スクータは、常時、冷却風を送られることにより、空冷モータサイクルに対して低い油温の条件下で運転される。これにより、運転中のエネルギー損失は、空冷モータサイクルよりも大きいと推測される。この章では、強制冷却によりどのような損失が生じるのかを明確にしてい

3.1. 供試車両

Table 1 に本研究で使用した空冷スクータと次節にて比較対象として使用した空冷モータサイクルの諸元を示す。両車両の排気量や出力、車両質量は、ほぼ同じ値を有する。

3.2. 冷却手法の違いによる走行中の油温

前節で述べた供試車両にてモード走行後の油温の比較計測をおこなった。走行モードはEU Directive 97/24/EC 改訂 2002/51/EC Chapter 5 Annex II 2.2.1.1.5 で定められた Urban Driving Cycle (UDC) でおこなった。本モードは市街地などを模した低負荷走行である。走行抵抗はISO 170 kg、走行実験はシャシダイナモ上でおこなわれ、室温は $25 \pm 5^\circ\text{C}$ である。

UDC の走行を終了した時の、空冷スクータのオイルパン内の油温 (T_c) は約 65°C であった。一方、空冷モータサイクルのオイルパン内の油温は約 85°C であった。このよ

Table 1 Specifications of experimental vehicles

Item	Forced air-cooled scooter	Air-cooled motorcycle
Engine type	4-stroke single-cylinder	4-stroke single-cylinder
Cooling system	Forced air-cooled	Naturally air-cooled
Bore × Stroke	50.0 mm × 55.1 mm	50.0 mm × 55.6 mm
Displacement	108.2 cm ³	109 cm ³
Compression ratio	9.5	9.3
Fuel supplying system	Fuel injection	Fuel injection
Transmission type	Belt drive (CVT)	4 MT
Maximum power	6.6 kW at 7500 rpm	6.5 kW at 7500 rpm
Maximum torque	9.2 Nm at 5500 rpm	8.8 Nm at 6000 rpm
Curb weight	99 kg	98 kg

Table 2 Experimental criteria

	With forced cooling	Without forced cooling	
	With cooling fan	Without cooling fan (a)	Shut off cooling air (b)
Fan diameter	130 mm		130 mm
Fan type	Centrifugal turbo fan		Centrifugal turbo fan

うに強制冷却の場合、油温が約 20℃ 低い。

この温度差は、空冷スクータでは、クーリングファンが過剰な冷却をおこなっていること、変速ギヤ機構とクラッチがオイルパン内に存在しないために、摩擦熱が発生しないことに起因すると考えられる。

3.3. 強制冷却がもたらす課題

強制冷却がもたらす課題を把握するために、まず、空冷スクータの走行中の油温が、強制冷却の有無により、どの程度の差が生じるかを確認した。強制冷却を止める方法として、クーリングファン取り外しと冷却風遮断の2通りの方法で実験をおこなった。冷却風の遮断には、冷却風の吸入口上に蓋をする方法をとった。Table 2 に空冷スクータの実験仕様一覧を示す。

Fig. 4 に UDC を走行した場合のオイルパン内油温の推移を示す。黒線はクーリングファン付き、赤線はクーリングファン取り外し、青線は冷却風遮断を示す。クーリングファン付きとクーリングファン取り外しについては、UDC を連続走行し、オイルパン油温の変化が十分小さくなった時の温度を確認した。

クーリングファン取り外しと冷却風遮断の場合、UDC の走行終了後の油温は約 79℃ であった。クーリングファン付きに対して約 15℃ 上昇している。また、UDC を連続走行した場合、油温はクーリングファン付きで約 70℃、クーリングファン取り外しは約 103℃ でほぼ安定している。すなわち低負荷条件の走行では、強制冷却の必要はないことがわかる。

次に、クーリングファンを取り外した状態で全負荷走行

(最高速での連続全負荷走行)をした場合のエンジン各部の温度を Fig. 5 に示す。赤線がプラグ座温度、青線がシリンダ温度、茶線がオイルパン内油温を示す。なお、実験は、プラグ座の温度が、緑色で示す空冷モータサイクルの最高プラグ座温度に到達した場合に、全負荷走行を中止する形でおこなわれた。

クーリングファンを取り外した状態で全負荷走行をおこなった場合、スパークプラグ座温度は約 250 秒で空冷モータサイクルの最高温度に到達する。このことは、全負荷走行時には強制冷却が不可欠であることを意味する。

以上の実験結果などから、強制空冷による燃費低下の原因として以下のことが推察される。

- (1) 低負荷走行時、オイル温度が低く機械損失が大きい状態で走行している。
- (2) 冷機時の燃料噴射量は暖機時に対して増加するように補正されている。そのため、冷機状態が長く保たれることで燃料消費量は増加する。
- (3) 低負荷走行時には不必要なクーリングファンの駆動損失が発生している。

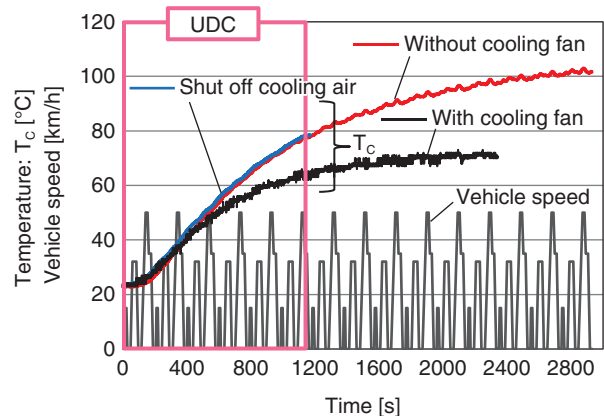
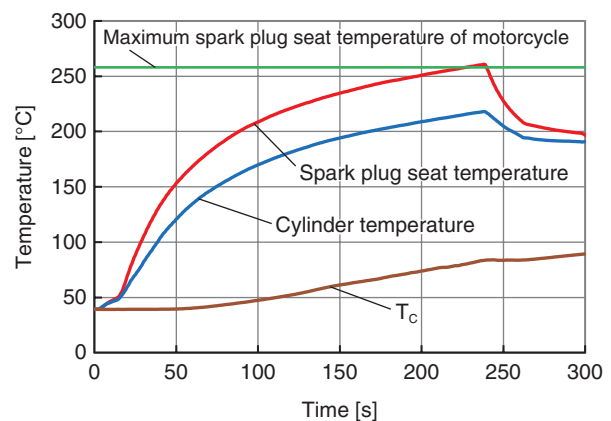
Fig. 4 Change in T_c when driving in UDC

Fig. 5 Temperatures of engine parts when driven at full load without forced cooling

4. 強制冷却による損失の把握

前述の推察される原因による損失がどの程度の燃費低下をもたらすかを把握するための実験をおこなった。以下に各項目に対する結果を示す。

4.1. 強制冷却の有無によるエンジン機械損失の差

Fig. 6 に油温と動粘度の関係を赤線で示す。使用したエンジンオイルは SAE 粘度:10W-30, API 規格:SJ グレードである。緑線はクーリングファンを取り外して UDC を走行した場合のオイルパン内油温と粘度の関係を青線はクーリングファン付きのそれを示す。強制冷却を停止させた場合の到達油温は 79℃, 動粘度は 16.8 mm²/s であった。強制冷却の場合の到達油温は 65℃, 動粘度は 26.2 mm²/s であった。

次に、この動粘度の差がもたらすエンジン機械損失の差を確認した。実験はモータリング法によりエンジン単体でおこなわれた。Fig. 7 に実験結果を示す。UDC を走行中のエンジン回転数 3500-5500 rpm で、機械損失は 60-110 W の差が生じていた。

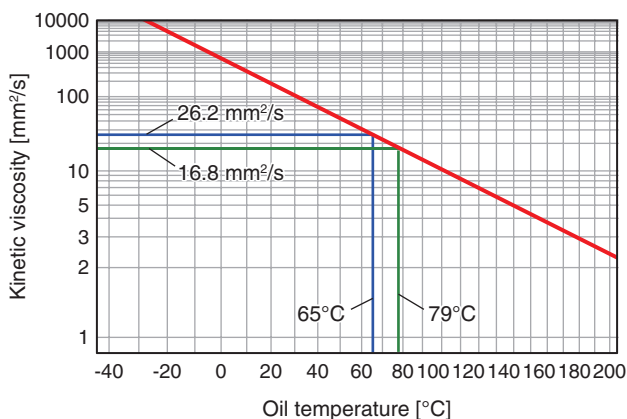


Fig. 6 Kinetic viscosity at various oil temperatures

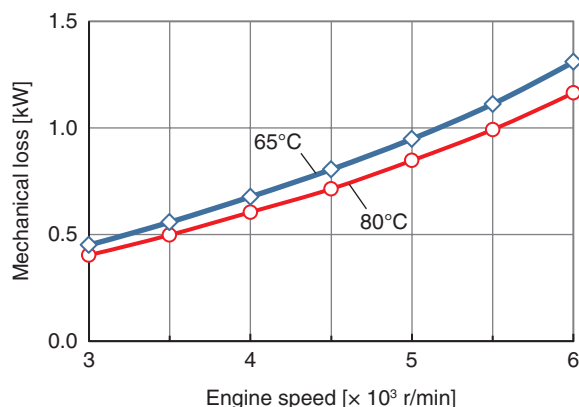


Fig. 7 Engine mechanical loss at various T_c

4.2. 低油温による燃料噴射量の増加

次に、油温の差が燃料噴射量に与える影響を確認した。

一般的に、水冷エンジンに搭載される燃料噴射システムでは、吸気温度や冷却水温度をパラメータとした燃料噴射量の補正制御を有する。空冷エンジンを搭載する供試車両では、油温をパラメータとして同様の補正制御をおこなっている。この制御に用いる油温 (以下、 T_H) は、シリンダヘッドに取り付けられたセンサによって測定される。Fig. 8 に UDC を走行中の T_c と T_H の推移を示す。青線は強制冷却あり、赤線は強制冷却なし、太線は T_c 、細線は T_H を示す。 T_H においても、 T_c と同様に強制冷却の有無で差が生じている。UDC の走行終了時点の到達油温で約 20℃ の差が生じている。

次に T_H の温度差が噴射量補正係数 (correction coefficient of injected fuel: K_{TW}) にどの程度の差をもたらすかを確認した。Fig. 9 に T_H と K_{TW} の関係を示す。Fig. 10 に UDC を走行した場合の T_H と K_{TW} の推移を示す。太線が強制冷却なし、細線が強制冷却ありである。 K_{TW} は T_H をパラメータとした設定値である。強制冷却ありは強制冷却なしに対して、補正係数が 1 になるまで、すなわち、燃料の噴射量が設定値に達するまでの時間が長い。UDC を走行した時の両者の燃料噴射補正量を算出したところ、

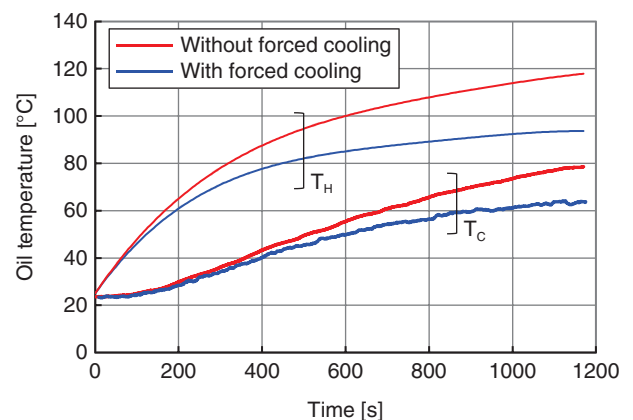


Fig. 8 Change in T_c and T_H when driving in UDC

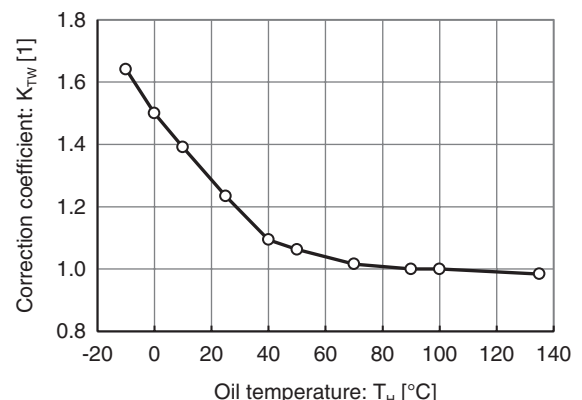


Fig. 9 Relationship between T_H and K_{TW}

0.92 mL の差が生じた。過冷却により冷機時間が長くなり、燃料噴射量が 0.92 mL 増加する結果となった。

4.3. クーリングファンの駆動損失

最後に、クーリングファンの駆動損失の確認をおこなった。この確認は、Table 2 に示す三つの条件のもと、モータリング法によりエンジンの機械損失を測定することからなる。クーリングファンを取り外した場合の機械損失を基準値として、クーリングファンを装着した残りの二つの条件で測定した損失値と基準値との差をクーリングファンの駆動損失と定義した。測定結果を Fig. 11 に示す。

黒線は、強制空冷時のクーリングファンの駆動損失を、赤線は、冷却風を遮断した場合のクーリングファンの駆動損失を示す。クーリングファンはエンジン速度 9500 rpm において、450 W の駆動損失を発生させている。

また、冷却風を遮断する方法ではクーリングファンはエンジン速度 9500 rpm において、200 W の駆動損失を発生させている。理由はクランクケースとファンカバーの隙間から空気を吸うこと、ファンカバー内が負圧になった時に冷却風の出口から空気を吸ってしまうことが原因である。

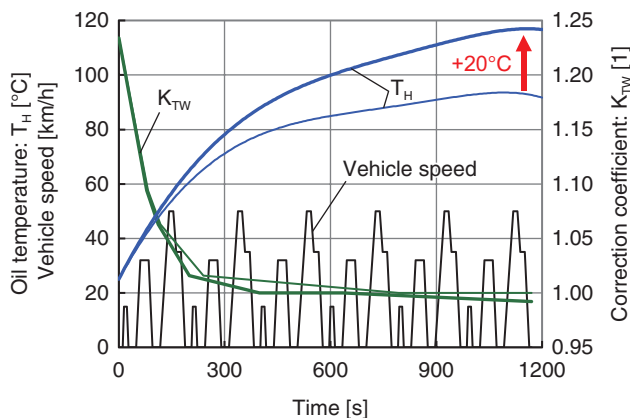


Fig. 10 Changes in T_H and K_{TW} when driving in UDC

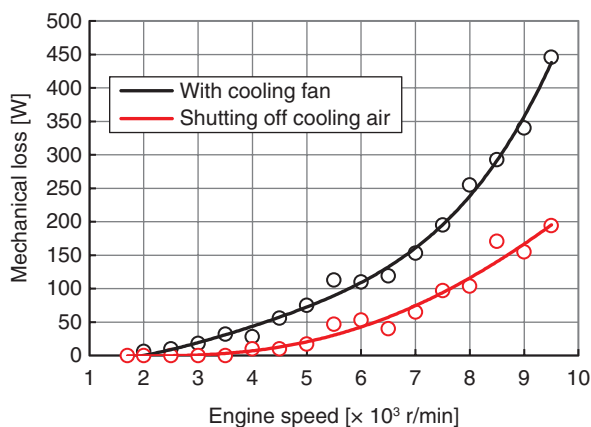


Fig. 11 Cooling fan driving loss at various engine speeds

Table 3 Calculations of fuel economy in UDC

Conditions	Fuel consumption (mL)	Fuel economy (km/L)	Improvement (km/L)
With cooling fan	103.20	57.80	-
Without cooling fan	99.28	60.10	2.30
Shutting off cooling air	99.75	59.80	2.00

しかしながら、強制冷却をおこなう場合に比べて、クーリングファンの駆動損失は半分以下に低減されている。

4.4. 損失低減による燃費改善効果の予測

前章までに算出された損失が低減された場合、どの程度の燃費改善効果があるかを予測していく。予測方法は、エンジン単体テストで得られたデータ（エンジン回転数、出力、燃料消費量）を用いて、UDC を走行した場合の燃料消費量を積算した。油温の上昇に起因するエンジン機械損失低減で改善される燃料消費量は 1.07 mL であった。前述したように、噴射量補正係数がもたらす効果が 0.92 mL であった。クーリングファンを取り外した場合、低減される燃料消費量 (fuel consumption) は 1.93 mL であった。また、冷却風を遮断した場合は 1.46 mL であった。

この結果を基にして、UDC を走行した場合の燃費改善効果を試算した。試算結果を Table 3 に示す。

まず、基準となるクーリングファン付きの場合、燃料消費量は 103.20 mL で、燃費 (fuel economy) は 57.8 km/L であった。

次に、クーリングファンを取り外した場合の燃料消費量は 99.28 mL で、燃費は 60.1 km/L で、4.0% の向上となった。冷却風を遮断した場合の燃料消費量は 99.75 mL で、燃費は 59.8 km/L で、3.5% の向上となった。Fig. 12 にクーリングファンを取り外した場合と冷却風を遮断した場合の燃費改善効果の内訳を示す。

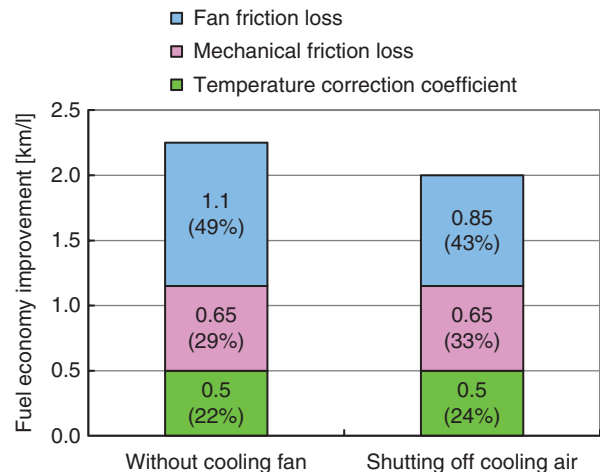


Fig. 12 Detailed fuel economy improvements

以上、今回の基礎実験の結果から、低負荷走行時には強制冷却は必ずしも必要とせず、全負荷走行時には必要となることがわかった。また、UDC 走行時の強制冷却によるエネルギー損失量も試算できた。

5. 可変冷却システムの検討

前章の結果を基に、我々は、必要時のみに強制冷却をおこなうことができる可変システムの検討をおこなった。このシステムにより、強制冷却不要時の燃費向上が期待できる。

5.1. 可変方式の選択

断続機構を用いてクーリングファンをクランクシャフトから切り離す方式と、可動式の羽根板を用いて冷却風を遮断する方式の検討をおこなった。クーリングファン駆動の断続については、モータ、電磁クラッチ、流体クラッチの適用が考えられる。いずれも、水冷エンジンのラジエータ冷却ファンの駆動の断続に用いられている。しかしながら、スクーター用のエンジンへこれらの機構を適用する場合、エンジン構造の変更が必要となるうえに、車体幅方向の寸法増加により走行中のリーン角に制約を受ける。一方、冷却風を遮断する方式は、基本的に、吸入口を備えたエンジンのサイドカバー部品の構造変更により適用が可能である。車体幅方向の寸法増加は生じるものの、リーン角に制約を受けない。このことから、本研究では、車両への搭載性の観点から冷却風遮断方式を選択した。

冷却風を遮断する方式においては、羽根板を可動させる動力源としてサーマルアクチュエータ、モータ、ソレノイドの適用が考えられる。サーマルアクチュエータは温度感応式であり電力を必要としない。また、比較的コンパクトであり車両レイアウトにおいても優位性がある。他の動力源と比較して最も安価である。モータとソレノイドは ON/OFF タイプの比較的安価なものが使用できる。しかしながら、制御用の CPU が必要になるためサーマルアクチュエータよりも高価になってしまい、廉価であることが求められる小型スクーターには適当でない。以上の検討結果より、可変冷却システムとしてサーマルアクチュエータを使用した可動式ルーバー機構を選択することとした。

5.2. 可変冷却システム概要

Fig. 13 にサーマルアクチュエータの構造を示す。

サーマルアクチュエータは感温部がエンジンオイルに浸った状態で使用される。オイルパン油温の上昇に伴いサーマルアクチュエータの感温部内に封入されたワックス(紫色部)が膨張しシャフト(青色)を押し出す構造になっている。

Fig. 14 に可変冷却システムの構造を示す。

サーマルアクチュエータ(黄色)はクランクケース側面に取り付けられる。押し出されたシャフトがリンク機構(ピンク色棒部)を介して冷却風の吸入口上に配置された羽根板を動作させる。各羽根板の作動角を同調させるためにロストモーションスプリングが設置されている。リンク機構部の材質は PP-GF20 である。

本システムにおいて、燃費改善効果を担保するために最も重要なのは、全閉時に羽根板の間に隙間がなく、密閉が保たれることである。しかしながら、樹脂製の羽根板ならびにその駆動部品の成形寸法誤差の集積により、密閉性が保てなくなる可能性がある。そこで、羽根板の間の隙間を変化させた時のクーリングファンの駆動損失を調べた (Fig. 15)。

隙間なしと隙間 0.5 mm では駆動損失に差は見られなかった。しかしながら、1 mm の隙間が生じるとエンジン回転速度 9500 rpm で約 23 W であった。また、前述の方法で燃費に与える影響を試算したところ、隙間 0.5 mm では影響はなく、隙間 1 mm では 0.02 km/L 低下する結果であった。この結果から全閉位置での羽根板間の隙間を 0.5 mm 以下にする必要があることが確認された。

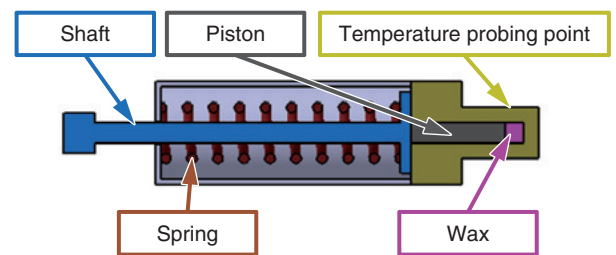


Fig. 13 Construction of thermal actuator

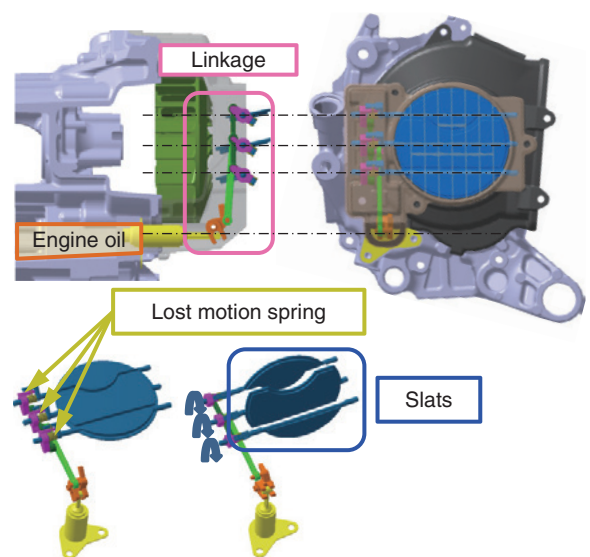


Fig. 14 Construction of variable cooling system

この課題を解決するために、ロストモーションスプリングを各々の羽根板に装着することで、それらが独立して全閉状態となる構造とした。これにより、アジャスト機構なしに3枚の羽根板の同調をとることが可能となった。

Fig. 16 に油温と羽根板作動角と送風量の関係を示す。赤線が羽根板作動角、青線が送風量、緑線が目標風量を示す。サーマルアクチュエータの作動開始温度は 97°C である。全負荷走行時の油温上昇速度に対するサーマルアクチュエータの応答遅れを許容できる設定とした。オイルパン内油温 110°C で羽根板作動角が 73° になり、目標風量を確保できる設定とした。

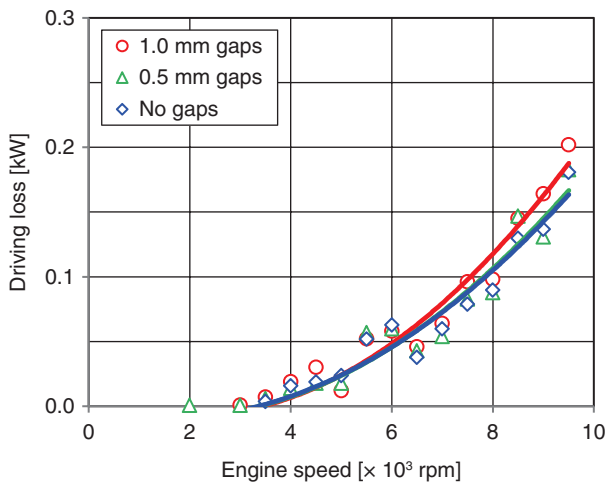


Fig. 15 Cooling fan driving loss at various slat clearances

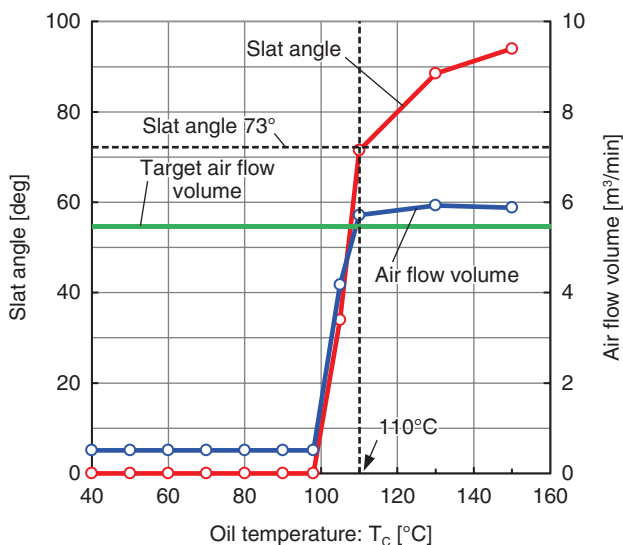


Fig. 16 Relationship among T_c , slat angles, and generated air flow volume at 7500 rpm

6. 可変冷却システムによる燃費改善効果の検証

可変冷却システムを搭載した車両で UDC を走行し、オイルパン内油温と燃費の計測をおこなった。Fig. 17 にオイルパン内油温の推移を示す。黒線は、ベース車両、赤線が可変冷却システム搭載車である。可変冷却システム搭載車の UDC 走行終了後の到達油温は 79°C で、Fig. 4 に示した結果と同じであった。このことから、羽根板機構が冷却風を遮断する機能がねらい通りであることが確認された。

また、本研究の目的とする燃費の改善効果は、 2.1 km/L (3.3%) であった。これは前述の試算結果とほぼ一致する。

さらに、可変冷却システムの燃費改善効果を WMTC (class 1) で確認した。燃費改善効果は 2.1 km/L (3.4%) であり、UDC と同様の効果が確認できた。Fig. 18 に WMTC 走行中の油温の推移を示す。

この可変冷却システムにおいて、UDC や WMTC モード走行中は、羽根板は閉じたままの状態にある。これはエンジン油温がサーマルアクチュエータの作動開始温度に達しないためである。そこで、アクチュエータが作動するまで市街

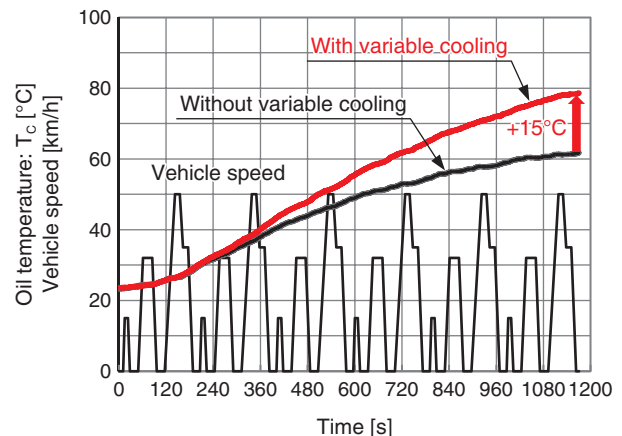


Fig. 17 Change in T_c with variable cooling system when driving in UDC

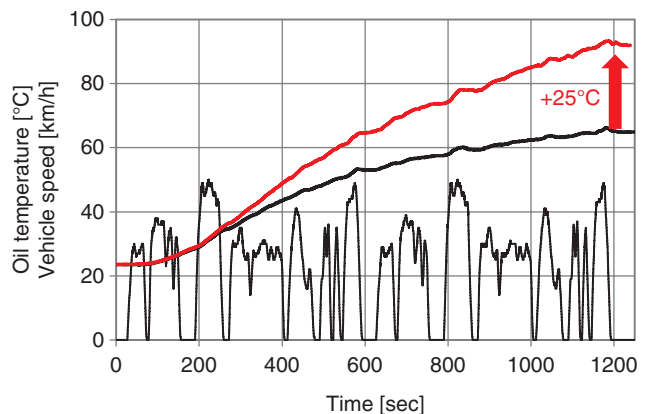


Fig. 18 Change in T_c with variable cooling system when driving in WMTC (class 1)

Table 4 Outline of in-house urban driving cycle

Distance [km/cycle]	1.0
Vehicle speed [km/h]	0-40
Engine speed [r/min]	1700-5500
Throttle opening [%]	0-50

地を想定した走行を続け、1サイクルごとの燃費を計測した。走行モードはASEANやインドの市街地を想定した社内走行モード（以下、IUDC）である。Table 4にIUDCの概要を示す。測定時の実験室温度は $25 \pm 5^\circ\text{C}$ に設定した。

冷機状態でIUDCを30サイクル（30 km）走行し、油温の時間変化と燃費をサイクルごとに計測した。Fig. 19に油温の推移を示す。Fig. 20に燃費値の推移を示す。

羽根板は9サイクル走った後で開き始め、油温は低下し始めた。しかしながら、可変冷却システムの有無によって30サイクル走り終わった後でも油温に 23°C の違いがあった。これによって可変冷却システムが搭載された車の燃費効果が保たれた。30サイクル走行の平均燃費は可変冷却システムの有無で 58.6 km/L と 56.7 km/L で優位性があった。燃費改善効果は 1.9 km/L （3.4%）であった。この結果から、可変冷却システムは低負荷低速走行の市街地においても大きな効果があると言える。

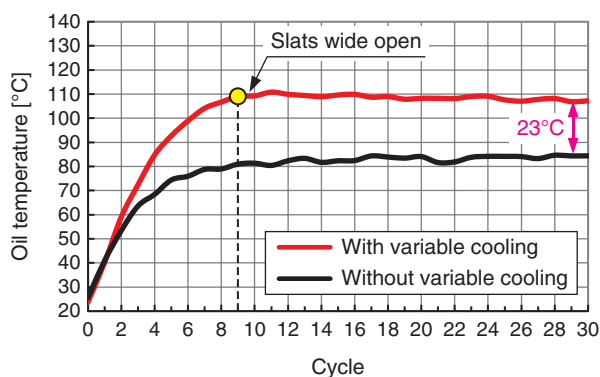


Fig. 19 Changes in oil temperature in oil pan in IUDC

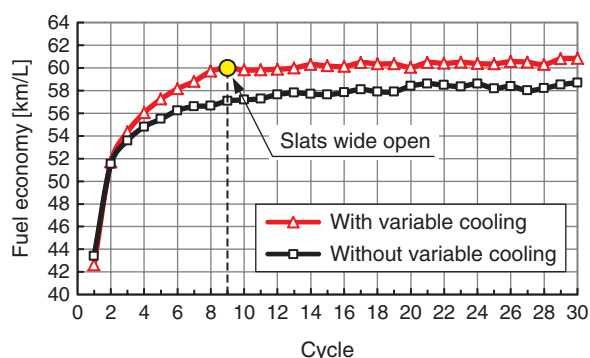


Fig. 20 Changes in fuel economy in IUDC

7. 結論

本研究では、スクータ用強制空冷エンジンのクーリングファンがもたらす損失を実験と試算により定量的に把握した。この結果を基に、燃費の改善を目的として、エンジンオイルの温度により冷却風量を制御する可変冷却システムを考案した。実車での検証の結果、ねらい通りの、冷却風の遮断機能と、UDCにおける 2.1 km/L （3.3%）並びに、WMTC(class 1)における 2.1 km/L （3.4%）の燃費改善が得られた。

参考文献

- (1) 実開昭 60-066824
- (2) 特許番号, 第 1760870 号 (1992)
- (3) 特表昭 62-501864

著者



小林 友和



高 姓 一行



飯 嶋 智 司