

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4994546号
(P4994546)

(45) 発行日 平成24年8月8日(2012.8.8)

(24) 登録日 平成24年5月18日(2012.5.18)

(51) Int.Cl.	F 1
FO 1 P 7/16 (2006.01)	FO 1 P 7/16 504 A
B60H 1/08 (2006.01)	B60H 1/08 621 B
FO 1 P 3/20 (2006.01)	FO 1 P 3/20 F

請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2001-280050 (P2001-280050)	(73) 特許権者	000004260 株式会社デンソー 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(22) 出願日	平成13年9月14日 (2001.9.14)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2002-161747 (P2002-161747A)	(74) 代理人	110001128 特許業務法人ゆうあい特許事務所
(43) 公開日	平成14年6月7日 (2002.6.7)	(72) 発明者	太田 政孝 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
審査請求日	平成20年6月3日 (2008.6.3)	(72) 発明者	鈴木 和貴 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
審判番号	不服2011-11201 (P2011-11201/J1)		
審判請求日	平成23年5月27日 (2011.5.27)		
(31) 優先権主張番号	特願2000-282257 (P2000-282257)		
(32) 優先日	平成12年9月18日 (2000.9.18)		
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】液冷式内燃機関の冷却装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

液冷式内燃機関(10)内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を前記液冷式内燃機関(10)に戻すラジエータ(20)と、

前記液冷式内燃機関(10)から流出する冷却液を前記ラジエータ(20)を迂回させて前記液冷式内燃機関(10)に戻すバイパス通路(30)と、

前記液冷式内燃機関(10)から流出する冷却液と作動油とを熱交換するオイル熱交換器(90)と、

前記液冷式内燃機関(10)から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ(50)と、

前記ラジエータ(20)に循環させる冷却液量および前記バイパス通路(30)に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記オイル熱交換器(90)へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段(45)と、

冷却液の温度を検出する温度検出手段(101、102)と、

前記温度検出手段(101、102)の検出信号に基づいて、前記バルブ手段(45)の作動を制御する電子制御装置(100)とを備え、

前記ポンプ(50)は、前記ラジエータ(20)通過後の冷却液の流れ、前記バイパス通路(30)通過後の冷却液の流れおよび前記オイル熱交換器(90)通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を前記液冷式内燃機関(10)へ供給するように配置されており、

前記バルブ手段は、少なくとも、前記合流点に配置されて、前記ラジエータ(20)に

10

20

循環させる冷却液量および前記バイパス通路(30)に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記液冷式内燃機関(10)の冷却液の循環流量を調節し、さらに前記オイル熱交換器(90)への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の单一の流量調整バルブ(45)により構成され、

前記電子制御装置(100)は、冷却液の温度が所定温度以下のときには、前記液冷式内燃機関(10)の冷却液の循環流量が1~5L/minとなり、前記オイル熱交換器(90)に冷却液を循環させることなく、少なくとも前記液冷式内燃機関(10)と前記バイパス通路(30)との間で冷却液を循環させるように、前記電子制御式の单一の流量調整バルブ(45)の作動を制御し、

冷却液の温度が所定温度より高いときには、少なくとも前記液冷式内燃機関(10)、前記バイパス通路(30)及び前記オイル熱交換器(90)に冷却液を循環させるように、前記電子制御式の单一の流量調整バルブ(45)の作動を制御して作動油の暖機を図ることを特徴とする液冷式内燃機関の冷却装置。10

【請求項2】

前記オイル熱交換器(90)は、車両オートマチックトランクション用のトルクコンバータ(80)内の作動油と冷却液とを熱交換するものであることを特徴とする請求項1に記載の液冷式内燃機関の冷却装置。

【請求項3】

液冷式内燃機関(10)内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を前記液冷式内燃機関(10)に戻すラジエータ(20)と、20

前記液冷式内燃機関(10)から流出する冷却液を前記ラジエータ(20)を迂回させて前記液冷式内燃機関(10)に戻すバイパス通路(30)と、

前記液冷式内燃機関(10)から流出する冷却液と空気とを熱交換する暖房用熱交換器(60)と、

前記液冷式内燃機関(10)から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ(50)と、

前記ラジエータ(20)に循環させる冷却液量および前記バイパス通路(30)に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記暖房用熱交換器(60)へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段(45)と、

冷却液の温度を検出する温度検出手段(101、102)と、

前記温度検出手段(101、102)の検出信号に基づいて、前記バルブ手段(45)の作動を制御する電子制御装置(100)とを備え、30

前記ポンプ(50)は、前記ラジエータ(20)通過後の冷却液の流れ、前記バイパス通路(30)通過後の冷却液の流れおよび前記暖房用熱交換器(60)通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を前記液冷式内燃機関(10)へ供給するように配置されており、

前記バルブ手段は、少なくとも、前記合流点に配置されて、前記ラジエータ(20)に循環させる冷却液量および前記バイパス通路(30)に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記液冷式内燃機関(10)の冷却液の循環流量を調節し、さらに前記暖房用熱交換器(60)への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の单一の流量調整バルブ(45)により構成され、40

前記電子制御装置(100)は、暖機運転終了前においては、冷却液の循環流量が1~5L/minとなり、前記暖房用熱交換器(60)に冷却液を循環させることなく、少なくとも前記液冷式内燃機関(10)と前記バイパス通路(30)との間で冷却液を循環せるように、前記電子制御式の单一の流量調整バルブ(45)の作動を制御し、

暖機運転終了後に、少なくとも前記液冷式内燃機関(10)、前記バイパス通路(30)及び前記暖房用熱交換器(60)に冷却液を循環せるように、前記電子制御式の单一の流量調整バルブ(45)の作動を制御することを特徴とする液冷式内燃機関の冷却装置。

【請求項4】

液冷式内燃機関(10)内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を前記液冷50

式内燃機関（10）に戻すラジエータ（20）と、

前記液冷式内燃機関（10）から流出する冷却液を前記ラジエータ（20）を迂回させて前記液冷式内燃機関（10）に戻すバイパス通路（30）と、

前記液冷式内燃機関（10）から流出する冷却液と作動油とを熱交換するオイル熱交換器（90）と、

前記液冷式内燃機関（10）から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ（50）と、

前記ラジエータ（20）に循環させる冷却液量および前記バイパス通路（30）に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記オイル熱交換器（90）へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段（45）と、

冷却液の温度を検出する温度検出手段（101、102）と、

前記温度検出手段（101、102）の検出信号に基づいて、前記バルブ手段（45）の作動を制御する電子制御装置（100）とを備え、

前記ポンプ（50）は、前記ラジエータ（20）通過後の冷却液の流れ、前記バイパス通路（30）通過後の冷却液の流れおよび前記オイル熱交換器（90）通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を前記液冷式内燃機関（10）へ供給するように配置されており、

前記バルブ手段は、少なくとも、前記合流点に配置されて、前記ラジエータ（20）に循環させる冷却液量および前記バイパス通路（30）に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記液冷式内燃機関（10）の冷却液の循環流量を調節し、さらに前記オイル熱交換器（90）への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）により構成され、

前記電子制御装置（100）は、冷却液の温度が所定温度以下のときには、前記液冷式内燃機関（10）の冷却液の循環流量が1～5 L / minとなり、前記オイル熱交換器（90）に冷却液を循環させることなく、少なくとも前記液冷式内燃機関（10）と前記バイパス通路（30）との間で冷却液を循環させるように、前記電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）の作動を制御し、

冷却液の温度が所定温度より高いときには、少なくとも前記液冷式内燃機関（10）、前記バイパス通路（30）及び前記オイル熱交換器（90）に冷却液を循環させるように、前記電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）の作動を制御して、さらに、前記液冷式内燃機関（10）の暖機運転が終了した後には、冷却液の温度が95～110となるように、前記ラジエータ（20）に冷却液を循環させるように、前記電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）の作動を制御することを特徴とする液冷式内燃機関の冷却装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、液冷式内燃機関の冷却装置に関するもので、車両の走行用エンジンの冷却装置に適用して有効である。

【0002】

【従来の技術】

通常、エンジン冷却水（以下、冷却水と略す。）は、エンジンから駆動力を得て稼働するポンプにて冷却水を循環させている。

【0003】

ところで、エンジン始動時には、アイドリング回転数を上昇させて暖機運転の促進を図るとともに、エンジンがストール（停止）してしまうことを防止しているので、エンジンから駆動力を得て稼働するポンプでは、エンジン始動時にポンプ回転数が上昇してしまうので、循環冷却水量が増大してしまい、暖機運転の促進を図ることが難しい。

【0004】

そこで、例えば特開平8-14043号公報に記載の発明では、ポンプを電動モータにより駆動するとともに、暖機運転時（エンジン始動時）には、電動モータ（ポンプ）を停止

10

20

30

40

50

して、暖機運転の促進を図っている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、上記公報に記載の発明では、暖機運転時（エンジン始動時）には、電動モータ（ポンプ）を停止しているので、エンジン内の冷却水が局所的に沸騰してしまう。そして、冷却水が局所的に沸騰していしまうと、エンジン（シリンダヘッドやシリンダブロック等）が局所的に熱変形してしまうおそれがあるので、エンジンの熱損傷を誘発するおそれが高い。

【0006】

本発明は、上記点に鑑み、エンジン（内燃機関）の熱損傷を防止しつつ、暖機運転の促進を図ることを目的とする。 10

【0007】

【課題を解決するための手段】

本発明は、上記目的を達成するために、請求項1に記載の発明では、液冷式内燃機関（10）内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を液冷式内燃機関（10）に戻すラジエータ（20）と、液冷式内燃機関（10）から流出する冷却液をラジエータ（20）を迂回させて液冷式内燃機関（10）に戻すバイパス通路（30）と、液冷式内燃機関（10）から流出する冷却液と作動油とを熱交換するオイル熱交換器（90）と、液冷式内燃機関（10）から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ（50）と、ラジエータ（20）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（30）に循環させる冷却液量を調節するとともに、オイル熱交換器（90）へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段（45）と、冷却液の温度を検出する温度検出手段（101、102）と、温度検出手段（101、102）の検出信号に基づいて、バルブ手段（45）の作動を制御する電子制御装置（100）とを備え、 20

ポンプ（50）は、ラジエータ（20）通過後の冷却液の流れ、バイパス通路（30）通過後の冷却液の流れおよびオイル熱交換器（90）通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を液冷式内燃機関（10）へ供給するように配置されており、

バルブ手段は、少なくとも、合流点に配置されて、ラジエータ（20）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（30）に循環させる冷却液量を調節するとともに、液冷式内燃機関（10）の冷却液の循環流量を調節し、さらにオイル熱交換器（90）への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）により構成され、 30

電子制御装置（100）は、冷却液の温度が所定温度以下のときには、液冷式内燃機関（10）の冷却液の循環流量が1～5L/minとなり、オイル熱交換器（90）に冷却液を循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（10）とバイパス通路（30）との間で冷却液を循環させるように、電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）の作動を制御し、

冷却液の温度が所定温度より高いときには、少なくとも液冷式内燃機関（10）、バイパス通路（30）及びオイル熱交換器（90）に冷却液を循環させるように、電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）の作動を制御して作動油の暖機を図ることを特徴とする。 40

【0008】

これにより、冷却液の温度が所定温度以下のときには、1～5L/minという微少流量にて冷却液をバイパス通路（30）と液冷式内燃機関（10）との間で循環させて、液冷式内燃機関（10）内の冷却液が局所的に沸騰してしまうことを防止することができる。したがって、液冷式内燃機関（シリンダヘッドやシリンダブロック等）が局所的に熱変形してしまうことを防止しつつ、暖機運転を促進することができる。

【0009】

また、冷却液の温度が所定温度以下のときには、冷却液をオイル熱交換器（90）に循環 50

させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（10）とバイパス通路（30）との間で冷却水を循環させてるので、冷却水を介して液冷式内燃機関（10）の熱が作動油に吸熱されてしまうことを防止できる。したがって、より一層暖機運転を促進することができる。

【0010】

なお、オイル熱交換器（90）は、請求項2に記載の発明のごとく、車両オートマチックトランスミッション用のトルクコンバータ（80）内の作動油と冷却液とを熱交換するものであってもよい。

【0011】

請求項3に記載の発明では、液冷式内燃機関（10）内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を液冷式内燃機関（10）に戻すラジエータ（20）と、液冷式内燃機関（10）から流出する冷却液をラジエータ（20）を迂回させて液冷式内燃機関（10）に戻すバイパス通路（30）と、液冷式内燃機関（10）から流出する冷却液と空気とを熱交換する暖房用熱交換器（60）と、液冷式内燃機関（10）から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ（50）と、ラジエータ（20）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（30）に循環させる冷却液量を調節するとともに、暖房用熱交換器（60）へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段（45）と、冷却液の温度を検出する温度検出手段（101、102）と、温度検出手段（101、102）の検出信号に基づいて、バルブ手段（45）の作動を制御する電子制御装置（100）とを備え、

ポンプ（50）は、ラジエータ（20）通過後の冷却液の流れ、バイパス通路（30）通過後の冷却液の流れおよび暖房用熱交換器（60）通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を液冷式内燃機関（10）へ供給するように配置されており、

バルブ手段は、少なくとも、合流点に配置されて、ラジエータ（20）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（30）に循環させる冷却液量を調節するとともに、液冷式内燃機関（10）の冷却液の循環流量を調節し、さらに暖房用熱交換器（60）への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）により構成され、

電子制御装置（100）は、暖機運転終了前においては、冷却液の循環流量が1～5L/minとなり、暖房用熱交換器（60）に冷却液を循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（10）とバイパス通路（30）との間で冷却液を循環させるように、電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）の作動を制御し、暖機運転終了後に、少なくとも液冷式内燃機関（10）、バイパス通路（30）及び暖房用熱交換器（60）に冷却液を循環させるように、電子制御式の单一の流量調整バルブ（45）の作動を制御することを特徴とする。

【0012】

これにより、冷却液の温度が所定温度以下のときには、1～5L/minという微少流量にて冷却液をバイパス通路（30）と液冷式内燃機関（10）との間で循環させてるので、液冷式内燃機関（10）内の冷却液が局所的に沸騰してしまうことを防止することができる。したがって、液冷式内燃機関（シリンダヘッドやシリンダプロック等）が局所的に熱変形してしまうことを防止しつつ、暖機運転を促進することができる。

【0013】

また、冷却液の温度が所定温度以下のときには、冷却液を暖房用熱交換器（60）に循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（10）とバイパス通路（30）との間で冷却水を循環させてるので、冷却水を介して液冷式内燃機関（10）の熱が空気に吸熱されてしまうことを防止できる。したがって、より一層暖機運転を促進することができる。

【0014】

また、冷却液の温度が所定温度より高くなったときに、暖房用熱交換器（60）に冷却液が循環させられるので、空気の温度が低いときには、高温の冷却液により早期に暖房を図ることができる。

【0015】

10

20

30

40

50

請求項 4 に記載の発明では、液冷式内燃機関 (10) 内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を液冷式内燃機関 (10) に戻すラジエータ (20) と、液冷式内燃機関 (10) から流出する冷却液をラジエータ (20) を迂回させて液冷式内燃機関 (10) に戻すバイパス通路 (30) と、液冷式内燃機関 (10) から流出する冷却液と作動油とを熱交換するオイル熱交換器 (90) と、液冷式内燃機関 (10) から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ (50) と、ラジエータ (20) に循環させる冷却液量およびバイパス通路 (30) に循環させる冷却液量を調節するとともに、オイル熱交換器 (90) へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段 (45) と、冷却液の温度を検出する温度検出手段 (101, 102) と、温度検出手段 (101, 102) の検出信号に基づいて、バルブ手段 (45) の作動を制御する電子制御装置 (100) とを備え、

ポンプ (50) は、ラジエータ (20) 通過後の冷却液の流れ、バイパス通路 (30) 通過後の冷却液の流れおよびオイル熱交換器 (90) 通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を液冷式内燃機関 (10) へ供給するように配置されており、

バルブ手段は、少なくとも、合流点に配置されて、ラジエータ (20) に循環させる冷却液量およびバイパス通路 (30) に循環させる冷却液量を調節するとともに、液冷式内燃機関 (10) の冷却液の循環流量を調節し、さらにオイル熱交換器 (90) への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の单一の流量調整バルブ (45) により構成され、

電子制御装置 (100) は、冷却液の温度が所定温度以下のときには、液冷式内燃機関 (10) の冷却液の循環流量が 1 ~ 5 L / min となり、オイル熱交換器 (90) に冷却液を循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関 (10) とバイパス通路 (30) との間で冷却液を循環させるように、電子制御式の单一の流量調整バルブ (45) の作動を制御し、

冷却液の温度が所定温度より高いときには、少なくとも液冷式内燃機関 (10)、バイパス通路 (30) 及びオイル熱交換器 (90) に冷却液を循環させるように、電子制御式の单一の流量調整バルブ (45) の作動を制御して、さらに、液冷式内燃機関 (10) の暖機運転が終了した後には、冷却液の温度が 95 ~ 110 となるように、ラジエータ (20) に冷却液を循環させるように、電子制御式の单一の流量調整バルブ (45) の作動を制御することを特徴とする。

【0016】

これにより、冷却液の温度が所定温度以下のときには、1 ~ 5 L / min という微少流量にて冷却液をバイパス通路 (30) と液冷式内燃機関 (10) との間で循環させてるので、液冷式内燃機関 (10) 内の冷却液が局所的に沸騰してしまうことを防止することができる。したがって、液冷式内燃機関 (シリンダヘッドやシリンダプロック等) が局所的に熱変形してしまうことを防止しつつ、暖機運転を促進することができる。

【0017】

また、冷却液の温度が所定温度以下のときには、冷却液をオイル熱交換器 (90) に循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関 (10) とバイパス通路 (30) との間で冷却水を循環させて、冷却水を介して液冷式内燃機関 (10) の熱が作動油に吸熱されてしまうことを防止できる。したがって、より一層暖機運転を促進することができる。

【0018】

また、冷却液の温度が所定温度より高くなったときに、オイル熱交換器 (90) に冷却液が循環させられるので、作動油の温度が低いときには、高温の冷却液により作動油を加熱昇温することができる。

【0019】

したがって、暖機運転を促進しつつ、作動油の温度を上昇させてフリクションロス (摩擦損失) を低減することにより燃費を向上させることができる。

【0020】

また、暖機運転終了後においては、冷却液の温度が 95 ~ 110 となるよう制御さ

10

20

30

40

50

れるので、液冷式内燃機関（10）内を循環する潤滑油（エンジンオイル）の温度を上昇させてフリクションロス（摩擦損失）を低減することにより燃費をより一層向上させることができる。

【0021】

因みに、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

【0022】

【発明の実施の形態】

（第1実施形態）

本実施形態は、本発明に係る液冷式内燃機関の冷却装置を車両の走行用エンジンの冷却装置に適用したものであって、図1は本実施形態に係るエンジンの冷却装置の模式図である。

10

【0023】

図1中、10は水冷式のエンジン（液冷式内燃機関）であり、20はエンジン10内を循環する冷却水（冷却液）を冷却し、その冷却した冷却水をエンジン10に戻すラジエータであり、21はラジエータ20に冷却風を送風する送風機である。

【0024】

30はエンジン10から流出する冷却水をラジエータ20を迂回させてエンジン10に戻すバイパス通路であり、40はラジエータ20に循環させる冷却水量とバイパス通路30に循環させる冷却水量とを調節する電子制御式の流量調整バルブ（以下、第1バルブと呼ぶ。）であり、50はエンジン10から駆動力を得て冷却水を循環させる渦巻式のウォータポンプ（以下、ポンプと略す。）である。

20

【0025】

また、60は冷却水（エンジン廃熱）を熱源として室内に吹き出す空気を加熱する暖房用熱交換器（ヒータ）であり、70はヒータ60に冷却水を供給する温水通路を開閉する電磁弁（以下、第2バルブと呼ぶ。）であり、61は室内に吹き出す空気を送風する空調用送風機である。

【0026】

80はオートマチックトランスマッション用のトルクコンバータ（流体継ぎ手）であり、90はトルクコンバータ80内の作動油（オートマチックトランスマッションフルード）と冷却水とを熱交換するオイルクーラ（オイル熱交換器）である。なお、本実施形態では、オイルクーラ90はヒータ60から流出した冷却水と作動油（ATF）とを熱交換している。

30

【0027】

ところで、101は第1バルブ40の冷却水流入口側のうちバイパス通路30側に配設されて冷却水の温度を検出する第1水温センサ（第1温度検出手段）であり、102はポンプ50の流入側に配設されてエンジン10に流入する（戻ってくる）冷却水の温度を検出する第2水温センサ（第2温度検出手段）である。

【0028】

103はエンジン10の吸入負圧を検出する圧力センサ（圧力検出手段）であり、104はエンジン100の回転数を検出する回転センサ（回転数検出手段）であり、105は室外空気温度を検出する外気温センサ（外気温度検出手段）である。

40

【0029】

そして、各センサ101～105の検出信号及び車両用空調装置の始動スイッチ（A/Cスイッチ）106のON-OFF信号は電子制御装置（ECU）100に入力されており、このECU100は、各センサ101～105の検出信号及び始動スイッチ106のON-OFF信号に基づいて予め設定されたプログラムに従って第1、2バルブ40、70及び送風機21等を制御する。

【0030】

次に、第1、2バルブ40、70の作動について図2に示すフローチャートに基づいて述

50

べる。

【0031】

車両のイグニッションスイッチ（図示せず）が投入された後、エンジン10が始動すると、回転センサ104、圧力センサ103、第1、2水温センサ101、102、外気温センサ105の検出値及び始動スイッチ106のON-OFF信号を読み込む（S100）。

【0032】

そして、エンジン10の回転数及び吸入負圧よりエンジン負荷を演算するとともに、その演算したエンジン負荷に基づいて、図示しないマップから目標とするエンジン100に流入する冷却水の温度（以下、この水温を目標水温Tmapと呼ぶ。）及び暖機が終了したものと見なすことができる冷却水温度（以下、この水温を暖機終了温度Tw1と呼ぶ。）を決定する（S110）。

【0033】

次に、第1水温センサ101の検出温度からバイパス通路30を流通する冷却水の温度（以下、バイパス水温Tbと呼ぶ。）と暖機終了水温Tw1（本実施形態では、100）とを比較する（S120）。

【0034】

そして、バイパス水温Tbが暖機終了温度Tw1以下のときには、エンジンの負荷状態（圧力センサ103の検出圧力）を検出し、エンジン負荷が所定値Ro以下か否かを判定する（S130）。

10

【0035】

次に、エンジン負荷が所定値Ro以下のときには、S140にて第2バルブ70を閉じて冷却水がオイルクーラ90内を循環してしまうことを阻止するとともに、S150にて少なくともエンジン10とバイパス通路30との間で冷却水を循環させる暖機制御運転モードを実行する。

【0036】

なお、この暖機制御運転モードにおいては、S150にて冷却水流量が従来（10～15L/min）より少ない、1L/min以上、5L/min以下となるように第1バルブ40の開度が制御される。

【0037】

一方、バイパス水温Tbが暖機終了温度Tw1より高くなり暖機運転が終了したものと見なすことができるとき、又はエンジン負荷が所定値Roより大きくなり暖機制御運転モードを実行する必要がないものと判断されたときには、S120、S130の判定がNOとなって、S160に進み、第2バルブ70を開いて冷却水をヒータ60およびオイルクーラ90内に循環させるとともに、S170にて第2水温センサ102の検出水温（エンジン水温）が95以上、110以下となるような高水温制御モードを第1バルブ40の開度制御により実行する。

20

【0038】

次に、本実施形態の特徴を述べる。

【0039】

本実施形態によれば、冷却水の温度が低いときには、1～5L/minという微少流量にて冷却水をバイパス通路30とエンジン10との間で循環させて、エンジン10内の冷却水が局所的に沸騰してしまうことを防止することができる。したがって、エンジン（シリンドヘッドやシリンドブロック等）10が局所的に熱変形してしまうことを防止しつつ、暖機運転を促進することができる。

30

【0040】

また、冷却水の温度が所定温度（暖機終了温度Tw1）以下のときには、冷却水をオイルクーラ90に循環させることなく、少なくともエンジン10とバイパス通路30との間で冷却水を循環させて、冷却水を介してエンジン10の熱がATFに吸熱されてしまうことを防止できる。したがって、より一層暖機運転を促進することができる。

40

50

【0041】

なお、図3(a)はエンジン出口水温及びオイルクーラ出口油温の変化を示す試験結果であり、Aは図4に示す従来型の冷却装置に関するもので、Bは図5に示す従来型の冷却装置に関するものであり、Cは本実施形態に係る冷却装置に関するものである。因みに、図4、5は第1バルブ40にワックス材の体積変化を利用してバルブ開度を制御するサーモスタッフを用いた例であり、図5はオイルクーラ90をラジエータ20内に配置した例である。

【0042】

そして、本実施形態によれば、図3(a)の太実線Cから明らかなように、エンジン出口水温が従来装置のA、Bに比較して短時間で80に到達していることが判る。なお、図3(b)は図3(a)との関係における車速と時間との関係を示すグラフである。

10

【0043】

なお、ここで、エンジン出口水温が80に到達したか否かについて言及したのは、一般的に、エンジン出口水温が80以上となると、燃料噴射制御モードが始動時制御モードから通常制御モードに移行するからである。

【0044】

また、冷却水の温度が所定温度(暖機終了温度Tw1)より高くなったときに、オイルクーラ90に冷却水が通水されるので、ATFの温度が低いときには、高温の冷却水によりATFを加熱昇温することができる。

【0045】

したがって、暖機運転を促進しつつ、ATFの温度を上昇させてフリクションロス(摩擦損失)を低減することにより車両燃費を向上させることができる。なお、本実施形態では、冷却水の温度が100以上となったときに初めて、冷却水がオイルクーラ90に通水されるので、ATFと冷却水との温度差を大きくすることができる。したがって、図3に示すように、ATFの温度を短時間で上昇させることができる。

20

【0046】

また、暖機運転終了後においては、エンジン水温が95~110となるよう制御するので、潤滑油(エンジンオイル)の温度を上昇させてフリクションロス(摩擦損失)を低減することにより、図6に示すように、車両燃費を向上させることができる。

【0047】

なお、図6中のAは図4に示す従来型の冷却装置に関するもので、Bは図5に示す従来型の冷却装置に関するものであり、Cは本実施形態に係る冷却装置に関するものである。

30

【0048】

因みに、図7はエンジン排気量を2000ccとして冷却水流量を15L/minとしたときの暖機運転に必要な時間を100として暖機制御運転モード時に循環させる冷却水流量と暖気終了までの時間比率との関係を示す試験結果であり、流量を1L/minとすると、冷却水流量を15L/minとしたときの暖機運転に必要な時間の約88%の時間で暖機運転が終了し、冷却水流量を5L/minとしたときの暖機運転に必要な時間の約98%の時間で暖機運転が終了する。

【0049】

40

(第2実施形態)

本実施形態は、図8に示すように、第1バルブ40と第2バルブ70とを一体化したバルブ45を採用した例である。

【0050】

(その他の実施形態)

上述の実施形態では、冷却水をオイルクーラ90に通水を開始する温度と暖機運転が終了する温度とが同じであったが、本発明はこれに限定されるものではなく、冷却水をオイルクーラ90に通水を開始する温度と暖機運転が終了する温度とを相違させててもよい。

【0051】

また、上述の実施形態では、ATFと冷却水とを熱交換するオイルクーラであったが、工

50

ンジンオイルと冷却水とを熱交換するオイルクーラであってもよい。

【0052】

また、上述の実施形態では、エンジン10から駆動力を得て稼働するポンプ50を採用したが、電動モータにより稼働するポンプを採用してもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態に係る冷却装置の模式図である。

【図2】本発明の第1実施形態に係る冷却装置の作動を示すフローチャートである。

【図3】(a)は水温及び油温と時間との関係を示すグラフであり、(b)は車速と時間との関係を示すグラフである。

【図4】従来の技術に係る冷却装置の模式図である。

10

【図5】従来の技術に係る冷却装置の模式図である。

【図6】燃費向上率を示す棒グラフである。

【図7】暖機制御運転モード時に循環させる冷却水流量と暖気終了までの時間比率との関係を示すグラフである。

【図8】本発明の第2実施形態に係る冷却装置の模式図である。

【符号の説明】

10 ... エンジン(液冷式内燃機関)、20 ... ラジエータ、

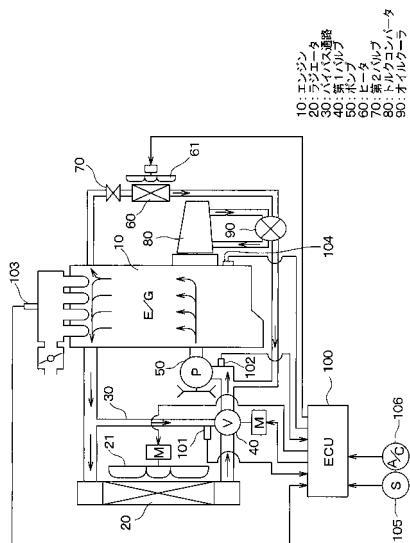
30 ... バイパス通路、40 ... 第1バルブ、50 ... ポンプ、60 ... ヒータ、

70 ... 第2バルブ、80 ... トルクコンバータ、

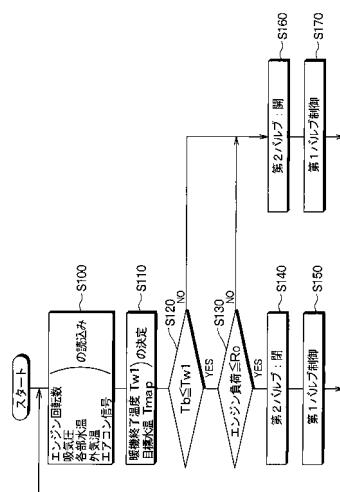
90 ... オイルクーラ(オイル熱交換器)。

20

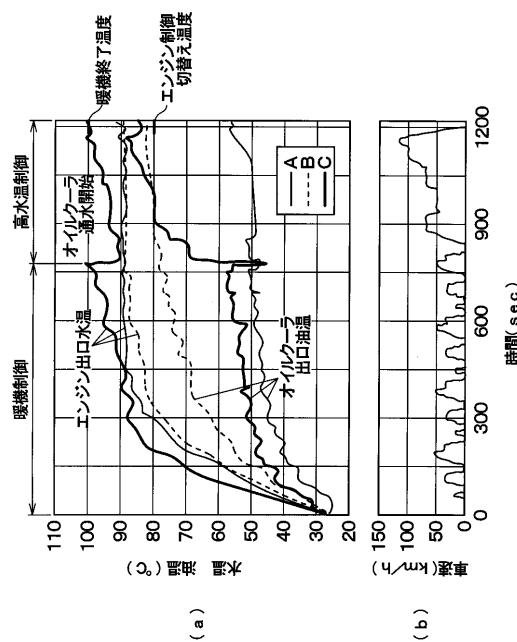
【図1】



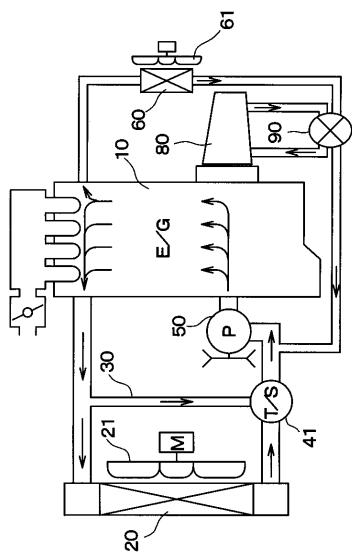
【図2】



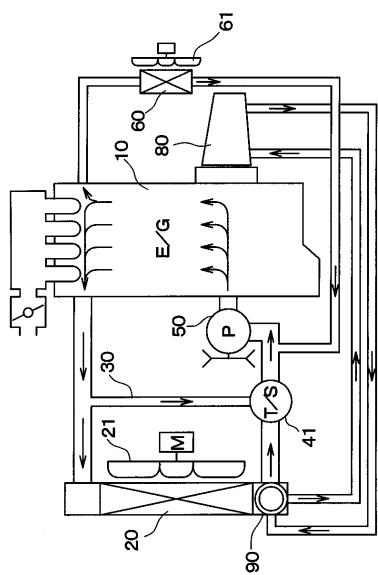
【図3】



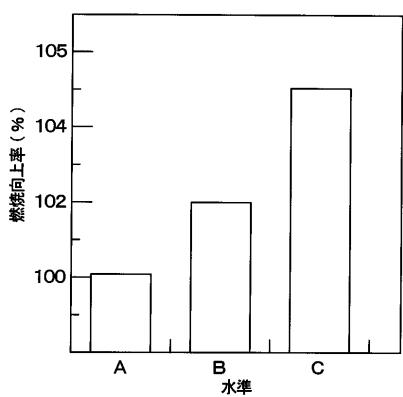
【図4】



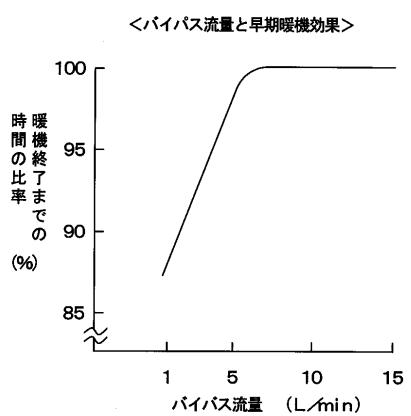
【図5】



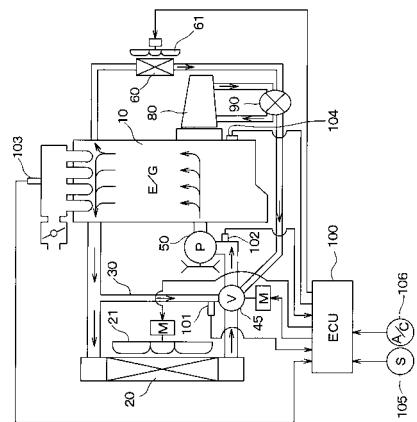
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 高橋 栄三
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
(72)発明者 新保 善一
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

合議体

審判長 小谷 一郎
審判官 藤原 直欣
審判官 中川 隆司

(56)参考文献 特開平6-280564(JP,A)
実開昭58-122734(JP,U)
特開平11-82014(JP,A)
特開昭53-70238(JP,A)
特開平8-218873(JP,A)
実開昭56-111217(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01P1/00-11/20
B60H1/08