

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第3984010号
(P3984010)

(45) 発行日 平成19年9月26日(2007.9.26)

(24) 登録日 平成19年7月13日(2007.7.13)

(51) Int. Cl.

F 1 6 F 15/26 (2006.01)

F 0 2 B 77/00 (2006.01)

F I

F 1 6 F 15/26

F 0 2 B 77/00

G

L

請求項の数 3 (全 8 頁)

| | | | |
|-----------|------------------------------|-----------|---------------------|
| (21) 出願番号 | 特願2001-252169 (P2001-252169) | (73) 特許権者 | 000005326 |
| (22) 出願日 | 平成13年8月22日 (2001.8.22) | | 本田技研工業株式会社 |
| (65) 公開番号 | 特開2003-56647 (P2003-56647A) | | 東京都港区南青山二丁目1番1号 |
| (43) 公開日 | 平成15年2月26日 (2003.2.26) | (74) 代理人 | 100089509 |
| 審査請求日 | 平成16年12月3日 (2004.12.3) | | 弁理士 小松 清光 |
| | | (72) 発明者 | 野村 明史 |
| | | | 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会 |
| | | | 社 本田技術研究所内 |
| | | 審査官 | 須賀 仁美 |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジンのバランサー装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンのクランク軸と平行なバランサー軸の両端部にバランсуエイトを分離して設け、これらのバランсуエイトを前記クランク軸と連動するバランサードリブンギヤにより回転させるように構成したエンジンのバランサー装置において、
前記バランサー軸の一端部に前記バランサードリブンギヤを設けるとともに、他端部に設けた前記バランсуエイトを一体に形成し、この他端部に一体形成されたバランсуエイトの内側側面を基準にして該バランсуエイトよりも小径の補機駆動用ギヤを設け、この補機駆動用ギヤには、前記バランサー軸に平行に配置されて前記補機を駆動する駆動軸に設けられたギヤが噛み合っており、
前記駆動軸は前記他端部に一体形成されたバランсуエイトと前記バランサードリブンギヤとの間に配置されることを特徴とするエンジンのバランサー装置。

【請求項2】

前記バランサードリブンギヤを前記バランサー軸へスプライン嵌合するとともに、前記バランサー軸のバランサードリブンギヤ側軸端に係止穴を設け、この係止穴へ補機駆動部材を連結したことを特徴とする請求項1に記載したエンジンのバランサー装置。

【請求項3】

前記バランサー軸の一端部で前記バランサードリブンギヤが設けられる側に設けられるバランсуエイトは、前記バランサードリブンギヤの歯底径より大径であり、前記バランサー軸とは別部材として形成するとともに、前記バランサードリブンギヤの側面に共締め

されたことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載のエンジンのバルンサー装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、エンジンのバルンサー装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

特公平 2 - 1 1 8 2 2 7 号には、バランスウエイトをバルンサー軸の両端部側に設けたエンジンのバルンサー装置が示されている。またバルンサーギヤ側のバランスウエイトは、バルンサーギヤと別体でその歯底径より外径を小さくして形成され、バルンサーギヤの内側へ配置されている。

10

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

ところでバルンサーギヤにバランスウエイト形状を付加させることも考えられるが、このようにしたギヤは異形となるため、熱処理後の歪みによりギヤ精度が低下する傾向を持っている。そこでバランスウエイトをバルンサーギヤと別体に構成させると上記問題を解消できるが、歯底径以下の小径バランスウエイトでは、十分なアンバランス量を確保するためにバランスウエイトの幅が増大し、エンジンの大型化や重量増を招き易くなる。そこで本願発明はアンバランス量を効率的に得ることができ、エンジンの小型・軽量化に貢献できるバルンサー装置の提供を目的とする。

20

【0004】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するため請求項 1 の発明は、エンジンのクランク軸と平行なバルンサー軸の両端部にバランスウエイトを分離して設け、これらのバランスウエイトを前記クランク軸と連動するバルンサードリブンギヤにより回転させるように構成したエンジンのバルンサー装置において、

前記バルンサー軸の一端部に前記バルンサードリブンギヤを設けるとともに、他端部に設けた前記バランスウエイトを一体に形成し、この他端部に一体形成されたバランスウエイトの内側側面を基準にして該バランスウエイトよりも小径の補機駆動用ギヤを設け、この補機駆動用ギヤには、前記バルンサー軸に平行に配置されて前記補機を駆動する駆動軸に設けられたギヤが噛み合っており、

30

前記駆動軸は前記他端部に一体形成されたバランスウエイトと前記バルンサードリブンギヤとの間に配置されることを特徴とする。

【0005】

請求項 2 の発明は、請求項 1 において、前記バルンサーギヤを前記バルンサー軸へスプライン嵌合するとともに、前記バルンサー軸のバルンサーギヤ側軸端に係止穴を設け、この係止穴へ補機駆動部材を連結したことを特徴とする。

【0006】

請求項 3 の発明は、エンジンのクランク軸と平行なバルンサー軸の両端部にバランスウエイトを分離して設け、これらのバランスウエイトを前記クランク軸と連動するバルンサーギヤにより回転させるように構成したエンジンのバルンサー装置において、

40

前記バルンサー軸の一端部に前記バルンサードリブンギヤを設けるとともに、他端側にバランスウエイトを一体に形成し、このバランスウエイトの内側側面を基準にして補機駆動用ギヤを設けたことを特徴とする。

【0007】

【発明の効果】

請求項 1 の発明によれば、クランク軸に固定されるバルンサードライブギヤから動力伝達を受け回転するバルンサードリブンギヤの外側に別体のバランスウエイトを構成している構造において、バランスウエイトの外径をバルンサードリブンギヤの歯底径より大きくしたので、十分なアンバランス量を効率的に確保でき、その結果、バランスウエイトの幅を

50

最小限にし、エンジン幅の増大を抑えて軽量コンパクト化を図ることができる。

【0008】

また、バランスウエイトをバランスードリブンギヤと別体にしたので、バランスードリブンギヤの歯底径より大きくしたバランスウエイトをバランスードリブンギヤのすぐ脇にまで配置できる。仮にこのような大径のバランスウエイトをバランスードリブンギヤと一体成形すれば、バランスードリブンギヤの歯部に対する加工ができなくなるところ、このような製造上の問題は生じない。そこでバランスウエイトをバランスードリブンギヤの側面へ共締めすることによりバランスー軸へ容易に固定できるようになる。

【0009】

請求項2の発明によれば、バランスーギヤをバランスー軸へスプライン嵌合するとともに、バランスー軸のバランスーギヤ側軸端に係止穴を設け、この係止穴へ補機駆動部材を連結したので、バランスー軸によって補機を同軸で駆動できるとともに、軸端部にバランスーギヤとバランスウエイトを設けたにもかかわらず、補機駆動部材の連結に場所をとらないので、エンジンをコンパクトにできる。

【0010】

請求項3の発明によれば、バランスー軸の両端部にバランスウエイトを分離して設け、かつ一端部側にバランスードリブンギヤを設けるとともに、他端側にバランスウエイトを一体に形成し、このバランスウエイトの内側側面を基準にして補機駆動用ギヤを設けたので、補機駆動用ギヤをバランスウエイトへ密接させて設けることができ、補機駆動用ギヤの取付に場所をとらなくなる。そのうえ、バランスー軸の一端側でバランスードリブンギヤを設けた側に一つの補機の駆動軸を同軸接続し、他端側の補機駆動用ギヤで他の補機の駆動軸をバランスー軸と平行に配置して折り返して前記他の補機を前記一つの補機へ近接配置することもできる。したがってエンジンのコンパクト化が可能になる。

【0011】

【発明の実施の形態】

以下、図面に基づいて一実施例を説明する。図1は本実施例の適用された水冷4サイクル式エンジンの左側面図、図2はそのクランク軸、メイン軸及びカウンタ軸を通る断面図、図3はバランスー機構部分の断面図である。

【0012】

図1において、このエンジンはクランクケース1の上部にシリンダブロック2を設け、その上にシリンダヘッド3及びシリンダヘッドカバー4を設けてある。シリンダブロック2内にはピストン5が摺動して往復自在であり、ピストン5はコンロッド6を介してクランク軸7（符号の指示先は中心を示す）を回転させる。クランク軸7はクランクケース1内のクランク室内へ収容され、クランク軸7の軸上に設けられたプライマリドライブギヤ9によりクラッチ10と一体のプライマリドリブンギヤ11と噛み合う。

【0013】

変速機構を構成するメイン軸12とカウンタ軸13（いずれも符号の指示先は中心を示す）はクランク軸7と平行に配置され、それぞれの軸上に設けられている複数の変速ギヤ14, 15を常時噛み合わせてある。これらはクランクケース1内のミッション室内へ収容される。メイン軸12はクラッチ10と接続し、クラッチレバー17によりクラッチ10を断続操作する。また、公知のギヤセレクト機構により変速ギヤ14, 15の組み合わせを選択し、カウンタ軸13の一端に設けられた出力スプロケット18へ変速出力するようになっている。

【0014】

図2に示すように、クランクケース1は左右分割されている、左側のLケース20と右側のRケース21で構成され、それぞれの外側にLケースカバー22、Rケースカバー23が取付けられる。

【0015】

Lケース20とRケース21の間にはクランク軸7、メイン軸12、カウンタ軸13がベアリングで支持され、クランク軸7はLケース20とRケース21の間に密閉して形成さ

10

20

30

40

50

れたクランク室 8 内へ収容される。また、メイン軸 1 2、カウンタ軸 1 3、変速ギヤ 1 4、1 5 の変速機構は、クランク室 8 に続いて L ケース 2 0、R ケース 2 1 間に形成されたミッション室 1 6 内へ収容されている。クランク室 8 はミッション室 1 6 と隔壁で隔てられた密閉室になっている。また、R ケース 2 1 と R ケースカバー 2 3 及びクラッチカバー 2 4 の間にクラッチ室 2 5 が形成され、ここに湿式クラッチ 1 0 が収容される。

【0016】

クラッチ 1 0 に接続するメイン軸 1 2 は中空軸であり、その内部にプッシュロッド 2 6 が貫通し、一端側をクラッチレバー 1 7 の一端に形構成したカム部 2 7 で押すことによりクラッチを断続操作する。符号 2 8 はクランク軸 7 の一端に設けられた ACG である。

【0017】

図 3 に示すように、クランク軸 7 上のプライマリドライブギヤ 9 近傍に balanser ドライブギヤ 3 0 が設けられ、ここに噛み合う balanser ドライブギヤ 3 1 が C balanser 軸 3 2 の一端に設けられている。balanser 軸 3 2 はクランク軸 7 と平行に配置されて L ケース 2 0、R ケース 2 1 間に支持され、両端に balanser ウェイト 3 3、3 4 が設けられている。一方の balanser ウェイト 3 3 は balanser ドライブギヤ 3 1 と別体でかつ軸方向へ重なって設けられ、他方の balanser ウェイト 3 4 は balanser 軸 3 2 の他端へ一体に設けられている。

【0018】

balanser ウェイト 3 3 が設けられている balanser 軸 3 2 の軸端には軸方向の係合穴 3 2a が設けられ、ここに水ポンプ 3 5 の駆動軸 3 6 に形成された異形端部 3 6a が係合して同軸で一体回転可能に連結され、balanser 軸 3 2 と一体になって水ポンプ 3 5 を駆動する。

【0019】

他方の balanser ウェイト 3 4 のボス部には別体のギヤ 3 7 が一体回転可能に設けられている。このギヤ 3 7 はオイルポンプギヤ 3 8 と噛み合い、オイルポンプギヤ 3 8 は一体の駆動軸 3 9 を回転させてオイルポンプ 4 0 を駆動する。駆動軸 3 9 は balanser 軸 3 2 と平行に L ケース 2 0 へ支持されている。オイルポンプ 4 0 は L ケース 2 0 側でかつ R ケース 2 1 との合わせ部に形成されている。

【0020】

オイルポンプ 4 0 に対するオイルの供給は、クランク室 8 の R ケース 2 1 N 底部に形成されたオイル溜まり 4 1 から図示しないリードバルブを介してクランクウェブ 4 2 の回転によりオイルパンへ送り込まれる。オイルポンプ 4 0 から圧送されたオイルは吐出路 4 3 から L ケースカバー 2 2 の内側に設けられたオイルフィルタ 4 4 を介して L ケースカバー 2 2 に形成されたオイル通路 4 5 からクランク軸 7 の軸心部に設けたオイル通路 4 6 等必要箇所へ給油する。

【0021】

図 4 は図 3 における balanser 軸回りを拡大した図であり、この図により balanser 機構をさらに詳細に説明する。balanser 軸 3 2 の一端は R ケースに設けられたボールベアリング 5 0 から図の右方へ突出し、この突出端に balanser ドライブギヤ 3 1 のボス部 5 1 が嵌合されてスプライン結合している。balanser ドライブギヤ 3 1 の外側には balanser ウェイト 3 3 が重ねられて balanser 軸 3 2 の軸端へスプライン結合され、これら balanser ドライブギヤ 3 1 及び balanser ウェイト 3 3 はワッシャ 5 2 を介してナット 5 3 で balanser 軸 3 2 の軸端へ固定される。

【0022】

balanser ウェイト 3 3 は略半円形等の非円形形状をなし、最大外径部の外径 R 2 は balanser ドライブギヤ 3 1 の歯底径 R 1 よりも大径であり、balanser ドライブギヤ 3 1 の外周とほぼ同程度になっている。また、左側の balanser ウェイト 3 4 と比べて若干最大径が大きく、かつ肉厚はその略半分程度と薄肉であり、balanser ドライブギヤ 3 1 の歯部における肉厚と略同程度になっている。なお、balanser ウェイト 3 4 の最大径は balanser ドライブギヤ 3 1 の歯底径と略同程度であり、L ケースから外方へ突出している。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 3 】

ナット 5 3 から突出する balans 軸 3 2 の軸端に形成された係合穴 3 2 a は角形等の異形穴であり、これに補機の一つである水ポンプの駆動軸 3 6 の一端である異形端部 3 6 a が嵌合して回り止めされ、一体回転可能に係合している。

【 0 0 2 4 】

balans 軸 3 2 の左側端部は L ケースに設けられたニードルベアリング 5 4 により支持され、このニードルベアリング 5 4 から突出した部分は若干大径になってバランスウエイト 3 4 のボス部 5 5 をなす。このボス部 5 5 の外周には補機の一つであるオイルポンプ駆動用のギヤ 3 7 が圧入して一体化され、その一側面はバランスウエイト 3 4 の内側側面 5 6 に密接し、この面を基準にして固定されている。ギヤ 3 7 の幅はオイルポンプギヤ 3 8 の幅よりも広がっている。オイルポンプギヤ 3 8 は駆動軸 3 9 に対してピン 5 7 で回り止めされ、サークリップ 5 8 で抜け止めされている。

10

【 0 0 2 5 】

次に本実施例の作用を説明する。クランク軸 1 が回転すると、balans ードライブギヤ 3 0 及び balans ードリブンギヤ 3 1 を介して balans 軸 3 2 をクランク軸 1 と連動して逆回転させて、バランスウエイト 3 3 及び 3 4 を一体に回転させ、クランク軸 1 の振動を低減させる。

【 0 0 2 6 】

同時に balans 軸 3 2 の回転により、駆動軸 3 6 を介して水ポンプ 3 5 の駆動部を一体回転させて冷却水を装備させる。同時にバランスウエイト 3 4 と一体のギヤ 3 7 によりオイルポンプギヤ 3 8 を回転させてオイルポンプ 4 0 を駆動し、オイルをクランク軸 1 等の必要ヶ所へ供給する。

20

【 0 0 2 7 】

また、クランク軸 1 に固定される balans ードライブギヤ 3 0 から動力伝達を受け回転する balans ードリブンギヤ 3 1 の外側に別体のバランスウエイト 3 3 を配置するとともに、バランスウエイト 3 3 の外径 R 2 を balans ードリブンギヤ 3 1 の歯底径 R 1 より大きくしたので、十分なアンバランス量を効率的に確保でき、その結果、バランスウエイト 3 3 の幅を最小限にし、エンジン幅の増大を抑えて軽量コンパクト化を図ることができる。しかも、バランスウエイト 3 3 を balans ードリブンギヤ 3 1 と別体にしたので、balans ードリブンギヤ 3 1 の歯底径 R 1 より大きくしたバランスウエイト 3 3 を balans ードリブンギヤ 3 1 のすぐ脇にまで配置できる。

30

【 0 0 2 8 】

仮にこのような大径のバランスウエイト 3 3 を balans ードリブンギヤ 3 1 と一体成形すれば、balans ードリブンギヤ 3 1 が異形となるため熱処理後の歪みによりギヤ精度が低下する傾向を生じ、かつアンバランス形状歯部に対する加工ができなくなるところ、このような製造上の問題は生じない。そこでバランスウエイト 3 3 を balans ードリブンギヤ 3 1 の側面へ共締めすることにより balans 軸 3 2 へ容易に固定でき、かつコンパクトに固定できるようになる。

【 0 0 0 2 9 】

また、balans ーギヤ 3 1 を balans 軸 3 2 ヘスブライン嵌合するとともに、balans 軸 3 2 の balans ーギヤ側軸端に係止穴 3 2 a を設け、この係止穴 3 2 a ヘ水ポンプの駆動軸 3 6 の係合端部 3 6 a を嵌合して係合することにより連結したので、balans 軸 3 2 によって補機である水ポンプ 3 5 を同軸で駆動できるとともに、軸端部に balans ーギヤ 3 1 とバランスウエイト 3 3 を設けたにもかかわらず、駆動軸 3 6 の連結に場所をとらないので、エンジンをコンパクトにできる。

40

【 0 0 3 0 】

さらに、balans 軸 3 2 の両端部にバランスウエイト 3 3 、 3 4 を分離して設け、かつ一端部側 (R 側) に balans ーギヤ 3 1 を設けるとともに、他端側にバランスウエイト 3 4 を一体に形成し、このバランスウエイト 3 4 の内側側面 5 6 を基準にしてオイルポンプギヤ 3 8 を駆動する補機駆動用のギヤ 3 7 をバランスウエイト 3 4 ヘ密接させて設けるこ

50

とができ、ギヤ 37 の取付に場所をとらないので、エンジンをコンパクトにできる。

【0031】

そのうえ、 balans 軸 32 の一端側で balans ドリブンギヤ 31 を設けた側に同軸で水ポンプ 35 の駆動軸 36 を連結し、他端側に設けた補機駆動用のギヤ 37 と噛み合うオイルポンプギヤ 38 が設けられた駆動軸 39 を balans 軸 32 と平行に配置しすることにより、オイルポンプ 40 に対する駆動力伝達経路を折り返してオイルポンプ 40 を水ポンプ 35 へ近接配置することができる。したがってエンジンのさらなるコンパクト化が可能になる。

【0032】

なお、本願発明は上記の各実施例に限定されるものではなく、発明の原理内において種々に変形や応用が可能である。例えば balans ドリブンギヤ 31 と balans ウェイト 33 の間に、比重の高い材質の部品を組み込み構成させることにより、必要アンバランス量を確保して、エンジンの小型・軽量化を図ることもできる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本実施例の適用された水冷 4 サイクル式エンジンの左側面図

【図 2】上記エンジンの要部断面図

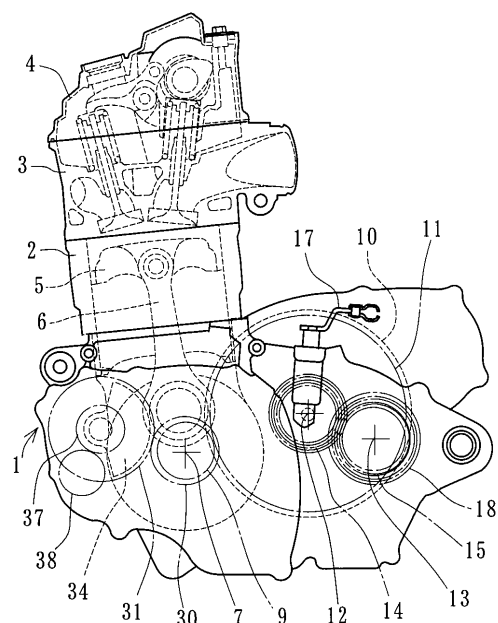
【図 3】 balans 機構部分の断面図

【図 4】図 3 の balans 軸回りを拡大した図

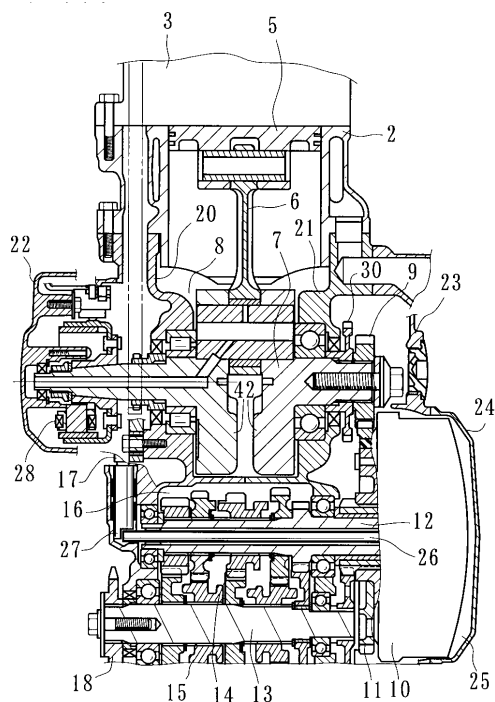
【符号の説明】

1 : クランクケース、 5 : ピストン、 7 : クランク軸、 9 : プライマリドライブギヤ、 10 : クラッチ、 12 : メイン軸、 13 : カウンタ軸、 20 : L ケース、 21 : R ケース、 22 : L ケースカバー、 23 : R ケースカバー、 30 : balans ドライブギヤ、 31 : balans ドリブンギヤ、 32 : balans 軸、 33 : balans ウェイト、 34 : balans ウェイト、 35 : 水ポンプ（補機）、 36 : 駆動軸、 37 : 補機駆動用のギヤ、 38 : オイルポンプギヤ、 40 : オイルポンプ（補機）

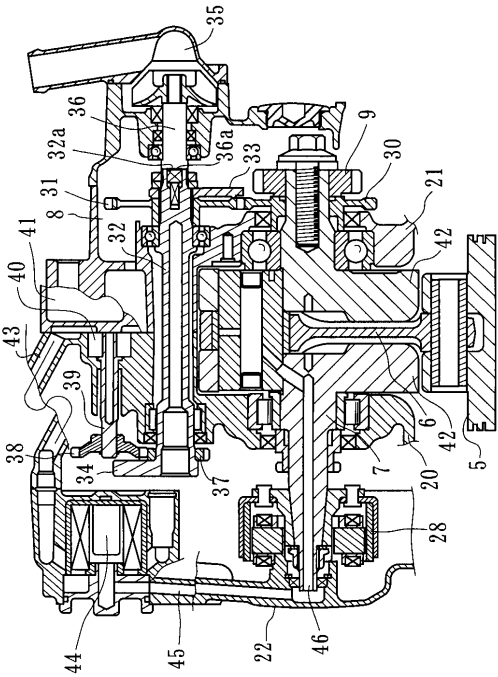
【図 1】



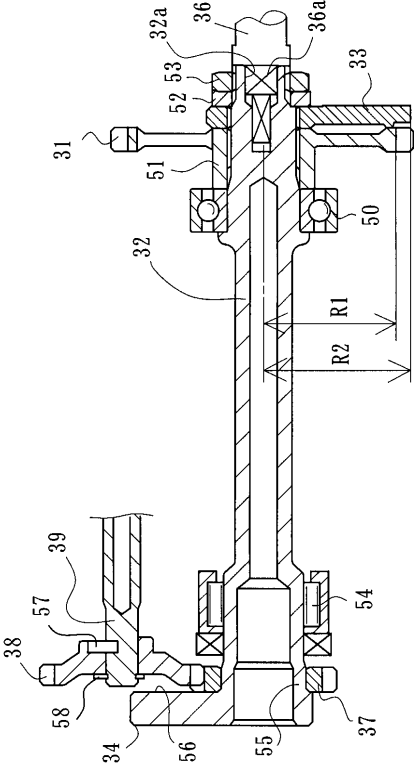
【図 2】



【 図 3 】



【 図 4 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平06-074300(JP,A)
実開昭59-189942(JP,U)
特開平09-193873(JP,A)
特開昭61-038129(JP,A)
実開昭60-093039(JP,U)
特開平04-290638(JP,A)
実開昭54-058501(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16F15/20-15/26

F02B77/00