

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-41680

(P2009-41680A)

(43) 公開日 平成21年2月26日(2009.2.26)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 J 1/18 (2006.01)	F 1 6 J 1/18	3 J 0 4 4
F 1 6 H 21/34 (2006.01)	F 1 6 H 21/34	3 J 0 6 2
F 1 6 J 1/04 (2006.01)	F 1 6 J 1/04	
F 0 2 B 75/04 (2006.01)	F 0 2 B 75/04	
F 0 2 B 75/32 (2006.01)	F 0 2 B 75/32	B
審査請求 未請求 請求項の数 24 O L (全 36 頁)		

(21) 出願番号 特願2007-208014 (P2007-208014)
 (22) 出願日 平成19年8月9日(2007.8.9)

(71) 出願人 000003997
 日産自動車株式会社
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
 (74) 代理人 100075513
 弁理士 後藤 政喜
 (74) 代理人 100114236
 弁理士 藤井 正弘
 (74) 代理人 100120178
 弁理士 三田 康成
 (74) 代理人 100120260
 弁理士 飯田 雅昭
 (72) 発明者 小林 誠
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
 自動車株式会社内

最終頁に続く

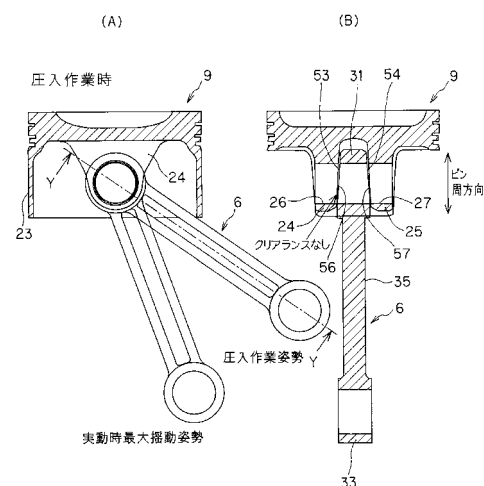
(54) 【発明の名称】 揺動リンク連結構造および揺動リンク連結方法

(57) 【要約】

【課題】ピン圧入作業時に第1部材の二股部分が撓むことを、揺動リンクの構成部品を用いて防止する。

【解決手段】二股部分に軸受部(24, 25)を有する第1部材(9)と、軸受部(31)を有し第1部材の二股部分に介装される第2部材(6)と、第1部材の軸受部に圧入され、第2部材の軸受部を通り、第1部材と前記第2部材とを連結するピンとを備え、第1部材または第2部材のうち一方の部材(9)に対して他方の部材(6)が所定の稼働範囲で揺動する揺動リンク構造において、他方の部材(6)を稼働範囲外の姿勢にした場合に第1部材(9)の二股部分と第2部材(6)とがピン軸方向に当接し、他方の部材を稼働範囲内の姿勢に戻した場合に第1部材(9)の二股部分と第2部材(6)との当接が外れる構成とする。

【選択図】図10



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

二股部分に軸受部を有する第 1 部材と、
軸受部を有し前記第 1 部材の二股部分に介装される第 2 部材と、
前記第 1 部材の軸受部に圧入され、前記第 2 部材の軸受部を通り、前記第 1 部材と前記
第 2 部材とを連結するピンと

を備え、

前記第 1 部材または前記第 2 部材のうち一方の部材に対して他方の部材が所定の稼働範囲で揺動する揺動リンク構造において、

前記他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接し、前記他方の部材を稼働範囲内の姿勢に戻した場合に前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材との当接が外れる構成とすることを特徴とする揺動リンク連結構造。

10

【請求項 2】

前記ピン軸方向に当接するとは、前記第 2 部材が前記第 1 部材の二股部分に軽く圧入された状態となっているかまたは前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材との間にピン軸方向の微小な隙間がある状態をいうことを特徴とする請求項 1 に記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 3】

前記他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とが嵌合することによって前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、この第 1 部材の二股部分と第 2 部材との嵌合面のうち、少なくとも一方を機械加工することを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の揺動リンク連結構造。

20

【請求項 4】

前記他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に、前記第 1 部材の軸受部及び前記第 2 部材の軸受部のピン軸方向厚さを、前記ピン周方向に、前記第 1 部材の軸受部のうち前記第 2 部材の軸受部に対向する側の面と、前記第 2 部材の軸受部端面との間にクリアランスがなくなるように変化させ、かつ前記他方の部材を稼働範囲内の姿勢に戻した場合に、前記第 1 部材の軸受部及び前記第 2 部材の軸受部のピン軸方向厚さを、前記ピン周方向に、前記第 1 部材の軸受部のうち前記第 2 部材の軸受部に対向する側の面と、前記第 2 部材の軸受部端面との間に所定のクリアランスを保ちつつ変化させることを特徴とする請求項 1 から第 3 までのいずれか一つに記載の揺動リンク連結構造。

30

【請求項 5】

前記他方の部材を稼働範囲内の姿勢にした場合に、前記第 2 部材の軸受部を、ピン軸を中心として荷重が加わる側と、それとは逆の荷重が加わらない側との 2 つに分けたとき、荷重が加わる側の軸受部のピン軸方向厚さを荷重が加わらない側の軸受部のピン軸方向厚さより厚くすることを特徴とする請求項 4 に記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 6】

前記他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に、前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とが嵌合することによって前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、この第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材との間のピン軸方向のクリアランスを無くするリブを前記第 2 部材が有することを特徴とする請求項 1 から第 3 までのいずれか一つに記載の揺動リンク連結構造。

40

【請求項 7】

前記他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に、前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とが嵌合することによって前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、この第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材との間のピン軸方向のクリアランスを無くするリブを前記第 1 部材が有することを特徴とする請求項 1 から第 3 までのいずれか一つに記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 8】

50

前記第 1 部材の二股部分の付け根側に軸受部でない延長部を有すると共に、前記第 2 部材には前記軸受部でない本体部分と、この本体部分からピン軸方向に突出するリブとを有し、

前記他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に、前記第 1 部材の延長部と前記第 2 部材の本体部分から突出するリブとが嵌合することによって前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、前記第 2 部材の軸受部及びリブのピン軸方向端面と、前記第 1 部材の軸受部及び延長部のうち前記第 2 部材と対面する側の面とが同一平面であることを特徴とする請求項 6 に記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 9】

前記リブのピン軸方向端面がピン軸方向に直交する面に対して傾斜する斜面であることを特徴とする請求項 6 または 7 に記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 10】

前記第 1 部材の二股部分と、前記第 2 部材のリブの一部とが嵌合することによって前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、この第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材との間のピン軸方向のクリアランスを無くし、リブの残りは前記第 1 部材の二股部分と嵌合しないで前記第 1 部材の二股部分にピン軸方向に直交する方向から当接していることを特徴とする請求項 6 に記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 11】

前記第 1 部材は往復動エンジンのピストン、前記第 2 部材はこのピストンとクランクシャフトを連結するコンロッド、前記第 1 部材と前記第 2 部材とを連結するピンはピストンピンであることを特徴とする請求項 1 から 10 までのいずれか一つに記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 12】

前記第 1 部材は往復動エンジンのピストン、前記第 2 部材はこのピストンとクランクシャフトを連結するコンロッド、前記第 1 部材と前記第 2 部材とを連結するピンはピストンピンであり、

エンジン実動中のコンロッドがピストン軸に対して片側に振れるリンクジオメトリである場合に、前記ピストンのリブは、このエンジン実動中のコンロッドが片側に振れる側と逆の側に設けることを特徴とする請求項 7 に記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 13】

往復動エンジンのピストンとピストンピンを介して一端が連結されるアッパーリンクと、

このアッパーリンクにアッパーピンを介して揺動可能に連結されると共にクランクピンに回転可能に装着されるロアーリンクと、

このロアーリンクとコントロールピンを介して揺動可能に連結されると共にシリンダブロックに設けられた支点中心に揺動するコントロールリンクと

を備え、

前記第 1 部材はピストン、前記第 2 部材はアッパーリンク、前記第 1 部材と前記第 2 部材とを連結するピンはピストンピンであることを特徴とする請求項 1 から第 10 までのいずれか一つに記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 14】

往復動エンジンのピストンとピストンピンを介して一端が連結されるアッパーリンクと、

このアッパーリンクにアッパーピンを介して揺動可能に連結されると共にクランクピンに回転可能に装着されるロアーリンクと、

このロアーリンクとコントロールピンを介して揺動可能に連結されると共にシリンダブロックに設けられた支点中心に揺動するコントロールリンクと

を備え、

前記第 1 部材はピストン、前記第 2 部材はアッパーリンク、前記第 1 部材と前記第 2 部材とを連結するピンはピストンピンであり、

10

20

30

40

50

エンジン実動中のアッパーリンクがピストン軸に対して片側に振れるリンクジオメトリである場合に、前記ピストンのリブを、エンジン実動中のアッパーリンクが片側に振れる側と逆の側に設けることを特徴とする請求項 7 に記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 15】

アンチスラスト側のピストンスカートの幅をスラスト側より狭くし、かつピストンの二股部分の軸受部及びアッパーリンクの軸受部のピストンピン軸方向幅をピストン直径より小さくすることを特徴とする請求項 13 または 14 に記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 16】

最大の燃焼荷重発生時にピストンピンを中心とするアッパーリンクの角速度が略ゼロになるリンクジオメトリであることを特徴とする請求項 13 から 15 までのいずれか一つに記載の揺動リンク連結構造。

10

【請求項 17】

アッパーピンの運動軌跡は、ピストン運動方向を長軸とし、これに直交する方向を短軸とする楕円であることを特徴とする請求項 16 に記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 18】

ピストンとピストンピンを介して一端が連結されるアッパーリンクと、
このアッパーリンクにアッパーピンを介して揺動可能に連結されると共にクランクピンに回転可能に装着されるロアーリンクと、
このロアーリンクとコントロールピンを介して揺動可能に連結されると共にシリンダブロックに設けられた支点中心に揺動するコントロールリンクと
を備え、

20

前記第 1 部材はロアーリンクとアッパーリンクのいずれか一方、前記第 2 部材は第 1 部材でない残りのリンク、前記第 1 部材と前記第 2 部材とを連結するピンはアッパーピンであるかまたは前記第 1 部材はロアーリンクとコントロールリンクのいずれか一方、前記第 2 部材は第 1 部材でない残りのリンク、前記第 1 部材と前記第 2 部材とを連結するピンはコントロールピンであることを特徴とする請求項 1 から第 10 までのいずれか一つに記載の揺動リンク連結構造。

【請求項 19】

前記第 1 部材と前記第 2 部材のうちクランクシャフト軸心からの重心位置が遠い方の部材を機械加工することを特徴とする請求項 11 から第 18 までのいずれか一つに記載の揺動リンク連結構造。

30

【請求項 20】

所定の外径を有するピンと、
二股部分に軸受部を有し、この軸受部の孔径が前記ピンの外径よりも所定量だけ小さい第 1 部材と、
軸受部を有し、この軸受部の孔径が前記ピンの外径よりも大きい第 2 部材と
を備え、
前記第 1 部材または前記第 2 部材のうち一方の部材に対して他方の部材が所定の稼働範囲で揺動するように前記第 1 部材と前記第 2 部材とを連結する揺動リンク連結方法において、

40

前記他方の部材を可動範囲外の姿勢にした場合に、前記第 1 部材の軸受部の孔及び前記第 2 部材の軸受部の孔を一致させつつ前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接するようにする当接処理手順と、

この当接させた状態で前記第 1 部材の軸受部の孔に前記ピンを圧入する圧入処理手順と、

このピンの圧入完了後に前記他方の部材を可動範囲内の姿勢に戻した場合に、前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材との当接を外す当接外し処理手順と
を含むことを特徴とする揺動リンク連結方法。

【請求項 21】

前記ピン軸方向に当接するとは、前記第 2 部材が前記第 1 部材の二股部分に軽く圧入さ

50

れた状態となっているかまたは前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材との間にピン軸方向の微小な隙間がある状態をいうことを特徴とする請求項 20 に記載の揺動リンク連結方法。

【請求項 22】

前記他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に、前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とが嵌合することによって前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、この第 1 部材の二股部分と第 2 部材との嵌合面を、前記ピンを圧入する前に削ることを特徴とする請求項 20 に記載の揺動リンク連結方法。

【請求項 23】

前記他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に、前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とが嵌合することによって前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、この第 1 部材の二股部分と第 2 部材との間のピン軸方向のクリアランスを無くするリブを前記第 2 部材が有し、前記ピンの圧入完了後に前記リブを削ることを特徴とする請求項 20 に記載の揺動リンク連結方法。

【請求項 24】

前記他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に、前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とが嵌合することによって前記第 1 部材の二股部分と前記第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、この第 1 部材の二股部分と第 2 部材との間のピン軸方向のクリアランスを無くするリブを前記第 1 部材が有し、前記ピンの圧入完了後に前記リブを削ることを特徴とする請求項 20 に記載の揺動リンク連結方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、揺動リンク連結構造および揺動リンク連結方法の改良に関する。

【背景技術】

【0002】

二股部分に軸受部（ピンボス部 31，32）を有する第 1 部材（アッパーリンク 5）と、軸受部（ピンボス部 24）を有し第 1 部材（アッパーリンク 5）の二股部分に介装される第 2 部材（ピストン 8）と、第 1 部材の軸受部に圧入され、第 2 部材の軸受部を通り、第 1 部材と第 2 部材とを連結するピン（ピストンピン 7）とを備え、第 1 部材または第 2 部材のうち一方の部材である第 2 部材に対して他方の部材である第 1 部材が所定の稼働範囲で揺動する揺動リンク構造がある（特許文献 1 参照）。

【特許文献 1】特開 2005-76641 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

ところで、第 1 部材の二股部分の軸受部にピンを圧入する際には、第 1 部材の二股部分が撓むのを防ぐため、第 1 部材の二股部分のピン軸方向の空間に治具（jig）を挿入しピン軸方向の隙間をなくして第 1 部材の二股部分を支えることが考えられる。

【0004】

しかしながら、ピン圧入作業のたびに治具を使うのではピンの圧入作業時の工数が増加してしまう。

【0005】

そこで本発明は、ピン圧入作業時に第 1 部材の二股部分が撓むことを、揺動リンクの構成部品を用いて防止し、ピン圧入作業時の工数を低減することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明は、二股部分に軸受部（24，25）を有する第 1 部材（9）と、軸受部（31）を有し第 1 部材（9）の二股部分に介装される第 2 部材（6）と、第 1 部材（9）の軸受部（24，25）に圧入され、第 2 部材の軸受部（24，25）を通り、第 1 部材（9

10

20

30

40

50

）と第２部材（６）とを連結するピン（８）とを備え、第１部材（９）または第２部材（６）のうち一方の部材（９）に対して他方の部材（６）が所定の稼働範囲で揺動する揺動リンク構造において、他方の部材（６）を稼働範囲外の姿勢にした場合に第１部材（９）の二股部分と第２部材（６）とがピン軸方向に当接し、他方の部材（６）を稼働範囲内の姿勢に戻した場合に第１部材（９）の二股部分と第２部材（６）との当接が外れる構成とする。

【０００７】

また、本発明は、所定の外径を有するピン（８）と、二股部分に軸受部（２４，２５）を有し、この軸受部（２４，２５）の孔径がピン（８）の外径よりも所定量だけ小さい第１部材（９）と、軸受部（３１）を有し、この軸受部（３１）の孔径がピン（８）の外径よりも大きい第２部材（６）とを備え、第１部材（９）または第２部材（６）のうち一方の部材（９）に対して他方の部材（６）が所定の稼働範囲で揺動するように第１部材（９）と第２部材（６）とを連結する揺動リンク連結方法において、他方の部材（６）を可動範囲外の姿勢にした場合に、第１部材（９）の軸受部（２４，２５）の孔及び第２部材（６）の軸受部（３１）の孔を一致させつつ第１部材（９）の二股部分と第２部材（６）とがピン軸方向に当接するようにし、この当接させた状態で第１部材（９）の軸受部（２４，２５）の孔にピン（８）を圧入し、このピン（８）の圧入完了後に他方の部材（６）を可動範囲内の姿勢に戻した場合に、第１部材（９）の二股部分と第２部材（６）との当接を外す。

【発明の効果】

【０００８】

第１の発明によれば、二股部分に軸受部を有する第１部材と、軸受部を有し第１部材の二股部分に介装される第２部材と、第１部材の軸受部に圧入され、第２部材の軸受部を通り、第１部材と第２部材とを連結するピンとを備え、第１部材または第２部材のうち一方の部材に対して他方の部材が所定の稼働範囲で揺動する揺動リンク構造において、他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に第１部材の二股部分と第２部材とがピン軸方向に当接し、他方の部材を稼働範囲内の姿勢に戻した場合に第１部材の二股部分と第２部材との当接が外れる構成としたので、他の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合には、構成部品である第２部材がピン圧入作業時に第１部材の二股部分を支持する治具として働くことになり、ピンの圧入作業を確実に行わせることができる。これにより、ピンの圧入作業時に、ピンと、第１部材の軸受部との摩擦によって二股部分が撓むことを防止できる。

【０００９】

一方、他方の部材を稼働範囲内の姿勢に戻した場合には、第１部材の二股部分と第２部材との当接が外れるので、一方の部材に対して他方の部材が所定の稼働範囲で揺動し得ることとなる。すなわち、第１部材の二股部分と第２部材とが直接摺動することがないので、フリクションの増加を抑制できる。

【００１０】

また、ピンの第１部材の軸受部への圧入により、ピンと第１部材の軸受部との間が摺動面ではなくなるため、潤滑上の問題が回避され、かつピン抜け止め防止用のＣリングやサークリップが不要となるため、第１部材の軸受部のピン軸方向幅を低減できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【００１１】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。

【００１２】

図１は複リンク型のピストンクランク機構を備えるレシプロ式エンジンの概略構成図で、複リンク型のピストンクランク機構に本発明の揺動リンク構造を適用している。図１はエンジンをフロントからみた図（エンジンフロントビュー）で、図１左側にはピストン９が上死点位置より下死点位置へと動く途中での状態（中間行程）を、また、図１右側にはピストン９が下死点位置にある状態をそれぞれ示している。

【００１３】

複リンク型のピストンクランク機構を備えるレシプロ式エンジンそのものは、例えば特開 2001-227367 号公報等によって公知となっているので、公知になっている複リンク型ピストンクランク機構を備えるレシプロ式エンジン（この公知になっているレシプロ式エンジンを、以下「先行エンジン」という。）の概要を先に説明する。

【0014】

なお、先行エンジンは図 28 に示したように、シリンダ軸線 S がクランクシャフト 2 の回転中心 O より、エンジンをフロントから見て左右方向にオフセットしていないものであるのに対して、後述するように、本実施形態ではシリンダ軸線 S がクランクシャフト 2 の回転中心 O より、エンジンをフロントから見て右方向のオフセットを有すると共に、ピストン 9 の下死点近傍位置において、スラスト力が、2 つあるスラスト側のうちクランクシャフト 2 の回転中心 O より遠い側のシリンダ 10 a に作用するようにしている点が先行エンジンと相違する。

10

【0015】

図 1 において、クランクシャフト 2 には、エンジン本体の一部を構成するシリンダブロック 1 内の主軸受（図示しない）に回転可能に支持されるクランクジャーナル 3 が各気筒毎に設けられている。各クランクジャーナル 3 は、その軸心 O がクランクシャフト 2 の軸心（回転中心）と一致しており、クランクシャフト 2 の回転軸部を構成している。

【0016】

また、クランクシャフト 2 は、軸心 O から偏心して各気筒毎に設けられたクランクピン 4 と、クランクピン 4 をクランクジャーナル 3 へ連結するクランクアーム 4 a と、軸心 O に対してクランクピン 4 と反対側に配置され、主としてピストン運動の回転 1 次振動成分を低減するカウンターウェイト 4 b とを有している。クランクアーム 4 a とカウンターウェイト 4 b とは、この実施形態では一体的に形成されている。

20

【0017】

そして本実施形態では、各気筒毎に形成されたシリンダ 10 に摺動可能に嵌合するピストン 9 と、上記のクランクピン 4 とが、複数のリンク部材、すなわちアッパーリンク 6（第 1 のリンク）とロアーリンク 5（第 2 のリンク）とにより機械的に連携されている。アッパーリンク 6 の上端側は、ピストン 9 に固定的に設けられたピストンピン 8（第 1 のピン）に、軸心 O c 周りに相対回転可能に外嵌している。また、アッパーリンク 6 の下端側とロアーリンク 5 の、ほぼ二等分された一方の本体 5 a とは、両者を挿通するアッパーピン 7（第 2 のピン）によって、軸心 O d 周りに相対回転可能に連結されている。

30

【0018】

ロアーリンク 5 は、クランクピン 4 を挟持するように、2 つの本体 5 a、5 b を取付けて構成されており、この挟持部分でクランクピン 4 と軸心 O e 周りに相対回転可能に装着されている。ほぼ 2 等分された他方のロアーリンク本体 5 b とコントロールリンク 11（第 3 のリンク）の上端側とは、両者を挿通するコントロールピン 12（第 3 のピン）によって軸心 O f 周りに相対回転可能に連結されている。

【0019】

このコントロールリンク 11 の下端側は、シリンダブロック 1 に回動可能に支持される偏心カム部 14 を有するコントロールシャフト 13 に、その軸心 O b 周りに揺動可能に外嵌、支持されている。すなわち、コントロールシャフト 13 の外周には偏心カム部 14 が回転可能に設けられており、偏心カム部 14 の軸心 O a は、コントロールシャフト 13 の軸心 O b に対して所定量偏心している。この偏心カム部 14 は、ウォームギア 15 を介して圧縮比制御アクチュエータ 16 によって、機関の運転状態に応じて回動制御されるとともに、任意の回動位置で保持されるようになっている。

40

【0020】

このような構成により、クランクシャフト 2 の回転に伴って、クランクピン 4、ロアーリンク 5、アッパーリンク 6 及びピストンピン 8 を介してピストン 9 がシリンダ 10 内を昇降するとともに、ロアーリンク 5 に連結するコントロールリンク 11 が、下端側の揺動軸心 O b を支点として揺動する。

50

【0021】

また、上記の圧縮比制御アクチュエータ16により偏心カム部14を回動制御することにより、コントロールリンク11の揺動軸心となるコントロールシャフト13の軸心Obが偏心カム部14の軸心Oa周りに回転し、つまりコントロールリンク11の揺動中心位置Obがエンジン本体（及びクランクシャフト回転中心O）に対して移動する。これにより、ピストン9の行程が変化して、エンジンの各気筒の圧縮比が可変制御される。

【0022】

このようにピストン9を複数のリンク部材を介してクランクシャフト2により駆動する複リンク型のピストンクランク機構を備えるレシプロ式エンジン、つまり先行エンジンを前提として、本実施形態では、シリンダ軸線Sをクランクシャフト2の回転中心Oより、エンジンをフロントから見て左右方向に所定量オフセットする。オフセットの方向はエンジンをフロント側から見てクランクシャフト2の回転方向が時計回りの場合に、右方向である。

10

【0023】

また、このとき、ピストン9下死点位置近傍においてピストン9の慣性力に起因するスラスト力が、2つあるスラスト側のうちクランクシャフト2から遠い側（図1で右側）のシリンダ10aに作用するようにする。

【0024】

図1においてカウンターウェイト4bの最外径の軌跡（クランクシャフト2の回転中心Oを中心とする円となる）をTで書き入れている。2つあるスラスト側のうちクランクシャフト2の回転中心Oより近い側（図1で左側）のシリンダ10bの下端まで、2つあるスラスト側のうちクランクシャフト2の回転中心Oより遠い側（図1で右側）のシリンダ10aの下端と同じに下方に延長したのでは、近い側のシリンダ10bがカウンターウェイト4bと干渉してしまうので、2つあるスラスト側のうちクランクシャフト2の回転中心Oより近い側のシリンダ10bの下端10dは、2つあるスラスト側のうちクランクシャフト2の回転中心Oより遠い側のシリンダ10aの下端10cよりも下方に短く設定されている。言い換えると、シリンダ10のスラスト側の2つの下端は同じ位置にはなく、2つあるスラスト側のうちクランクシャフト2の回転中心より遠い側のシリンダ10aの下端10cが、2つあるスラスト側のうちクランクシャフト2の回転中心より近い側のシリンダ10bの下端10dに比べて、下方に延長されている。

20

30

【0025】

このように、2つあるスラスト側のうちクランクシャフト2の回転中心Oより遠い側のシリンダ10aの下端10cが、クランクシャフト2の回転中心Oより近い側のシリンダ10bの下端10dよりも下方に延長されていると、クランクシャフト2の回転中心Oより遠い側のシリンダ10aにおける下死点近傍位置でのピストン摺動面が、クランクシャフト2の回転中心Oより近い側のシリンダ10bにおける下死点近傍位置でのピストン摺動面より大きくなる。

【0026】

また、図2右側の2つの図に示したように、ピストン上死点位置でのピストン冠面9mとクランクシャフト2の回転中心Oとの間の上下方向距離を変えことなく、図2左側の2つの図に示す標準エンジンよりもピストン下死点位置を下げようとするれば、ピストン下死点近傍位置において、ピストン9のスカート部がカウンターウェイト4bと干渉してしまうので、この干渉を避けるためピストン9のスカート部を次のように形成する。

40

【0027】

これについて、図3～図6を参照して説明すると、図3はエンジンをフロントから見て、ピストンピン軸に直交する平面で切ったときのピストン9の縦断面図、図4はエンジンを右方向からみて、ピストンピン軸を含む平面で切ったときのピストン9の縦断面図、図5はピストン9の一部を切り欠いて示す斜視図、図6はピストン9の側面図である。

【0028】

ピストン9は、アルミニウム合金を用いて一体に鋳造されたものであって、比較的厚肉

50

な円盤状をなすピストン頭部 2 1 の外周面に、複数本、例えば 3 本のピストンリング溝 2 2 が形成され、ピストン 9 のスラスト反スラスト方向となる周方向の一部には、上記外周面から円筒面に沿って延びるように、スカート部 2 3 が形成されている。このスカート部 2 3 は、図 6 に示すように、ピストンピン 8 と直交する方向から見た投影形状が略矩形状をなし、そのピストンピン軸方向に沿った幅 L は、ピストンピン 8 の全長と略等しいか、あるいはピストンピン 8 の全長よりも短いものとなっている。つまり、スカート部 2 3 は、周方向の非常に小さな範囲に設けられている。

【0029】

また、上記ピストン 9（第 1 部材）の中心部つまり円盤状をなすピストン頭部 2 1 の裏面中心部に、二股部分が図 4 に示すように鉛直下方に伸びて形成されており、この二股部分に一对のピンボス部 2 4, 2 5（軸受部）を有している。ピストン 9 の二股部分の間にはロアーリンク 6（第 2 部材）の上端ピンボス部 3 1（軸受部）がはまりこむ空間が設けられている。ピストン 9 の二股部分に設けている一对のピンボス部 2 4, 2 5 は、ピストンピン 8 の両端部を支持するものである。この実施形態では、一对のピンボス部 2 4, 2 5 に円筒状に形成されるピン孔 2 6, 2 7 の内径はピストンピン 8 の外径よりも極く僅か小さく、ピストンピン 8 が後述するように圧入されるようになっている。上記ピン孔 2 6, 2 7 の内周には、ピストンピン軸方向に沿った油溝 2 8, 2 9 が形成されている。

【0030】

一方、アッパーリンク 6（第 2 部材）は鋼製のものであり、上端、下端の 2 つのピンボス部 3 1, 3 2 と、これらを支持するロッド部 3 5 とから構成されている。図 7 に示すように、ピストン 9 側の一端（上端）に、ピンボス部 3 1（軸受部）が短い円筒状に形成され、この上端ピンボス部 3 1 にピストンピン 8 の中央部が回転自在に嵌合するピン孔 3 2 が貫通形成されている。このピン孔 3 2 には後述する図 8（B）に示すようにリング状のブッシュ 4 1 が収納され、ブッシュ 4 1 の内径はピストンピン 8 の外径よりも極く僅か大きく、ピストンピン 8 との間に所定のクリアランスが生じるようになっている。

【0031】

また、ロアーリンク 5 と連結されるアッパーリンク 6 の他端（下端）にも、図 7 に示すようにピストン 9 側の上端部と同様に、アッパーピン 7 の中央部を支持する下端ピンボス部 3 3（軸受部）が形成されている。この下端ピンボス部 3 3 は、ロアーリンク本体 5 a 側に形成される一对のピンボス部 6 1, 6 2（後述する）の間に挟まれた形となり、アッパーピン 7 の中央部に嵌合する。このような構成は、ピストンピン 8、アッパーピン 7 の潤滑の上で有利となる。

【0032】

ここで、ピストンピン 8 が受ける荷重とアッパーピン 7 が受ける荷重とは基本的に等しいので、ピストンピン 8 とアッパーピン 7 とは、互いに等しい径とすることができる。従って、例えば、アッパーリンク 6 の上下ピンボス部 3 1, 3 3 を全く対称に構成することが可能である。

【0033】

図 8（B）は、上記ピストン 9 と上記アッパーリンク 6 とを、ピストンピン 8 によって連結した組付状態を示している。一对のピンボス部 2 4, 2 5 を含むピストン 9 の二股部分の間に挟まれるように、アッパーリンク 6 のピンボス部 3 1 が位置し、ピストンピン 8 の両端部をピストン 9 の二股部分側が支持し、かつピストンピン 8 の中央部にアッパーリンク 6 のピンボス部 3 1 が回転自在に嵌合する。これら 3 つのピンボス部 2 4, 2 5, 3 1 およびピストンピン 8 からなるピストン 9 とアッパーリンク 5 との揺動リンク連結構造のピストンピン軸方向の寸法（図 6 の L 1）は、ピストン 9 ないしはシリンダ 1 0 の直径に比べて、かなり小さなものとなっている。

【0034】

そして、ピストン 9 が下死点近傍にあるときに、ピストンピン 8 を保持した一对のピンボス部 2 4, 2 5 の側方を、カウンターウェイト 4 b の最外径部が通過するようになっている（図 8（B）では左側方を通過するカウンターウェイト 4 b のみを示す）。

【0035】

また、図8（B）から明らかなように、スカート部23も小型化されていることから、上記のようにカウンターウェイト4bが一对のピンボス部24、25の側方を通過する際に、スカート部23と干渉することはない。このようにスカート部23を小型化すると、その剛性を大きく確保することは困難であるが、複リンク式ピストンクランク機構においては、ピストン9を傾けようと作用するサイドスラスト荷重は、一般の単リンク式ピストンクランク機構の場合よりも小さくなるので、スカート部23は最小の大きさで済む。具体的には、ピストン9に最大燃焼圧が作用するのは、膨張行程の前半であり、ピストン頭部21が最大荷重を受けることになるが、このとき、アッパーリンク6は、垂直に近い姿勢であり、シリンダ10の軸線に対する傾きが非常に小さい。特に、単リンク式ピストンクランク機構の場合のコネクティングロッドの姿勢に比べて、シリンダ10の軸線に対する傾きを、より小さくすることが可能である。従って、サイドスラスト荷重が低減し、スカート部23の小型化が可能となる。これについてさらに述べると、図27に示したように上記アッパーピン7の運動軌跡を楕円とすることで、ピストンピン8を中心とするアッパーリンク6の揺動角度が小さくなりアッパーリンク6の揺動角速度が小さくなる。アッパーリンク6に作用する燃焼荷重は、通常、圧縮上死点後10～20deg程度で最大となり、その後、シリンダ内圧が低くなるまで荷重を受け続ける。その間、アッパーピン7の軌跡が楕円形状であれば、アッパーリンク6が殆ど角度変化しない状態で荷重を受けるため、ピストンピン8との摺動速度が小さくなり（殆どゼロ）、これによってサイドスラスト荷重を低減できるのである。

10

20

【0036】

なお、前述したように、ピストン9とアッパーリンク6との連結部と、アッパーリンク6とロアーリンク5との連結部とは、最大荷重である燃焼ガス圧力による荷重レベルは基本的に同じであるため、同一の仕様で問題はない。慣性荷重に関しては、後者の方がアッパーリンク6の慣性力の分だけ増大するが、ロアーリンク5はアッパーリンク6と共に鋼製の部品であるので、ピストン9がアルミニウム合金製であることを考慮すると、何ら支障はなく、むしろ都合がよいものとなる。

【0037】

図8（A）には、ピストン9とアッパーリンク6との従来装置の連結方法、つまりフルフロート形式の連結方法を、ピストン9とアッパーリンク6との連結部分に適用したところを参考までに示す。従来装置の連結方法では、一对のピンボス部24、25のピン孔26、27の内面とピストンピン8の外面との間に所定のクリアランスが設けられるので、一对のピンボス部24、25と、アッパーリンク6のピンボス部31とを貫通してピストンピン8を収納した後に、ピストンピン8の両側に設けられている抜け止めクリップ溝42、43に、図示しない抜け止め用スナップリングを装着することにより、ピストンピン8がピストンピン軸方向に抜け落ちることがないようにされる。しかしながら、従来装置の連結方法だと、抜け止めクリップ溝42、43を一对のピンボス部24、25に作らなければならない分だけ一对のピンボス部24、25のピストンピン軸方向幅が厚くなってしまい、一对のピンボス部24、25の側方をカウンターウェイト4bが通る空間を確保できなくなる。こうした場合に、本発明の実施形態では図8（B）に示したように、一对のピンボス部24、25のピン孔26、27にピストンピン8を圧入する構成とすることで、フルフロート形式（一对のピンボス部24、25に対してピストンピン8が回転可能）に必要なピンの抜け止め用スナップリングを廃止し、これによりピストン9の二股部分に設けている一对のピンボス部24、25のピストンピン軸方向幅を抑制することにしたものである。

30

40

【0038】

さて、ピストン9（第1部材）の二股部分に設けている一对のピンボス部24、25（軸受部）にピストンピン8を圧入する作業時にピストンピン8との摩擦による荷重が、一对のピンボス部24、25を含むピストン9の二股部分に作用してピストン9の二股部分が大きく撓んだのではエンジン実動時のピストン9とアッパーリンク6との連結状態が不

50

良となるおそれがある。そこで、一对のピンボス部 24, 25 にピストンピン 8 を圧入する際には、ピストン 9 の二股部分が撓むのを防ぐため、治具を用いてピストン 9 の二股部分を支えることが考えられるのであるが、ピストンピン圧入作業時に毎回治具を使うのでは、ピストンピンの圧入作業時の工数がかかってしまう。ピストン 9、アッパーリンク 6、ピストンピン 8 の各仕様が異なる度に上記の治具を作成するのも工数の増加に結びつく。

【0039】

そこで本発明では、ピストンピン圧入作業時にピストン 9 の二股部分が撓むことを、構成部品であるアッパーリンク 6 を用いて防止し、ピストンピン圧入作業時の工数を低減することとする。また、ピストン 9 の二股部分を撓ませない簡単な圧入作業方法を採用することで、軸受幅低減によるピストン軽量化およびエンジン全長低減を狙う。

10

【0040】

具体的に、本発明の第 1 実施形態の要部であるピストン 9 とアッパーリンク 6 との揺動リンク連結構造を、図 9、図 10 を参照して説明すると、図 9 はエンジン実働時のピストン 9 とアッパーリンク 6 との組付状態を、図 10 はピストンピン圧入作業時のピストン 9 とアッパーリンク 6 との組付状態をそれぞれ示している。詳細には図 9 (A)、図 10 (A) は、エンジンを後ろからみたときのピストン 9 及びアッパーリンク 6 の概略構成図である。また、図 9 (B) は図 9 (A) の X-X 線に沿ってみたときのピストン 9 及びアッパーリンク 6 の断面図を、図 10 (B) は図 10 (A) の Y-Y 線に沿ってみたときのピストン 9 及びアッパーリンク 6 の断面図を示している。ただし、ピストンピン 8 は示していない。

20

【0041】

図 9 (B) に示したように、エンジン実動時に、一对のピンボス部 24, 25 を含む、ピストン 9 の二股部分の付け根側 (上側) はピストンピン軸方向幅が相対的に広く、これに対してピストン 9 の二股部分の先端側 (下側) はピストンピン軸方向幅が相対的に狭く、付け根側と先端側との間の中間部分は滑らかにつながるように、ピストン 9 の二股部分のうちアッパーリンク 6 の上端ピンボス部 31 に対面する側の面を、ピストンピン周方向 (上下方向) に対して所定の角度 (例えば A) だけ傾いた斜面 51、52 で形成する。これに対応して、アッパーリンク 6 の上端ピンボス部 31 の先端側 (上側) はピストンピン軸方向幅が相対的に狭く、アッパーリンク 6 の上端ピンボス部 31 のロッド部 35 側 (下側) はピストンピン軸方向幅が相対的に広く、先端側と本体側の間の中間部分は滑らかにつながるように、ピンボス部 31 のピストンピン軸方向の両側を、ピストンピン周方向 (上下方向) に対して上記所定の角度 (A) と同じ角度だけ傾いた斜面 53、54 で形成し、一对のピンボス部 24, 25 を含むピストン 9 の二股部分のうち、アッパーリンク 6 の上端ピンボス部 31 に対面する側の面と、アッパーリンク 6 の上端ピンボス部 31 との間に、つまり斜面 51 と 53 の間及び斜面 52 と 54 の間にアッパーリンク 6 が揺動し得る範囲でピストンピン軸方向の所定のクリアランスが生じるようにする。これにより、エンジン実動時には、一对のピンボス部 24, 25 を含むピストン 9 の二股部分と、アッパーリンク 6 の上端ピンボス部 31 との間にピストンピン軸方向のクリアランスが生じるため、ピストン 9 とアッパーリンク 6 との間に摩擦が生じない。

30

40

【0042】

また、上端ピンボス部 31 のロッド部 35 側 (下側) のピストンピン軸方向の幅は、後述する図 12 に示した場合より広くし、上端ピンボス部 31 の先端側 (上側) のピストンピン軸方向の幅は、図 12 に示した場合より狭くする。後述する図 15 において図示矢印のような燃焼荷重が下向きに作用したとき、これの反作用として図 9 (B) において燃焼荷重が上向きに作用するのであるが、アッパーリンク 6 の上端ピンボス部 31 を、このようにロッド 35 部側と先端側とでピストンピン軸方向幅の異なる軸受部とすることで、大きな荷重を受けるロッド 35 部側の軸受面積が大きくなっているため、図 12 に示した場合よりアッパーリンク 6 の軸受負荷容量が向上する。

【0043】

50

一方、図10(A)に示したように、実施形態の複リンク式ピストンクランク機構においてはエンジン実動中のアッパーリンク6がピストン軸に対して片側(図で右側)に振れるリンクジオメトリ(リンク形状)であるため、図示の姿勢を仮にエンジン実働時の最大揺動姿勢とすると、ピストンピン8の圧入作業に際して、エンジン実働時の最大揺動姿勢を外れた圧入作業姿勢にアッパーリンク6をセットする。つまり、エンジン実働時の最大揺動姿勢よりも反時計方向にさらに所定の角度だけ回動した姿勢にアッパーリンク6をセットしたときには、図10(B)に示したように、一对のピンボス部24, 25を含むピストン9の二股部分と、アッパーリンク6の上端ピンボス部31との間にピストンピン軸方向のクリアランスが存在しなくなるように、ピストン9の二股部分のうちアッパーリンク上端ピンボス部31に対面する側の面を、ピストンピン周方向(上下方向)に対して所定の角度(例えばB)だけ傾いた斜面56, 57で形成する。この場合に、所定の角度(B)は前記所定の角度(A)と等しいか近いものとする。このピストンピン圧入作業姿勢(つまり図10(A)に示すピストンピン圧入作業姿勢)でピストン9の二股部分のうちピストンピン軸方向外側の面(上端ピンボス部31に対面しない側の面)の一方を当て部材(図示しない)に当接した後、ピストンピン8を一对のピン孔26, 27に圧入するのであれば、アッパーリンク6の上端ピンボス部31が、ピストン9の二股部分を支持する治具として働くことになり、ピストンピン圧入作業時の摩擦により、一对のピンボス部24, 25を含むピストン9の二股部分が撓むことが避けられる。

【0044】

ピストンピン8の圧入作業を完了した後は、アッパーリンク6の姿勢を図9に示すエンジン実働時の姿勢に戻す。これにより、エンジン実働時には、一对のピンボス部24, 25を含むピストン9の二股部分と、アッパーリンク6の上端ピンボス部31との間にピストンピン軸方向の所定のクリアランスが生じるため、ピストン9とアッパーリンク6との間に摩擦が生じない。

【0045】

このように、本発明の第1実施形態では、ピストン9の二股部分の内面(二股部分のうちアッパーリンク6の上端ピンボス部31に対面する側の面)に、エンジン実働時(アッパーリンク6を稼働範囲内の姿勢にした場合)とピストンピン圧入作業時(アッパーリンク6を稼働範囲外の姿勢にした場合)とで2つの異なる角度の斜面51, 53, 52, 57を形成することで、ピストンピン圧入作業のためアッパーリンク6(他方の部材)を稼働範囲外の姿勢にした場合にピストン9(第1部材)とアッパーリンク6(第2部材)とがピストンピン軸方向に当接し、アッパーリンク6を稼働範囲内の姿勢に戻した場合にピストン9とアッパーリンク6との当接が外れる構成としたものである。

【0046】

ここで、「ピストンピン軸方向に当接する」とは、アッパーリンク6(第2部材)がピストン9(第1部材)の二股部分に軽く圧入された状態となっているかまたはピストン9(第1部材)の二股部分とアッパーリンク6(第2部材)との間にピストンピン軸方向の微小な隙間がある状態をいう。この「ピストンピン軸方向に当接する」との定義は後述する第2、第3の実施形態でも同じである。

【0047】

また、第1実施形態は、アッパーリンク6が、エンジン実働時の最大揺動姿勢を外れた圧入作業姿勢にある場合に(アッパーリンク6を稼働範囲外の姿勢にした場合に)、ピストン9の二股部分とアッパーリンク6とが嵌合することによってピストン9の二股部分とアッパーリンク6とがピストンピン軸方向に当接するものであるが、ピストン9の二股部分とアッパーリンク6との嵌合面である斜面53, 54と斜面56, 57のうち少なくとも一方(アッパーリンク6側の斜面53, 54だけ、ピストン9の二股部分側の斜面56, 57だけあるいはアッパーリンク6側の斜面53, 54及びピストン9の二股部分側の斜面56, 57の両方)を機械加工する。

【0048】

さらに、第1実施形態(後述する第2、第3の実施形態についても)では、ピストン9

（第１部材）とアッパーリンク６（第２部材）のうちクランクシャフト軸心からの重心位置が遠い方の部材であるピストン９を、ピストンピン圧入作業を行う前に機械加工しておく。

【００４９】

次に、図１１は第２実施形態のピストンピン圧入作業時のピストンとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図、図１２は第２実施形態のエンジン実働時のピストンとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図で、図１１（Ａ）は第１実施形態の図１０（Ａ）と、図１２は第１実施形態の図１０（Ｂ）と置き換わるものである。また、図１１（Ｂ）は、図１１（Ｂ）のＺ－Ｚ線に沿ってみたときのピストン９及びアッパーリンク６の断面図である。ただし、第２実施形態でもピストンピン８は示していない。

10

【００５０】

図１２に示したようにエンジン実動時に、第２実施形態では一对のピンボス部２４，２５を含むピストン９の二股部分の付け根側（上側）から先端側（下側）までピストンピン軸方向幅が同じとなるように、これに対応して、アッパーリンク６の上端ピンボス部３１の先端側（上側）から本体側（下側）までも、ピストンピン軸方向の幅が同じになるように形成し、一对のピンボス部２４，２５を含むピストン９の二股部分と、アッパーリンク６の上端ピンボス部３１との間に、アッパーリンク６が揺動し得る範囲でピストンピン軸方向の所定のクリアランスが生じるようにしている。

【００５１】

一方、図１１（Ｂ）に示したように、アッパーリンク６を、エンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたピストンピン圧入作業姿勢にした場合に、第２実施形態では、ピストン９の二股部分とアッパーリンクロッド部３５との間のクリアランスが無くなるように、一对のピンボス部２４，２５からアッパーリンクロッド部３５に向けて突出する一对のリブ５１，５２を、一对のピンボス部２４，２５を含むピストン９の二股部分と一体に設けている。このため、ピストンピン圧入作業時にアッパーリンク６がピストン９の二股部分を支持する治具として働くことになり、第１実施形態と同様に、一对のピンボス部２４，２５を含むピストン９の二股部分の倒れ（ボス倒れ）を抑制することが可能となる。

20

【００５２】

また、ピストンピン８の圧入作業を完了した後に、アッパーリンク６をエンジン実働時の姿勢に戻したときには、アッパーリンクロッド部３５は一对のリブ５１，５２から外れ、図１２に示したように、一对のピンボス部２４，２５を含むピストン９の二股部分と、アッパーリンク６の上端ピンボス部３１との間にピストンピン軸方向の所定のクリアランスが生じることとなり、一对のリブ５１，５２がピストン９とアッパーリンク６との連結状態を阻害することはない。

30

【００５３】

このように、第２実施形態では、ピストンピン圧入作業時にのみ利用できる撓み防止用リブ５１，５２を、一对のピンボス部２４，２５を含むピストン９の二股部分と一体に設けることで、ピストンピン圧入作業のためアッパーリンク（他方の部材）を稼動範囲外の姿勢にした場合にピストン９とアッパーリンク６とがピストンピン軸方向に当接し、アッパーピン６を稼動範囲内の姿勢に戻した場合にピストン９とアッパーリンク６との当接が外れる構成としたものである。なお、図１１では一对のリブ５１，５２をピストン９の二股部分の側に設けているが、一对のリブ５１，５２をアッパーリンク６の側に設けてもかまわない。

40

【００５４】

また、一对のリブ５１，５２はピストンピン８の圧入作業完了後には不要となるので、削り去ることにより、ピストン９の重量増加を避けることができる。また、その切削加工において気筒間の重量バランスを調整することが可能となる。

【００５５】

図１１（Ａ）ではエンジン実働時の最大揺動姿勢よりもさらに反時計方向に回動させた位置をピストンピン圧入作業姿勢とし、アッパーリンク６が振れる側（右側）の位置に一

50

対のリブ 5 1, 5 2 を設けているが、ピストンピン圧入作業姿勢及び一対のリブ 5 1, 5 2 の位置はこれに限られるものでない。たとえば、図 1 1 (A) において、図示の圧入作業姿勢と左右対称となる位置までアッパーリンク 6 を時計方向に回動させた姿勢をピストンピン圧入作業姿勢とし、同じく図示のリブ 5 1, 5 2 と左右対称となる位置に一対のリブを設けることが考えられる。

【0056】

この実施形態を第 3 実施形態とすれば、第 3 実施形態は、エンジン実動中のアッパーリンク 6 がピストン軸に対して片側に振れる (図 1 1 (A) ではアッパーリンク 6 がピストン軸に対して右側に振れているが、これはエンジンを後ろから見ているためであり、エンジンをフロントから見た場合には、図 1 に示したように、エンジン実動中のアッパーリンク 6 はピストン軸に対して左側に振れる) リンクジオメトリ (リンク形状) である場合に、ピストン 9 の二股部分に一体に設ける一対のリブを、このエンジン実動中のアッパーリンク 6 が片側 (図 1 1 (A) では右側、図 1 では左側) に振れる側と逆の側 (図 1 1 (A) では左側、図 1 では右側) に設けるものである。

【0057】

第 2、第 3 の実施形態では、一対のリブ 5 1, 5 2 をピストン 9 の二股部分側に設けているが、アッパーリンク 6 側に設けてもかまわない。

【0058】

次に、図 1 3 は図 8 (B) に示した 2 つの部材の揺動リンク連結方法と同じ連結方法でアッパーリンク 6 (第 2 部材) とロアーリンク本体 5 a (第 1 部材) とを連結した組付状態を示している。すなわち、ロアーリンク本体 5 a には、二股部分が鉛直上方に伸びて形成されており、この二股部分に一対のピンボス部 6 1, 6 2 (軸受部) を有している。ロアーリンク本体 5 a の二股部分の間にはアッパーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 (軸受部) がはまりこむ空間が設けられている。ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一対のピンボス部 6 1, 6 2 は、アッパーピン 7 の両端部を支持するものである。この実施形態では、一対のピンボス部 6 1, 6 2 に円筒状に形成されるピン孔 6 3, 6 4 の内径はアッパーピン 7 の外径よりも極く僅か小さく、アッパーピン 7 が圧入されるようになっている。また、アッパーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 のピン孔 3 4 にはリング状のブッシュ 6 5 が収納され、ブッシュ 6 5 の内径はアッパーピン 7 の外径よりも極く僅か大きく、アッパーピン 7 との間に所定のクリアランスが生じるようになっている。この結果、一対のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分の間に挟まれるように、アッパーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 が位置し、アッパーピン 7 の両端部をロアーリンク本体 5 a の二股部分側が支持し、かつアッパーピン 7 の中央部にアッパーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 が回転自在に嵌合している。

【0059】

このように、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一対のピンボス部 6 1, 6 2 のピン孔 6 3, 6 4 にアッパーピン 7 を圧入する構成とすることで、フルフロート形式 (ロアーリンク本体 5 a の一対のピンボス部 6 1, 6 2 に対してアッパーピン 7 が回転可能) に必要なピンの抜け止め用スナップリングを廃止し、これによりロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一対のピンボス部 6 1, 6 2 のピストンピン軸方向幅を抑制することができている。

【0060】

さて、図 1 3 に示したロアーリンク本体 5 a とアッパーリンク 6 との揺動リンク連結構造においても、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一対のピンボス部 6 1, 6 2 にアッパーピン 7 を圧入する作業時にアッパーピン 7 との摩擦による荷重が、一対のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分に作用してロアーリンク本体 5 a の二股部分が大きく撓むおそれがある。図 1 4 はアッパーピン 7 を一方のピンボス部 6 1 のピン孔 6 3 への圧入を終えて他方のピンボス部 6 2 のピン孔 6 4 への圧入を行おうとしている途中の状態を示し、上側の二股部分に撓み (ボス倒れ) が生じていることがわかる。そこで、一対のピンボス部 6 1, 6 2 にアッパーピン 7 を圧入する際には、一対の

ピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分が撓むのを防ぐため、治具を用いてロアーリンク本体 5 a の二股部分を支持することが考えられるのであるが、アップーピン圧入作業時に毎回治具を使うのでは、アップーピンの圧入作業時の工数がかかってしまう。ロアーリンク本体 5 a、アップーリンク 6、アップーピン 7 の各仕様が異なる度に上記の治具を作成するのも工数の増加に結びつく。

【0061】

そこで第 4 実施形態では、アップーピン圧入作業時にロアーリンク本体 5 a の二股部分が撓むことを、構成部品であるアップーリンク 6 を用いて防止し、アップーピン圧入作業時の工数を低減することとする。

【0062】

具体的に、第 4 実施形態の要部であるロアーリンク本体 5 a とアップーリンク 6 との揺動リンク連結構造を、図 1 5 ～図 1 7 を参照して説明すると、図 1 5、図 1 6 はエンジン実働時のロアーリンク本体 5 a とアップーリンク 6 との組付状態を、図 1 7 はアップーピン圧入作業時のロアーリンク本体 5 a とアップーリンク 6 との組付状態を示している。ただし、図 1 6 (A)、図 1 7 (A) はエンジンを後ろからみたときのロアーリンク本体 5 a 及びアップーリンク 6 の概略構成図、図 1 6 (B) は図 1 6 (A) の X-X 線に沿ってみたときのロアーリンク本体 5 a 及びアップーリンク 6 の断面図を、図 1 7 (B) は図 7 (A) の Y-Y 線に沿ってみたときのロアーリンク本体 5 a 及びアップーリンク 6 の断面図を示している。ただし、図 1 6、図 1 7 においてアップーピン 7 は示していない。

【0063】

図 1 5、図 1 6 (B) に示したように、エンジン実動時に、一对のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分の先端側（上側）は相対的にアップーピン軸方向の幅が狭く、これに対してロアーリンク本体 5 a の二股部分の付け根側（下側）は相対的にアップーピン軸方向の幅が広く、先端側と付け根側の間の中間部分は滑らかにつながるように、ロアーリンク本体 5 a の二股部分のうちアップーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 に対面する側の面を、アップーピン周方向（上下方向）に対して所定の角度（例えば C）だけ傾いた斜面 7 1、7 2 で形成する。これに対応して、アップーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 のロッド部 3 5 側（上側）は相対的にアップーピン軸方向の幅が広く、下端ピンボス部 3 3 の先端側（下側）は相対的にアップーピン軸方向の幅が狭く、ロッド部 3 5 側と先端側の間の中間部分は滑らかにつながるように、下端ピンボス部 3 3 のアップーピン軸方向の両側を、アップーピン周方向（上下方向）に対して上記所定の角度（C）と同じ角度だけ傾いた斜面 7 3、7 4 で形成し、一对のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分と、アップーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 との間に、つまり斜面 7 1 と 7 3 の間及び斜面 7 2 と 7 4 の間にアップーリンク 6 が揺動し得る範囲でアップーピン軸方向の所定のクリアランスが生じるようにする。これにより、エンジン実動時には、一对のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分と、アップーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 との間にアップーピン軸方向のクリアランスが生じるため、ロアーリンク本体 5 a とアップーリンク 6 との間に摩擦が生じない。

【0064】

また、下端ピンボス部 3 3 のロッド部 3 5 側（上側）のアップーピン軸方向の幅は、図 1 3 に示した場合より広くし、下端ピンボス部 3 3 の先端側（下側）のアップーピン軸方向の幅は、図 1 3 に示した場合より狭くする。図 1 5 において図示矢印のような燃焼荷重が下向きに作用するのであるが、アップーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 を、このようにロッド 3 5 部側と先端側とでアップーピン軸方向幅の異なる軸受部とすることで、大きな荷重を受けるロッド 3 5 部側の軸受面積が大きくなっているため、図 1 3 に示した場合よりアップーリンク 6 の軸受負荷容量が向上する。

【0065】

一方、図 1 7 (A) に示したように、アップーピン 7 の圧入作業に際して、エンジン実働時の最大揺動姿勢を外れた圧入作業姿勢にアップーリンク 6 をセットしたときには、図 1 7 (B) に示したように、一对のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の

10

20

30

40

50

二股部分と、アッパーリンク6の下端ピンボス部33との間にアッパーピン軸方向のクリアランスが存在しなくなるように、ロアーリンク本体5aの二股部分のうちアッパーリンク6の下端ピンボス部33に対面する側の面を、アッパーピン周方向（上下方向）に対して所定の角度（例えばD）だけ傾いた斜面76，77で形成する。この場合に、所定の角度（D）は前記所定の角度（C）と等しいか近いものとする。このアッパーピン圧入作業姿勢（つまり図17に示すアッパーピン圧入作業姿勢）でロアーリンク本体5aの二股部分のうちアッパーピン軸方向外側の面（下端ピンボス部33に対面しない側の面）の一方を当て部材（図示しない）に当接した後、アッパーピン7を一对のピン孔63，64に圧入するのであれば、アッパーリンク6の下端ピンボス部33が、ロアーリンク本体5aの二股部分を支持する治具として働くことになり、アッパーピン圧入作業時の摩擦により、一对のピンボス部61，62を含むロアーリンク本体5aの二股部分が撓むことが避けられる。

10

【0066】

アッパーピン7の圧入作業を完了した後は、アッパーリンク6の姿勢を図15、図16に示すエンジン実働時の姿勢に戻す。これにより、エンジン実働時には、一对のピンボス部61，62を含むロアーリンク本体5aの二股部分と、アッパーリンク6の下端ピンボス部33との間にアッパーピン軸方向の所定のクリアランスが生じるため、ロアーリンク本体5aとアッパーリンク6との間に摩擦（フリクション）が発生せず、スカッフも摩擦も起こらない。

【0067】

20

このように、第4実施形態では、ロアーリンク本体5aの二股部分の内面（二股部分のうちアッパーリンク6の下端ピンボス部33に対面する側の面）に、エンジン実働時（アッパーリンク6を稼動範囲内の姿勢にした場合）とアッパーピン圧入作業時（アッパーリンク6を稼動範囲外の姿勢にした場合）とで2つの異なる角度の斜面71，76，72，77を形成することで、アッパーピン圧入作業のためアッパーリンク6（他方の部材）を稼動範囲外の姿勢にした場合にロアーリンク本体5aとアッパーリンク6とがアッパーピン軸方向に当接し、アッパーピン6を稼動範囲内の姿勢に戻した場合にロアーリンク本体5aとアッパーリンク6との当接が外れる構成としたものである。

【0068】

ここで、「アッパーピン軸方向に当接する」とは、アッパーリンク6（第2部材）がロアーリンク本体5a（第1部材）の二股部分に軽く圧入された状態となっているかまたはロアーリンク本体5a（第1部材）の二股部分とアッパーリンク6（第2部材）との間にアッパーピン軸方向の微小な隙間がある状態をいう。この「アッパーピン軸方向に当接する」との定義は後述する第5～第8の実施形態でも同じである。

30

【0069】

また、第4実施形態は、アッパーリンク6がエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れた圧入作業姿勢にある場合に（アッパーリンク6を稼働範囲外の姿勢にした場合に）、ロアーリンク本体5aの二股部分とアッパーリンク6とが嵌合することによってロアーリンク本体5aの二股部分とアッパーリンク6とがアッパーピン軸方向に当接するものであるが、ロアーリンク本体5aの二股部分とアッパーリンク6との嵌合面である斜面73，74と斜面76，77のうち少なくとも一方（アッパーリンク6側の斜面73，74だけ、ロアーリンク本体5aの二股部分側の斜面76，77だけあるいはアッパーリンク6側の斜面73，74及びロアーリンク本体5aの二股部分側の斜面76，77の両方）を機械加工する。

40

【0070】

さらに、第4実施形態（後述する第5、第6、第7、第8の実施形態についても）では、ロアーリンク本体5a（第1部材）とアッパーリンク6（第2部材）のうちクランクシャフト軸心からの重心位置が遠い方の部材であるアッパーリンク6を、アッパーピン圧入作業を行う前に機械加工しておく。

【0071】

50

次に、図 18、図 19 は第 5、第 6 の実施形態のアップーピン圧入作業時のロアーリンク本体 5 a とアップーリンク 7 との組付状態を示す概略構成図、図 20 は第 5、第 6 の実施形態のエンジン実働時のロアーリンク本体 5 a とアップーリンク 7 との組付状態を示す概略構成図である。ただし、第 5、第 6 の実施形態におけるアップーリンク 6 の圧入作業姿勢は図 17 (A) とは異なっている。

【0072】

これら第 5、第 6 の実施形態では、図 20 に示したようにエンジン実働時に、一对のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分の先端側（上側）から付け根側（下側）までアップーピン軸方向幅が同じとなるように、これに対応して、アップーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 のロッド部 3 5 側（上側）から先端側（下側）まで、アップーピン軸方向幅が同じになるように形成し、一对のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分と、アップーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 との間に、アップーリンク 6 が揺動し得る範囲でアップーピン軸方向の所定のクリアランスが生じるようにしている。

10

【0073】

一方、図 18 に示したように、第 5 実施形態では、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对のピンボス部 6 1, 6 2 と、二股部分の付け根との間に一对の延長部 6 7, 6 8 が設けられており、アップーリンク 6 が、エンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアップーピン圧入作業姿勢にあるとき、ロアーリンク本体 5 a とアップーリンクロッド部 3 5 との間にクリアランスが無くなるように、アップーリンクロッド部 3 5 から一对の延長部の内面 6 7 a, 6 8 a に向けて突出する一对のリブ 8 1, 8 2 をアップーリンクロッド部 3 5 と一体に設けている。このため、アップーピン圧入作業時にアップーリンク 6 が、ロアーリンク本体 5 a の二股部分を支持する治具として働くことになり、第 4 実施形態と同様に、一对のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分の倒れ（ボス倒れ）を抑制することが可能となる。

20

【0074】

アップーピン 7 の圧入作業を完了した後に、アップーリンク 6 をエンジン実働時の姿勢に戻したときには、アップーリンクロッド部 3 5 に一体に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 はロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 から外れ、図 20 に示したように、一对のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分と、アップーリンク 6 の上端ピンボス部 3 1 との間にアップーピン軸方向の所定のクリアランスが生じることとなり、アップーリンクロッド部 3 5 に一体に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 が、ロアーリンク本体 5 a とアップーリンク 6 との連結状態を阻害することはない。

30

【0075】

このように、第 5 実施形態では、アップーピン圧入作業時にのみ利用できる撓み防止用リブ 8 1, 8 2 を、アップーリンクロッド部 3 5 と一体に設けることで、アップーピン圧入作業のためアップーリンク 6（他方の部材）を稼動範囲外の姿勢にした場合にロアーリンク本体 5 a とアップーリンク 6 とがアップーピン軸方向に当接し、アップーピン 6 を稼動範囲内の姿勢に戻した場合にロアーリンク本体 5 a とアップーリンク 6 との当接が外れる構成としたものである。なお、図 18 では一对のリブ 8 1, 8 2 をアップーリンク 6 の側に設けているが、一对のリブ 8 1, 8 2 をロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 側に設けてもかまわない。

40

【0076】

また、一对のリブ 8 1, 8 2 はアップーピン圧入作業完了後には不要となるので、削り去ることにより、アップーリンク 6 の重量増加を避けることができる。また、その切削加工において気筒間の重量バランスを調整することが可能となる。

【0077】

ただし、図 18 から明らかなように、アップーリンク 6 がアップーピン圧入作業姿勢にある場合に、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对のピンボス部 6 1, 6 2

50

のうちアッパーリンク6の下端ピンボス部33と対面する側の面61a, 62aと、アッパーリンク6の下端ピンボス部33のアッパーピン軸方向端面36, 37との間には、アッパーピン軸方向のクリアランスが存在するので、このクリアランス分だけはロアーリンク本体5aの二股部分が撓むことを避けることができない。

【0078】

そこで、図19に示したように、第6実施形態では、アッパーリンク6がエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアッパーピン圧入作業姿勢にある場合に、アッパーリンクロッド部35に設けている一对のリブ81, 82のアッパーピン軸方向端面81a, 82aと、アッパーリンク6の下端ピンボス部33のアッパーピン軸方向端面36, 37と、ロアーリンク本体5aの二股部分の内面（一对のピンボス部61, 62のうちアッパーリンク6の下端ピンボス部33と対面する側の面61a, 62a及び一对の延長部67, 68のうちアッパーリンクロッド部35と対面する側の面67a, 68a）とがすべて同一平面となるようにする。すなわち、アッパーリンク6がエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアッパーピン圧入作業姿勢にある場合に、アッパーリンクロッド部35と一体に設けている一对のリブ81, 82のアッパーピン軸方向端面81a, 82aと、ロアーリンク本体5aの二股部分に設けている一对の延長部67, 68の内面67a, 68aとの間だけでなく、アッパーリンク6の下端ピンボス部33のアッパーピン軸方向端面36, 37と、ロアーリンク本体5aの二股部分に設けている一对のピンボス部61, 62の内面61a, 62aとの間にもクリアランスがなくなるように、アッパーリンク6と、ロアーリンク本体5aの二股部分の内面とを形成する。

【0079】

このように、アッパーリンクロッド部35に設けている一对のリブ81, 82のアッパーピン軸方向端面81a, 82aと、アッパーリンク6の下端ピンボス部33のアッパーピン軸方向端面36, 37と、ロアーリンク本体5aの二股部分の内面（61a, 62a, 67a, 68a）とを同一平面とすることで、アッパーリンクロッド部35に設けている一对のリブ81, 82のみならず、アッパーリンクロッド部35に設けている一对のリブ81, 82からアッパーリンク6の下端ピンボス部33のアッパーピン軸方向端面36, 37までの剛性をもって、一对のピンボス部61, 62を含むロアーリンク本体5aの二股部分を支持するため、第5実施形態に比べて剛性が高く、ロアーリンク本体5aの二股部分の撓みを抑制できる。

【0080】

また、アッパーリンク6の機械加工上、下端ピンボス部33のアッパーピン軸方向端面36, 37の一方と一对のリブ81, 82のアッパーピン軸方向端面81a, 82aの一方とを一回で機械加工することが可能となるため、第5実施形態よりもアッパーリンク6の加工工程を低減できる。

【0081】

なお、第6実施形態でも、アッパーピン圧入作業完了後に、一对のリブ81, 82を削り去ることにより、アッパーリンク6の重量増加を避けることができる。また、その切削加工において気筒間の重量バランスを調整することが可能となる。

【0082】

次に、図21、図22は第7実施形態の、図21、図23、図24は第8実施形態のアッパーピン圧入作業時のロアーリンク本体5aとアッパーリンク6との組付状態を示す概略構成図で、図21は第5実施形態の図18と置き換わるものである。また、図22、図23は図21のX-X線に沿った断面図である。図24はエンジンを後ろからみたときのロアーリンク本体5a及びアッパーリンク6の概略構成図で、第4実施形態の図17（A）と置き換わるものである。

【0083】

図22に示したように、第7実施形態では、アッパーリンク6がエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアッパーピン圧入作業姿勢にある場合に、アッパーリンクロッド部35に設けている一对のリブ81, 82のアッパーピン軸方向端面が、アッパーピン軸方向に

直交する面に対し所定の角度傾いた斜面 8 1 b, 8 2 b で形成されており、この一对の斜面 8 1 b, 8 2 b の一部がロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 の間にはまりこんで当接し、一对の斜面 8 1 b, 8 2 b の残りはロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 の間にはまりこめないようにしている。言い替えると、一对のリブ 8 1, 8 2 のアッパーピン軸方向端面間のアッパーピン軸方向最大長さ（幅）が、一对の延長部 6 7, 6 8 の間のアッパーピン軸方向間隔より大きくなるようにしている。

【0084】

上記図 1 8 において、一对のリブ 8 1, 8 2 のアッパーピン軸方向端面 8 1 a, 8 2 a 間のアッパーピン軸方向幅や、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 の内面 6 7 a, 6 8 a 間のアッパーピン軸方向の間隔は、製作バラツキによりバラツクため、第 5 実施形態のように、アッパーリンク 6 が、エンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアッパーピン圧入作業姿勢にある場合に、一对のリブ 8 1, 8 2 のアッパーピン軸方向端面 8 1 a, 8 2 a と、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 の内面 6 7 a, 6 8 a との間にクリアランスがなくなるようにするには、アッパーピン軸方向端面 8 1 a, 8 2 a 間のアッパーピン軸方向幅と、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 の内面 6 7 a, 6 8 a の間のアッパーピン軸方向間隔とをロアーリンク本体 5 a の二股部分、アッパーリンク 6 の制作時に厳しく管理することが必要となるのであるが、第 7 実施形態によれば、アッパーリンク ロッド部 3 5 に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 のピン軸方向端面がアッパーピン軸方向に直交する面に対して傾斜する斜面 8 1 b, 8 2 b で形成されているので、アッパーリンク 6 がエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアッパーピン圧入作業姿勢にある場合に、アッパーリンク ロッド部 3 5 に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 の寸法やロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 の内面間の寸法が製作バラツキによりバラツクことがあっても、寸法バラツキを吸収して、アッパーリンク ロッド部 3 5 に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 と、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 の内面 6 7 a, 6 8 a との間のクリアランスをなくすることが可能となり（クリアランスがなくなるまで一对のリブ 8 1, 8 2 を一对の延長部 6 7, 6 8 の内面 6 7 a, 6 8 a の間にはめ込めばよい）、一对のピンボス部 6 1, 6 2 を含むロアーリンク本体 5 a の二股部分が撓むこと（ボス倒れ）を抑制できる。

【0085】

次に、図 2 3 に示したように、第 8 実施形態は、アッパーリンク ロッド部 3 5 に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 のアッパーピン軸方向端面を、段付きの面とするものである。すなわち、図 2 3 において、アッパーリンク 6 がエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアッパーピン圧入作業姿勢にある場合に、アッパーリンク ロッド部 3 5 に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 のアッパーピン軸方向端面が、アッパーピン軸方向に直交する面と平行な一对の第 1 端面 8 1 c, 8 2 c と、同じくアッパーピン軸方向に直交する面と平行な一对の第 2 端面 8 1 d, 8 2 d とからなり、これら一对の 2 つの端面 8 1 c, 8 1 d と 8 2 c, 8 2 d とは一对の段付き部 8 1 e, 8 2 e でつながれている。ここで、一对の第 1 端面 8 1 c, 8 2 c の間のアッパーピン軸方向幅は、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 の内面 6 6, 6 7 の間のアッパーピン軸方向間隔とほぼ等しく、かつ一对の第 2 端面 8 1 d, 8 2 d の間のアッパーピン軸方向幅は、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对の延長部 6 7, 6 8 の内面 6 6 a, 6 7 a の間のアッパーピン軸方向間隔よりも大きくしている。

【0086】

また、図 2 4 に示したように、アッパーリンク 6 がエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアッパーピン圧入作業姿勢にある場合に、一对の段付き部 8 1 e, 8 2 e をロアーリンク本体 5 a の二股部分の側面 5 c に当接させた状態で図示矢印方向に滑らせたとき、アッパーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 のピン孔 3 4 と、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对のピンボス部のピン孔 6 3, 6 4 とが一致するように、一对の段

付き部 8 1 e, 8 2 e の位置や角度を設定している。

【0087】

このように、第 8 実施形態では、アッパーリンク 6 がエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアッパーピン圧入作業姿勢にある場合に、ロアーリンク本体 5 a の二股部分と、アッパーリンクロッド部 3 5 に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 の一部（一对の第 1 端面 8 1 c, 8 2 c）とが嵌合することによってロアーリンク本体 5 a の二股部分とアッパーリンク 6 とがアッパーピン軸方向に当接するとき、このロアーリンク本体 5 a の二股部分とアッパーリンク 6 との間のアッパーピン軸方向のクリアランスを無くし、アッパーリンクロッド部 3 5 に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 の残り（一对の第 2 端面 8 1 d, 8 2 d）はロアーリンク本体 5 a の二股部分と嵌合しないでロアーリンク本体 5 a の二股部分にアッパーピン軸方向に直交する方向から当接しているので、第 5 実施形態の作用効果に加えて、アッパーリンク 6 がエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたアッパーピン圧入作業姿勢にある場合に、アッパーリンクロッド部 3 5 に設けている一对のリブ 8 1, 8 2 によりロアーリンク本体 5 a とアッパーリンク 6 の間の相対位置を規制することが可能となることから、ロアーリンク本体 5 a の二股部分に設けている一对のピンボス部 6 1, 6 2 のピン孔 6 3, 6 4 と、アッパーリンク 6 の下端ピンボス部 3 3 のピン孔 3 4 との両ピン孔中心を合わせることが容易になり、ロアーリンク本体 5 a とアッパーリンク 6 との組付性が向上する。

10

【0088】

なお、第 7、第 8 の実施形態においても、アッパーピン圧入作業完了後に、上記一对のリブ 8 1, 8 2 を削り去ることにより、アッパーリンク 6 の重量増加を避けることができる。また、その切削加工において気筒間の重量バランスを調整することが可能となる。

20

【0089】

次に、ロアーリンク 5 のもう一つの片側を構成するロアーリンク本体 5 b は、コントロールピン 1 2 によりコントロールリンク 1 1 とも連結されているので、このロアーリンク本体 5 b とコントロールリンクとの連結部に、ロアーリンク 5 の一方の片側を構成するロアーリンク本体 5 a とアッパーリンク 6 との連結部と同様の構成を設けている。これを図 2 5 を参照して説明すると、図 2 5 は第 9 実施形態のコントロールリンク 1 1 との連結部に設けられる、ロアーリンク本体 5 b（第 2 部材）の二股部分の斜視図である。すなわち、ロアーリンク本体 5 b には、二股部分が鉛直上方に伸びて形成されており、この二股部分に一对のピンボス部 9 1, 9 2（軸受部）を有している。ロアーリンク本体 5 b の二股部分の間にはコントロールリンク（第 2 部材）の一端（図 1 で上端）のピンボス部（軸受部）がはまりこむ空間が設けられている。ロアーリンク本体 5 b の二股部分に設けている一对のピンボス部 9 1, 9 2 は、コントロールピン 1 2 の両端部を支持するものである。ロアーリンク本体 5 b の二股部分に設けている一对のピンボス部 9 1, 9 2 に円筒状に形成されるピン孔 9 3, 9 4 の内径はコントロールピン 1 2 の外径よりも極く僅か小さく、コントロールピン 1 2 が圧入されるようになっている。また、コントロールリンクの一端（図 1 で上端）のピンボス部のピン孔にはリング状のブッシュが収納され、ブッシュの内径はコントロールピンの外径よりも極く僅か大きく、コントロールピンとの間に所定のクリアランスが生じるようになっている。この結果、一对のピンボス部 9 1, 9 2 を含むロアーリンク本体 5 b の二股部分の間に挟まれるように、コントロールリンクの一端（図 1 で上端）のピンボス部が位置し、コントロールピンの両端部をロアーリンク本体 5 b の二股部分の側が支持し、かつコントロールピンの中央部にコントロールリンクの一端（図 1 で上端）のピンボス部が回転自在に嵌合している。

30

40

【0090】

さて、こうしたロアーリンク本体 5 b とコントロールリンクとの揺動リンク連結構造においても、ロアーリンク本体 5 b の二股部分に設けている一对のピンボス部 9 1, 9 2 にコントロールピン 1 2 を圧入する作業時にコントロールピン 1 2 との摩擦による荷重が、一对のピンボス部 9 1, 9 2 を含むロアーリンク本体 5 b の二股部分に作用してロアーリンク本体 5 b の二股部分が大きく撓むおそれがある。

50

【0091】

そこで第9実施形態では、コントロールピン圧入作業時にロアーリンク本体5bの二股部分が撓むことを、構成部品であるコントロールリンク11を用いて防止し、コントロールピン圧入作業時の工数を低減することとする。

【0092】

具体的に説明すると、図25に示したように、ロアーリンク本体5bの二股部分に設けている一对のピンボス部91、92と二股部分の付け根との間に一对の延長部95、96が設けられており、コントロールリンクがエンジン実働時の最大揺動姿勢を外れたコントロールピン圧入作業姿勢にあるとき、ロアーリンク本体5bとコントロールリンクロッド部との間にクリアランスが無くなるように、ロアーリンク本体5bの二股部分に設けている一对の延長部95、96の内面95a、96aからコントロールリンクロッド部に向けて突出する一对のリブ97、98を、ロアーリンク本体5bの二股部分に設けている一对の延長部95、96（の付け根）と一体に設けている。このため、コントロールピン圧入作業時にコントロールリンクがロアーリンク本体5bの二股部分を支持する治具として働くことになり、一对のピンボス部91、92を含むロアーリンク本体5bの二股部分の倒れ（ボス倒れ）を抑制することが可能となる。

【0093】

コントロールピンの圧入作業を完了した後に、コントロールリンクをエンジン実働時の姿勢に戻したときには、コントロールリンクは、ロアーリンク本体5bの二股部分に設けている一对のリブ97、98から外れ、一对のピンボス部91、92を含むロアーリンク本体5bの二股部分と、コントロールリンクの一端（図1で上端）のピンボス部との間にコントロールピン軸方向の所定のクリアランスが生じることとなり、ロアーリンク本体5bの二股部分に設けている一对のリブ97、98が、ロアーリンク本体5bとコントロールリンクとの連結状態を阻害することはない。

【0094】

このように、第9実施形態では、コントロールピン圧入作業時にのみ利用できる撓み防止用リブ97、98を、ロアーリンク本体5bと一体に設けることで、コントロールピン圧入作業のためコントロールリンク（他方の部材）を稼動範囲外の姿勢にした場合にロアーリンク本体5bとコントロールリンクとがコントロールピン軸方向に当接し、コントロールリンクを稼動範囲内の姿勢に戻した場合にロアーリンク本体5bとコントロールリンクとの当接が外れる構成としたものである。なお、図25では一对のリブ97、98をロアーリンク本体5bの二股部分に設けているが、一对のリブ97、98をコントロールリンク11の側に設けてもかまわない。

【0095】

また、実施形態では、ロアーリンク5がロアーリンク本体5aとロアーリンク本体5bの2つに分割され、この分割された2部品をボルトによって締結する構成であり、コントロールピン12付近のロアーリンク構造体に雌ねじが切られている場合に、燃焼荷重が作用したとき、ロアーリンク本体5bの二股部分が図26に示すように変形する。この変形によって、ロアーリンク締結ボルト101と、ロアーリンク本体5bに形成している雌ねじとの噛み合い先端部ネジ底に圧縮応力が発生するのであるが、第9実施形態によれば、上記のようにロアーリンク本体5bの二股部分の付け根に一对のリブ97、98を設けるので、この変形を抑制でき、ネジ底応力変動を低減することができる。従って、このような効果が得られるので、第9実施形態では、コントロールピン圧入作業完了後に一对のリブ97、98を削り去ることはしない。

【0096】

また、第9実施形態では、ロアーリンク本体5b（第1部材）とコントロールリンク11（第2部材）のうちクランクシャフト軸心からの重心位置が遠い方の部材であるコントロールリンクを、コントロールピン圧入作業を行う前に機械加工しておく。

【0097】

ここで、上述した9つの実施形態の作用効果をまとめて説明する。

10

20

30

40

50

【0098】

第1から第9までのいずれか一つの実施形態（請求項1、20に記載の発明）によれば、二股部分に軸受部（図9～図12の一对のピンボス部24、25、図15～図21の一对のピンボス部61、62、図25、図26の一对のピンボス部91、92）を有する第1部材（図9～図12のピストン9、図15～図21のロアーリンク本体5a、図25、図26のロアーリンク本体5b）と、軸受部（図9～図12のピンボス部31、図15～図21のピンボス部33、図25、図26のコントロールリンクの一端に設けられるピンボス部）を有し第1股部材の二股部分に介装される第2部材（図9～図12のアップーリンク6、図15～図21のアップーリンク6、図25、図26のコントロールリンク）と、第1部材の軸受部に圧入され、第2部材の軸受部を通り、第1部材と第2部材とを連結するピン（図9～図12のピストンピン8、図15～図21のアップーピン7、図25、図26のコントロールピン）とを備え、第1部材または第2部材のうち一方の部材（図9～図12のピストン9、図15～図21のロアーリンク本体5a、図25、図26のロアーリンク本体5b）に対して他方の部材（図9～図12、図15～図21のアップーリンク6、図25、図26のコントロールリンク）が所定の稼働範囲で揺動する揺動リンク構造において、他方の部材（図9～図12のアップーリンク6、図15～図21のアップーリンク6、図25、図26のコントロールリンク）を稼働範囲外の姿勢（圧入作業姿勢）にした場合に第1部材の二股部分と第2部材とがピン軸方向に当接し（図10、図11、図17、図18、図19、図21参照）、他方の部材を稼働範囲内の姿勢（エンジン実動時の揺動姿勢）に戻した場合に第1部材の二股部分と第2部材との当接が外れる（図9、図12、図15、図16、図20参照）構成としたので、他の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合には、構成部品である第2部材がピン圧入作業時に第1部材の二股部分を支持する治具として働くことになり、ピンの圧入作業を確実に行わせることができる。これにより、ピンの圧入作業時に、ピンと、第1部材の軸受部との摩擦によって二股部分が撓むことを防止できる。一方、他方の部材を稼働範囲内の姿勢に戻した場合には、第1部材の二股部分と第2部材との当接が外れるので、一方の部材に対して他方の部材が所定の稼働範囲で揺動し得ることとなる。すなわち、第1部材の二股部分と第2部材とが直接摺動することがないので、フリクションの増加を抑制できる。また、ピンの第1部材の軸受部への圧入により、ピンと第1部材の軸受部との間が摺動面ではなくなるため、潤滑上の問題が回避され、かつピン抜け止め防止用のCリングやサークリップが不要となるため、第1部材の軸受部のピン軸方向幅を低減できる。

【0099】

他方の部材（図9～図12のアップーリンク6、図15～図21のアップーリンク6、図25、図26のコントロールリンク）を稼働範囲外の姿勢（圧入作業姿勢）にした場合に、第2部材が第1部材の二股部分にぴったりはまる（当接する）のが理想であるものの、実際には製作バラツキがあるためにそのようなことは難しいのであるが、第1から第9までのいずれか一つの実施形態（請求項2、21に記載の発明）によれば、「ピン軸方向に当接する」とは、第2部材（図9～図12のアップーリンク6、図15～図21のアップーリンク6、図25、図26のコントロールリンク）が第1部材（図9～図12のピストン9、図15～図21のロアーリンク本体5a、図25、図26のロアーリンク本体5b）の二股部分に軽く圧入された状態となっているかまたは第1部材の二股部分と第2部材との間にピン軸方向の微小な隙間がある状態をいうので、製作バラツキがあっても、第2部材と第1部材の二股部分とのピン軸方向隙間を理想に近づけることができる。

【0100】

第1、第4の実施形態（請求項3に記載の発明）によれば、他方の部材（図9、図10、図15～図17のアップーリンク6）を稼働範囲外の姿勢（圧入作業姿勢）にした場合に第1部材（図9、図10のピストン9、図15～図17のロアーリンク本体5a）の二股部分と第2部材（図9、図10のアップーリンク6、図15～図17のアップーリンク6）とが嵌合することによって第1部材の二股部分と第2部材とがピン軸方向に当接するとき、第1部材の二股部分と第2部材との嵌合面（図10（B）の一对の斜面53、54

と一对の斜面 5 6, 5 7、図 1 7 (B) の斜面 7 3, 7 4 と斜面 7 6, 7 7) のうち、少なくとも一方を機械加工するので、第 1 部材の二股部分と第 2 部材との嵌合面のうち少なくとも一方の寸法精度が、その一方を機械加工以外で加工する場合より高い分だけ確実に、ピン圧入作業時に第 1 部材の二股部分の倒れを抑制できる。

【0101】

第 1、第 4 の実施形態（請求項 4 に記載の発明）によれば、他方の部材（図 9、図 1 0、図 1 5～図 1 7 のアッパーリンク 6）を稼働範囲外の姿勢（圧入作業姿勢）にした場合に、第 1 部材の軸受部（図 9、図 1 0 の一对のピンボス部 2 4, 2 5、図 1 5～図 1 7 の一对のピンボス部 6 1, 6 2）及び第 2 部材の軸受部（図 9、図 1 0 のピンボス部 3 1、図 1 5～図 1 7 のピンボス部 3 3）のピン軸方向厚さを、ピン周方向に、第 1 部材の軸受部のうち第 2 部材の軸受部に対向する側の面（図 1 0 (B) の斜面 5 6, 5 7、図 1 7 (B) の斜面 7 6, 7 7) と、第 2 部材の軸受部端面（図 1 0 (B) の斜面 5 3, 5 4、図 1 7 (B) の斜面 7 3, 7 4) との間にクリアランスがなくなるように変化させ、かつ他方の部材（図 9、図 1 0、図 1 5～図 1 7 のアッパーリンク 6）を稼働範囲内の姿勢（エンジン実動時の揺動姿勢）に戻した場合に、第 1 部材の軸受部及び第 2 部材の軸受部のピン軸方向厚さを、ピン周方向に、第 1 部材の軸受部のうち第 2 部材の軸受部に対向する側の面（図 9 (B) の斜面 5 1, 5 2、図 1 6 (B) の斜面 7 1, 7 2) と、第 2 部材の軸受部端面（図 9 (B) の斜面 5 3, 5 4、図 1 6 (B) の斜面 7 3, 7 4) との間に所定のクリアランスを保ちつつ変化させるので、他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に、第 2 部材が第 1 部材の二股部分を支持する治具として働くことになり、第 1 部材の軸受部にピンを圧入する作業を行う際の二股部分の倒れを防止できる。

【0102】

第 1、第 4 の実施形態（請求項 5 に記載の発明）によれば、他方の部材（図 9、図 1 0、図 1 5～図 1 7 のアッパーリンク 6）を稼働範囲内の姿勢（エンジン実動時の揺動姿勢）にした場合に第 2 部材の軸受部（図 9、図 1 0 の一对のピンボス部 3 1、図 1 5～図 1 7 の一对のピンボス部 3 3）を、ピン軸（図 9、図 1 0 のピストンピン軸、図 1 5～図 1 7 のアッパーピン軸）を中心として荷重が加わる側（図 9、図 1 0 で下側、図 1 5～図 1 7 で上側）と、それとは逆の荷重が加わらない側（図 9、図 1 0 で上側、図 1 5～図 1 7 で下側）との 2 つに分けたとき、荷重が加わる側の軸受部のピン軸方向厚さを、荷重が加わらない側の軸受部のピン軸方向厚さより厚くするので、荷重が加わる側の軸受部に加わる圧力を、ピン軸を中心として荷重が加わる側とそれとは逆の荷重が加わらない側とでピン軸方向厚さが一定である場合より小さくすることができる。

【0103】

第 5 から第 8 までのいずれか一つの実施形態（請求項 6 に記載の発明）によれば、他方の部材（図 1 8～図 2 1 のアッパーリンク 6）を稼働範囲外の姿勢（圧入作業姿勢）にした場合に、第 1 部材の二股部分と第 2 部材とが嵌合することによって第 1 部材（図 1 8～図 2 1 のロアーリンク本体 5 a）の二股部分と第 2 部材（図 1 8～図 2 1 のアッパーリンク 6）とがピン軸方向（アッパーピン軸方向）に当接するとき、第 1 部材の二股部分と第 2 部材との間のピン軸方向のクリアランスを無くするリブ（図 1 8、図 1 9、図 2 1 の一对のリブ 8 1, 8 2）を第 2 部材（アッパーリンク 6）が有するので、ピン圧入作業時にはリブを有する第 2 部材が第 1 部材の二股部分を支持する治具として働くことになり、ピンと第 1 部材の軸受部との摩擦によって二股部分が撓むことを防止できる。

【0104】

また、第 5 から第 8 までのいずれか一つの実施形態によれば、ピンの圧入作業完了後に第 2 部材のリブ（図 1 8、図 1 9、図 2 1 の一对のリブ 8 1, 8 2）の大半を削除加工するので、第 2 部材の重量増加を避けることができる。また、その切削加工において気筒間のリンク重量バラツキを低減できる。

【0105】

第 2、第 9 の実施形態（請求項 7 に記載の発明）によれば、他方の部材（図 1 1 のアッパーリンク 6、図 2 5 において図示しないコントロールリンク）を稼働範囲外の姿勢（圧

入作業姿勢)にした場合に、第1部材(図11のピストン9、図25のローアリンク5b)の二股部分と第2部材(図11のアップーリンク6、図25において図示しないコントロールリンク)とが嵌合することによって第1部材の二股部分と第2部材とがピン軸方向に当接するとき、第1部材の二股部分と第2部材との間のピン軸方向(図11のピストンピン軸方向、図25のコントロールピン軸方向)のクリアランスを無くするリブ(図11の一对のリブ51, 52、図25の一对のリブ97, 98)を第1部材(図11のピストン9、図25のローアリンク本体5b)が有するので、ピン圧入作業時には第2部材が第1部材の二股部分を支持する治具として働くことになり、ピンと第1部材の軸受部との摩擦によって第1部材の二股部分が撓むことを防止できる。また、リブ(図11の一对のリブ51, 52、図25の一对のリブ97, 98)によって第1部材の強度を向上できる。

10

【0106】

第6実施形態(請求項8に記載の発明)によれば、第1部材(図19のローアリンク本体5a)の二股部分の付け根側に軸受部でない延長部(図19の一对の延長部68, 69)を有すると共に、第2部材(図19のアップーリンク6)には軸受部でない本体部分(図19のロッド部35)と、この本体部分からピン軸方向に突出するリブ(図19の一对のリブ81, 82)とを有し、他方の部材(図19のアップーリンク6)を稼働範囲外の姿勢(圧入作業姿勢)にした場合に、第1部材の延長部(図19の一对の延長部68, 69)と第2部材の本体部分(図19のロッド部35)から突出するリブ(図19の一对のリブ81, 82)とが嵌合することによって第1部材の二股部分と第2部材とがピン軸方向に当接するとき、第2部材の軸受部及びリブのピン軸方向端面(図19のアップーピン軸方向端面36, 37及びアップーピン軸方向端面81a, 82a)と、第1部材の二股部分に設けている軸受部及び延長部のうち第2部材と対面する側の面(図19の面61a, 62a及び面67a, 68a)とが同一平面であるので、他方の部材を稼働範囲外の姿勢にした場合に、第1部材の二股部分に設けている延長部と、第2部材の本体部分から突出するリブとが嵌合したときの、第1部材の二股部分と第2部材との接触面積が増え、リブのみならずリブを含んだ第2部材全体の剛性によって、ピン圧入作業時に第1部材の二股部分に作用する力を受けることが可能となり、第1部材の二股部分が撓むことを防止できる。

20

【0107】

第7実施形態(請求項9に記載の発明)によれば、第1部材(図21のアップーリンク6)のリブ(図21の一对の81, 82)のピン軸方向端面がピン軸方向に直交する面に対して傾斜する斜面(図22の斜面81b1, 82b)であるので、第1部材の二股部分の内面(図22の面67a, 68a)間の間隔や、第1部材のリブに寸法バラツキがあっても、第1部材の二股部分と第2部材との間のピン軸方向のクリアランスを吸収してゼロにすることが可能となり、第1部材の二股部分が撓むことを防止できる。

30

【0108】

第8実施形態(請求項10に記載の発明)によれば、第1部材(図21のローアリンク本体5a)の二股部分と第2部材(図21のアップーリンク6)のリブの一部(図23の一对の第1端面81c, 82c)とが嵌合することによって第1部材の二股部分と第2部材とがピン軸方向(図21のアップーピン軸方向)に当接するとき、第1部材の二股部分と第2部材との間のピン軸方向のクリアランスを無くし、リブの残り(図23の一对の第2端面81d, 82d)は第1部材の二股部分と嵌合しないで第1部材の二股部分にピン軸方向に直交する方向から当接しているので(図23参照)、第1部材の二股部分と嵌合しないリブの残りによって第1部材と第2部材の間の相対位置を規制することが可能となることから(図24参照)、第1部材の二股部分の軸受部(図21の一对のピンボス部61, 62)と第2部材の軸受部(図21のピンボス部33)とのピン孔中心を合わせることが容易になり、第1部材と第2部材の組付性が向上する。

40

【0109】

第1、第2の実施形態(請求項13に記載の発明)によれば、往復動エンジンのピストン9とピストンピン8を介して一端が連結されるアップーリンク6と、このアップーリン

50

ク 6 に ア ッ パ ー ピ ン 7 を 介 し て 揺 動 可 能 に 連 結 さ れ る と 共 に ク ラ ン ク ピ ン 4 に 回 転 可 能 に 装 着 さ れ る ロ ア ー リ ン ク 5 と、このロアーリンク 5 とコントロールピン 1 2 を介して揺動可能に連結されると共にシリンダブロック 1 に設けられた支点中心に揺動するコントロールリンク 1 1 とを備え（図 1 参照）、第 1 部材はピストン 9、第 2 部材はアッパーリンク 6、第 1 部材と第 2 部材とを連結するピンはピストンピン 8 であるので（図 9 ～ 図 1 2 参照）、ピストン 9 の二股部分の軸受部（図 9 ～ 図 1 2 の一対のピンボス部 2 4, 2 5）にピストンピン 8 を圧入してピストン 9 とアッパーリンク 6 とを連結する場合に、ピストン 9 の二股部分の倒れを防止できる。また、ピストン 9 の二股部分の軸受部が摺動面でなくなるので潤滑上の問題が回避されることや、ピストンピン抜け止め用の C リングまたはサークリップが不要となるため、ピストン 9 の二股部分の軸受部のピストンピン軸方向幅を、ピストン 9 の二股部分の軸受部が摺動面であるフルフロート形式の場合より低減できる。

10

【0 1 1 0】

図 1 に示したようにエンジン実動中のアッパーリンク 6 がピストン軸に対して片側（図 1 で左側）に振れるリンクジオメトリ（リンク形状）である場合には、ピストン 9 とアッパーリンク 6 とを合わせた全体の重心位置が、ピストンピン 8 に対して荷重を受けるスラスト側（図 1 で左側）に位置するため、ピストン 9 が上死点付近の燃焼荷重を受ける際に、回転慣性力がスラスト側でピストンスカートの下側部分からピストンスカートをシリンダ壁（図 1 でシリンダ 1 0 b）に衝突させる方向に作用してピストン打音が発生するのであるが、第 3 実施形態（請求項 1 4 に記載の発明）によれば、エンジン実動中のアッパーリンク 6 がピストン軸に対して片側に振れるリンクジオメトリである場合に、ピストン 9 のリブを、エンジン実動中のアッパーリンク 6 が片側に振れる側（図 1 1 で右側、図 1 で左側）と逆の側（図 1 1 で左側、図 1 で右側）に設けるので、ピストン 9 とアッパーリンク 6 を合わせた全体の重心位置が、ピストン 9 のリブの重さの分だけピストンピン 8 側に移動することになり、その分回転慣性力が小さくなり、シリンダ壁（図 1 でシリンダ 1 0 b）へのピストン打音を低減できる。

20

【0 1 1 1】

第 1、第 2 の実施形態（請求項 1 5 に記載の発明）によれば、アンチスラスト側（図 9 （B）、図 1 0 （B）、図 1 2 の左右方向）のピストンスカートの幅をスラスト側（図 9 （A）、図 1 0 （A）、図 1 1 の左右方向）より狭くし、かつピストン 9 の二股部分の軸受部（図 9 ～ 図 1 2 の一対のピンボス部 2 4, 2 5）及びアッパーリンク 6 の軸受部（図 9 ～ 図 1 2 のピンボス部 3 1）のピストンピン軸方向幅をピストン 9 直径より小さくするので、下死点でのピストン 9 とカウンターウェイト 4 b との干渉を防止できるため（図 8 （B）参照）、ピストン 9 下死点位置を低く設定することが可能となりコンパクトかつロングストロークを実現できる。その一方で、ピストン 9 の二股部分の軸受部のピストンピン軸方向厚さが小さくなり、ピストンピン圧入作業時にピストン 9 の二股部分の撓み方向の剛性が低くなるのであるが、第 1、第 2 の実施形態（請求項 1 5 に記載の発明）によれば、他方の部材（図 9 ～ 図 1 2 のアッパーリンク 6）を稼動範囲外の姿勢（圧入作業姿勢）にした場合にピストン 9 とアッパーリンク 6 とがピストンピン軸方向に当接するので、ピストン 9 の二股部分の軸受部のピストンピン軸方向厚さが小さくなくても、アッパーリンク 6 によってピストン 9 の二股部分が支えられ、ピストン 9 の二股部分が撓むことを防止できる。

30

40

【0 1 1 2】

第 1、第 2 の実施形態（請求項 1 6 に記載の発明）によれば、最大の燃焼荷重発生時にピストンピン 8 を中心とするアッパーリンク 6 の角速度が略ゼロになるリンクジオメトリ（リンク形状）であるので（図 2 7 参照）、アッパーリンク 6 とピストンピン 8 の相対速度が低減され、アッパーリンク摺動面の耐スカッフ性、耐焼付性が向上する。

【0 1 1 3】

第 1、第 2 の実施形態（請求項 1 7 に記載の発明）によれば、アッパーピン 7 の運動軌跡は、ピストン運動方向（図 2 7 で上下方向）を長軸とし、これに直交する方向を短軸と

50

する楕円であるので（図 27 参照）、ピストンピン 8 を中心とするアッパーリンク 6 の揺動角が、アッパーピン 7 の運動軌跡が円に近い形状の場合より小さくなり、その分ピストンピン 8 を中心とするアッパーリンク 6 の角速度が小さくなり、ピストンピン 8 とアッパーリンク 6 の間の摺動速度が低減され、負荷容量が向上する。このため、アッパーリンク 6 の軸受部（図 9～図 12 のピンボス部 31）のピストンピン軸方向幅を低減させることが可能となり、それに伴って、アッパーリンク 6 の軸受部のピストンピン軸方向幅とピストン 9 の二股部分の軸受部（図 9～図 12 の一对のピンボス部 24, 25）のピストンピン軸方向幅とを合わせた全体としても、ピストンピン軸方向幅を小さくすることが可能となり、ピストン 9 の二股部分の軸受部を、余裕を持ってクランクシャフト 2 の隣り合うカウンタウェイト 4b の間の間隔内に納めることができる。

10

【0114】

第 4 から第 9 までのいずれか一つの実施形態（請求項 18 に記載の発明）によれば、ピストン 9 とピストンピン 8 を介して一端が連結されるアッパーリンク 6 と、このアッパーリンク 6 にアッパーピン 7 を介して揺動可能に連結されると共にクランクピン 4 に回転可能に装着されるロアーリンク 5 と、このロアーリンク 5 とコントロールピン 12 を介して揺動可能に連結されると共にシリンダブロック 1 に設けられた支点中心に揺動するコントロールリンク 11 とを備え、第 1 部材はロアーリンク 5 とアッパーリンク 6 のいずれか一方（図 15～図 21 のロアーリンク本体 5a）、第 2 部材は第 1 部材でない残りのリンク（図 15～図 21 のアッパーリンク 6）、第 1 部材と第 2 部材とを連結するピンはアッパーピン 7 であるか、または、第 1 部材はロアーリンク 5 とコントロールリンクのいずれか一方（図 25 のロアーリンク本体 5b）、第 2 部材は第 1 部材でない残りのリンク（コントロールリンク）、第 1 部材と第 2 部材とを連結するピンはコントロールピンであるので、ロアーリンク 5 とアッパーリンク 6 のいずれか一方（第 1 部材）に設けられる二股部分の軸受部にアッパーピン 7 を圧入してロアーリンク 5 とアッパーリンク 6 とを連結する場合やロアーリンク 5 とコントロールリンク 11 のいずれか一方（第 1 部材）に設けられる二股部分の軸受部にコントロールピン 12 を圧入してロアーリンク 5 とコントロールリンク 11 とを連結する場合に、第 1 部材の二股部分の倒れを防止できる。

20

【0115】

第 1 から第 9 までのいずれか一つの実施形態（請求項 19 に記載の発明）によれば、第 1 部材と第 2 部材のうちクランクシャフト軸心からの重心位置が遠い方の部材（図 9～図 12 のピストン 9、図 15～図 21 のアッパーリンク 6、図 25 において図示しないコントロールリンク）を機械加工するので、機械加工された方の部材の重量が機械加工以外で加工する場合より軽くなる（機械加工のほうが機械加工以外より寸法精度が良いため）分だけクランクシャフト 2 への慣性入力低減し、クランクシャフト 2 の強度を向上できる。さらに、機械加工された方の部材の寸法精度が機械加工以外で加工する場合より高くなる分だけ確実に、ピン圧入作業時の第 1 部材の二股部分の倒れを抑制することができる。

30

【0116】

第 5 から第 8 までのいずれか一つの実施形態（請求項 23 に記載の発明）によれば、他方の部材（図 18～図 21 のアッパーリンク 6）を稼働範囲外の姿勢（圧入作業姿勢）にした場合に、第 1 部材（図 18～図 21 のロアーリンク本体 5a）の二股部分と第 2 部材（図 18～図 21 のアッパーリンク 6）とが嵌合することによって第 1 部材の二股部分と第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、第 1 部材の二股部分と第 2 部材との間のピン軸方向のクリアランスを無くするリブ（図 18、図 19、図 21 の一对のリブ 81, 82）を第 2 部材が有し、ピンの圧入完了後にこのリブを削る（リブの大半を削除加工する）ので、第 2 部材の重量増加を避けることができる。また、その切削加工において第 1 部材と第 2 部材とからなる揺動リンク部品間の重量バラツキ（気筒間の揺動リンク連結構造の重量バラツキ）を低減できる。

40

【0117】

第 2 実施形態（請求項 24 に記載の発明）によれば、他方の部材（図 11 のアッパーリンク 6）を稼働範囲外の姿勢（圧入作業姿勢）にした場合に、第 1 部材（図 11 のピスト

50

ン 9) の二股部分と第 2 部材 (図 1 1 のアッパーリンク 6) が嵌合することによって第 1 部材の二股部分と第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、この第 1 部材の二股部分と第 2 部材との間のピン軸方向のクリアランスを無くするリブ (図 1 1 の一対のリブ 5 1, 5 2) を第 1 部材が有し、ピンの圧入完了後にこのリブを削るので、第 1 部材の重量が軽くなるほか、第 1 部材と第 2 部材とからなる揺動部品間の重量バラツキを調整できる。

【0118】

上記第 5、第 6、第 7、第 8 の実施形態のバリエーションとして、他方の部材 (図 1 8 ~ 図 2 1 のアッパーリンク 6) を稼働範囲外の姿勢 (圧入作業姿勢) にした場合に、第 1 部材 (図 1 8 ~ 図 2 1 のロアーリンク本体 5 a) の二股部分と第 2 部材 (図 1 8 ~ 図 2 1 のアッパーリンク 6) とが嵌合することによって第 1 部材の二股部分と第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、第 1 部材の二股部分と第 2 部材との嵌合面を、ピン (図 1 8 ~ 図 2 1 において図示しないアッパーピン) を圧入する前に削ることが考えられる (第 1 0 実施形態)。この第 1 0 実施形態 (請求項 2 2 に記載の発明) によれば、他方の部材 (図 1 8 ~ 図 2 1 のアッパーリンク 6) を稼働範囲外の姿勢にした場合に、第 1 部材 (図 1 8 ~ 図 2 1 のロアーリンク本体 5 a) の二股部分と第 2 部材 (図 1 8 ~ 図 2 1 のアッパーリンク 6) とが嵌合することによって第 1 部材の二股部分と第 2 部材とがピン軸方向に当接するとき、第 1 部材の二股部分と第 2 部材との嵌合面を、前記ピンを圧入する前に削るので、第 1 部材の二股部分と第 2 部材との嵌合面の寸法精度が高くなり、より確実に第 1 部材の二股部分の倒れを抑制することができる。

【0119】

実施形態では、本発明の揺動リンク連結構造を複リンク型ピストンクランク機構を備えるエンジンに適用した場合について述べたが、これに限定されるものでなく、本発明の揺動リンク連結構造を単リンク型ピストンクランク機構を備えるエンジンに適用することもできる。例えば、第 1 部材を往復動エンジンのピストン、第 2 部材をこのピストンとクランクシャフトを連結するコンロッド、第 1 部材と第 2 部材とを連結するピンをピストンピンとする (第 1 1 実施形態)。この第 1 1 実施形態 (請求項 1 1 に記載の発明) によれば、第 1 部材は往復動エンジンのピストン、第 2 部材はこのピストンとクランクシャフトを連結するコンロッド、第 1 部材と第 2 部材とを連結するピンはピストンピンであるので、ピストンに設けられる軸受部にピストンピンを圧入してピストンとコンロッドとを連結する場合に、ピストンの二股部分の倒れを防止できる。

【0120】

また、第 1 部材を往復動エンジンのピストン、第 2 部材をこのピストンとクランクシャフトを連結するコンロッド、第 1 部材と第 2 部材とを連結するピンをピストンピンとし、かつエンジン実動中のコンロッドがピストン軸に対して片側に振れるリンクジオメトリ (リンク形状) である場合に、ピストンのリブを、エンジン実動中のコンロッドが片側に振れる側と逆の側に設ける (第 1 2 実施形態)。

【0121】

エンジン実動中のコンロッドがピストン軸に対して片側に振れるリンクジオメトリ (リンク形状) である場合には、ピストンとコンロッドを合わせた全体の重心位置がピストンピンに対して、荷重を受けるスラスト側に位置するため、ピストンが上死点付近の燃焼荷重を受ける際に、回転慣性力がスラスト側でピストンスカートの下側部分からピストンスカートをシリンダ壁に衝突させる方向に作用してピストン打音が発生するのであるが、第 1 2 実施形態 (請求項 1 2 に記載の発明) によれば、エンジン実動中のコンロッドがピストン軸に対して片側に振れるリンクジオメトリである場合に、ピストンのリブは、エンジン実動中のコンロッドが片側に振れる側と逆の側に設けるので、ピストンとコンロッドを合わせた全体の重心位置が、ピストンが有するリブの重さの分だけピストンピン側に移動することになり、その分回転慣性力が小さくなり、ピストン打音を低減できる。

【図面の簡単な説明】

【0122】

【図 1】本発明の揺動リンク連結構造が適用される複リンク型ピストンクランク機構を備

えるエンジンの概略構成図。

【図 2】ピストンストロークを拡大するコンセプトの説明図。

【図 3】クランクシャフトと直交する面に沿ったピストンの断面図。

【図 4】クランクシャフト軸方向に沿ったピストンの断面図。

【図 5】ピストンの一部を切り欠いて示す斜視図。

【図 6】ピストンの側面図。

【図 7】アッパーリンクの正面図。

【図 8】ピストンとアッパーリンクとの組付状態を従来装置と本実施形態とで比較して示す断面図。

【図 9】第 1 実施形態のエンジン実働時のピストンとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。 10

【図 10】第 1 実施形態のピストンピン圧入作業時のピストンとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。

【図 11】第 2 実施形態のピストンピン圧入作業時のピストンとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。

【図 12】第 2 実施形態のエンジン実働時のピストンとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。

【図 13】図 8 (B) に示した連結方法と同じ連結方法でアッパーリンクとロアーリンク本体 5 a とを連結した組付状態を示す断面図。

【図 14】アッパーピン圧入作業時のロアーリンク本体 5 a の二股部分の撓み（ボス倒れ）を説明するための概略図。 20

【図 15】第 4 実施形態のエンジン実働時のロアーリンクとアッパーリンクとの組付状態を示す断面図。

【図 16】第 4 実施形態のエンジン実働時のロアーリンクとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。

【図 17】第 4 実施形態のアッパーピン圧入作業時のロアーリンクとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。

【図 18】第 5 実施形態のアッパーピン圧入作業時のロアーリンクとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。

【図 19】第 6 実施形態のアッパーピン圧入作業時のロアーリンクとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。 30

【図 20】第 5、第 6 の実施形態のエンジン実働時のロアーリンクとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。

【図 21】第 7、第 8 の実施形態のアッパーピン圧入作業時のロアーリンクとアッパーリンクとの組付状態を示す概略構成図。

【図 22】図 21 の X-X 線に沿った断面図。

【図 23】図 21 の X-X 線に沿った断面図。

【図 24】第 8 実施形態のエンジンをバックからみたときのロアーリンク本体 5 a 及びアッパーリンクの概略構成図。

【図 25】第 9 実施形態のロアーリンク本体 5 b の二股部分の斜視図。 40

【図 26】第 9 実施形態のロアリンクネジ底応力発生メカニズムを説明するための概略図。

【図 27】実施形態のアッパーピン軌跡を説明するための概略図。

【図 28】先行エンジンの概略構成図。

【符号の説明】

【0 1 2 3】

5 ロアーリンク

5 a ロアーリンク本体（第 1 部材）

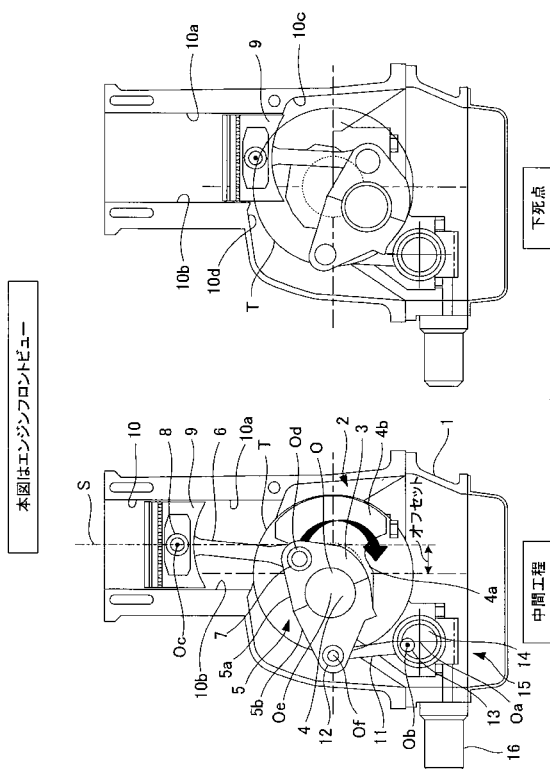
5 b ロアーリンク本体（第 1 部材）

6 アッパーリンク（第 2 部材）

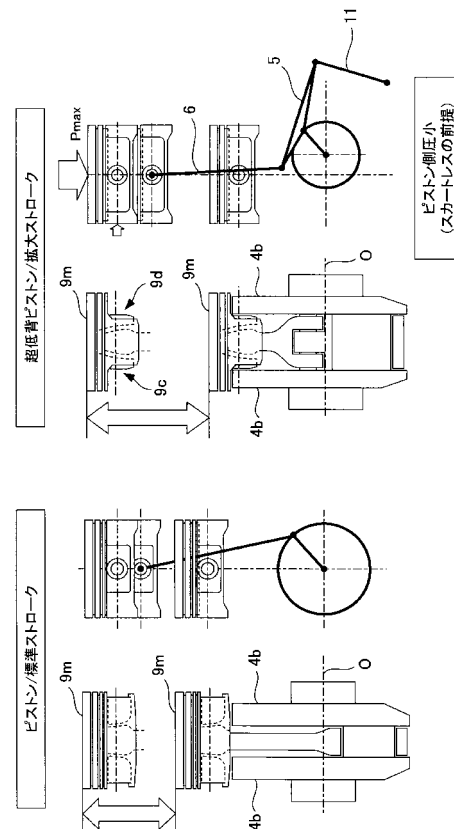
- 7 アッパーピン (ピン)
- 8 ピストンピン (ピン)
- 9 ピストン (第 1 部材)
- 11 コントロールリンク (第 2 部材)
- 12 コントロールピン (ピン)
- 4b カウンタウェイト
- 23 スカート部
- 24, 25 ピンボス部 (第 1 部材の二股部分の軸受部)
- 31, 33 ピンボス部 (第 2 部材の軸受部)
- 51, 52 リブ
- 61, 62 ピンボス部 (第 1 部材の二股部分の軸受部)
- 67, 68 延長部
- 81, 82 リブ
- 91, 92 ピンボス部 (第 1 部材の二股部分の軸受部)
- 97, 98 リブ

10

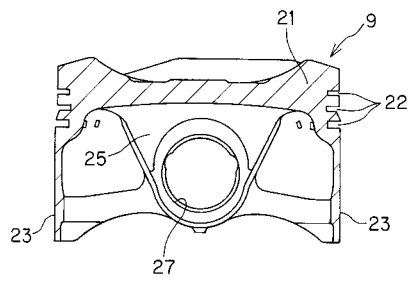
【図 1】



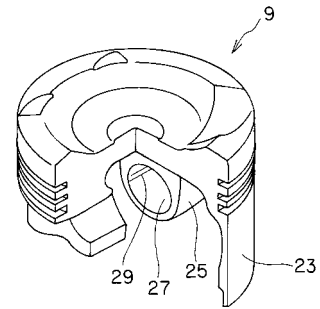
【図 2】



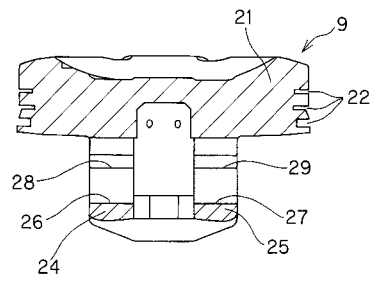
【図 3】



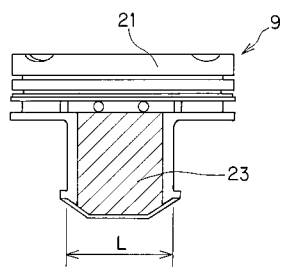
【図 5】



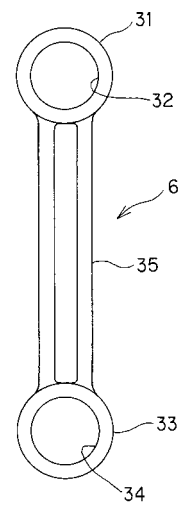
【図 4】



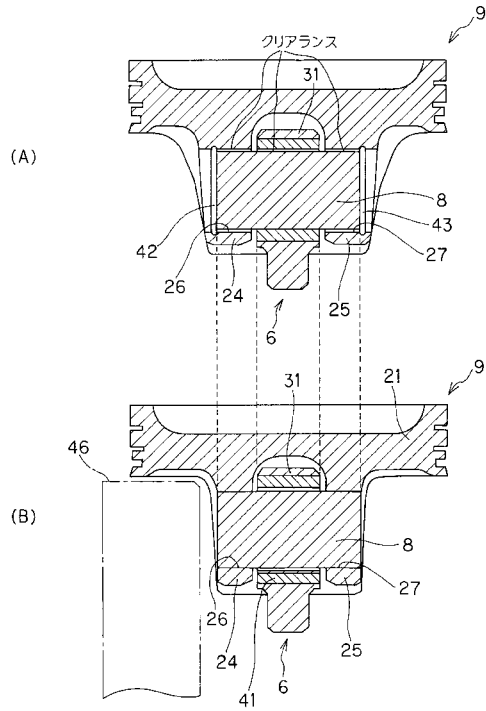
【図 6】



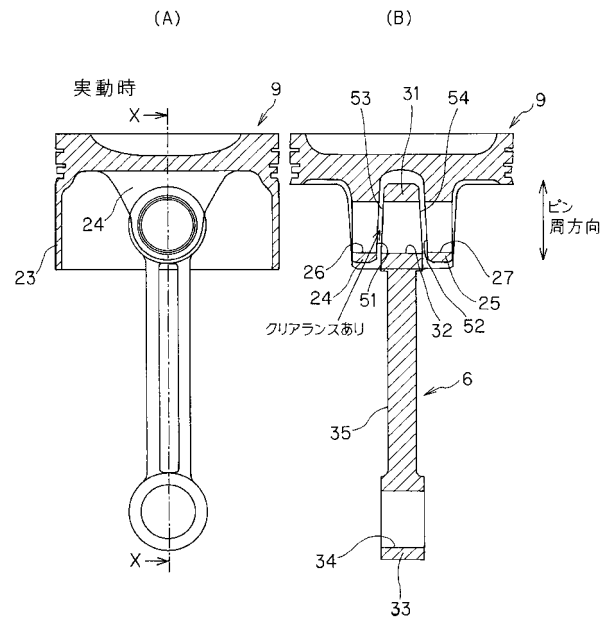
【図 7】



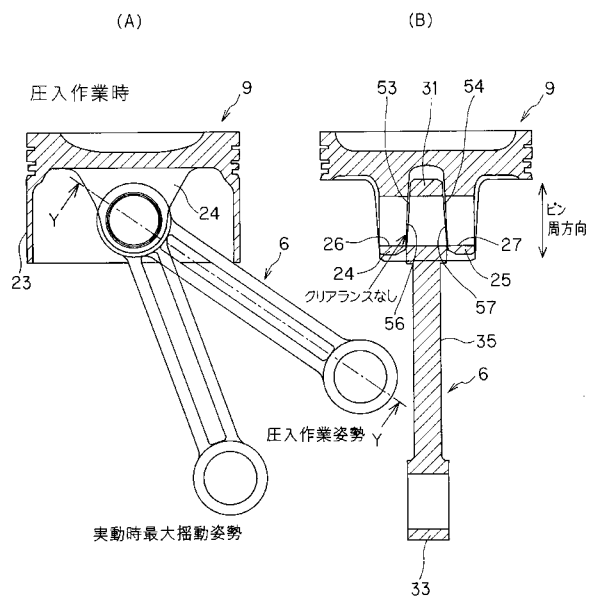
【図 8】



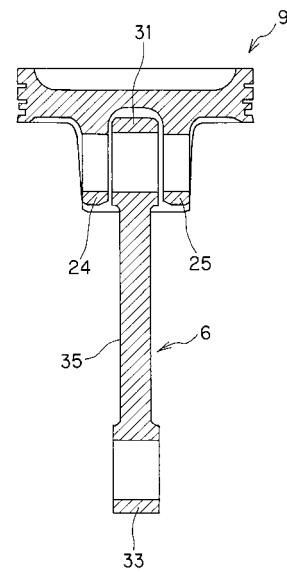
【図 9】



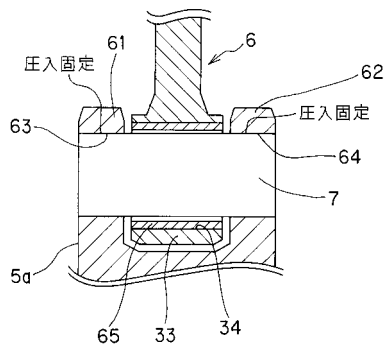
【図 10】



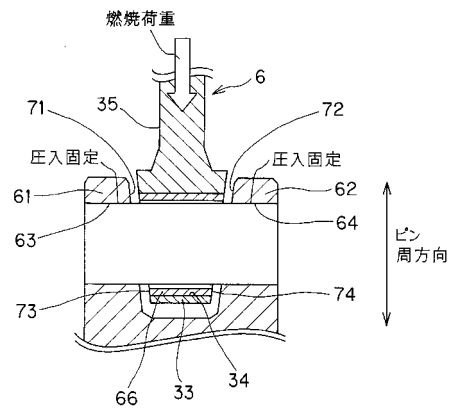
【図 12】



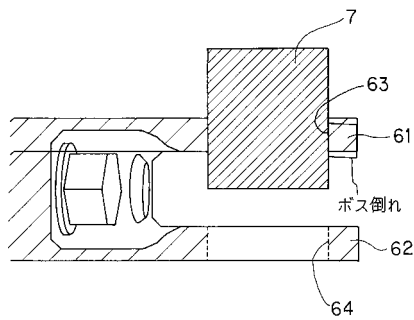
【図 13】



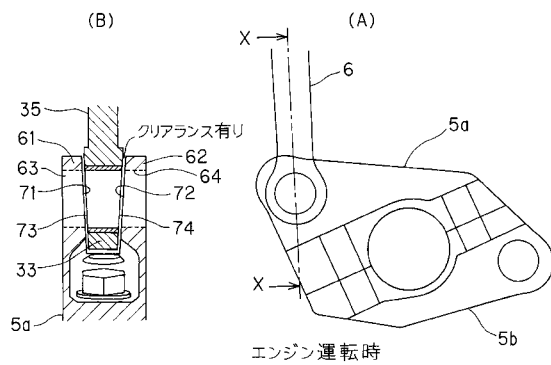
【図 15】



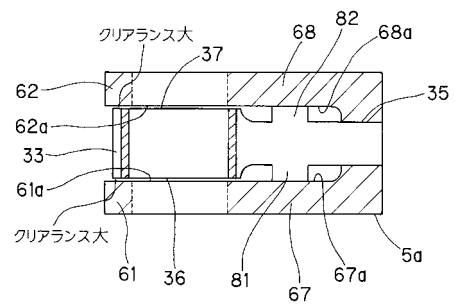
【図 14】



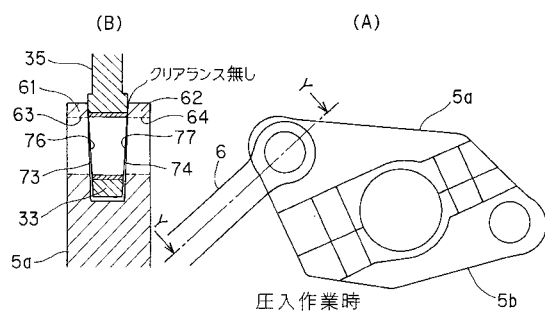
【図 16】



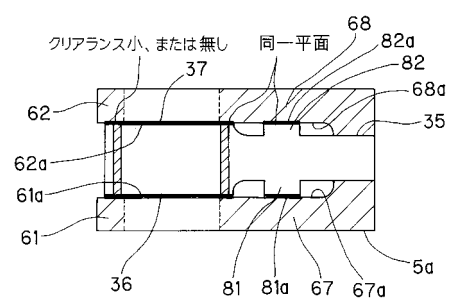
【図 18】



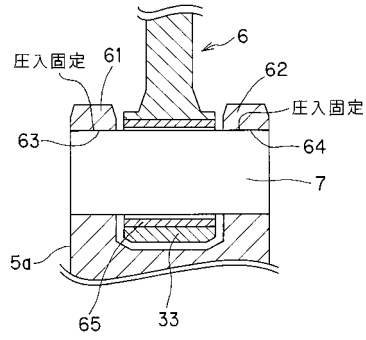
【図 17】



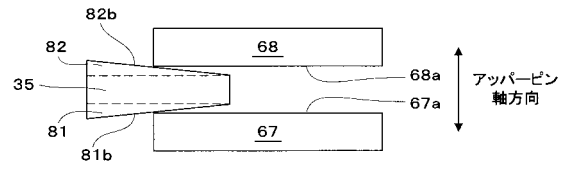
【図 19】



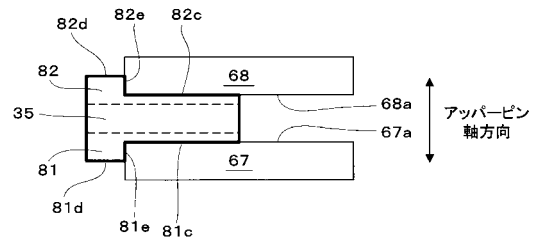
【図 20】



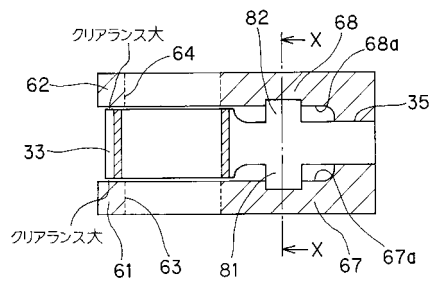
【図 22】



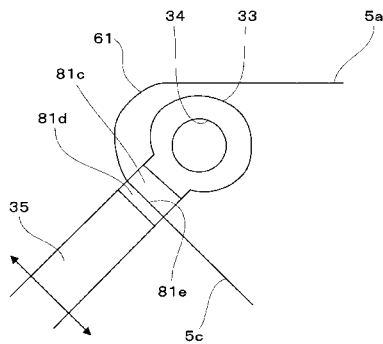
【図 23】



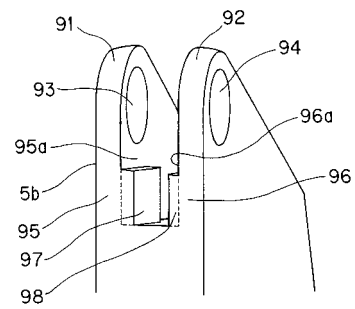
【図 21】



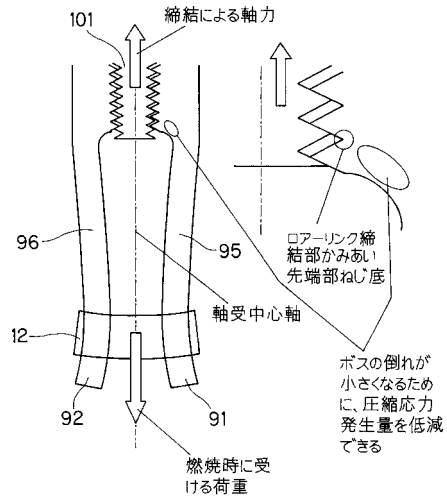
【図 24】



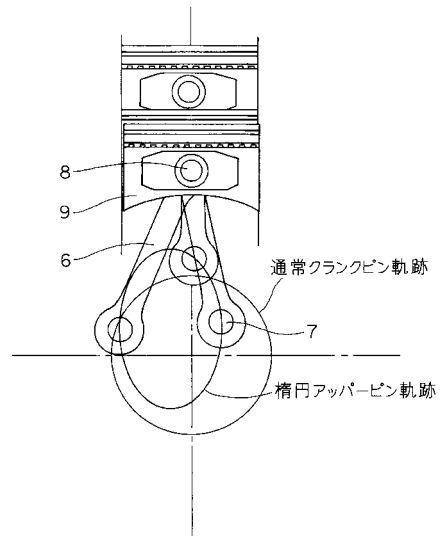
【図 25】



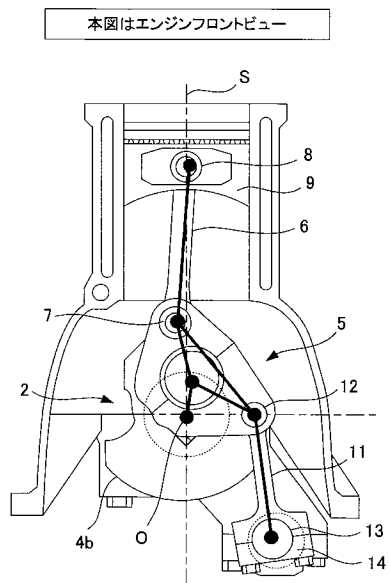
【図 26】



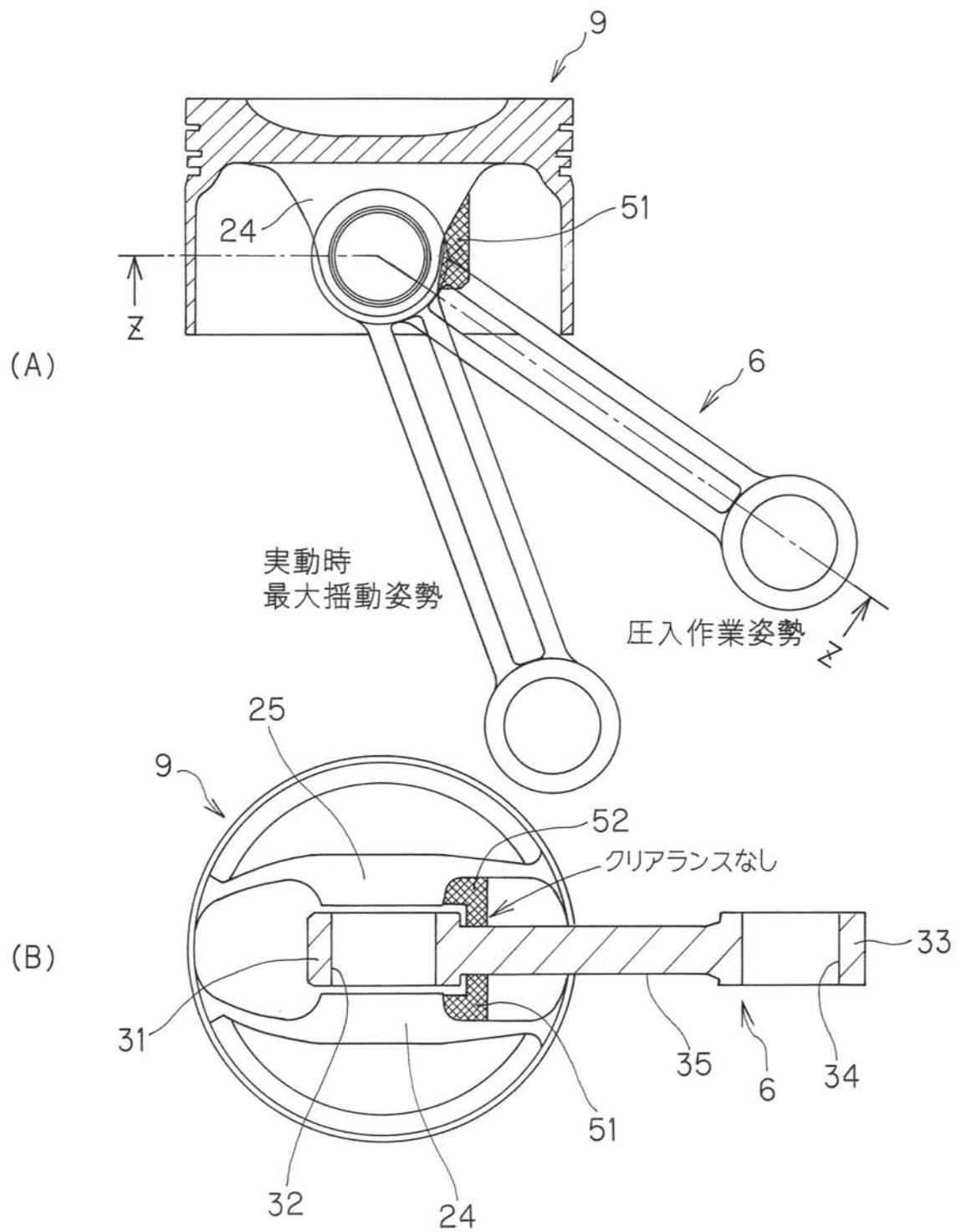
【図 27】



【図 28】



【図 1 1】



フロントページの続き

- (72)発明者 水野 秀昭
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
- (72)発明者 牛嶋 研史
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
- (72)発明者 佐藤 裕介
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
- F ターム(参考) 3J044 AA18 CA27 CA40 DA09 EA05
3J062 AA43 AB29 AC07 BA01 CB06