高圧法ポリエチレン製造プラント用超高圧圧縮機

High Pressure Compressors for Low Density Polyethylene Process

高圧法ポリエチレン製造プラントに、200~300気圧のエチレン ガスを2,000~3,500 気圧まで昇圧する超高圧圧縮機が使用されている。超高圧圧縮機は、取り扱うガスに特有の性質があるため、特別の設計を必要とするうえに、耐圧部品は高い変動圧力を受け、使用材料の限界に近い応力が発生し、かつ高い圧力のシールを必要とするために、駆動部分、シリンダ部分ともに一般の往復圧縮機と比較して特別の材料、構造、加工及び表面処理が採用されている。更にガス漏れの原因となる配管の振動を防ぐために、配管内の圧力脈動の解析を行ない、配管のレイアウトを決定する必要がある。

このほか、安全性が高く、保守・点検が容易であることは、本圧縮機の運転上特に大切なことである。

以下に超高圧圧縮機の一般的な特徴及び構造について日立一Burckhardt製の実例を中心に紹介する。

山崎 隆* Yamazaki Takashi

■ 緒 言

エチレン ガスを2,000~3,500気圧で重合反応させる高圧法ポリエチレン製造プラントには、超高圧圧縮機が使用される。高圧法ポリエチレン製造プラントは、反応器における循環がスの入口圧力と出口圧力との間に、非常に大きな圧力差を必要とする。超高圧圧縮機の吸込圧力は、高圧分離器で分離された未反応循環がスの圧力と等しく、200~300気圧となり、吐出し圧力は2,000~3,500気圧となる。プロセスの反応率は、16~30%の間にあり、未反応ガスは再循環されるため、超高圧圧縮機は、反応する供給ガス量の3~6倍を処理する必要がある。超高圧圧縮機の容量及び吐出し圧力は、昭和25年ごろには4~5t/h、1,800~2,500気圧であったが、今日では15~50t/h、2,500~3,500気圧となり、なお大容量・高圧化の傾向にある。

以下, 超高圧圧縮機の特徴及び構造について述べる。

2 超高圧圧縮機の特徴

超高圧圧縮機は、エチレン ガスの臨界点をはるかに超えた圧力で運転されるため、断熱圧縮による温度の上昇が緩慢であり、また圧力の上昇に対する比容積の減少の割合が、著しく小さい。例えば、圧力200気圧、温度30°C、比容積0.00255 m^3/kg のエチレン ガスを 3,000気圧まで断熱圧縮すると、温度は 137°C、比容積は $0.00173m^3/kg$ となる。図1にエチレンガスの圧力—エンタルピ線図を示す。エチレン ガスが断熱圧縮されたときの温度、及び比容積に関するこのような特殊な性質及びプロセス上の問題から、超高圧圧縮機は、一般の往復圧縮機と異なるところがある。

その主な内容は,

- (1) 吐出し温度は、プロセスガスの純度、触媒にもよるが、 低圧での重合反応を避けるために、80~110℃を超えないよう にする必要がある。
- (2) 比容積の変化が小さいので、シリンダのすきま容積部に残ったエチレン ガスの再膨張が一般のガスより小さく、シリンダのすきま容積が容積効率に及ぼす影響はわずかであり、

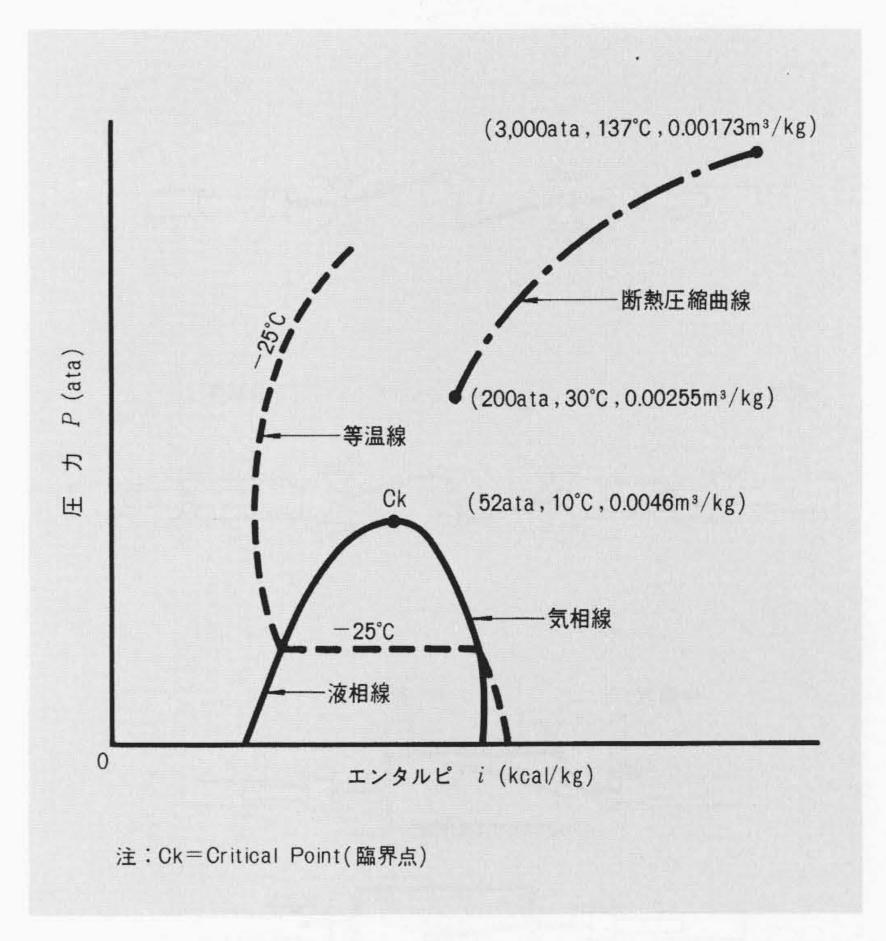


図 | エチレンの圧力 | エチレンの断熱圧縮曲線の例と臨界点が示されている。

相当高い圧力比を採っても高い容積効率が得られる。

(3) 中間圧力の安定性は、主として吸込ガスの温度に左右される。

などである。

このような理由により、超高圧圧縮機は、一般に、2段圧縮機となり、吸込圧力から吐出し圧力までの大きな変動圧力をシリンダが受けるため、超高圧圧縮機特有の設計が必要である。

^{*} 日立製作所土浦工場

図 超高圧圧縮機の構造

3.1 駆動機構

超高圧圧縮機として用いられている代表的な駆動機構を**図** 2に示す。

同図(a), (b)は,超高圧圧縮機の開発初期に広く用いられたもので,一般の往復圧縮機のフレームに高圧シリンダを取り付けた構造で,現在も小容量機に用いられている。しかし,ガスの圧力により駆動部に作用する荷重が,クロスヘッド

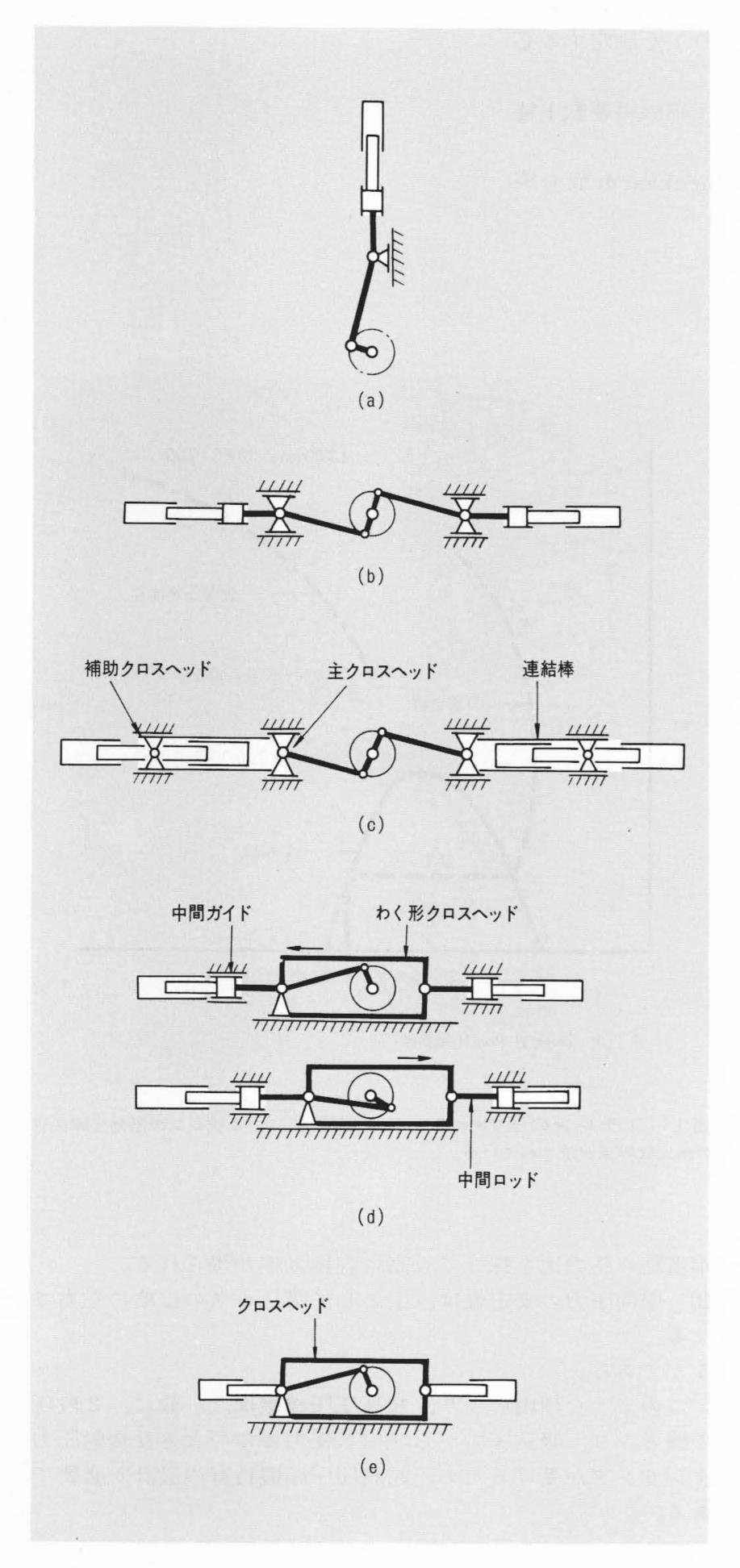


図 2 駆動機構 超高圧圧縮機として用いられている代表的駆動機構を示す。

ピンに一方向の荷重として作用するため、軸受の負荷条件が悪くなり、大容量機用としては不適当である。同図(c)、(d)、(e)は、現在の大容量・高圧の超高圧圧縮機に使用されている駆動機構を示している。同図(c)は、横形対向圧縮機の一変形とみなされるもので、フレームの外側に主クロスヘッドと連結棒で連結された補助クロスヘッドを設けた構造である。対向した一対のプランジャは、各々の補助クロスヘッドにつながれている。

この構造は、横振れが少なく、一般往復圧縮機の駆動部を使用できる利点をもっているが、圧縮機の据付面積が大きくなるうえに、主クロスヘッド側シリンダの保守スペースが十分とれない難点をもっている。同図(d)、(e)は、一体のクロスヘッドを介して高圧シリンダを対向させる超高圧圧縮機独特の駆動機構で、同図(c)の構造に比べ、機械全体がコンパクトになり、シリンダ保守の面でも優れており、高圧・大容量の超高圧圧縮機用に適している。同図(d)は、同図(e)のプランジャとクロスヘッドの間に中間ガイドを設け、駆動部の振動を直接プランジャに伝えないようにくふうされている。

図3は図2(d)に示す構造の例として、日立一Burckhardt製の超高圧圧縮機の構造を示すものである。駆動部は、クランクシャフトよりフォーク状の連接棒を介して、わく形構造のクロスへッドを駆動する。クロスへッドの両端には、中間ロッドを取り付け、更にその先端にプランジャを取り付ける構造になっている。この構造は、駆動部の振動を中間ガイドで吸収するため、プランジャの摺動部のガス封入と、メタリックパッキンの寿命の向上に有効である。更に中間ガイドは、漏れガスの仕切りの役割をもたせられるので、ガスが駆動部に浸入することを防止できる利点がある。

3.2 シリンダ

超高圧圧縮機のシリンダのガス シール方法としては、ピストン リング方式と、メタリック パッキン方式の二方式がある。

ピストンリングを使用する場合には、組立式ピストンが使用される。本構造の一例を図4に示す。ピストンは、組立式であり、全体をピストン ロッド兼用のボルトにより締め付ける構造である。ピストンの各部品は、シリンダ内の圧力変動によって生ずる軸方向の変形により、中央のボルトねじ部に高い繰返し応力が発生するため、設計に当たって、ボルトねじ部の応力計算を十分行なう必要がある。シリンダ ライナは、耐摩耗性・耐焼付性の向上を図るために、タングステン カーバイドを使用している。このライナの外周には、鋼製円筒を焼ばめして、すべての運転条件下で、タングステン カーバイドが圧縮応力状態に保持されるよう設計する必要がある。図 5にピストン リング式シリンダの一例を示す。

メタリック パッキンを使用するシリンダは、プランジャ式の構造となる。図6にプランジャ式シリンダの一例を示す。メタリック パッキン ケースは、焼ばめ構造として、高い内圧の変動に耐え得るようになっている。またパッキンを支える面は、軸方向の大きな力を受けるため、十分な厚みをもたせるとともに、耐摩耗性をもたせるために適切な材質の選定と表面処理が必要である。一般に 2,500気圧以上で用いられるプランジャは、耐摩耗性・耐焼付性及び座屈強度を向上させるため、タングステン カーバイド製である。

ピストン リング方式は、メタリック パッキン方式と比較して、シリンダの構造が簡単で、かつ保守が容易であるため、一般に吐出し圧力 2,500気圧以下のシリンダに広く用いられている。ピストン リング方式とメタリック パッキン方式の

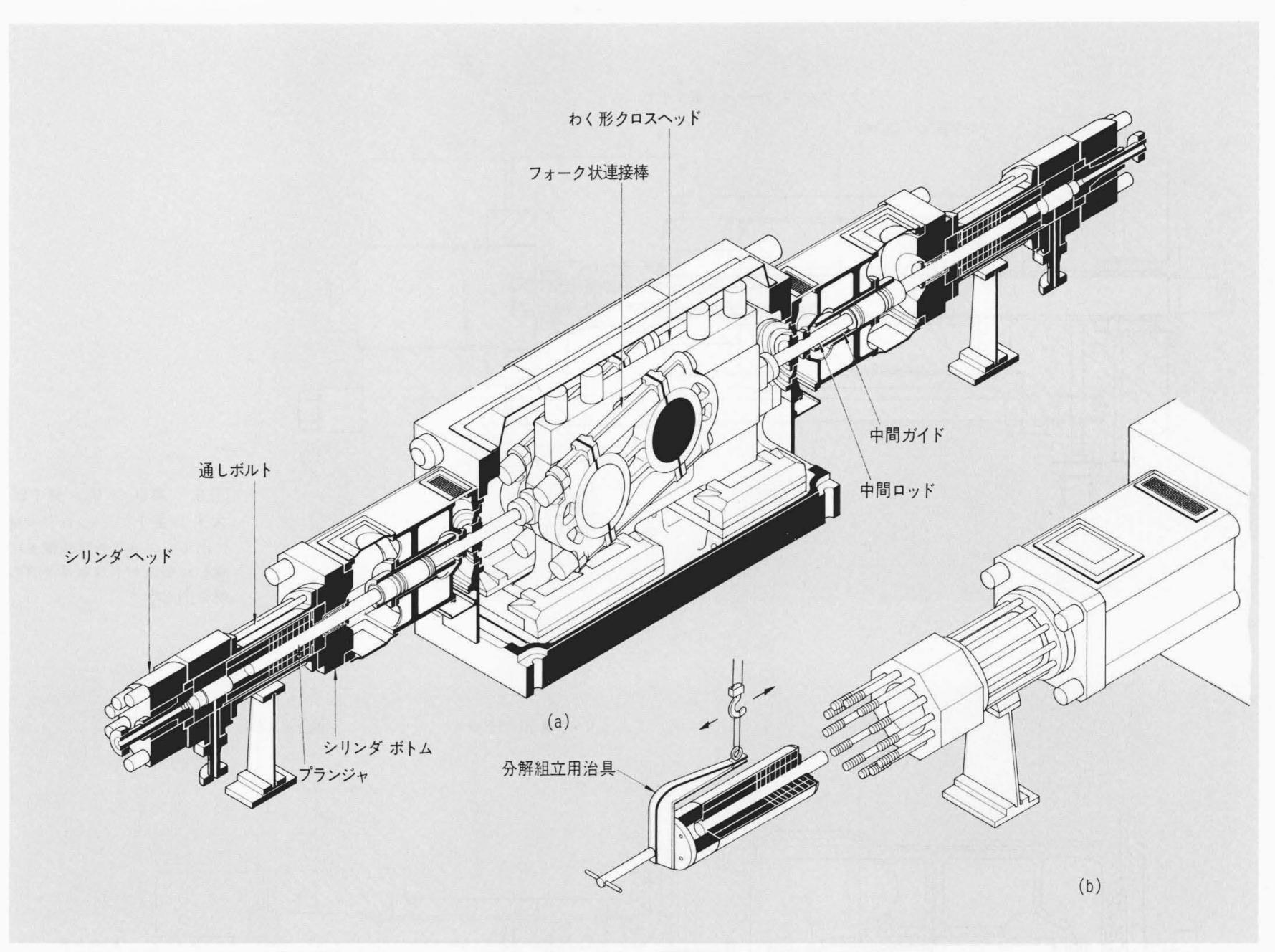


図 3 日立一Burckhardt製F形超高圧圧縮機の構造図 造図を示す。

図 2(d)に示す構造をもつ超高圧圧縮機の構

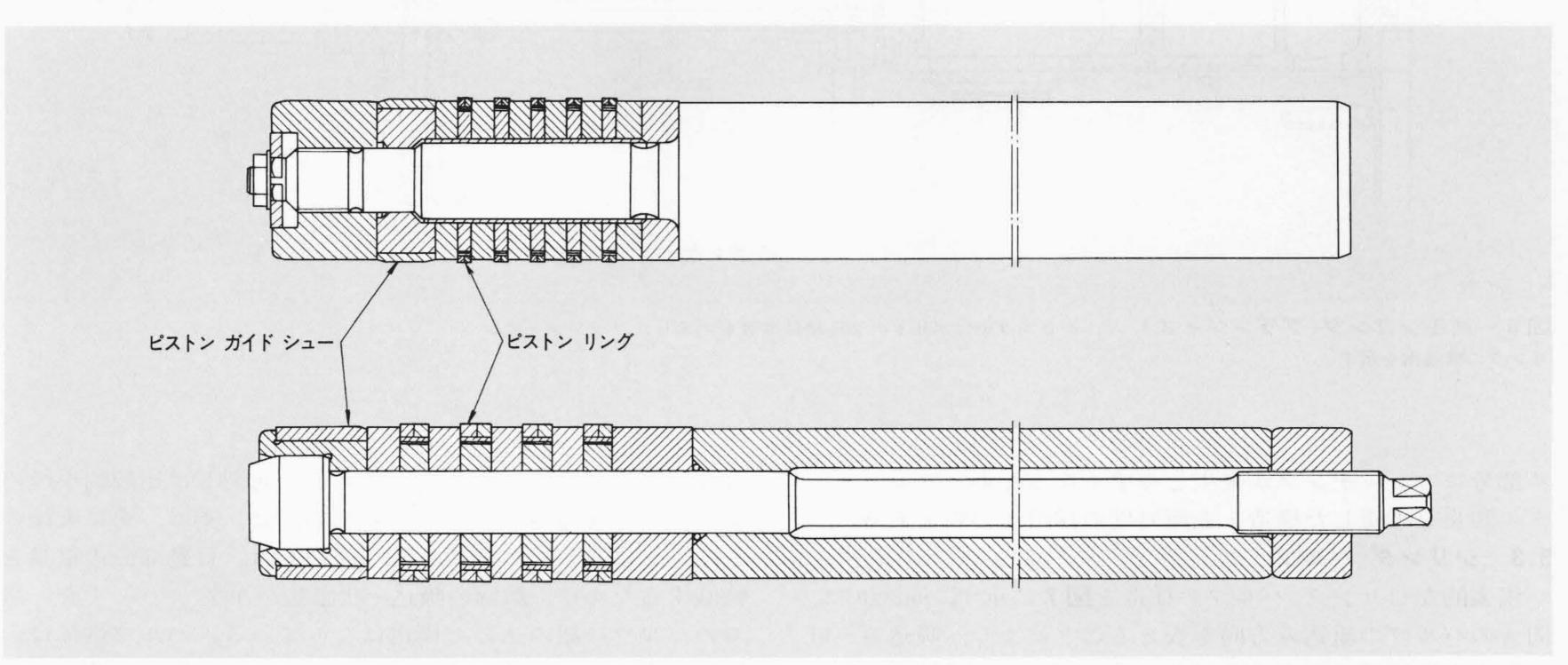


図 4 ピストンの構造 超高圧圧縮機に用いられているピストンの構造を示す。

どちらを選択するかは、主として使用される潤滑油、触媒、使用条件を考慮して決められている。ただし、2,500気圧以上の高圧下では、ピストン リングよりメタリック パッキンの寿命が優れているため、また座屈強度の優れたタングステン

カーバイド製のプランジャを使用する必要があるため、メタリック パッキン方式のシリンダが採用されている。

特に吐出し圧力が 3,000気圧を超える高圧のシリンダは、断面形状の異なる耐圧部品間の相対変形が大きく、ガス シー

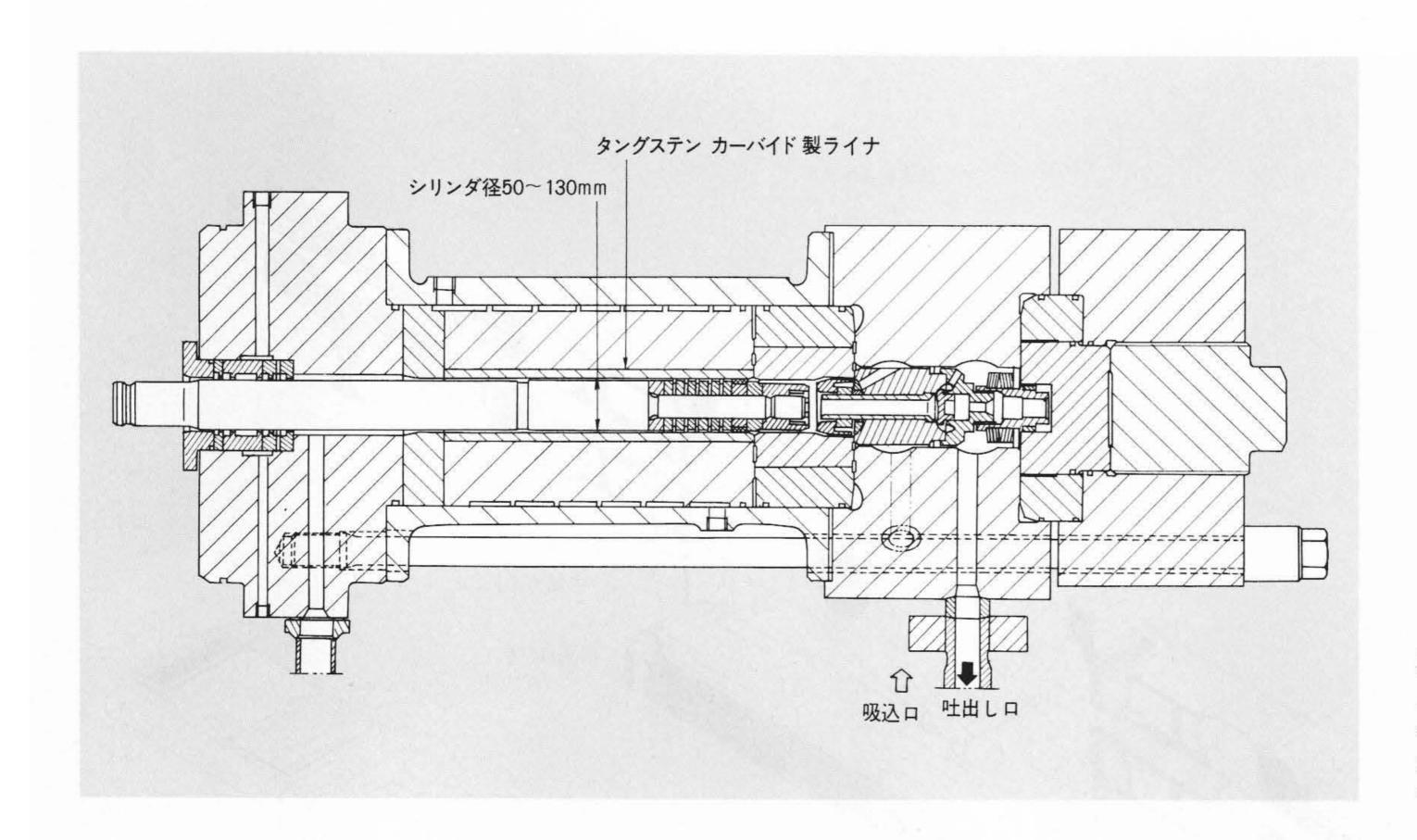


図 5 高圧シリンダ(ピストン式) シリンダ締付ボルトの油圧締付装置を内蔵したピストン式シリンダの構造例を示す。

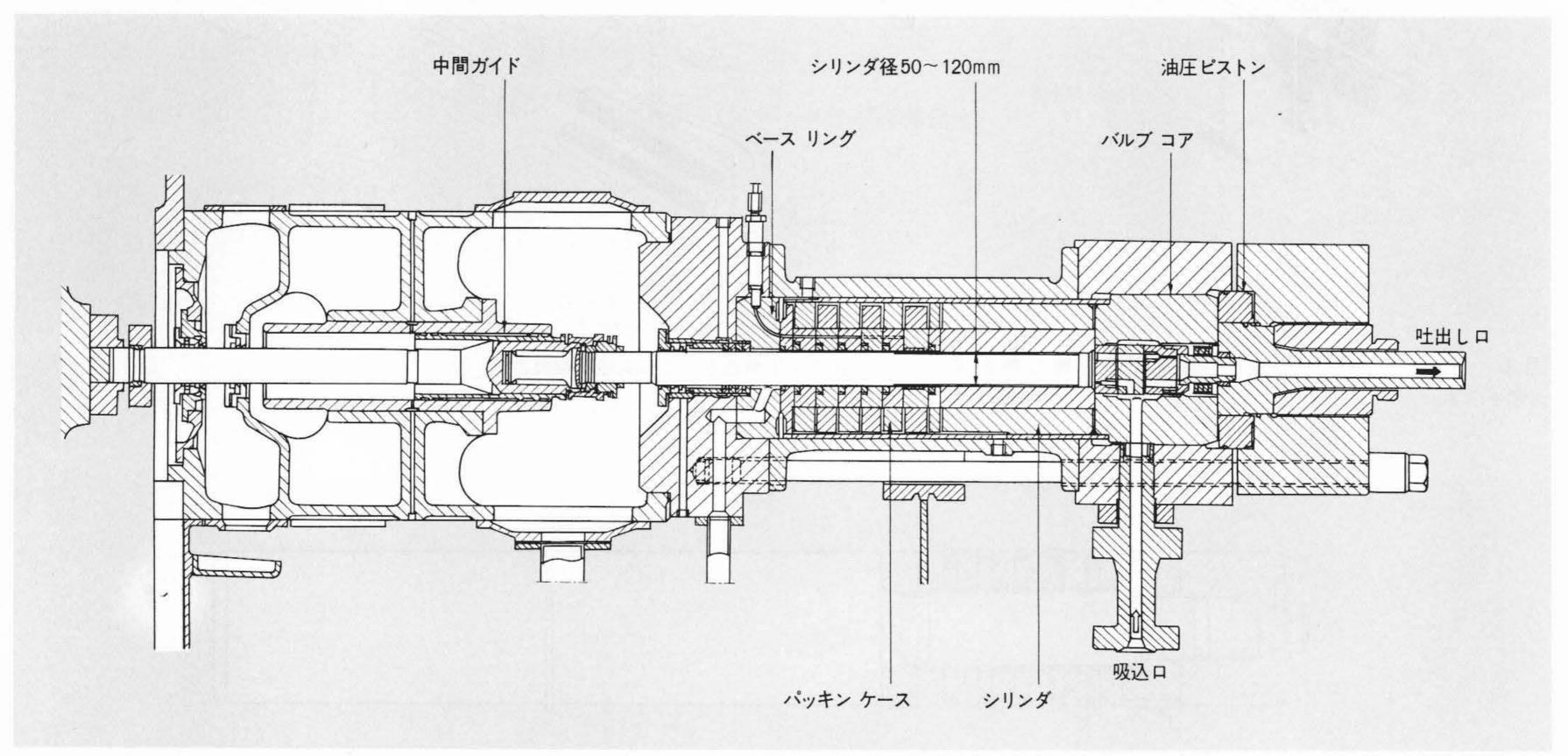


図 6 高圧**シリンダ**(プランジャ式) シリンダ締付ボルトの油圧締付装置を内蔵したプランジャ式シリンダの構造例を示す。

ル部分にフレッチングが発生しやすくなるため, フレッチングの防止を考慮した構造・表面処理の採用が必要である。

3.3 シリンダ バルブ

代表的なシリンダ バルブの構造を図7に示す。同図(a)は、同一のバルブの組込み方向を変えることにより、吸込み~吐出し両方に使用できるタイプである。高圧・大容量機の場合、圧力変動の振幅が大きくなるため、高圧部品の形状を簡単にして、応力集中を生じないようにする必要がある。この目的のために、同図(b)、(c)、(d)、(e)に示すように、吸込バルブと吐出しバルブを同心状にセットした合成バルブが使用されている。このバルブの特長は、応力集中率の高い小径穴部や相貫穴部に、吸込圧力と吐出し圧力間の繰返し変動圧力が加わ

らないような構造にしたことである。同図(b)は比較的小径のシリンダに使用されている。同図(c),(d),(e)は,更に大径のシリンダに適したものである。同図(e)は,可動部分の重量を軽減するために,数個の吸込・吐出しバルブ ポペットを一組みのバルブに組み込んだ構造になっている。バルブ本体は,外周に吸込圧力を受けており,吸込・吐出し圧力の変動圧力は,軸方向のガス通路だけにしか作用しないようにくふうされている。同図(d)の構造は,シリンダ及びバルブの軸心にある穴だけに吐出し圧力が作用するようにくふうされており,特に高い吐出し圧力のシリンダに適している。

吸込・吐出し圧力のシールは,同図(c),(d),(e)に示すように,合成樹脂製のシール リングにより行なわれている。バル

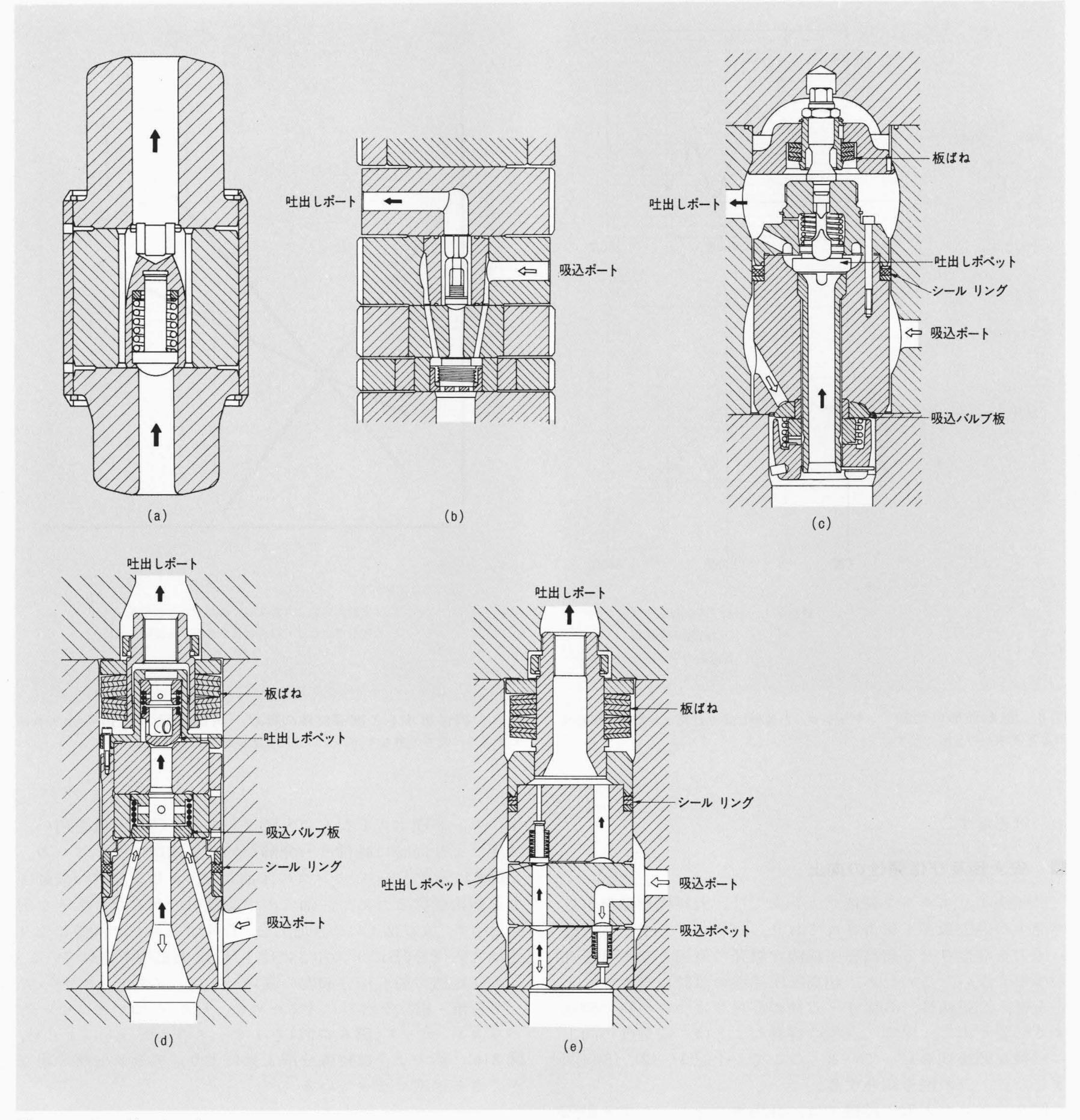


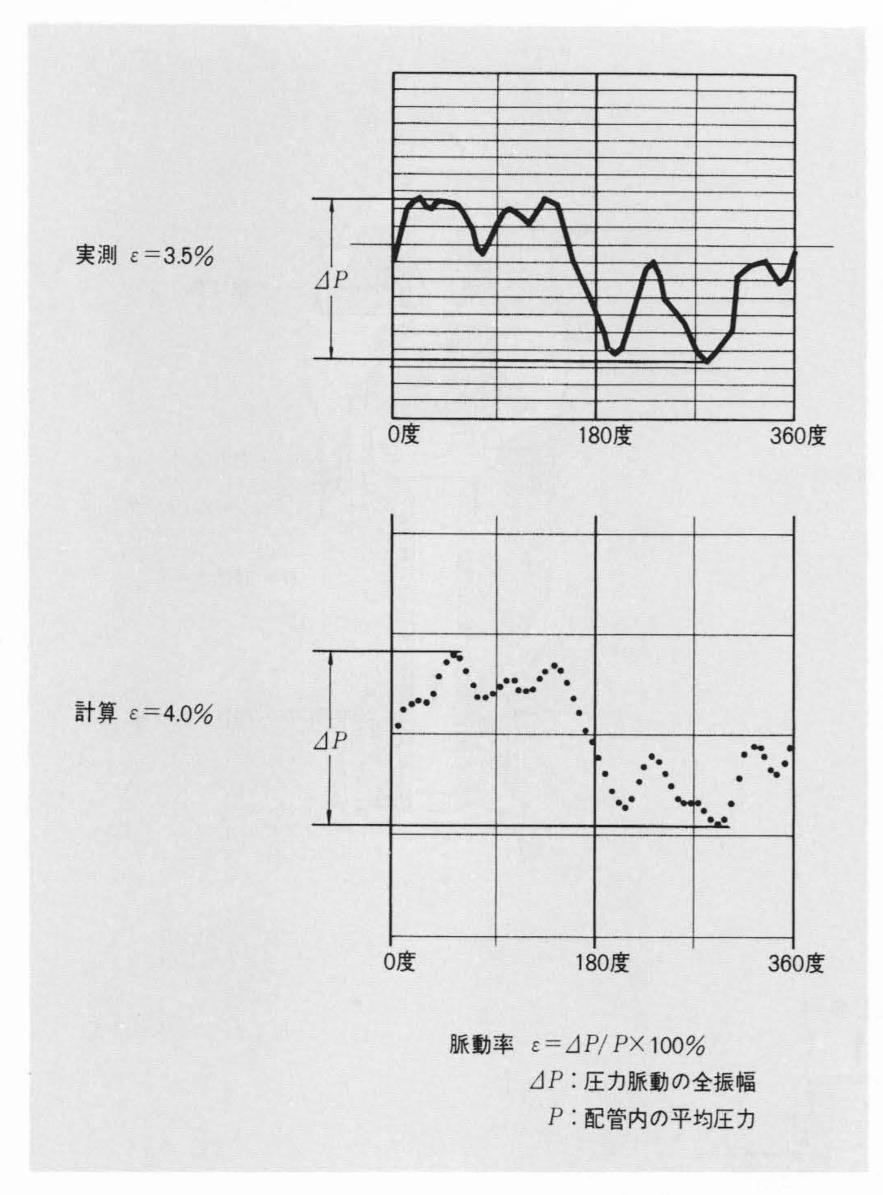
図 7 シリンダ バルブ 超高圧圧縮機に用いられているバルブの代表的な構造例を示す。

ブ組立品全体は,吸込と吐出しの圧力差によって,シリンダ に押し付けられ, 圧力差の生じない始動時にガス漏れを生じ ないように板ばねによりシリンダに押し付ける構造になって いる。

4 圧力脈動の解析

一般の往復圧縮機は、配管の圧力脈動を防ぐため、シリン ダの入口・出口に圧力脈動緩衝タンクを設けているが、超高 圧圧縮機では, 圧力脈動緩衝タンクそのものが極めて高価に なるうえ, エチレン ガスの音速が速く, かつ圧縮性も小さい ため, 圧力脈動緩衝タンクの効果は期待できない。しかし,

圧力脈動が大きくなると、配管の振動、ガス漏れなどの原因 となるだけでなく, 耐圧部品にかかる変動圧力が増大し, 耐 圧部品の疲労強度上の問題になるため、超高圧圧縮機では、 配管中の圧力脈動解析により、配管のネットワークの組み方 や,オリフィスの挿入位置を的確に決定し,圧力脈動が最小 になる配管のレイアウトを決定することが極めて大切である。 圧力脈動の解析には、一般に配管系のシミュレーションを行 なうアナログ計算機1)が使用されてきたが、最近はディジタル 計算機により、直接数値計算を行なうことが可能になり2)、計 算精度もいっそう向上している。図8に、ディジタル計算機 により計算された圧力脈動の波形と実測値とを比較したもの



脈動波形の比較 図 8 ディジタル計算機により計算された圧力脈動波 形と実測値との比較を示す。

図 9 締付ボルトと被締付体の伸び一荷重線図 変動外力Aが作用 したとき、長さの異なるボルトに作用する変動荷重の比較を示す。 ボルト, 基礎ボルトなどの大径ボルトも, 特殊治具を用い,

伸

 B_1 , B_2 は変動外力によりボルトに作用する変動荷重

 C_1 , C_2 は変動外力により被締付体に作用する変動荷重

U

短いボルト

 $B_{\mathbf{1}}$

長いボルト

被締付体

注:A は変動外力

1

梅

の一例を示す。

5 安全性及び信頼性の向上

高圧法ポリエチレン製造プラントでは, 大規模な爆発事故 の発生が過去数多く報告されており、 プラントの中で最も高 い圧力を発生させる超高圧圧縮機が爆発の原因となる可能性 が少なくない。このため、超高圧圧縮機の設計に当たり、(1) 安全性、(2)信頼性、(3)保守・点検の容易さについて特に留意 する必要がある。保守・点検の容易なことは、安全性の向上 に密接な関連性をもっている。ここで、上記(1)、(2)、(3)に関 連した二, 三の例を紹介する。

図3に示した大形圧縮機では、高圧ガスをシールする耐圧 部品は、シリンダ ヘッドとシリンダ ボトムとの間を長い通 しボルトで締め付けられている。すなわち、この部分に長い 通しボルトを使用すれば、変動外力が加わってもボルトに作 用する変動荷重が小さくなり、ボルトは緩みにくくなるとと もに(図9参照)、シリンダ内で異常反応を起こして圧力の異 常上昇を生じたような場合には、弾性領域でボルトが伸び、 シリンダ内のガスをシリンダ、又はパッキンケースの間から 外部へ逃がすことができ、シリンダそのものが安全弁の役割 を果たす構造となっている。また、大径ボルトをトルク レン チで均一に締め付けることは難しいため、図6に示したシリ ンダは油圧ピストンを内蔵しており、油圧によりシリンダ ボルトを均一、かつ正確に締め付けることができ、作業も極 めて短時間で行なえるようにくふうされている。このほか、 連接棒及びクロスヘッドの締付けボルト,中間ガイド取付け

油圧により同時に締付け・分解ができる構造になっている。

図6に示すベース リングの注油穴は、シリンダ内の変動圧 力を直接受けるため、注油穴の中心線をできるだけ大きな円 弧として、放電加工により加工し、特殊ホーニング設備により 注油穴内径を6S以下の粗さに仕上げ、応力集中を避けている。

本圧縮機で最も保守頻度の高いバルブ, メタリック パッキ ンの分解・組立を容易にするために、バルブ コアとシリンダ、 パッキン ケース(図6参照)を1ピースのカセットにまとめ、 図3(b)に示すように特殊分解工具により、容易に分解・組立 ができる構造になっている。

6 結

超高圧圧縮機は,一般の往復圧縮機と類似しているが,多 くの点で特殊な構造,材料を必要としている。今後,大容量 化、高圧化に伴って多くの新しい研究・開発が必要である。 特に耐圧部品は、材料の限界に近い状態での使用が不可避で あるため、材料、疲労強度、加工方法、応力解析などに関す る最新の技術を製品に応用することが必要である。

参考文献

- 山田、大谷:「往復圧縮機の圧力脈動シミュレータ」、機学会 誌, 66, 532 (昭38-5)
- 2) 野田,山田:「圧縮機配管系における圧力脈動の計算プログ ラムの開発」、日立評論、56、139 (昭49-2)