

大型プレス用油圧システムの開発

Development of a Hydraulic System for Large Press Machines



三井 広明① Hiroaki Mitsui
 松田 憲英② Kazuhide Matsuda
 服部 智秀③ Tomohide Hattori
 正岡 孝一④ Kouichi Masaoka

航空機需要の増加が見込まれる中、航空機や電力プラント向けを中心とした大型鍛造部品の国産化を目的とした最新鋭大型プレスが開発・導入され、日本エアロフォージ社で2013年4月より稼働開始した。

当社は、その心臓部となる油圧システムの開発を担当し、過去に類を見ない高圧・大流量油圧システムの構築とその駆動源となる高圧大容量ポンプを開発した。

While the aircraft demand is expected to increase in the aircraft industry, and cutting-edge large press machines have been developed and deployed with the purpose of domestically producing large forged parts mainly for aircraft and power plants. Amid such a situation, Japan Aeroforge, Ltd. began operating a large press machine in April 2013.

Kawasaki was in charge of developing a hydraulic system, which constitutes the core part of the machine, and developed a hydraulic system having unprecedented high pressure and large flow rate and a high-pressure, large-capacity pump, which serves as a drive source for the hydraulic system.

まえがき

グローバル化が進展する中、民間航空機に関する市場予測によると、航空旅客需要は中東やアジア・太平洋地域などの牽引により今後20年間で約2.4倍に拡大し、それに伴いジェット旅客機の運行機数も倍増が見込まれている。

1 背景

国内鍛造メーカーの保有する大型鍛造プレスは、原子力発電用圧力容器や発電タービン部材およびクランクシャフトなどの製造用途として、加圧能力であるその出力は最大1～1.5万tであった。一方、チタンやニッケル材などの航空機用大型鍛造部品の製造にはさらなる高出力のプレスが必要とするため、その製造は海外鍛造メーカーの一部に全面的に依存していた。航空機需要の増加が見込まれる中、国内航空機産業の国際競争力強化のため、大型鍛造部品の国産化を目的として、素材メーカー、機体・エンジンメーカー、商社の出資により日本エアロフォージ社が2011年に設立され、世界最大級となる5万トン油圧鍛造プレス（5万トンプレス）を開発¹⁾することとなった。

この5万トンプレスの開発において、当社は高圧・大流量油圧システムの構築および駆動源となる高圧大容量ポンプの開発を担うこととなった。

2 開発概要

5万トンプレスは、チタンやニッケル材といった変形させるための荷重が大きい材料を、プレススライドに取り付けた金型に合わせて図1に示すような複雑な形状に鍛造する型鍛造プレスである。このため、最大出力を5万tとする以外にも以下の機能が必要である。

- ① 加圧速度は、微速から高速に至る幅広い速度域で任意に設定可能であり、材料のひずみ特性や金型内の流動性に応じた最適な加圧速度パターンを設定できる。
- ② プレススライドの平行度を精密かつ高応答に制御することで、スライド中心に対して偏心荷重が発生するような非対称な製品の鍛造もできる。

大型プレス用油圧システムの当社実績は1.5万トンプレ

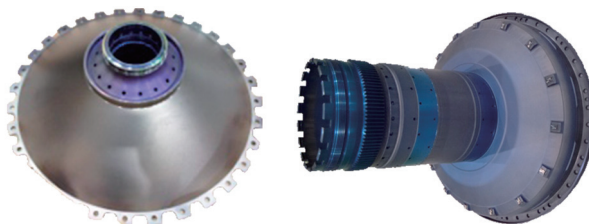


図1 5万トンプレスによる大型鍛造品
 Fig.1 Large forged parts produced with 50,000-ton press

ス用が最大であり、5万トンプレス用油圧システムは圧力および制御流量範囲とも過去最大であった。さらに、大型プレスとしては過去最高の応答性と制御精度が求められた。これらを達成するため、システム全体の高圧化・最適油圧システムおよび制御ロジックの構築・油圧ポンプの高応答化などに取り組むこととした。

3 油圧システムの開発

(1) 高圧・大流量化

(i) 高圧化

油圧システムの圧力仕様は45MPaと、プレス用システムでの当社実績である35MPaを大きく超えた。このため、油圧ポンプをはじめとする各種油圧機器や油通路を形成するマニホールドや継手類の高圧化が必須となった。図2に示すような大型マニホールドは、最大重量8t超など数量・総重量とも従来にない物量となったが、FEM解析による最適油通路の設計により、圧力45MPaにおける強度を確保しつつコンパクト化を図った。

(ii) 大流量制御

油圧システムが大規模となり配管が長くなるため、プレス速度の加減速や動作反転に伴う急激な流量変化があると、タンクへの戻り管路にオイルハンマーと呼ばれる衝撃が発生することが予想される。オイルハンマーはプレス本体の振動や配管破損の原因となるため、オイルハンマー緩和を目的に、要所に緩衝器（窒素ガスを封入した小型油タンク）を配置した。図3に示すようにタンク戻り配管の流体解析により、圧力の挙動を確認し、緩衝器の最適な配置を検証した。

(2) 加圧速度制御

プレス加圧速度は微速から高速に至る幅広い速度域が要求されるため、油圧システムとしては最小1~2L/minから最大10,000L/minを超える幅広い範囲での流量制御を実現する必要があった。また、材料のひずみ特性や金型内の

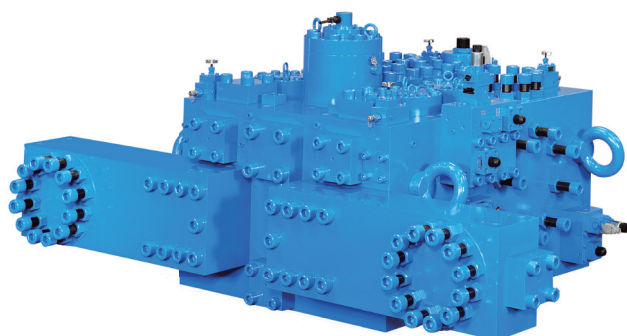


図2 大型マニホールド
Fig.2 Large manifold

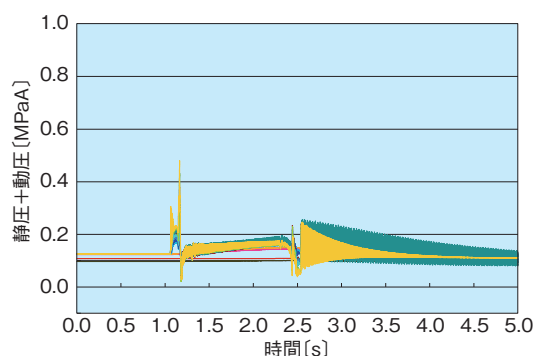


図3 緩衝タンク設置による戻り配管圧力解析例
Fig.3 Example of analyzing return piping pressure with buffer tank

流動性に応じた最適な加圧速度を実現するため、5万tという超大型プレスでありながら、中小型プレス並みの応答性と制御性が必要であった。そのため、プレス加圧速度を制御する油圧ポンプは、大容量かつ高応答・高精度な流量制御機能を有する必要がある。また、最小流量1~2L/minとなる加圧速度領域は、サーボモータを用いた回転数制御によるポンプ吐出量制御「エコサーボ」を採用し、微速領域専用とすることで実現した。

(3) 平行度制御

材料や金型の形状および型内の流動によってプレススライドは偏心荷重を受ける。そこで、鍛造品の形状確保・プレス本体の保護・加熱回数の低減のため、スライドテーブルの平行度確保が必要となる。

平行度制御は、プレス加圧シリンダに対抗して、プレススライドの4点に配置された引戻シリンダの圧力を個別に制御する方式を採用することとした。図4のように偏心荷重 F_m が作用するとスライドテーブルが傾こうとする。このとき、スライドテーブルの4点に配置された引戻シリンダ1~4によって、プレス成形方向に対抗する力 F_1 ~ F_4 を発生させ、偏心荷重をキャンセルすることで平行度を保つこととした²⁾。平行度の制御能力は、対抗力の総和

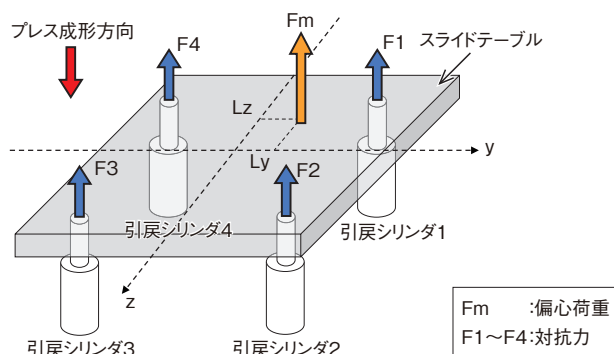


図4 対抗力と偏心荷重
Fig.4 Opposing force and eccentric load

で決まるが、最大加圧力5万tを確保するため、プレス可動部重量相当とした。

(4) 油圧システム評価試験

前述した対策・制御および後述する新規開発ポンプを搭載した油圧システムを開発した。個々の油圧機器については5万トンプレスでの使用条件を満足する仕様であり、当社設計思想に基づいて選定の上、油圧回路や油圧ユニットを設計している。

しかし、これまで適用実績のない高圧・大規模なシステムであり、想定できない不具合が発生した場合にはシステム停止による2次損害など影響が多くなる恐れがある。このため、油圧システム全体構成・作動油・負荷・サイクルなど5万トンプレスでの稼働と同じ条件・環境での長時間耐久評価を実施することとした。実際に5万トンプレスに搭載する油圧装置は、図5に示す大型ポンプユニットなどになるが、評価する装置は実機と同じ機器・回路構成で構成し、小型化した油圧ユニットを準備した。耐久性を確認した試験データを図6に示す。

これら油圧システム全体での実機稼働条件を模擬した評価試験を実施することで、機器単体での仕様・評価実績では確認できない問題点を納入前に抽出することができた。さらに、その問題点に対して油圧機器を改良することで、油圧システム全体の信頼性を確認することができ、完成度の高い状態で現地へ納入した。

4 高圧・大流量ポンプの開発

5万トンプレスの要求仕様を満足するためには、油圧ポンプも高圧・大流量に加えて高精度システムに対応する必要がある。当社では従来から大流量ポンプとして斜軸型ポンプを有しているが、その定格圧力は35MPaであり、今回の要求仕様である45MPaには対応できない。また、斜軸型ではその構造上の問題により、傾転変化のさらなる高応答の実現が困難であることなどから、油圧業界や当社でも主流である斜板型ポンプとして開発することとした。

開発したポンプの仕様を表1に、構造を図7にそれぞれ示す。前述のように高応答に対応するとともに、高圧・大流量・効率向上に対応するため次のような開発を行った。

(1) 高圧化

定格45MPaという高い圧力に耐えるには従来の定格35MPaに比べてより高い強度が必要であり、そのために材質および構造の両面に対応した。ポンプの主要部であるロータリー部においては、これまでの当社の標準的なポンプ主要部の材質はシリンダには炭素鋼またシューには銅合金を使用しているものが多いが、FEMなどの強度計算によりシリンダおよびシューに合金鋼を適用することとし

表1 ポンプの仕様
Table 1 Specifications of pump

型式		[K7VG500]
押しのけ容積 [cm ³]		500
回転数 [min ⁻¹]	定格	1,200
	自吸最高	1,350
吐出圧力 [MPa]	定格	45
	最高	50
制御方式		サーボ弁制御方式
ポンプ傾転ステップ応答		0.1sec以内 (0⇔100%)

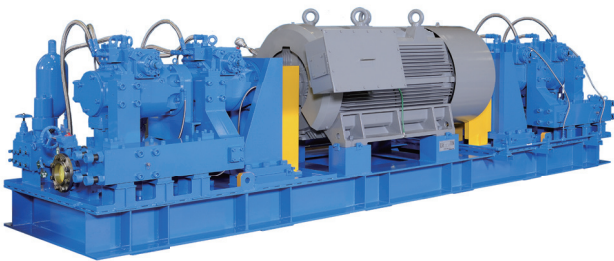


図5 納入した大型ポンプユニット
Fig. 5 Delivered large pump unit

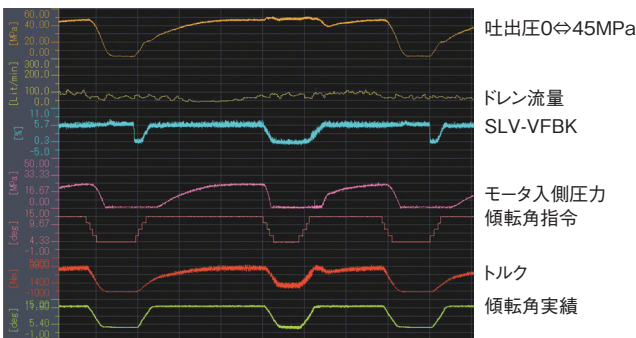


図6 実機模擬試験データ
Fig. 6 Simulation test data with actual machine

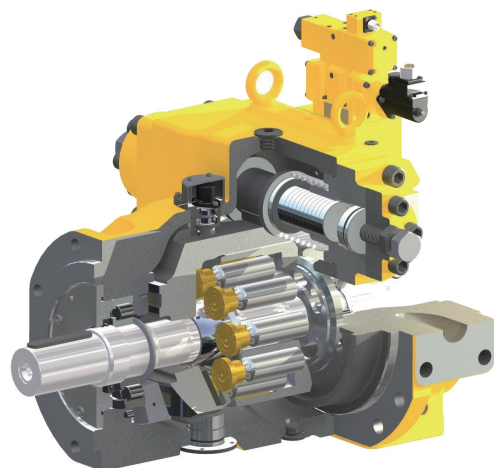


図7 ポンプの構造
Fig. 7 Construction of pump

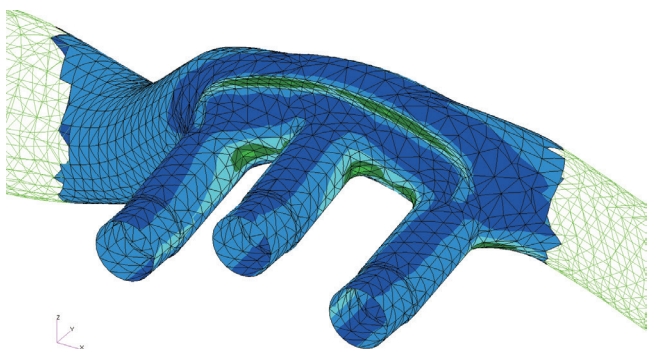


図8 FEM解析例 (バルブカバー油通路部の応力)
Fig. 8 Example of FEM analysis (stress in valve cover oil passage)

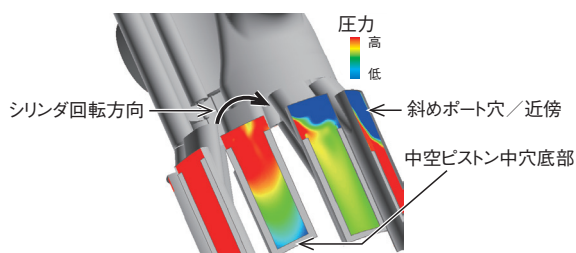


図9 CFD解析例 (ピストン・シリンダ部の圧力状態)
Fig. 9 Example of CFD analysis (pressure in piston and cylinder)

た。また、ポンプの吐出ポートがあるバルブカバーには、当初はその加工性も考慮した鋳物材料の適用を検討していたが、これも強度計算により高強度な球状黒鉛鋳鉄を適用することとした。さらに油通路部の形状については図8のFEM解析例に示すように形状を工夫することで、約30%の応力低減を実現した。

(2) 大流量化

大流量化に対応するため、ポンプの押しのけ容積を 500cm^3 また定格回転数を $1,200\text{min}^{-1}$ としたが、それを実現するためにはポンプの吸入能力を高くする必要がある。そのためCFD解析により大流量時においても圧力損失を最小にし、吸入部での油の流れを最適にして吸入能力を高めている。また、ポンプの内部においても、各部での圧力分布や流れを高圧・大流量を含む種々の運転条件で最適にするために、各部位ごとのCFD解析で形状を決めている。図9は稼働時のピストン・シリンダ部の圧力変化を示しており、圧力低下し負圧の発生する箇所を特定を行い、負圧発生を抑える形状に変更した。

(3) 効率向上

高圧・大流量であり、ポンプを動かすエネルギーも非常

に大きなものとなるため、ポンプはその効率が高い方が良い。このため、内部の通路での圧力損失を低減させることやポンプ内部の漏れを適正にするためのCFD解析、さらにはポンプ内部での圧力の上昇/下降を最適にし損失を極少にするためのシミュレーションなどを実施した。

さらにポンプ効率を開発段階で予測する技術も確立しており、今回も適用している。これは、内部部品の各諸元・作動油の特性値・しゅう動部での温度上昇値を基に運転時の効率を予測するものである。

あ と が き

5万トンプレスは2013年4月の稼働開始以来、安定操業を続けており、日本エアロフォージ社においては航空機部品製造の認証取得の後、順次2014年より機体部品・着陸装置部品・航空機エンジン部品の量産化を開始している。産業機械分野は、ますます高出力化や高応答化などの要求が高まることが予想され、今後も市場のニーズに応えるべく、製品開発に取り組んでいく。

「K7VG500」はNEDO助成事業において開発した成果であり、関係者に感謝の意を示す。

参 考 文 献

- 1) 服部：「鍛圧機械用高圧大容量油圧機器について」, 油空圧技術, Vol.57, No.1, pp.43-49 (2018)
- 2) 桑野：「超大型鍛造プレス油圧システムの概要」, 日本フルードパワーシステム学会ウィンタセミナー「大型機械と油圧技術」(2014)



三井 広明



松田 憲英



服部 智秀



正岡 孝一