

大型ピストンロッド曲がり矯正機の開発

300tonに耐え得る筐体設計

井内 謙太郎

1 はじめに

建設機械用油圧シリンダ（写真1）の主要構成部品であるピストンロッドは、生産ラインにおける熱処理工程で曲がりが発生する。生産ラインでは、この曲がりを解消するために矯正機を設置し、外径研削工程での研削代低減を図っている。しかし、大型油圧シリンダの生産ラインは矯正機を設置しておらず、曲がりによって多くの研削代が必要であった。この状況は歩留りが悪く、サイクルタイムの冗長化にもつながっていた。

本報の曲がり矯正機は、従来対象としていなかったφ200を超える大型のピストンロッドを矯正することを目的に設計、開発を行ったものである。本設備の開発では、過去に経験の無い領域の矯正荷重を特定し、必要となるであろう巨大な荷重に耐え得る構造設計が必要であったが、構造解析を重ねて設計を進めてきたので紹介する。



写真1 建設機械用油圧シリンダ

2 曲がりの形態

矯正機で対象となる曲がりの形態について図1に示す。

熱処理工程で発生する曲がりには主に2パターンに分けられる。図中①は全体が弓なりにになっている曲がり方で最も一般的なもの、②は一箇所だけが曲がり「への字」状になっているものであり、定寸カッ

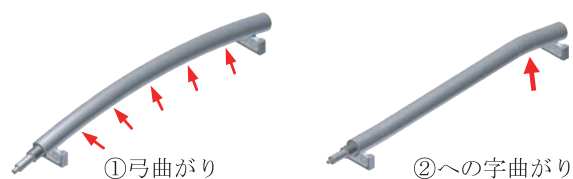


図1 曲がりの形態

ト前の長尺材の両端で稀に現われるものである。

3 曲がり矯正機

3.1 矯正方式

KYBのピストンロッド加工ラインでは、曲がり矯正工程で一般的な3点矯正方式を採用している（図2）。

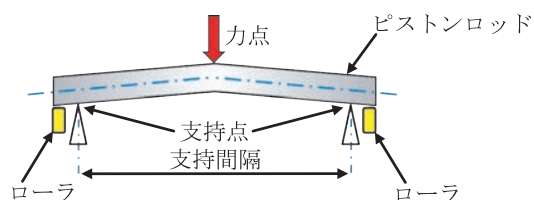


図2 3点矯正方式

3点矯正方式は2ヶ所で支えたワークを曲がりと逆側から加圧して降伏点を超える応力を付加するものである。曲がりを矯正するにはスプリングバックを考慮し、曲がり量より多くの矯正量をワークに与える必要がある。

矯正量はワークの曲がりから予め自動的に推測し決定するが、残留応力によって塑性変形の始まる変位量が変わってしまう。このため制御プログラムに学習機能を持たせて都度自動調整することで、少ない数回の加圧で所定の真直度を確保している。

3.2 矯正機の構成

矯正機は機能ごとに大きく分けて3つの部位で構成される。矯正機の各部位について図3に示す。

- ①本体部はワークに矯正荷重を加えるアクチュエータを保持し、その反力を受けて力線を完結させる構造体である。
- ②搬送部はワークの支持間隔の自動調整と、ユニット全体を移動させて力点位置を調整する機能を有する。
- ③計測部は搬送部上に配置されており、ワークの両端をローラで支持して回転させ、複数箇所の振れを変位センサで計測することで矯正前後の真直度を把握する機能を持つ。また、矯正中のワーク変位量も計測する。

計測部で把握した曲がりの状態に応じて搬送部によって有効な支持間隔と力点位置を調整し、本体部のアクチュエータにより適切な矯正量をワークに与えることで曲がりを解消する。

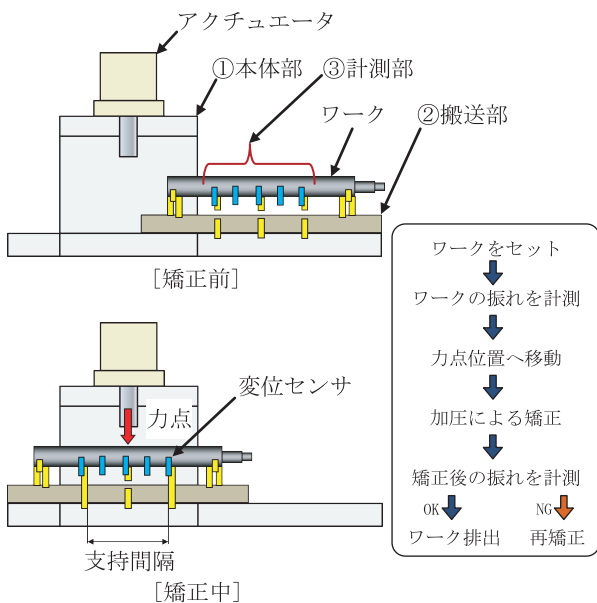


図3 矯正機の構成

4 開発設備の技術課題

4.1 矯正荷重算出要素

曲がり矯正機は当社内製の設備であり製作実績も多く、基本的構成は確立している。しかし今回の設備は対象ワーク径がφ200を超えることから、従来型の設備では矯正推力が不足することが容易に予測された。そのため、必要な推力を有するアクチュエータの選定や、その反力に耐え得るフレーム構造の再設計が必要となった。

矯正に必要な最大荷重は、支持間隔、ワーク径、ワークの物性によって決定される。支持間隔が狭く、大径で降伏点が高いワークほど、より大きな荷重を要することになる。最大矯正荷重を求める過程と、

これに見合う強度を有するフレーム部（本体部）の構造設計の過程について、以下に説明する。

4.2 最大矯正荷重の試算

当初、要求仕様書に示された矯正条件を既存設備で使用している最大矯正荷重算出式に当てはめて試算したところ、非現実的な大荷重が必要であることが示された。計算結果を検証するために本来、実物のワークを矯正して確認すべきだが、矯正テストができるほどの大推力を発生できる実機が社内に無いため、今回はFEM解析で最大矯正荷重を予測することにした。

4.3 FEMによる矯正荷重予測

FEM解析の精度を上げるため、既存の矯正工程から実際の曲がり量や支持間隔、矯正量とその時の矯正荷重についてデータを収集した。このデータを基にFEM解析で使用する条件数値を調整して矯正結果とのすり合わせを行った。

この結果、FEM解析でも、やはり試算と同様の大荷重を要する結果となった。理由は設備要求仕様書に指示されている最小支持間隔が狭いためである。併せて、支持点と力点のワーク接触部に発生する応力値を評価したところ、各点の接触部で大きな面圧が認められ、深い圧痕が発生することが予想された。より現実的な矯正荷重にするには支持間隔の条件を見直す必要があるとの結論に至った（図4）。

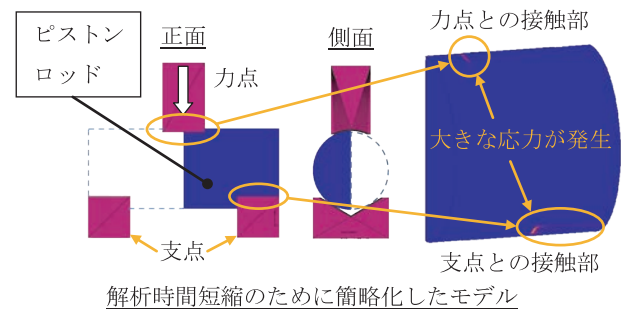


図4 FEM解析結果

4.4 矯正条件の検討と設備要求仕様の修正

最小支持間隔は最短ワーク長が矯正可能な間隔であること、また、矯正量はワークの折損防止のために制限が必要である。これら矯正条件の検討過程で、研削代を失うほどの圧痕の発生が予想される場合は、接触部位の形状でも対処することとした上で、FEM解析を重ねながら矯正条件の詰めを行った。

求めた矯正条件から、最大矯正荷重は300ton超と定めた。この数値からアクチュエータの仕様を決定し、製造部門とも協議して設備要求仕様書を修正した上で本体部の設計へと進めた。

5 本体部の設計

5.1 設計要件

本体部は300tonを超える最大矯正荷重に耐え得る剛性を持ち、且つ設備組立や運転時、保守や点検時の作業性を考慮したフレーム構造とする必要がある。

5.2 本体部フレーム構造の検討

従来機のフレーム構造は、図5に示す4本のタイロッドで矯正推力と反力を受ける構造である「4本タイロッド型」が多く採用されている。

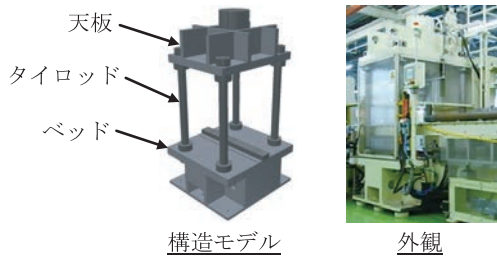


図5 4本タイロッド型 本体部

この「4本タイロッド型」で更に大荷重を受けるには、荷重に合わせてタイロッドの断面積を増やし、ベッド部や天板の強度確保が必要である。しかし、これらの剛性を十分に確保しなければ変形によってタイロッドに曲げモーメントがかかることになるため、タイロッドを極端に大型化したり、補強部品を追加するなどの対応が必要である。検討を進めた結果、今回の荷重条件での適用は困難だと判断し、フレーム全体で荷重と曲げモーメントを受けられる「箱型構造」に変更した。箱型は筐体の側面板で曲げモーメントを受けやすいため、太い柱とその補強を必要としないことが構造解析によっても確認できた。箱型にすることによって設備構成部品の過度な大形化の抑制を期待でき、また、部品点数も少なくできるため、組立性確保にも有効である。

5.3 箱型フレームの部材組合わせ検討

箱型構造は、天板、前後フレーム、左右フレーム、本体ベッドで構成される。これらの組合せ方や形状の決定には、設備要求仕様で指示された以下の4項目を満足しなければならない。

- ①天板にはアクチュエータが固定されるため、その保守性を確保すること
- ②設備正面側は保全マンが容易にアクセスできるように開口部を設けること
- ③左右側面部はワークを搬送するユニットが本体部内へ出入りするための開口部を設けること
- ④本体ベッドは作業高さに影響するため、床面より550mm以下に抑えること

上記の要件を満足できる本体部のフレーム構成を複数立案し、剛性、組立性、保守性、製作コストで比較検討した。

剛性評価にはFEMを用いた構造解析を実施し、最大矯正荷重を与えた際の変形量と応力値で評価した。図6に構造解析結果、表1に評価結果を示す。本体部フレーム構成は表1より、評価が最も高い案②とした。

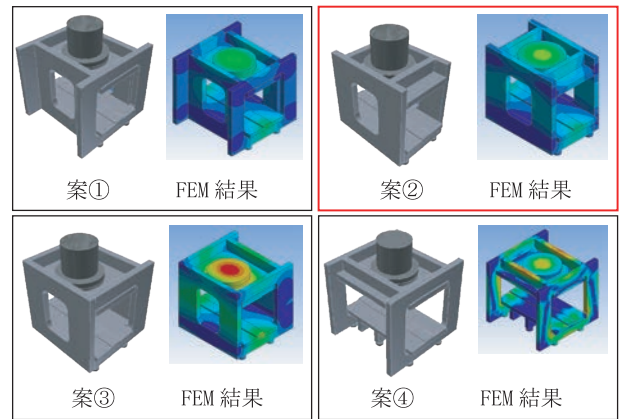


図6 構想案と構造解析結果

表1 評価結果

	案①	案②	案③	案④
変形量	○	○	△	×
応力	○	○	△	×
組立性	△	○	×	○
保守性	△	○	×	○
コスト	△	○	○	×
評価	△	○	△	×

○：良 △：適用可 ×：不可

5.4 フレームの詳細設計

評価結果から決定した案②の本体部フレーム構造で荷重を受けた際に発生するフレーム全体の変形量と、応力分布を見ながら各構成部材の詳細検討を行った(図7)。

各構成部材は、組立作業性と保守性を確保するためにCAD上で形状修正をしながら部材同士の結合箇所や部材形状を検討していく。その後、組立モデル全体で構造解析し剛性を再確認する。それらを繰り返し行いフレーム構造を決定した。

強度が必要な部材は剛性を過剰に追求すると部品のサイズが大きくなってしまい、高質量、高コストにつながる。今回はその点に注意して設計を進めた。

5.5 フレーム構造設計結果

設備要求仕様で指示された要件の4項目を満たすフレーム構造設計の結果を図8に示す。

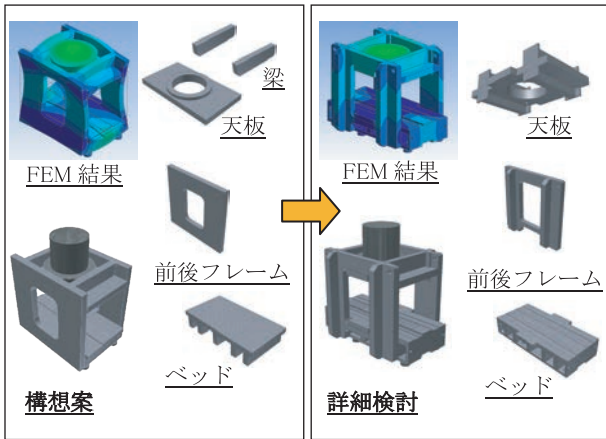


図7 本体部フレーム構造の詳細検討

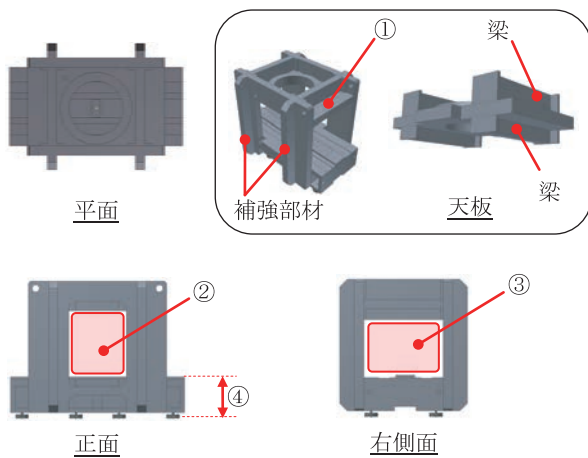


図8 フレーム構造設計結果

図中①に示す天板はアクチュエータを固定する部材であり、矯正荷重を効率よく与えるためにも高剛性を必要とする部材の1つである。単純に板厚を上げることで剛性を確保できるが、設備の重心位置、材料の入手性や加工性を考慮して標準板厚寸法材を使用し、変形を抑える一対の梁を加えることとした。しかし、必要な梁高さを求めた結果、アクチュエータの組付け及び交換作業の邪魔となることが予想されるため、梁を天板の上部と下部に分散配置することで対処した。

②で示す設備正面側は、保全マンが工具や交換部品等を持って機内へ容易にアクセスできるように幅800mmの開口部を設けた。③の設備側面から見たフレーム内部には補強部材を設けず外側に設け、フレームの締結に使用するボルト類も本体部外側に配置することで搬送ユニット移動の妨げにならないように設計した。④のベッド高さを抑えるには、補強部材のサイズや配置を検討することで目標の550mm以下を達成した。

5.6 フレームの設計強度の確認

設計したフレームの強度を最大矯正荷重が負荷した際の最大応力を構造解析で最終確認した結果、部材の降伏点に対する安全率は5.1と十分であった。

このようにして、全ての設備要件を満たすフレーム構造の設計が完了し、実機の製作を開始した。

6 結果

6.1 フレーム剛性の実機確認

完成したフレームの剛性が狙い通りであるか確認するために、最大矯正荷重を負荷して各部の変形量を計測した(図9)。また、これを繰り返して永久歪発生の有無も同時に確認した。

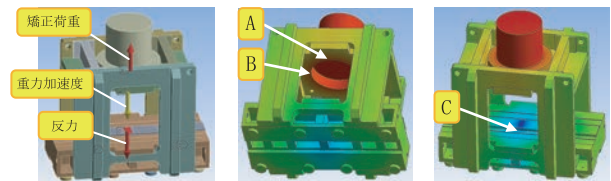


図9 変形量計測部

事前に構造解析で予測した変形量と実測値、両者の差を表2に示す。結果として実機の変形量は予測値よりも0.04mm程度大きかったが、数値そのものは実用に差し支えないレベルであることを確認した。また、永久歪も皆無であり、量産での使用は問題ないと判断した。このことから、狙い通り300tonに耐え得る筐体の設計が行えたと考える。

表2 変形量の比較 (単位: mm)

測定点	構造解析	実機	差異
A	0.35	0.39	+0.04
B	0.35	0.38	+0.03
C	0.21	0.25	+0.04

6.2 差異の要因

解析モデルは一体化した物体として計算していたのに対して、実機ではフレームの構成部品は平行キーとボルト締結による結合である。そのため締結のボルト締付け軸力による摩擦力の状態や、平行キーによるせん断強度などの接合条件が変形量の差異に影響したと考えられる。

6.3 フレームの組立作業

本体部のフレーム組立は、構想段階から設備の組立担当者に参画してもらい意見聴取しており、組立手順や方法を明確にして、部品点数を抑え、位置決

めキーによって部品同士の位置調整も不要としていたことから大きな問題も無く完成した。

7 おわりに

今回開発した設備の本体部外観と構造解析モデルを図10に示す。

大型ピストンロッド曲がり矯正機の開発は、従来対象としていなかった大型のワークを矯正するために新たな矯正条件を検討しながら矯正荷重を設定する等、従来機で先人が行ってきたであろう設計過程を経験することとなった。その過程の中で先輩方との大きな違いは高度な解析技術が身近になり、設計ツールとして簡単に使えるようになったということであろう。コンピュータでFEMを用いた解析の有効性を実務で感じたとともに、用途に合わせて補正を積み重ねて初めて正確さも増していくといった現

実も実感した。また、初めて実機に最大矯正荷重を負荷した際は、事前に机上での検証を行っているものの、300ton超えという非日常的な荷重を目の前にして手に汗握る瞬間であったが、負荷に耐える状態は圧巻であった。

今後も解析ツールの活用と実際の事象を比較、確認し、ノウハウを積み上げることで内製設備の信頼性を向上させていきたい。

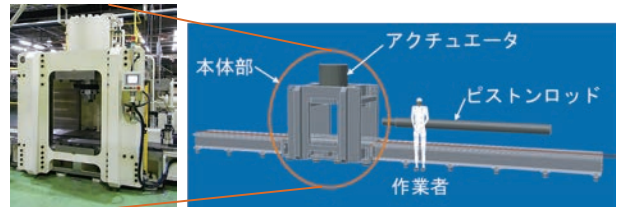


図10 実機と構造解析モデル

著者



井内 謙太郎

2007年入社。技術本部工機センター設計室。主に生産設備の機械設計に従事。