数値解析による油圧機器用プラグのシール特性の評価*

福 岡 俊 道^{*1}Finite Element Simulation of Mechanical Behaviors
and Seal Performance of Oil Seal Plug

Toshimichi FUKUOKA

A hydraulic machine is usually composed of many components. Oil seal plugs, which are used for preventing oil leakage, are one of the most important machine elements among them. Currently, it is sometimes reported that with increase of operating oil pressure, leakage occurs from the regions where oil seal plugs are attached. The configuration of oil seal plug is quite similar to that of ordinary hexagon bolt, except that the grip length and the height of head are particularly small. It is, therefore, anticipated that the specific shape of oil seal plug may yield characteristics significantly different from those of hexagon bolts. Despite its importance, however, it seems likely that mechanical behaviors of oil seal plug have not been investigated so far. In this paper, such fundamental characteristics of oil seal plug as the amounts of tightening torque required for desired clamping force and distributions of contact pressure relating to seal performance are analyzed using finite element method which deals with multi-body elastic contact problem. It is also examined how the rapid rising of oil pressure applied affects the variations of contact pressure with time and whether it might cause the oil leakage, using one-dimensional spring element together with the integration scheme proposed by Newmark.

Key Words: Elasticity, Contact, FEM, Hydraulic Machine, Leakage, Dynamic Effects

1. はじめに

油圧モータをはじめとして、油圧機器は多くの精密部品から構成されている。そのうち、プラグと呼ばれるボルトの頭部高さを低くしたような形状の部品は数多く用いられているが、その頭部座面下からの漏れがしばしば問題となっている。その主たる原因としては、作動油圧力の上昇が考えられる。油圧機器の小型軽量化を目的とした場合、作動油の圧力を上げることは非常に有効な手段であるが、反面シール部分からの漏れが問題となる場合がある。油圧機器まわりのシールの問題については、油圧機器の使用条件が広い範囲にわたっていること、また機器とそれを構成する部品形状が多様である点から、その特性を実験により体系的に評価することは極めて困難であると考えられる。

そこで本研究では、油圧機器を構成する部品の中で、その力学的挙動がもっとも問題となる部品の一つである油圧機器用プラグについて、締付け時のトルク-軸力関係、油圧作用時のシール面の面圧分布という基本的な特性について、弾性接触問題として有限要素法により解析する。以上の特性解析は、基本的には静的問題として実施されるが、油圧が零から最大作動圧力まで、極めて短い時間の間に昇圧されるような使用形態がある点を考慮して、その動的効果がシール特性に及

ぼす影響については、一次元ばねモデルを用いて有限要素解析により評価する。

2. 解析方法

2.1 油圧機器用プラグ 油圧機器用プラグの形状は通常の六角ボルトと類似しているが、六角プラグと六角穴付きプラグの2種類があり、基本的には同じような条件に対して使用されている。プラグの頭部形状についてはとくに規格が設けられていないので、機器および部品全体の小型化の要求から、頭部高さがボルトに比較してかなり低くなっている。また、ねじ部とOリング用ボートの形状は、それぞれJIS規格の管用平行ねじ(B0202 A級)、O型ボート(B2315)に基づいて製造されることがある。図1(a),(b)は、穴なしと穴付きプラグの概要を示している。ボルトによる

Fig.1 Schematics of Oil Seal Plug

* 原稿受付 1997年12月4日。

*1 正員、神戸商船大学(☎ 658-0022 神戸市東灘区深江南5-1-1)。

締付けと比較すると、極端にグリップ長さが短く、ゆるみやすい構造であるといえる。また図1(c)に示したように、プラグの頭部座面に加工精度の問題から生じる形状誤差が存在すると、締付け特性ならびにシール特性が変化すると考えられる。このような形状の油圧プラグは、ひとつの油圧機器に対して多数使用されており、近年の作動油圧力の上昇に伴ってプラグまわりからの漏れが問題となった事例が報告されている。

本研究では、油圧機器の重要部品であるにもかかわらず、その力学的特性がほとんど解明されていない油圧機器用プラグについて、ボルト・ナット締結体に対応して、締付け時におけるトルク・軸力関係およびプラグの締付け性能に関係すると考えられる応力集中、各部の変形モードを解析する。また、油圧が負荷された場合に、プラグのシール面の圧力がどの程度低下するかを定量的に解析することにより、油圧機器の漏れを解決する一助となることを目的としている。

2.2 接触問題の解析方法 本研究では、プラグの締付け過程と、その状態にさらに油圧が負荷された場合のプラグまわりの力学的特性を解析する。解析に際しては、従来から用いているねじ締結体の応力解析を効率的に実施できる手法を適用する⁽¹⁾。プラグを油圧機器本体に締め付けた場合、プラグ頭部首下とねじ面が接触面となるが、解析に際してはこれらは区別せずに同じ接触面として扱う。したがって、解くべき問題はプラグと油圧機器本体（以下ブロックと呼称する）から構成される2体1接触面弾性接触問題となる。ここで、締付け過程においては、トルクと軸力が同時に作用するので、二次元の要素分割を用いて、各節点の自由度のみ3として三次元解析を実施する⁽²⁾。また、プラグの締付け完了後に油圧が負荷された場合については、軸対称問題として解析する。

ここで接触面の不平整量は、図1(c)に示した頭部座面の形状誤差に対応させる。また油圧が負荷された場合の解析では、油圧の上昇に伴うプラグ頭部座面の接触力の変化が重要な項目である。そこで、プラグの初期締付け力を頭部座面の節点間に一様な負の初期不平整量を与えることにより発生させ、その状態で油圧を一様分布荷重として与える。

2.3 解析モデル 解析は管用平行ねじG1/2とG1/4を有するプラグを対象とする。ここでプラグの軸力は、油圧機器メーカーの標準締付け指針から、G1/2は25.7kN、G1/4については10kNとする。またプラグ頭部と六角穴については、解析モデルを軸対称形状で近似するために、六角形の対角距離と二面幅の平均直径を有する円形であると仮定する。表1はプラグの主要寸法をまとめたものである。なおプラグ頭部首下の丸み半径および頭部と接触するポートのエッジ部の丸み

半径は、G1/2、G1/4のいずれも、それぞれ0.5mmと0.3mmとする。実際のプラグにおいては、図1(a),(b)に示すように頭部首下にOリングが用いられているが、ここでは簡単のために省略している。図2は、有限要素モデルの一例としてG1/2の六角穴付きプラグを示している。なお、G1/2とG1/4の要素数と節点数は同じで、かみ合いねじ山数はともに8である。なお、プラグ頭部座面下の接触面については、面圧分布を評価するにあたって実用的に十分な精度を与える分割となっている。

締め付けトルク T は、図1に示したように六角プラグでは頭部の外表面に、また六角穴付きプラグについては穴の内面に、それぞれ円周方向一様変位として与える。以上の結果、締付け過程は軸力とねじりモーメントが同時に負荷されるので三次元解析となる。油圧の大きさは、近年作動油圧力が上昇している点を考慮して、最大35MPaまで変化させる。なお油圧は、図1に示したプラグの下部以外に、ねじ山の遊び側フランク面、加圧された油が満たされるプラグ頭部首下とブロックの間の部分に分布荷重として与える。接触面ではクーロンの摩擦法則が成り立つと仮定しており、接触面摩擦係数 μ は0から0.4の範囲で変化させ、0.2を基準値とする。なお、プラグおよびブロックのヤング率とポアソン比は、それぞれ200GPa、0.3とする。

3. プラグ締付け時の力学的特性

Table 1 Dimensions of Oil Seal Plug

	D	H	d _{cyl}	d _h	L _{cyl}	L _d
G1/2	30	4	18.2	11.7	2.5	6
G1/4	21	4	11.2	7	2.5	4

Fig.2 Finite Element Mesh (G1/2)

3.1 トルクー軸力関係式 油圧機器用プラグは、一般に頭部にトルクを与えることにより締め付けられる。ボルト・ナットを締め付ける場合、ねじの呼び径を d として、通常以下に示した式により所定の軸力 F_b に対して必要な締め付けトルク T_t の値を求めている。

$$T_t = K F_b d \quad (1)$$

ここでは、プラグにおいても同様の式が成り立つと仮定して、トルク係数 K を接触面の摩擦係数の関数として求める⁽³⁾。その結果、プラグの K はボルト・ナットの場合と同様に接触面摩擦係数 μ とほぼ直線関係にあり、以下のように表すことができる。

$$K = 1.029\mu + 0.0185 \quad (\text{Hexagon head plug}) \quad (2)$$

$$K = 1.027\mu + 0.0186 \quad (\text{Hexagon socket head plug})$$

トルク係数 K の値は、ボルト・ナット締結体の場合⁽³⁾と比較して、例えば標準的な摩擦係数 $\mu = 0.2$ に対して約 15% 程度小さい。また、穴付きプラグと穴なしプラグはほとんど同じ値となっている。

プラグはひとつの油圧機器に対して多数使用されており、個々のプラグを非常に高い精度で加工することは極めて困難である。その結果、加工誤差により図 1 (c) に示したようにプラグ頭部座面が完全に平行でない場合、トルクと軸力の関係は非線形となる。図 3 は、六角プラグにおいて形状誤差 δ が存在する場合のトルクー軸力関係の一例を示している。ここでは、 δ の大きさに係わらず両者の関係はほぼ線形である。なお $\delta < 0$ の場合については、形状誤差が存在しない場合とほとんど同じ結果が得られた。したがって、形状誤差がある場合についても、プラグのトルク係数 K は次式のように μ の一次関数として表すことができる。

$$K = 1.157\mu + 0.0171 \quad (\text{Hexagon head plug}) \quad (3)$$

$$K = 1.018\mu + 0.0171 \quad (\text{Hexagon socket head plug})$$

プラグ頭部座面には、わずかではあっても形状誤差が存在する可能性が高いので、トルク係数 K は式 (2) ではなく、式 (3) で評価する方が実用的な観点からは妥当であると考えられる。

3.2 プラグ頭部座面の面圧分布 図 4 は、プラグ

に初期締め付け力のみが作用している場合の頭部座面の面圧分布を示している。横軸 r は半径方向座標を表しており、座標軸の両端がプラグ頭部接触面の両端に対応している。プラグの中心側の狭い領域で面圧が極端に高くなっており、外側では離隔しているが、プラグ頭部形状の影響は比較的小さい。また面圧が中心側で高くなる傾向は、G1/2 で顕著である。通常のボルトでは、一般に頭部座面の全域が接触しているが、プラグの場合は頭部高さが低いために、このように特徴的な分布特性を示していると推察される。したがって、プラグがボートのエッジ部と接触している付近では局部的に塑性変形していると考えられる。

図 5 は、形状誤差 δ が存在する場合の面圧分布の解析結果を示している。図は六角プラグに対する結果であるが、六角穴付きプラグの場合も比較的近い結果が得られた。形状誤差はすべて $\delta > 0$ の場合を対象としているが、 $\delta < 0$ については $\delta = 0$ の場合とほとんど同じ結果となった。すなわち、前節のトルクー軸力関係式が、 $\delta < 0$ の時はほとんど形状誤差が存在しない場合と同じであった原因は、プラグの特徴的な面圧の分布特性で説明することができる。図 5 より、 $\delta > 0$ の形状誤差が存在すると、面圧の高い部分は次第にプラグの外側に移動している。また、プラグのねじ部の呼び径と形状誤差 δ の比を考慮すると、呼びの小さい G1/4 の方が形状誤差の影響を受けやすいといえる。

(a) G1/2

(b) G1/4

Fig.3 Relationship between Torque and Axial Force (G1/2)

Fig.4 Distributions of Contact Pressure under Plug Head

3.3 応力集中 プラグを締付ける場合、発生する軸力とねじりモーメントにより、頭部首下のアール部およびプラグとブロックの接触部分の狭い領域に大きな応力集中が発生する。ここでは頭部首下のアール部に発生する相当応力の最大値を、プラグの円筒部の基準引張り応力で除して応力集中係数を定義する。図6は、G1/2の六角プラグにおける応力集中係数と形状誤差 δ の関数の解析結果である。矢印は、 $\delta = 0$ の時の応力集中係数を示している。なお図中の v は、締付けトルクを発生するためにプラグに与えた円周方向一様変位の大きさである。また括弧内の F_b は、ある一定の v に対して、 δ の違いによって発生したプラグ軸力の範囲を示している。ここで得られた応力集中係数は、弾性解析であるためかなり高い値になっており、実際には局部的に降伏していると考えられるが、応力分

布の等高線から、降伏領域はアール部分の狭い範囲に限定されるといえる。図6より、応力集中係数は δ の増加とともに急激に大きくなっており、 δ がある値以上になるとほぼ飽和している。この傾向は、プラグの頭部形状の違いにかかわらず見受けられた。 δ の増加に伴って応力集中が顕著になるのは、接触面の面圧の中心が外側へ移動することによって曲げ作用が大きくなるのが主たる原因であると推察される。

3.4 プラグ頭部の変位 図7は、初期締付け時のプラグ頭部上面の鉛直方向の変位分布を示している。六角穴付きプラグの場合、穴の周辺から折れ曲がるように変形している。形状誤差 δ の増加に伴って、プラグの外側の変形が大きくなっているが、ある程度 δ が大きくなると、その影響は応力集中係数の場合と同様に飽和している。

以上示したように、プラグの力学的特性は、同じような形状を有しているにもかかわらず、ボルトとはかなり異なっている。その主たる原因としては、頭部高さが低いことが挙げられる。しかしながら、その結果生じるプラグ首下アール部およびブロックとの接触部分における塑性変形、および本節で示した変形パターンは、プラグ頭部座面において高いシール性能を発揮するような滑らかな接触を実現していると推察される。

4. 油圧作用時の力学的特性

4.1 プラグ頭部座面の面圧分布 図8は、六角プラグに油圧が負荷された場合の頭部座面の面圧分布を

Fig.5 Effects of Initial Discrepancy on Contact Pressure (Hexagon Head Plug)

Fig.6 Stress Concentration Factor (G1/2)

Fig.7 Deformations of Top Surface of Plug Head (G1/2)

示している。油圧が負荷されても全体の面圧分布パターンはあまり変化しないが、シール性能にとって重要であるプラグの中心寄りの接触圧力は低下している。その傾向は呼びの小さいG1/4でやや顕著である。

4.2 プラグ頭部座面接触力 プラグのシール性能を評価する一つの指針として、プラグ頭部座面の接触力の大きさがある。すなわち、締結部にプラグの締め付け力のみが作用している場合、プラグ軸力と座面の接触力はつり合っているが、油圧が負荷されると、接触力の大きさは油圧の増加に伴って低下し、その結果漏れが生じると考えられる。図9は、形状誤差 δ をパラメータとして、六角プラグの接触力と油圧の大きさの関係を示したものである。いずれの場合も、油圧の増加に伴って接触力はほぼ直線的に低下している。形状誤差 δ が存在すると、 $\delta = 0$ の場合に比較して全般的に接触力の低下が顕著になるが、油圧の増加に対する接触力の低下率はある δ の値に対してピークになり、その後飽和する傾向が見受けられる。また接触力の低下率は、呼び径の小さいG1/4で顕著である。なお図には示していないが、プラグ頭部形状の影響は比較的小さい。

4.3 プラグ頭部の変位 油圧が負荷されると、図10に示すようにプラグの頭部が全体にわずかに持ち

上げられたように変形する。その傾向は、六角プラグ、六角穴付きプラグのいずれにおいても、プラグの中心側でやや顕著に現れている。

Fig.9 Effects of Hydraulic Pressure on Contact Force (Hexagon Head Plug)

Fig.8 Effects of Hydraulic Pressure on Distributions of Contact Pressure (Hexagon Head Plug)

Fig.10 Effects of Hydraulic Pressure on Plug Deformation (G1/2)

5. 一次元ばねモデルによる動的効果の評価

5.1 油圧の作用形態 前節までは、油圧機器用プラグに油圧が静的に負荷される場合について検討した。しかしながら実際の油圧機器においては、油圧は短い時間間隔で繰り返して作用することが多く、その動的効果によって漏れが生じる場合があると考えられる。ここで解析の対象としているプラグにおいても、作動状態においては短い時間間隔で油圧が繰り返し作用している。そこで本節では、油圧が動的に負荷された場合のプラグ座面の接触力の変化を、一次元有限要素ばねモデルを用いて動的問題として解析することにより、プラグのシール特性を検討する。

5.2 締結部のモデルリングと境界条件 解析はG1/2の管用ねじを有する六角プラグを対象とする。簡単のためにブロックは剛体と仮定し、プラグのみをモデル化する。図11に示すように、プラグを頭部、円柱部、ねじ部に分けてモデル化し、各部分は軸方向剛性のみを考慮した一次元線形ばねにより表す。まずプラグ頭部は、等価な軸方向剛性を有する円柱にモデル化する。その場合、直径は円柱部の直径 d_{cy1} と等しいとし、等価高さ H_{hd} はボルト頭部の等価高さを評価した手法を適用して求める⁽⁴⁾。プラグの円柱部は、軸力を受ける丸棒と考えることによりその剛性を評価する。またねじ部については、メートルねじに対して提案されているばね定数の簡易評価方法⁽⁵⁾を管用ねじに適用する。図中各ねじ山は、円柱と仮定した中心部とねじ部に対応する2つのばねで表示されている。

初期締付け時にプラグに発生する軸力は、プラグ頭部座面の対応する節点にペナルティ法により強制変位を与えて発生させる。プラグの初期締付け力は、静的

な解析に対応して25.7 kNとする。油圧は、はめあいねじ部の遊びねじ側フランクにも作用するが、ここでは簡単のために頭部首下およびプラグの下端の2ヶ所に与えられると仮定する。油圧の大きさが35MPaの場合、それぞれ約5.4kN、12kNの等価節点力を対応する節点に与える。

5.3 動的問題の解析方法 粘性の影響を考慮しない場合、解くべき基礎式は以下になる。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{R\} \quad (4)$$

ここで $[M]$ 、 $[K]$ は、それぞれ質量マトリックスと剛性マトリックス、 $\{R\}$ は荷重ベクトル、また $\{\ddot{u}\}$ 、 $\{u\}$ は、それぞれ加速度ベクトルと変位ベクトルである。時間積分にはNewmarkの β 法を用いる。プラグの全長は約21mmで、弾性応力波がプラグの端から端まで伝播するのに要する時間が約 4μ sである点を考慮して、時間ステップ Δt は 0.1μ sを基準値とする。またプラグに与えられる油圧の時間変化は極めて複雑であるが、ここではもっとも厳しい条件として図11中に示したようにステップ状に上昇する場合を対象とする。

5.4 解析結果 油圧の大きさは、静的な解析と同様35MPaとする。時間ステップ Δt の影響については、 0.1μ s、 0.01μ s、 0.5μ sと変化させて検討したが、

Fig.11 Numerical Model for Dynamic Analysis

Fig.12 Variations of Contact Force with Time

Fig.13 Effects of Stiffness of Engaged Thread

プラグ頭部座面の接触力変化に対してはほぼ同じ結果が得られたので、解析はすべて $\Delta t = 0.1 \mu s$ として実施する。図12に解析結果を示している。縦軸はプラグ頭部座面の接触力を表しており、横軸は時間である。油圧が付加されると、初期締付け力である25.7kNから接触力が低くなる方向にほぼ規則的に振動しており、もっとも顕著な場合20kN近くまで低下するという結果が得られている。またその周期は、約 $10 \mu s$ である。本解析において、ねじ部はおねじ側のみを考慮しているが、実際はめねじとかみ合っているため剛性はさらに低くなる。そこで、単純にはめ合いねじ部の剛性を半分に下げた場合の解析結果を図13に示している。接触力の振幅がやや大きくなっており、もっとも低下した場合、20kNよりさらに小さくなっている。

5.5 考察 図11に示したばねモデルを用いて、油圧が静的に負荷された場合の解析を実施すると、プラグ頭部首下の接触力は25.7kNから約24kNに低下する。また、図9(a)に示した軸対称モデルによる静的解析では、接触力の値は20kNより小さくなっており、ここで導入した一次元ばねモデルは油圧の影響を小さめに評価している。すなわち、油圧の動的効果についても過小評価される可能性がある。したがって、一次元モデルで得られた図12、13の解析結果から推察すると、実機における接触力の低下、すなわちシール性能に対する油圧の動的効果の影響はかなり大きいといえる。さらに、ねじ山の剛性が低下すると接触力が低下するという結果より、ブロックの剛性を考慮すると動的効果はより顕著に現れると推察される。

以上の結果、油圧機器用プラグにおける漏れに対しては、油圧が付加されたときの動的効果がかなり支配的な要因であるといえる。シール性能をより詳細に高い精度で評価するためには、粘性および油圧の立ち上がり時間の影響を考慮して、軸対称接触問題として解析する必要があると考えられる。

6. 結 言

油圧機器に数多く使用されている重要な部品である油圧機器用プラグについて、その基本的な力学的特性を有限要素法により解析した結果、以下に示す結論を得た。

(1) 油圧機器用プラグにおける締付けトルクー軸力関係式を、プラグ頭部座面に形状誤差が存在する場合も含めて示した。

(2) プラグ頭部座面の接触面圧は、中心に近い部分で極端に高く、外側は離隔している。また形状誤差が存在すると、面圧の中心が外側へ移動し、その結果プラグ頭部首下のアール部の応力集中が顕著になる。

(3) プラグのシール特性を支配する頭部座面の接触力は、油圧の上昇に伴ってほぼ直線的に低下し、形状誤差 δ が存在する場合は、ある δ の大きさに対してその低下率をもっとも大きくなり、その後飽和する傾向がある。

(4) 油圧が動的に負荷された場合について、プラグ頭部座面の接触力の変化を一次元ばねモデルで解析する手法を提案し、その基本的な力学的特性を明らかにした。

終わりに、本研究の遂行にご協力いただいたN O K (株)の西村宣宏氏、また本研究を進めるにあたり有益な助言をいただいた神戸商船大学阿部晃久助教授、川崎重工業(株)精器事業部のスタッフの方々に謝意を表します。

参考文献

- (1) 福岡, 機論 (A 編), 60-580 (1994), pp2782-2788.
- (2) 福岡ほか3名, 機論 (A 編), 51-462 (1985), pp504-509.
- (3) 福岡, 機論 (A 編), 62-594 (1996), pp445-451.
- (4) 福岡, 機論 (A 編), 58-549 (1992), pp760-764.
- (5) 山本, ねじ締結の理論と計算, (1972), pp55-73.