弾性流体潤滑下における中間層を有する コーティング膜の応力評価に基づく設計指針*

藤 野 俊 和** 岩 本 勝 美***
阿 部 雅二朗**** 田 中 健太郎****

Design Guideline Based on Stress Evaluation of Coated Film with Interlayer under EHL Conditions

By Toshikazu Fujino, Katsumi Iwamoto, Masajiro Abe and Kentaro Tanaka

In recent years, sliding performances of mechanical elements have progressed by using coated films which possess superior tribological properties. This has led to the reduction of mechanical element failures. Coated films are often used under severe conditions such as elastohydrodynamic lubrication (EHL). In this paper, in order to devise design guidelines with broad applications for a coated film with interlayer, stress distributions of the coated film, interlayer, and substrate over a wide range of Young's modulus values for a point contact under EHL conditions were numerically investigated in detail using a three-dimensional analysis method. The results suggest that when the thinner coated films are used, it is preferable that the Young's modulus of the interlayer ranges from that of the coated film to that of the substrate. In addition, it is desirable to have an interlayer which is not too thick when the Young's modulus of coated films are smaller than that of substrate, and that the interlayer have larger values of thickness when the Young's modulus of coated films are larger than that of substrate. On the other hand, when the thicker coated films are used, it is preferable that the interlayer have a certain amount of thickness. Furthermore, when the Young's modulus of the coated film is larger than that of substrate, it is preferable that the Young's modulus of the interlayer is larger than that of the substrate.

1. 序論

船用機関には、歯車や転がり軸受などしゅう動部を有する機械要素が多数使用されている。歯車の噛み合わせ部や転がり軸受の転動体と内外輪との間の潤滑部では、固体面に挟まれた潤滑油に GPa オーダーの非常に高い圧力が発生している。そのため固体面は弾性変形をし、内部に高応力が生じる。このような厳しい潤滑状態を弾性流体潤滑 (Elasto-Hydrodynamic Lubrication : EHL) という¹⁾。この潤滑状態では、材料内部に高応力が生じるために運転条件によっては厳しい損傷を生じる可能性がある。船用機関に使用されている機械要素に損傷が生じ運転不能になった場合、船舶の安全運行ができず、海難事故に至る可能性がある。このように機械要素の信頼性が船用機関の信頼性、さらには船舶の安全運行を担っているといっても過言で

はない。

そこで近年では、機械要素の損傷軽減や寿命向上のための一つの方法として、トライボロジー特性の優れた材料でしゅう動面を被覆しその改質を図る表面改質技術が進歩している。実際に、母材表面上に皮膜（以下、コーティング膜という）を生成し製品化する時には、経験に基づいて皮膜材料を選定し、生成したコーティング膜を実験により強度評価し、使用条件および運転条件下で耐え要求仕様を満足するかどうかの確認が行われている。そのため、コーティング膜の選定は試行錯誤的であり最適な選定がなされているとは言い難い。コーティング膜の最適設計や選定の指針作成には、コーティング膜の設計時に固体表面上への負荷と固体内部に生じる応力とを適正に評価する必要があると考える。

そこで既報^{2,3)}では、母材上に施されたコーティング膜の表面上を潤滑面として、その潤滑面上を垂直荷重が負荷された球が転がり滑りをする弾性流体潤滑下にある場合を対象に、コーティング膜および母材内で生じる応力の三次元解析法を確立し、解析および考察を行い、コーティング膜を施す際の設計指針を提案した。

*原稿受付 平成 22 年 12 月 27 日。

** 正会員 長岡技術科学大学 工学部
(新潟県長岡市上富岡町 1603-1)

*** 正会員 東京海洋大学 海洋工学部
(東京都江東区越中島 2-1-6)

**** 長岡技術科学大学 大学院技術経営研究科
(新潟県長岡市上富岡町 1603-1)

さらに母材のヤング率に対して 0.5 倍のヤング率を有する軟質コーティング膜および 2.0 倍のヤング率を有する硬質コーティング膜において、コーティング膜と母材の密着力強化を主目的としてコーティング膜と母材との間に施される、双方の性質とは異なる性質を有する均質な層（以下、中間層という）がある場合についても既報^{2,3)}と同様の解析を行い、中間層を有するコーティング膜の設計指針を提案した^{4~6)}。しかしながら実際には、使用用途に応じてさまざまなヤング率を有するコーティング膜が選択され使用されているので、より一般的な評価を行うためには、幅広いヤング率を有するコーティング膜が施された場合について、コーティング膜や中間層を含む材料の内部で生じる応力を正確に解析し評価する必要がある。

そこで本報では、母材のヤング率に対して 0.5 倍および 2.0 倍のヤング率を有するコーティング膜だけでなく、幅広いヤング率を有するコーティング膜、中間層を施した場合を対象に、コーティング膜、中間層および母材内部で生じる応力を詳細に解析して評価し、得られた結果から弾性流体潤滑下で使用される中間層を有するコーティング膜の設計指針を得ることを研究目的とする。

2. 解析モデルおよび方法

2. 1 解析モデル 図 1 に本報の解析モデルを示す。母材表面上に中間層を有するコーティング膜が施され、その上を潤滑面とし、球が x 正方向に転がり滑りをするものとする。また球には z 方向下向きに高荷重が負荷され、球とコーティング膜との間の潤滑油内に高圧が生じ、球、コーティング膜、中間層および母材は弾性変形するものとする。

2. 2 解析方法 無次元速度および球に負荷する垂直荷重を初期値として与え、レイノルズ方程式、接触表面の弾性変形を考慮した膜厚式、潤滑油の粘性係数と圧力の関係式⁷⁾、潤滑油の密度と圧力の関係式⁸⁾および力の釣合い式を連立させてマルチレベル法⁹⁾を用いて、潤滑油膜の圧力、厚さおよび弾性変形量の収束計算を行う。球表面の弾性変形量はヘルツの接触理

Fig. 1 Analytical model

論¹⁰⁾より得る。コーティング膜表面の弾性変形量は、母材上にその物性と異なる中間層ならびにコーティング膜が施されているためにヘルツの接触理論¹⁰⁾より得ることはできない。そこで本報では、容易に精度良く解析を行うために、コーティング膜表面の弾性変形量は、三次元軸対称有限要素法を用いてコーティング膜および中間層を施した材料の変位の影響係数を算出し¹¹⁾、その影響係数を用いて得る。収束後、それらの値よりコーティング膜、中間層および母材内で生じる応力を三次元有限要素法¹²⁾により解析する。解析方法の詳細については既報²⁾を参照されたい。

本解析方法の信頼性についての検証結果は既報²⁾に示しており、母材上に母材の物性と異なるコーティング膜等が施された材料の応力評価に本解析方法が適用可能であることを示した。

3. 解析結果および考察

3. 1 油膜の圧力などとコーティング膜表面の弾性変形特性 表 1 に示す条件のうち中間層のヤング率および厚さを考慮せずに、油膜圧力、油膜厚さおよび弾性変形量を解析した結果を以下に示す。

図 2 は厚さ t_c が $50\mu\text{m}$ のコーティング膜を施し、(a) はコーティング膜のヤング率 E_c と母材のヤング率 E_s との比 E_c/E_s 値が 0.50 の場合、(b) は 1.00 の場合、(c) は 2.00 の場合における、油膜圧力 p を最大ヘルツ圧力 p_h を用いて無次元した無次元油膜圧力 P の分布を示す。なお図 2(b) は、コーティング膜のヤング率値 E_c が母材のヤング率値 E_s と同じであるので母材上にコーティング膜が施されていない場合の解析結果を示していると考えることができる。同図において、 X 方向は潤滑油の流れる方向、 Y 方向はそれと垂直な方向をそれぞれ示し、 X 座標および Y 座標はそれぞれヘルツ接触半幅 a で無次元化されている。 $(X, Y) = (0, 0)$ は接触中心

Table 1 Calculated conditions

Dimensionless load parameter W	1.73×10^{-7}
Dimensionless speed parameter U	8.83×10^{-12}
Normal applied load F , N	10.0
Mean velocity u_m , m/s	0.8
Young's modulus of ball E_b , GPa	206.0
Poisson's ratio of ball ν_b	0.3
Young's modulus of coated film E_c , GPa	103.0~412.0
Poisson's ratio of coated film ν_c	0.3
Coated film thickness t_c , μm	50.0~100.0
Young's modulus of interlayer E_i , GPa	51.5~515.0
Poisson's ratio of interlayer ν_i	0.3
Interlayer thickness t_i , μm	5.0~50.0
Young's modulus of substrate E_s , GPa	206.0
Poisson's ratio of substrate ν_s	0.3

Fig. 2 Distributions of dimensionless oil film pressure, P , in case of $t_c=50.0\mu\text{m}$ Fig. 3 Distributions of oil film pressure, p , and Hertzian contact pressure in the x -axis in case of $t_c=50.0\mu\text{m}$ Fig. 4 Distributions of oil film thickness, h , and elastic deformation, δ , in the x -axis in case of $t_c=50.0\mu\text{m}$

を示す。無次元油膜圧力分布では、図2に示すように弾性流体潤滑特有の接触域出口付近に圧力スパイクと呼ばれる突出した部分が生じる。図2(a)に示すように $E_c/E_s=0.50$ の場合には、図2(b)に示す $E_c/E_s=1.00$ の場合、

Fig. 5 Distributions of dimensionless von Mises stress, $\sigma_{\text{mises}}/p_h$, in cases of $t_c=50.0\mu\text{m}$ and $E_c/E_s=0.50$ Fig. 6 Distributions of dimensionless von Mises stress, $\sigma_{\text{mises}}/p_h$, in cases of $t_c=50.0\mu\text{m}$ and $E_c/E_s=2.00$

すなわちコーティング膜がない場合と比較して圧力スパイクが小さく、無次元油膜圧力の最大値も小さくなるのに対して、 $E_c/E_s=2.00$ の場合には図2(c)に示すように圧力スパイクが大きく、無次元油膜圧力の最大値も大きくなる。

図3は、図2と同条件下における接触中心を通る x 軸上の油膜圧力 p と同条件下においてヘルツ接触した際に生じる接触圧力の分布、図4は、図2と同条件下における接触中心を通る x 軸上の油膜厚さ h と球表面およびコーティング膜表面の弾性変形量 δ の分布をそれぞれ示す。

図5は図2(a)と同条件下、図6は図2(c)と同条件下における X - Z 断面および Y - Z 断面上のコーティング膜および母材内で生じるミーゼス応力 σ_{mises} を最大ヘルツ圧力 p_h を用いて無次元化した値 $\sigma_{\text{mises}}/p_h$ の分布を示す。同図において、横軸 X 方向は潤滑油の流れる方向、

縦軸 Z 方向はコーティング膜および母材の深さ方向をそれぞれ示す。図中の $Z=0.0$ は潤滑面、 $\times$ 印は最大応力が生じている位置を示す。

図3に示すように、弾性流体潤滑下における油膜圧力は、潤滑油の流入方向 (x 軸マイナス方向) にはヘルツ接触半幅の約 3.0 倍、潤滑油の流出方向 (x 軸プラス方向) にはヘルツ接触半幅の約 1.1 倍の領域において生じる。また図4に示すように、 E_c/E_s 値がより大きくなると、コーティング膜表面の変形量はより小さくなるので、負荷は狭い領域に集中し、図3に示すように油膜圧力の発生領域はより小さくなり、その結果油膜圧力の最大値はより大きくなる。従って、 E_c/E_s 値がより大きくなると、コーティング膜内の狭い領域に高応力が集中し、図5および図6に示すように、応力の最大値がより大きくなる。

以上の油膜解析結果から、コーティング膜を施すと膜のヤング率および厚さの変化により、コーティング膜表面に負荷される負荷荷重の分布が変化し、その結果、コーティング膜および母材内の応力分布が変化することを見出した。このことから、コーティング膜のヤング率および厚さが応力分布に及ぼす影響について解析し考察する必要がある。

3. 2 応力評価の基準 材料が破壊する原因については古くから研究されており、様々な学説が発表されている。そのなかで本報では、「せん断ひずみエネルギーが降伏現象を支配するものとして、式(1)で定義される相当応力 (von Mises 応力: σ_{mises}) が材料の降伏応力に達したときに、材料の破壊が生じる」という、ミーゼスの降伏条件¹³⁾を基に、コーティング膜、中間層および母材内で生じる応力を評価した。

$$\sigma_{\text{mises}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 \right\} + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (1)$$

なお、コーティング膜の設計指針を検討する際には界面におけるコーティング膜の破壊強度を考慮する必要があると考えるが、実際の界面における膜の破壊強度は正確に評価されていない。そこで本報では、コーティング膜界面の破壊強度は考慮せず、界面の結合は強固で応力は界面において連続的に変化するものとして解析を行い、設計指針を得た。また、実際に母材上に中間層を有するコーティング膜を施すと、コーティング膜および中間層内に残留応力が生じる可能性がある。従って、残留応力を考慮した設計指針を検討する必要があると考える。しかしながら残留応力は、成膜時の温度や成膜プロセスに大きく依存するので、残留

応力を数値解析により解析することは、成膜温度や成膜プロセスなどに関するさまざまな仮定が必要であることから、非常に難しい。そこで本報では残留応力を考慮せずに弾性論の範囲内において内部応力を解析し評価を行い、中間層を有するコーティング膜の設計指針を得た。

3. 3 設計指針策定の基準 弾性流体潤滑下で使用されるコーティング膜、中間層および母材の損傷軽減のためには、コーティング膜、中間層および母材内で生じる応力はできる限り小さいことが望ましく、また母材を保護する目的で、コーティング膜を施す場合には、材料内部で生じる最大応力は母材内で生じるのではなく、コーティング膜内あるいは中間層内で生じることが望ましいと考える。さらに、コーティング膜のはく離を防止するためには、界面付近の応力値は小さいことが望ましいと考える。以上の観点を考慮し、本報の解析結果から設計指針について検討する。

3. 4 応力の解析結果 表1に示す条件で応力を解析した結果を以下に示す。

図7は、厚さ t_c が $50\mu\text{m}$ のコーティング膜、図8は、厚さ t_c が $100\mu\text{m}$ のコーティング膜で、(a)は中間層の厚さ t_i とコーティング膜の厚さ t_c との比 t_i/t_c 値が 0.10 の場合、(b)は 0.30 の場合、(c)は 0.50 の場合において、コーティング膜のヤング率 E_c と母材のヤング率 E_s との比 E_c/E_s 値を変化させて、中間層のヤング率 E_i と母材のヤング率 E_s との比 E_i/E_s 値と、コーティング膜、中間層および母材内で生じるミーゼス応力の最大値 $\sigma_{\text{mises-max}}$ を最大ヘルツ圧力 p_h を用いて無次元化した値 $\sigma_{\text{mises-max}}/p_h$ との関係を示す。

図9に E_c/E_s 値が 0.75 の場合における、 X - Z 断面上の $\sigma_{\text{mises}}/p_h$ の分布を示す。同図において、横軸 X 方向は潤滑油の流れる方向、縦軸 Z 方向はコーティング膜、中間層および母材の深さ方向をそれぞれ示す。 $Z=0.0$ は潤滑面を示し、 $X=0.0$ は接触中心を示す。また図中の $\times$ 印は最大応力が生じている位置を示す。

図10～図16は、 t_c が $50\mu\text{m}$ のコーティング膜、図17～図20は、 t_c が $100\mu\text{m}$ のコーティング膜で、(a)は t_i/t_c 値が 0.10 の場合、(b)は 0.30 の場合、(c)は 0.50 の場合において、 E_c/E_s 値と最大応力が生じる位置の z 座標を示す。なお縦軸の z 座標は t_c で無次元化されており、 $z/t_c=0.0$ は潤滑面を示す。

3. 5 応力解析結果に対する考察および設計指針 はじめに、本報の解析条件のなかでは比較的薄い、厚さ t_c が $50\mu\text{m}$ のコーティング膜と母材の間に中間層

Fig. 7 Variations of dimensionless maximum von Mises stress, $\sigma_{\text{mises-max}}/p_h$, with E_i/E_s in case of $t_c=50.0\mu\text{m}$ Fig. 8 Variations of dimensionless maximum von Mises stress, $\sigma_{\text{mises-max}}/p_h$, with E_i/E_s in case of $t_c=100.0\mu\text{m}$ Fig. 9 Distributions of dimensionless von Mises stress, $\sigma_{\text{mises}}/p_h$, in cases of $t_c=50.0\mu\text{m}$, $t_i/t_c=0.50$ and $E_c/E_s=0.75$

がある場合の解析結果に対して考察し設計指針を提案する。

コーティング膜の厚さ t_c が $50\mu\text{m}$ の場合、最大応力

値は、図 7 に示すように E_c/E_s 値に関わらず E_i/E_s 値の変化に対して極小値をもち、その極小となる時の E_i 値は E_c 値と E_s 値の間にある。この現象について考察

Fig. 10 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=0.50$ and $t_c=50\mu\text{m}$

Fig. 15 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=1.75$ and $t_c=50\mu\text{m}$

Fig. 11 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=0.75$ and $t_c=50\mu\text{m}$

Fig. 16 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=2.00$ and $t_c=50\mu\text{m}$

Fig. 12 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=1.00$ and $t_c=50\mu\text{m}$

Fig. 17 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=0.50$ and $t_c=100\mu\text{m}$

Fig. 13 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=1.25$ and $t_c=50\mu\text{m}$

Fig. 18 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=1.00$ and $t_c=100\mu\text{m}$

Fig. 14 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=1.50$ and $t_c=50\mu\text{m}$

Fig. 19 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=1.50$ and $t_c=100\mu\text{m}$

Fig. 20 Positions of maximum von Mises stress in cases of $E_c/E_s=2.00$ and $t_c=100\mu\text{m}$

するために、図 9 に示す E_c/E_s 値が 0.75 の場合を例にして、 E_i/E_s 値を変化させた場合の応力分布を比較すると図 9(a)より $E_i/E_s=0.25$ の場合には、応力の高い領域はコーティング膜と中間層との界面付近に集中しているのに対して、 E_i 値が E_c 値と E_s 値との間になる $E_i/E_s=0.85$ の場合には、図 9 (b)に示すように応力が高い領域はコーティング膜と中間層に分散する。その結果、最大応力はコーティング膜内に生じ、最大応力値は図 7 に示すように小さくなる。さらに $E_i/E_s=2.25$ の場合には、図 9(c)に示すように応力の高い領域は、中間層と母材との界面付近に集中する。このように E_c 値、 E_i 値および E_s 値の相対的大小により応力分布および応力値が変化するので、図 7 に示すように、最大応力値は最小値をもち、最大応力位置は後述するように変化すると考える。

最大応力位置は、 E_c/E_s 値が 0.50 の場合には、図 10 に示すように E_i/E_s 値の増加に伴いコーティング膜内もしくはコーティング膜と中間層の界面付近から中間層と母材との界面付近に移動するのに対して、それ以外の場合には、図 11～図 16 に示すように、最大応力位置は E_i/E_s 値の増加に伴い、コーティング膜と中間層の界面からコーティング膜表面近傍に移動しさらに中間層と母材との界面に移動する。そして、 E_i 値が E_c 値と E_s 値との間にある場合の最大応力位置は、概ねコーティング膜内もしくはコーティング膜表面近傍である。

以上の解析結果から、3.3 節に示す設計指針策定の基準に即すと、比較的薄いコーティング膜が施された場合には、コーティング膜のヤング率値と母材のヤング率値の中間の値をヤング率として持つ材料を、中間層に選定することが望ましいと考える。

図 7 に示すコーティング膜の厚さ t_c が $50\mu\text{m}$ の場合において、同一 E_c/E_s 値で比較すると t_i/t_c 値がより大きくなると、 E_i/E_s 値に対する最大応力値の変化はより大きくなる。これは、 t_i/t_c 値がより大きくなると材料内部の応力分布および応力値に及ぼす E_i の影響がより大きくなるためと考える。ただし、 E_i 値が E_c 値と E_s 値との間にある場合の最大応力値は、 t_i/t_c 値が変化しても大きく変化しない。しかしながら、 $E_c/E_s=0.50$ における最

大応力位置の解析結果を示す図 10 において、 E_i 値が E_c 値と E_s 値との間になる $E_i/E_s=0.75$ の最大応力位置を比較すると、 $t_i/t_c=0.10$ および 0.30 の場合には、図 10(a), (b)に示すように、最大応力はコーティング膜内に生じるのに対して、 $t_i/t_c=0.50$ の場合には、図 10(c)に示すようにコーティング膜と中間層の界面で生じる。

従って、母材のヤング率値より小さいヤング率を有するコーティング膜が施され、かつ上述した設計指針に即して、中間層のヤング率値がコーティング膜のヤング率値と母材のヤング率値との間になるように設計する場合には、中間層の厚さは厚過ぎないことが望ましいと考える。

一方、 $E_c/E_s=1.75$ および 2.00 における最大応力位置の解析結果を示す図 15 および図 16 において、 E_i 値が E_c 値と E_s 値との間になる $E_i/E_s=1.25$ および 1.50 の最大応力位置を比較すると、 $t_i/t_c=0.30$ および 0.50 の場合には、図 15(b), (c)および図 16(b), (c)に示すように、最大応力はコーティング膜表面近傍に生じるのに対して、 $t_i/t_c=0.10$ の場合には図 15(a)および図 16(a)に示すようにコーティング膜と中間層の界面で生じる。

従って、母材のヤング率値より大きいヤング率を有するコーティング膜が施され、かつ中間層のヤング率値がコーティング膜のヤング率値と母材のヤング率値との間になるように設計する場合には、中間層を厚く施すことが望ましいと考える。

次に本報の解析条件のなかでは比較的厚い、厚さ t_c が $100\mu\text{m}$ のコーティング膜と母材の間に中間層がある場合の解析結果に対して考察し設計指針を提案する。

t_c が $100\mu\text{m}$ の場合には、図 8 に示すように、 E_i/E_s 値に対する最大応力値の変化は非常に小さく、最大応力位置は、図 17～図 20 に示すように、コーティング膜内もしくはコーティング膜表面近傍である。これは、コーティング膜が厚くなると、コーティング膜の性質が中間層の性質に比べ、材料内部の応力分布および応力値を支配するようになるためと考える。

従って、比較的厚いコーティング膜が施された場合、中間層の厚さは特に限定する必要はない。しかし、比較的厚いコーティング膜を施すとコーティング膜を施す際に生じる残留応力が大きくなる可能性があるため、その残留応力を緩和することを目的として一定の厚さを有する中間層を施すことが望ましいと考える。

さらに $E_c/E_s=1.50$ および 2.00 の場合でかつ $E_i/E_s=0.25$ の場合には、図 8(b), (c)に示すように、最大応力値は他の条件の最大応力値より大きくなり、最大応力は図 19(b), (c)および図 20(b), (c)に示すようにコーティング膜内およびコーティング膜と中間層の界面に生じる。

従って、母材のヤング率値より大きいヤング率を有するコーティング膜を施す場合には、母材のヤング

率値より大きいヤング率を有する材料を中間層に選定することが望ましいと考える。

4. 結論

本報では、幅広いヤング率を有するコーティング膜、中間層を施した場合を対象に、コーティング膜、中間層および母材内で生じる応力を三次元解析して評価し、得られた結果から弾性流体潤滑下で 사용되는中間層を有するコーティング膜の設計指針を得た。その結果をまとめると以下ようになる。

1. 比較的薄いコーティング膜が施された場合には、コーティング膜のヤング率値と母材のヤング率値の中間の値をヤング率として持つ材料を、中間層に選定することが望ましい。
2. 母材のヤング率値より小さいヤング率を有するコーティング膜が施され、かつ結論 1. に示した設計指針に即して、中間層のヤング率値がコーティング膜のヤング率値と母材のヤング率値との間になるように設計する場合には、中間層の厚さは厚過ぎないことが望ましい。
3. 母材のヤング率値より大きいヤング率を有するコーティング膜が施され、かつ結論 1. に示した設計指針に即して、中間層のヤング率値がコーティング膜のヤング率値と母材のヤング率値との間になるように設計する場合には、中間層を厚く施すことが望ましい。
4. 比較的厚いコーティング膜が施された場合、一定の厚さを有する中間層を施すことが望ましい。さらに母材のヤング率値より大きいヤング率を有するコーティング膜を施す場合には、母材のヤング率値より大きいヤング率を有する材料を中間層に選定することが望ましい。

参考文献

- 1) D. Dowson and G. R. Higginson, A Numerical Solution to the Elasto-Hydrodynamic Problem, *Journal Mechanical Engineering Science*, 1-1 (1959), 6-15.
- 2) T. Fujino, K. Iwamoto, K. Tanaka and M. Shima, Stress Distribution of Coated Film with a Range of Coated Film Thickness and Elastic Properties under a Single EHL Operating Condition, *Tribology International*, 40 (2007), 1638-1648.
- 3) 藤野俊和, 岩本勝美, 田中健太郎, 弾性流体潤滑下におけるコーティング膜の強度評価と設計指針, *日本機械学会論文集 (C 編)*, 75-750 (2009), 460-469.
- 4) T. Fujino, K. Iwamoto, N. Akuzawa and K. Tanaka, Stress Distribution of Coated Film with Interlayer under Elasto-hydrodynamic Lubrication Conditions, *Proc. IMechE. Part J; J. Eng. Tribology*, 223-J3 (2009), 553-562.
- 5) 藤野俊和, 岩本勝美, 田中健太郎, 弾性流体潤滑下における中間層を有するコーティング膜の強度評価と設計指針, *日本機械学会論文集 (C 編)*, 75-755 (2009), 2075-2083.
- 6) 藤野俊和, 岩本勝美, 田中健太郎, 阿部雅二郎, 弾性流体潤滑下における中間層および傾斜層を有するコーティングの設計指針, *トライボロジスト*, 55-7 (2010), 499-508.
- 7) C. J. A. Roeland, Correlation Aspect of the Viscosity-Temperature-Pressure Relation of Lubrication Oils, Ph.D. thesis, Delft University of Technology, Netherlands, (1966).
- 8) D. Dowson and G. R. Higginson, *Elasto-Hydrodynamic Lubrication, The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication*, Pergamon, Oxford, (1966).
- 9) C. H. Venner and A. A. Lubrecht, *Multilevel Methods in Lubrication*, (2000), Elsevier.
- 10) H. Hertz, *The Contact of Elastic Solids*, *J. Reine Angew. Math.*, 92 (1881), 156-171.
- 11) 元田智弘, 志摩政幸, 佐々木信也, 球の押込みによる耐摩耗被膜のヤング率計測システムの構築, *トライボロジスト*, 48-6 (2003), 503-510.
- 12) O. C. Zienkiewicz 著, 吉識雅夫, 山田嘉昭監訳, マトリクス有限要素法, (1984), 培風館.
- 13) 例えば, 菊池正紀, 和田義孝, よくわかる材料力学の基礎, (2004), 秀和システム.