ランプ強度向上のための超高圧放電灯封止部バルブ側端部の形状に関する研究

正会員 加瀬 征彦 (株式会社オーク製作所) 非会員 沢 俊行 (広島大学大学院)

A Study on the End Shape of the Sealed Parts of the Bulb Side in the Super High Pressure Discharge Lamps to Improve the Lamp Strength under Internal Pressure

Member Masahiko Kase (ORC MANUFACTURING., Co., Ltd) and

Non Member Toshiyuki Sawa (Hiroshima University graduate School of engineering)

ABSTRACT

Super high pressure mercury discharge lamps have been used as a UV and visible light sources for photolithography exposure process, such as patterning LCDs, PCBs and semiconductors. This study examines their rupture characteristics and discuss a guideline for designing a part of lamp between the end of bulb and the end of the sealed part under internal pressure. Finite-Element method (FEM) was employed to investigate the maximum principal stress σ_1 distribution near the end of the sealed part. Furthermore, static water pressure tests were conducted to examine the strength characteristic of the bulbs. As the results, the rupture characteristics near the end of the sealed parts can be elucidated and the guideline for designing the end of the sealed parts were drawn up. Moreover, the relationships among the rupture pressure and the outer diameter D_2 of the glass parts in the sealed parts and the length L_1 near the end of the sealed parts were obtained for increasing the bulb strength. It was found that the strength near the end of the bulb was increased as the diameter D_2 was decreased and the length L_1 was increased. The rupture characteristics obtained by the numerical results were in fairly good agreements with those by the experiments.

KEYWORDS : super high pressure, lamp, bulb, sealed parts, rupture, internal pressure

1. 緒言

超高圧水銀放電灯 (以下, 単にランプと称する) は, 半導体, 液晶, プリント基板などの製造工程のひとつであるフォトリソグラフィによるパターン露光の光源として一般に用いられている。

本ランプは, 点灯時の内圧が1.0MPa 以上となること¹⁾が一般に知られており, 点灯時の温度もそのバルブ部の外面において500℃を超える状態で使用される。ランプがその点灯時に破壊するとランプ周囲に配置されたミラー, レンズなどの光学系を損傷, 破損させる危険があることが分かっており, これらの修復作業に多大の時間と費用がかかる。このため, ランプ破壊は生産設備のみならずランプ使用者に大きな損害を及ぼす。したがって, ランプ設計者は点灯時にランプ破壊が発生しないよう, 安全性に十分な配慮が必要である。

ランプの破壊現象, および安全設計に関する研究は, Thoutet²⁾によってランプ点灯時の応力分布が材料力学的手法を用いて計算され, 点灯時の内圧に作用時に発生する応力や, 温度分布に起因する熱応力状態が詳しく調べられている。Erdogan³⁾らは, 金属, ガラス製の部品が使用されているランプ封止部の応力状態を破壊力学的手法を用いて調べ, クラックが生じる条件やその方向について実験と計算の比較を行い, 両結果が一致することを示している。また, Varshneya ら⁴⁾は, 封止部の点灯時の応力状態を有限要素法 (FEM) によって計算し, 封止部に使用される金属箔の端部に応力集中が発生することを示している。また, Morimoto ら⁵⁾

は, バルブ素材であるシリカガラスの残留応力と分子構造の関係を調べ, 真空紫外光の照射によってシリカガラスの分子構造が変化する場合, シリカガラス内部に残留応力が発生することを示しており, シリカガラスの強度が点灯時間とともに低下する場合があることを指摘している。

著者らの研究^{6)~8)}における有限要素法 (FEM) を用いた応力計算, および静水圧によるランプ破壊実験により, (1)封止部の破壊強度がバルブ部のそれよりも低い, (2)封止部で最も破壊強度が低い箇所は, 金属箔が配置されている周辺である, ことが明らかにされている。しかしながら, 上記の封止部では点灯時の温度上昇により, 金属部品とガラス部品の間で応力緩和が発生しており, 室温時に比較して内圧に起因する破壊強度が上昇する可能性があることが報告されている⁸⁾。

これに対し, 過入力点灯などにより, 人為的に破壊したランプを調べると, 破壊発生位置が前述の金属箔周辺ではないと推測される例があることが経験的に分かっている。この破壊発生位置は, 封止部のバルブ側端部 (以下, 単に封止部端部という) である。さらに, この付近の形状を変化させた場合, ランプの破壊強度が変化する事も経験的に知られている。

現在, 封止部端部の形状は従来の経験則をもとに点灯時のランプ内圧などを考慮して決定されているのが実情である。しかしながら, 経験則からだけでは, ランプ封止部端部の形状と, 内圧作用による破壊の関係が明らかでないため, 設計されたランプの安全性が十分かどうか保証されていない。従って, この部分の破壊

強度を詳しく調べ、ランプ破壊に対する安全性の指針を作成する必要がある。

ランプ点灯時は、封止部端部に内圧作用により発生する応力のみならず点灯時の温度分布に起因する熱応力が発生していることも推測される。この付近の熱応力に関しては、Jungst ら⁹⁾が有限要素法 (FEM) を用いて温度分布から熱応力分布を計算しており、アルミナを主成分とするセラミックをバルブ素材に使用したランプにおいて、点灯時のバルブと封止部の間で大きな温度差が生じ、ランプのバルブ端部付近に発生する熱応力が破壊の支配的因子であることが報告されている。本ランプの場合、バルブ素材であるシリカガラスの線膨張係数が上記のセラミック素材に比較してかなり小さいため、点灯時の熱応力は内圧作用によって発生する応力に比較してかなり小さな値となることが著者らの報告によって分かっている¹⁰⁾。したがって、封止部端部の破壊における最も支配的な因子は、点灯時の内圧であると推測される。

以上より、本研究では点灯によって破壊する場合があると推測されるランプの封止部端部について、内圧作用時の破壊特性を調べることにより (1)封止部端部の破壊強度と封止部形状の関係を調べることで、(2)前述の(1)の結果から、ランプ安全設計のための指針を作成すること、の二つを目的としている。

2. ランプの説明

2.1 ランプ各部の構造

図1は、ランプの模式図を示す。点灯時は図1中の電極間でアーク放電が発生し、発光する。バルブ内には水銀、希ガスが封入されているため、紫外～可視域にかけて強度の高い光が放射される。

図1のランプは、一般的に点灯時の入力電力が1kW以上で使用される。この際、緒言で述べたように内圧、温度がかなり高くなることが知られている。以上より、バルブの素材は、ガラス素材の中で線膨張係数が最も小さく、かつ紫外～可視域にかけての透過率が最も高い素材の一つであるシリカガラス (石英ガラス) が使用されている。

図2は、バルブ端部から封止部付近の模式図を示す。

バルブ内の気密性を維持する必要から、ランプは図1に示した封止部を有している。封止部を製作する工程は、(1)バルブからつながるガラス管 (以下、シールガラスと呼ぶ) 内の圧力を大気圧よりも低くする、(2)バーナーの炎などの熱源によりシールガラスを加熱し、シールガラスをその外径方向に収縮させる、(3)上記(2)の作業により、バルブからつながるガラス管内面と封止部に使用されているシリカガラス部品外面を溶着させる、という工程を経る。このため、封止部端部付近は図2に示すような曲線を有する形状となる。

ランプ構造の、より詳細な説明は参考文献⁷⁾⁸⁾に示している。

図1 超高压水銀放電灯の概略

Fig.1 Schematic of Super high pressure mercury discharge lamp.

図2 バルブと、封止部端部付近の概略

Fig.2 Schematic of near the end of sealed parts and bulb.

2.2 封止部端部破壊に関する経験則

1章で述べたように、点灯時の内圧作用により封止部端部付近に高い応力が発生し、ランプが破壊する可能性が高い。さらに、ランプがこの付近から破壊している例が実験的に確認されている。

これまでの経験から、(1)図2中のガラス部品Aの外径 D_2 が大きい、(2)ガラス部品Aとバルブ端部のy軸方向の長さ L_1 の値が小さい、場合ほどより低い内圧下で破壊が発生しやすいとされている。実際の設計時には D_2 および L_1 の値を従来の経験から問題がないとされる範囲としている。さらに、図2中に示したように、バルブ端部から封止部に位置する部分のシールガラス形状は、前節に述べたようにバルブ部と比較してより複雑な形状となっている。このため、前述の D_2 および L_1 の値に加え、図2中のy軸方向の長さが L_2 で表される部分のシールガラス内面の形状が破壊特性に影響を及ぼしていることが推測されるが、この部分の形状がどの程度破壊特性に影響を及ぼしているかは不明である。

以上より、 D_2 および L_1 の値およびシールガラス内面の形状がランプ破壊特性にどのような影響を及ぼしているかを調べる必要があると考えられる。後述する実験および有限要素法 (FEM) による計算では、図2に示した D_2 、 L_1 の値およびシールガラス内面の形状を変化させ、内圧作用時に発生する応力分布、およびその強度がどのように変化するかを調べる。さらに、得られた結果から、ランプ設計にあたっての指針を提案する。

3. 方法

3.1 実験方法

3.1.1 試験片

図3(a)、(b)は、本実験で使用した試験片の概観図である。実験では、大きさの異なる2種類のランプが使用されている。Aタイプは図3(a)のような形状であって、図2に示した D_1 の値を固定した状態で L_1 および D_2 の値を変化させ、これらの寸法が破壊に及ぼす影響を調べている。また、Bタイプは図3(b)の様な形状であって、 D_1 および D_2 の値を固定した状態で L_1 の値を変化させ、内圧作用時の破壊強度に及ぼす影響を調べている。

1章緒言で述べたように、実際のランプで後述する静水圧試験を行うと、封止部の導電箔付近から破壊が発生しやすいことが過去の研究より示されている⁷⁾。このため、本実験では導電箔が使用されていない試験片を製作し、静水圧による破壊内圧を測定することで強度を評価している。

表1は、使用した試験片の寸法 L_1 および D_2 の値を示す。なお、表1中の(+)は、陽極側、(-)は陰極側をそれぞれ表している。

図3 静水圧試験用試験片の概観図

Fig.3 Schematic of specimens used in static water pressure tests.

表1 各試験片の寸法 L_1 および D_2 の値

Table 1 Summary of measured values L_1 and D_2 for each specimen.

Type	No.	Measured values (unit : mm)			
		$L_1(-)$	$L_1(+)$	$D_2(-)$	$D_2(+)$
A	1	1.0	20.0	20.0	20.0
	2	10.0	20.0	20.0	20.0
	3	16.0	12.0	20.0	20.0
	4	15.5	15.0	20.0	20.0
	5	20.0	20.0	20.0	20.0
	6	5.0	20.0	26.0	26.0
	7	0.0	0.0	26.0	26.0
B	1	13.0	9.0	12.0	12.0
	2	9.0	12.0	12.0	12.0
	3	20.0	20.0	12.0	12.0

図4 静水圧試験の概略

Fig.4 Experimental system in the static water pressure test.

3.1.2 静水圧試験

図4は、静水圧試験の概略を示す。本試験は、試験片内部に満たされた水を一定の昇圧速度で加圧することにより、試験片に内圧を作用させ、破壊させる。試験片は、図4中の管を介して加圧ポンプに接続されている。また、試験片は、破壊時の破片飛散を防ぐために、水が満たされた水槽中で加圧、破壊される。実験時には試験片破壊時の圧力が記録される。昇圧速度は、これまでの著者らの報告⁷⁾⁸⁾に示されている値と同じく6.0MPa / 5 min としている。加圧時の応力分布変化、クラックの発生などは、図4中の鋭敏色法¹²⁾¹³⁾を用いた光弾性により観察される。

本実験の詳細な方法に関しては、参考文献⁷⁾⁸⁾¹¹⁾に示されている。

3.2 有限要素法 (FEM) による応力分布の計算方法

図5(a)はFEM計算モデルにおける境界条件を示す。また、図5(b)はFEM計算における要素分割の一例を示している。さ

図5(a) FEM計算モデルの境界条件

Fig.5(a) Boundary conditions of model in FEM calculation.

図5(b) 要素分割の一例

Fig.5(b) An example of mesh division in FEM calculation.

らに、重要部分の詳細な分割を右部に示している。計算時間を削減し、単位面積あたりの節点数を増加させるために、ランプ全体ではなく、バルブ部と封止部の一部をモデル化し、2章1節に示した図1中のy軸の周りに対称な二次元軸対称の条件下で計算している。

計算時の節点数は21000~24000、要素数は9000~14000とし、8節点の四角形要素を用いている。有限要素解析コードはサイバーネット社製 ANSYS を使用している。

計算時は、図5(a)に示したようにバルブの下端部を全方向に拘束、上端部をx方向(2次元軸対称のため、z軸方向は考慮していない)に拘束し、y軸の負方向にランプ中の電極などの重量に相当する9.8(N)の荷重を作用させている。さらに、試験片内外の温度が室温(20℃)かつ一様である状態を仮定している。以上の条件下で、バルブ内面に3.0(MPa)の圧力を作用させ、最大主応力 σ_1 の分布状態とその最大値を調べている。

ランプに使用されているガラス素材のシリカガラスは、室温下で典型的な脆性材料の一つであることが知られている。脆性材料の破壊予測は最大主応力説によって通常行われ、材料の荷重作用時の応力とひずみの関係はほぼ線形となることが知られている¹⁴⁾。すなわち、破壊に至るまで縦弾性係数の変化が極めて小さい¹⁴⁾ので、本計算では加圧時のモデル各部における最大主応力 σ_1 の分布を計算し、各条件における破壊強度の比較を行っている。

図6は、シリカガラスの破壊応力と温度の関係¹⁵⁾を示す。

シリカガラスの破壊応力は室温下で60(MPa)程度であることが知られている¹⁵⁾。したがって、計算された最大主応力 σ_1 の値がこの値を超える場合、シリカガラスが破壊に至ると判断される。

表2は、本計算に使用されているシリカガラスの20℃における縦弾性係数(Young's Modulus)と、ポアソン比(Poisson's ratio)の値を示す¹⁵⁾。

図6 シリカガラス破壊応力と温度の関係
Fig.6 Relationship between the rupture stress of Silica glass (Vitreous-Silica) and temperature.

表2 20℃でのシリカガラスの縦弾性係数とポアソン比¹⁵⁾
Table 2 Young's moduls and Poisson's ratio of silica glass at 20℃.

Young's moduls (GPa)	Poisson's ratio
72.0	0.17

2章2節に述べたように、経験則から、(1)ガラス部品Aの外径 D_2 、(2)ガラス部品Aとバルブ端部間の長さ L_1 、(3)封止加工によって変形させたシールガラス内面の形状、の三因子が内圧作用時のランプ破壊強度に影響を及ぼしていると推測される。

本計算では、前述した三因子がランプ破壊に及ぼす影響を明らかにする。さらに、破壊強度向上のための考察を行う。

3.3 各因子が破壊強度に及ぼす影響

3.3.1 ガラス部品Aの外径 D_2

図7は、計算モデルの概略である。外径 D_2 が破壊特性に及ぼす影響を調べるため、バルブの外径、および曲率半径を一定とした状態でガラス部品Aの外径 D_2 の値を変化させている。また、2章2節に述べたように、内圧作用時のバルブ端部における応力分布がガラス部品Aの外径 D_2 以外の因子によって変化すると推測される。本計算では、図7に示したように封止部端部とバルブ端部間の長さ L_1 を10(mm)一定、かつシールガラスを直管型とし、FEM計算を行っている。

この際、バルブ全長が、図7に示すように変化する。表3は、計算モデルの各部寸法をまとめたものである。本計算では、実験に使用した2種類のバルブに加え、さらに大型の外径150(mm)のバルブに対して外径 D_2 が破壊特性に及ぼす影響を調べることにより、バルブ自体の大きさが封止部端部の破壊特性に及ぼす影響についても調べている。表3中のバルブ、シールガラス部の厚さは3.5(mm)一定としている。

図7 外径 D_2 が変化する場合の計算モデルの形状
Fig.7 Bulb shapes in calculated models when the outer diameter D_2 of the glass parts A is varied.

表3 計算時の各部寸法
Table 3 Dimensions of the bulbs in FEM calculations.

Type	Bulb			Sealed Parts	
	Outer Diameter(mm)	Total length(mm)	Thickness t(mm)	D_2 (mm)	L_1 (mm)
A	82	108.2	3.5	12	10
		101.4		20	
		96.4		27	
		85.2		40	
B	105	173.4	3.5	10	10
		147		20	
		139.8		40	
		131.4		80	
C	150	187	3.5	20	10
		177.4		40	
		164.4		60	
		147.6		80

図8 長さ L_1 が変化する計算モデルの形状
Fig.8 Bulb shapes in calculated models when the length L_1 is varied.

図9 バルブ端部から封止部までの詳細形状
Fig.9 Detail shape between the end of bulb and sealed parts.

3.3.2 封止部端部とバルブ端部間の長さ L_1 の影響

図8は、計算に使用したモデルの概略を示す。図2に示した長さ L_1 が応力分布に及ぼす影響を調べるため、表3に示した各モデルにおける封止部の寸法 L_1 の値を0から20 (mm) まで変化させ、内圧作用時の各モデルに発生する最大主応力 σ_1 の分布を比較している。

3.4 シールガラス内面の形状が破壊特性に及ぼす影響

3.4.1 封止加工後のシールガラスの形状

図9は、ランプ製作時の封止加工によって変形した封止部端部付近と、ガラス管内面形状の曲線を示している。

2章1節で述べたように、封止部の成形はシールガラスを加熱し、軟化させた状態で行う。軟化時に変形したシールガラスは図9に示したように封止部に近づくほどその部分の内径と、外径がより小さくなる。

図10は、ランプバルブ端部付近の断面写真の一例を示す。本計算では、図9に示したシールガラスが変形している部分の形状を以下のような仮定の下で計算している。

(1) 図9中のシールガラス形状が大きく変化する部分の一部(点

図10 ランプバルブ端部付近の断面の一例
Fig.10 An example of the cross section near the end of the bulb.

h から点 f まで) が懸垂線 (Catenary) で表される

(2) (1)以外の部分 (図9中の点 f から点 e まで) は円弧で表される

(3) シールガラス外面の形状に関しても懸垂線及び円弧により表される

3.4.2 懸垂線と円弧によるシールガラス内面形状の近似方法

図9に示した曲線の形状は、封止時に溶融したシールガラスが、その内外の圧力差によって変形することにより成形される。このため、この曲線が懸垂線形状に近い形になると考え、近似している。

一般的な懸垂線 $f(x)$ は、(1)式となる¹⁶⁾¹⁷⁾。

$$f(x) = \alpha \cdot \cosh\left(\frac{x}{\alpha}\right) + C_2 \quad \dots\dots\dots(1)$$

(1)式中、 α および C_2 は曲線の全長、境界条件によって決まる値である。

(2)式は、(1)式をランプ封止部端部の形が合致するよう変形したものである。

$$x(y) = \alpha \cdot \cosh\left(\frac{y - y_g}{\alpha}\right) - \alpha + x_g \quad \dots\dots\dots(2)$$

(2)式中、 x は図9中、f点からh点までの x 軸方向の座標である。この区間にのみ懸垂線近似を行っている。(2)式中の α は、曲線の形状によって決められる値である。残余部分は(3)式に示される形で円弧近似を行っている。

$$\sqrt{(x - x_o)^2 + (y - y_o)^2} = (x_e - x_o) \quad \dots\dots\dots(3)$$

後述するように、実際の計算は、(2)および(3)式を連立方程式として使用し、数式処理プログラム Mathcad により解くことにより近似曲線の形状を決定している。

図11は、シールガラス変形部分の近似曲線の計算例を示す。図9に示したe点、h点を固定し、e～hまでの曲線の全長 L_{inside} を変化させた結果である。

3.4.3 封止部端部形状の懸垂線、円弧による近似方法

前節で示した式(2)、(3)を使用して封止部の形状を近似する方法を説明する。

図11 パルプ端部付近の近似曲線の説明
Fig.11 Illustration of approximated curve near the end of bulb.

図9より、近似曲線は以下の条件を満たす必要がある。

- 【1】点fで(2)、(3)式が連続である
- 【2】点fと点o (x_o, y_o) を結ぶ直線と点fにおける懸垂線の接線が直交する (ただし、図9より $y_o = y_e$)
- 【3】点gで(2)式が極小値をとる
- 【4】曲線の全長 L は(2)式、(3)式で表されるカーブの全長の和である
- 【5】式(2)が点hを通る

まず、【1】の条件から以下の(4)および(5)式が導かれる。

$$x_f = \alpha \cdot \cosh\left(\frac{y_f - y_g}{\alpha}\right) - \alpha + x_g = x_o + \sqrt{(x_f - x_o)^2 + (y_f - y_o)^2} \quad \dots(4)$$

$$x_f = \alpha \cdot \cosh\left(\frac{y_f - y_g}{\alpha}\right) - \alpha + x_g = x_o + \sqrt{(x_f - x_o)^2 + (y_f - y_e)^2} \quad \dots(4)$$

$$\sinh\left(\frac{y_f - y_g}{\alpha}\right) = \frac{y_f - y_e}{\sqrt{(x_e - x_o)^2 - (y_f - y_o)^2}} \quad \dots(5)$$

(4')式は、図9から $y_o = y_e$ であるため、(4)式を書き直したものである。

【2】の条件からは、以下の(6)式が導かれる。

$$\frac{x_f - x_o}{y_f - y_e} \cdot \sinh\left(\frac{y_f - y_g}{\alpha}\right) = -1 \quad \dots(6)$$

【3】の条件は(2)式の形を決めている。

【4】の条件からは以下の(7)式が導かれる。

$$L = \int_{y_h}^{y_f} \sqrt{1 + \left[\sin\left(\frac{y_f - y_g}{\alpha}\right)\right]^2} dy + \int_{y_f}^{y_e} \sqrt{1 + \left[\frac{y - y_e}{\sqrt{(x_e - x_o)^2 - (y - y_e)^2}}\right]^2} dy \quad \dots(7)$$

さらに、【5】の条件から、以下の(8)式が導かれる。

$$x_h = \alpha \cdot \cosh\left(\frac{y_h - y_g}{\alpha}\right) - \alpha + x_g \quad \dots(8)$$

以上の(4)~(8)式は応力計算時のパルプ端部から封止部端部を結ぶ曲線の形状を決定する。また、これらの式は互いに一次独立の関係にあると考えられる。五つの式中、測定などによって決めら

図12 近似曲線と実際のランプの形状の比較
Fig.12 Comparisons between the approximated curves and actual lamp shapes.

れる値は (x_e, y_e) , (x_h, y_h) , L であり、未知数は α , (x_f, y_f) , (x_g, y_g) , x_o の計6つである。未知数の数が式の数に比べて1つ多いため、実際の計算では、経験則から y_f の推測値、および後述する図13に示すように L_2 が増加する場合 $L_{\text{catenary}}/L_{\text{inside}}$ の値が減少するという条件を入力して y_f 以外の未知数を計算している。

本計算では、以上の複数の式を連立させ、数式処理プログラム Mathcad を使用し、パルプ端部から封止部端部を結ぶ曲線の形状を求めている。

3.4.4 結果の比較と近似式の妥当性

図12は、前節で述べた方法により計算された近似曲線と、実際のランプパルプ端部の形状を比較した一例である。比較を容易にするため、図9中のh点を内面、外面ともに原点としている。結果から、近似曲線が実際のランプにかなり近い形状となっていることが分かる。実際の曲線を近似曲線がどれだけ近似しているかを表す指標の一つである相関係数の二乗値 R^2 (値が1に近づくほど両者の相関性が高く、0で相関性がないと判断される) が、0.9以上となり両者の形状がかなりよく一致していることが分かる。

さらに、前節で得られた近似式がどの程度ランプのパルプ部端部から封止部に至る形状を近似しているかを調べた。使用したパルプの基本形状は表1に示したAタイプと同一であり、 L_1, L_2, D_1 , および D_2 の値は表4に示した通りである。

方法として、表4中のType1~3のランプをそれぞれ3本製作した後、これらランプを切断し、切断面をトレースしたものと、近似曲線との比較を行っている。

これら9本のランプについて、パルプ端部から封止部に至る形状をトレースし、上記の相関係数の二乗値を計算した。表5は、表4の各ランプにおける内面、外面の近似曲線について、近似曲線とランプの間の相関係数の二乗値 (R^2) の平均をまとめたものである。

相関係数の二乗値 (R^2) はいずれも0.9以上の値となっており、近似精度がかなりよいことがわかる。

表4 ランプの L_1 , L_2 , D_1 および D_2 値のまとめ

Table 4 Summary of the values L_1 , L_2 , D_1 and D_2 in actual lamps.

Type	L_1 (mm)	L_2 (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)
1	15.0	6.0	39.0	20.0
2	15.0	8.5	39.0	20.0
3	15.0	14.4	39.0	20.0

表5 近似曲線と実際のランプの相関係数
Table 5 Correlation coefficients between approximated curves and actual lamp curves.

Type	Inside	Outside
	Ave. R^2	Ave. R^2
1	0.905	0.922
2	0.929	0.934
3	0.935	0.968

また、相関係数の二乗値は、Type 1 と Type 3 の比較から L_2 の値がより大きくなるほど増加する傾向があると分かる。また、内面に比較して外面の方が R^2 値がより大きくなる傾向があることが示されている。

図13は、表4中の Type 1 から Type 3 までのシールガラス内面について、近似曲線の全長 L_{inside} と、(1)全長のうち懸垂線が占める割合 ($L_{\text{catenary}}/L_{\text{inside}}$) の平均値、(2)近似曲線の全長と図9に示した点 e から h を結ぶ直線の全長との比 ($L_{\text{inside}}/L_{\text{min}}$) の平均値、の関係を示している。

結果から、 $L_{\text{catenary}}/L_{\text{inside}}$ の値が増加する場合、 L_2 の値がより小さく、同時に $L_{\text{inside}}/L_{\text{min}}$ がより大きくなる傾向があることが分かる。

以上の結果から、今回の実験に使用された試験片の内面、外面の形状が、近似曲線とかなりよく一致することが分かった。したがって、本研究で使用されるランプに前述の近似式を使用しても問題ないと考えられるため、本論文での FEM による応力計算ではバルブ端部から封止部端部に至る曲線の形状を前述の近似式によって計算している。

3.4.5 バルブ端部から封止部に至る曲線形状が破壊特性に及ぼす影響

前述したように、バルブ端部から封止部に至るシールガラス内面の形状が破壊特性に影響を及ぼしていると推測される。内面の形状はランプの封止工程の条件によって、(1)図9中の点 e、および点 h が同位置にあっても曲線の形状が変化する、(2)封止工程で加熱する際の温度、および加熱時間が増加するほど点 e より点 h に至る曲線の全長 L_{inside} が増加する、(3)シールガラス外面の形状が一定でも内面の形状が変化している場合がある、ことが経験的に知られている。このため、前節で得られた近似曲線の式を用い、表4に示した3種類の形状に関して、シールガラス内面の曲線全長 L_{inside} および点 f の位置を変化させ、ガラス管外面の形状を表4に示した実際のランプと同じ形状とし、最大主応力 σ_1 分布の変化を調べることとする。

また、図2に示した L_1 と D_2 の値が加圧時の応力分布に影響を及ぼすと推測される。このため、これらの影響を分離するため L_1 の値を 15 (mm) および D_2 の値を 20 (mm) に固定し、計算を行う。

表6は、計算モデルにおける変数の値をまとめたものである。計算は、表1に示した A タイプのバルブで行っており、図2に示したガラス管が変形している部分の長さ L_2 を 6.0 (mm) から 14.4 (mm) まで三段階に変化させ、各場合において点 f (図9) の座標、および全長 L_{inside} の値を変化させることにより、ガラス管内部の曲線の形状が破壊特性に及ぼす影響を調べている。表6中の y 座標は点 h を原点としており、 L_{min} は L_{inside} の極小値である点 e から点 h (図9) までの直線距離を表している。また、 $L_{\text{catenary}}/L_{\text{inside}}$ は、ガラス管内部の曲線全長に対し、点 f から点 h までの懸垂線で近似できる曲線部分の比を表している。

図13 近似曲線の全長 L_{inside} と、比 $L_{\text{inside}}/L_{\text{min}}$ ($\diamond$)、および比 $L_{\text{catenary}}/L_{\text{inside}}$ ($\square$) の関係

Fig.13 Relationship among the total length of the approximated curve L_{inside} , the ratio of $L_{\text{inside}}/L_{\text{min}}$ ($\diamond$) and the ratio $L_{\text{catenary}}/L_{\text{inside}}$ ($\square$).

4. 実験結果および考察

4.1 破壊内圧と破壊箇所

表7は、3章1節で示した表1中の各試験片における、(1)破壊箇所、(2)破壊内圧、を示す。結果から、図2に示した長さ L_1 の値がより大きく、ガラス部品 A の外径 D_2 がより小さくなるに従い、破壊強度が上昇する傾向にあることが分かる。また、外径 D_2 の大きさが同じ場合、距離 L_1 がより小さいほうから破壊していることが分かる。この傾向は後述する5章1節、および5章2節の FEM 計算結果とよく一致している。

図14は、表7に示した結果のうち、バルブ端部から破壊した試験片に関して、各 D_2 の値に対する寸法 L_1 と試験片の破壊内圧の関係を示す。

結果から、(1)外径 D_2 が 20, 26 (mm) の場合に比べ、 D_2 が 12 (mm) の破壊内圧がかなり高い、(2)長さ L_1 の増加に伴い、破壊内圧値が上昇している、ことが分かる。

また、封止時におけるシールガラスの加工部分の大きさに関しては、測定のために試験片を切断する必要があるため、本実験に使用した試験片はシール部形状を測定されていない。

4.2 試験片の破壊状態

図15は、静水圧試験において、試験片の加圧前から破壊に至る

図14 静水圧試験における長さ L_1 が破壊内圧に及ぼす影響

Fig.14 Effect of the length L_1 on the ruptured pressure of the specimen in static water pressure tests.

表6 計算時の点 e, h, および f の座標と曲線の長さ L_{inside} 値のまとめ

Table 6 Summary of coordinates of the points d, h, f and the total length of the curve

表6.1 $L_2=6.00$ (mm), $L_2/L_1=0.40$ の場合
Table 6.1 $L_2=6.00$ (mm), $L_2/L_1=0.40$

x_e	y_e	x_h	y_h	L_{min}	L_{inside}/L_{min}	y_f	x_f	$L_{catenary}/L_{inside}$
16.00	-6.00	10.00	0.00	8.49	1.01	-5.50	15.72	0.93
						-5.00	15.47	0.86
						-4.80	15.43	0.84
					1.06	-5.90	15.93	0.99
						-5.00	15.32	0.86
						-4.00	14.61	0.71
						-3.00	13.89	0.57
					1.20	-3.80	14.20	0.70
						-1.90	12.43	0.42
						-0.97	11.34	0.26

表6.2 $L_2=8.5$ (mm), $L_2/L_1=0.57$ の場合

Table 6.2 $L_2=8.5$ (mm), $L_2/L_1=0.57$

x_e	y_e	x_h	y_h	L_{min}	L_{inside}/L_{min}	x_f	y_f	$L_{catenary}/L_{inside}$
16.00	-8.50	10.00	0.00	8.49	1.02	15.77	-8.00	0.95
						15.12	-6.50	0.79
						15.06	-6.10	0.75
					1.06	15.71	-8.00	0.95
						14.49	-6.00	0.77
						13.20	-4.00	0.49
						11.78	-2.00	0.26
					1.20	14.15	-6.00	0.73
						12.57	-4.00	0.51
						10.85	-2.00	0.28

表6.3 $L_2=14.40$ (mm), $L_2/L_1=0.84$ の場合

Table 6.3 $L_2=14.40$, $L_2/L_1=0.84$

x_e	y_e	x_h	y_h	L_{min}	L_{inside}	x_f	y_f	$L_{catenary}/L_{inside}$
16.00	-14.40	10.00	0.00	15.60	1.02	14.45	-10.00	0.70
						13.02	-8.00	0.60
						13.11	-6.00	0.43
					1.06	13.89	-10.00	0.68
						11.94	-6.00	0.39
						10.11	-2.00	0.11
					1.20	13.21	-10.00	0.71
						10.26	-5.30	0.39
						8.28	-0.80	0.13

表7 表1に示した試験片の破壊箇所と破壊内圧

Table 7 Ruptured position and ruptured pressure of the specimens shown in table 1.

Type	No.	Ruptured Position	$L_1(-)$ (mm)	$L_1(+)$ (mm)	$D_2(-)$ (mm)	$D_2(+)$ (mm)	Pressure (MPa)
A	1	(-) Bulb End	1.0	20.0	20.0	20.0	2.64
	2	(-) Bulb End	10.0	20.0	20.0	20.0	3.78
	3	(+) Bulb End	16.0	12.0	20.0	20.0	4.12
	4	Bulb	15.5	15.0	20.0	20.0	4.48
	5	(+) Bulb End	20.0	20.0	20.0	20.0	5.64
	6	(-) Bulb End	5.0	20.0	26.0	26.0	2.62
	7	(-) Bulb End	0.0	0.0	26.0	26.0	1.92
B	1	(+) Bulb End	13.0	9.0	12.0	12.0	4.78
	2	(-) Bulb End	9.0	12.0	12.0	12.0	4.46
	3	Bulb	20.0	20.0	12.0	12.0	5.48

までの状態を撮影した一例を示す。図15(1)は加圧前の状態を示している。図15(2)は、破壊から0.15秒前の状態を、図15(3)は破壊から0.09秒前の状態を示している。赤い四角内はガラス部品 A の端部付近に生じたクラックを示す。図15(1)~(3)を比較することにより、内圧の上昇と共に色分布、すなわち応力状態が変化し、バルブ端部とガラス部品の間に大きな応力が発生し破壊したことが分かる⁶⁾¹²⁾¹³⁾。図15(4)は破壊から0.15秒後の状態を示しており、封

止部とバルブ部が分離し破壊に至っていることが分かる。また、図15(4)の色分布は図15(3)と比較して図15(1)により近く、破壊によって内圧が開放され、同時にガラス内の応力が開放されていることが推測できる。

今回の実験結果から、すべての試験片において破壊がクラック発生から1秒程度のかかなり短い時間の間に発生することが分かった。

図15 静水圧試験における試験片破壊過程の一例

Fig.15 An example of rupture process of specimen in static water pressure test.

ランプ素材であるシリカガラスは、室温下において典型的な脆性材料であり、塑性変形をほとんど起こさずに破壊に至るため、短い時間で破壊したと考えられる。

これに対し、以前に著者らが報告した金属箔が使用されている部分からの破壊⁷⁾では、今回の実験と同等の昇圧条件下でクラック生成から20～30秒の間に試験片が破壊している。金属箔付近からの破壊は、内圧による応力に加えて、室温下で箔とシリカガラスの線膨張係数差による熱応力がこの付近に発生することが分

かっており、このことが試験片の破壊状態に何らかの影響を及ぼしていることが推測される。

5. 計算結果および考察

5.1 ガラス部品 A の外径 D_2 が変化する場合

図16は、最大主応力 σ_1 分布の計算結果の一例を、色の分布（コンタ図）によって示す。応力の強さは、図下部のカラーチャートにより表され、正の値（赤色側）が引張り方向、負の値（青色側）

図16 最大主応力 σ_1 分布計算結果（コンタ図）の一例

Fig.16 An example of calculated maximum principal stress distribution (Contours).

図17 L_1 が10 (mm) の場合におけるガラス部品 A の外径 D_2 と、最大主応力 σ_1 最大値の関係

Fig.17 Relationship between the outer diameter D_2 of the glass parts A and the maximum value of maximum principal stress when the length L_1 is 10 (mm).

が圧縮方向である。結果より、最大主応力 σ_1 の値が最大となるのは、封止部端部のガラス部品 A とシールガラスが接する付近であることが分かる。

著者らの報告⁶⁾によれば、図16に示した位置よりもバルブ部の中央から端部にかけての部分における最大主応力がより大きいという結果であった。この原因として、(1)計算モデルの L_1 値をかなり大きくしている (30mm ~ 40mm)、(2)特にバルブの応力分布に着目している、ため、これらの影響が十分に明らかにされていないと推測される。

図17は、表3に示した TypeA ~ C において、長さ L_1 が 10 (mm) に固定し、ガラス管 A の外径 D_2 (mm) と最大主応力の最大値 σ_{1max} の関係を示す。図17中の実線はシリカガラスの20℃における破壊応力¹⁵⁾を示している。結果から、最大主応力最大値 σ_{1max} の値がガラス管 A の外径値 D_2 が増加するにしたがって直線的に増加する傾向にあることが分かる。

したがって、本計算の条件下では封止部のガラス部品 A の外径 D_2 が増加するに従い、ランプの破壊内圧が減少する、すなわち強度が低下することが推測される。この傾向は、4章1節に示した実験結果とよく一致する。

内圧を受けるガラス部品 A 端部の断面積がその直径 D_2 の二乗に比例して変化する。これに対し、この荷重を支えるシールガラスの断面積は、その厚さ t が一定の場合、ガラス部品 A の外径値 D_2 に比例して増加する。従って、 D_2 が大きいほど、ガラス部品 A の端面に内圧が作用する面積が増加し、相対的にシールガラス断面が受ける応力値が増加したことがこの現象の一因であると推測される。

また、計算結果から得られた最大主応力の最大値は表3に示した A,B および C の3種類のパルブのうち、パルブ A,B の場合にはほぼ同じ値となるが、パルブをより大きくした C の場合、同内圧下での応力値が上昇しており、破壊強度が A と B のパルブに比較してより低くなる傾向にあることが分かる。この原因は、パルブ内表面積の増加によるものと考えられる。パルブ A, B および C の内表面積値の比はパルブ A の内表面積を 1 とした場合にパルブ B が 1.5、パルブ C が 4.9 と計算される⁶⁾。この値は、内圧作用時にランプパルブ内面が受ける総荷重の比に等しいため、パルブの厚さ t が一定という条件下でパルブ C にパルブ A と B に比較してより大きな応力が生じたと推測される。

5.2 ガラス部品 A の端面位置が変化する場合

図18は、ガラス部品 A の外径値 D_2 を一定とし、バルブ端部からガラス部品 A までの長さ L_1 を変化させた場合の、最大主応力の最大値 σ_{1max} の変化を示す。図18(a)~(c) は、それぞれ表3中に示された Type A ~ C に対応している。結果から、ガラス部品 A の外径 D_2 が大きいほど、最大主応力の最大値 σ_{1max} が大きくなる傾向があると分かる。また、最大主応力の最大値 σ_{1max} は長さ L_1 の変化に対し極大値を持つことが推測され、この極大値はガラス部品 A の外径 D_2 が増加するにしたがって増大する傾向にあると分かる。さらに、ガラス部品 A の外径 D_2 の値が増加するに従って、 σ_1 が極大となるときの L_1 値は増加することが推測される。

5.3 バルブ端部の曲線形状が応力分布に及ぼす影響

図18 長さ L_1 と最大主応力最大値の関係 (a) パルブ A, (b) パルブ B, (c) パルブ C

Fig.18 Relationship between the length A_1 and maximum value of maximum principal stress. (A) Bulb A (b) Bulb B (C) Bulb C as shown in Table 3.

図19(a), (b)および(c)は、それぞれ表6.1, 6.2および表6.3に示した形状のランプについて、シールガラス内面の近似曲線の全長のうち懸垂線が占める割合 $L_{catenary}/L_{inside}$ と、最大主応力の最大値 σ_{1max} との関係を示す。また、図中、破線の丸印は表5に示した実際のランプの場合を示している。また、図中の L_{min} は、 L_{inside} の極小値、すなわち図9中の点eから点hまでが直線で表される場合の L_{inside} の値である。

結果から、(1) $L_{catenary}/L_{inside}$ の値が大きい場合ほど、同内圧下で発生する最大主応力 σ_1 の最大値が大きくなっている、(2)全長 L_{inside} の変化によって $L_{catenary}/L_{inside}$ の値が同じ場合でも σ_{1max} の値が変化している、ことが分かる。さらに、実際のランプの場合（破

図19 L_{inside} と $L_{catenary}$ の比と最大主応力最大値の関係
Fig.19 Relationship between the ratio L_{inside} to $L_{catenary}$ and the maximum value of the maximum principal stress σ_1 .

線の丸印がついた部分) について図19(a)から図19(c)のグラフを比較すると、図2に示したシールガラスの外径 D_1 、ガラス部材 A の外径 D_2 および封止部端部の長さ L_1 が一定の値である場合、封止時に変形する部分の長さ L_2 と封止部端部の長さ L_1 の比 L_2/L_1 が0.84程度の値となるように封止部端部の形状を調整すればランプの破壊強度が向上するものと推測される。

6. 考察

前述の計算結果、及び実験結果から封止部端部の破壊強度を向上させるためには、以下の方法によれば良いことが分かる。

- (1) 使用されるガラス部品 A の外径 D_2 をより小さくする
- (2) バルブ端部からガラス部品 A 端部までの y 方向の長さ L_1 をより大きくする
- (3) 封止工程時に絞り加工によって封止部端部からバルブ端部に生じる曲線部分について、図2に示した長さ L_1 に占める L_2 の割合をより大きく、かつ $L_{catenary}/L_{inside}$ の値をより小さくするように D_2 および L_1 の値を選定する

本章では、上記の結果から、実際のランプ設計において設計の指針を作成する方法を考察する。

6.1 破壊特性と形状の関係

図20(a)は、シリカガラスの破壊応力を60 (MPa) と仮定し、表3に示した A および B のバルブについて、 D_2 と L_1 の値および図18(a), (b)で得られた応力値からランプ破壊内圧 P を推測した結果を示している。図中の直線は、結果を線形近似したものであり、黒丸印は表6に示した破壊実験の結果から得られた、破壊内圧と D_2 と A_1 の関係を示す。

図20(b)は、図20(a)と同様の方法で表3に示したバルブ C に

図20 破壊予想内圧と A_1 および D_2 の関係
Fig.20 Relationship among the estimated rupture pressure of the lamp, the length L_1 , and the outer diameter D_2 .

において、 D_2 と L_1 の値と破壊内圧の推定値の関係を示す。

図20(a)に示した実験結果と計算結果を比較すると、両者はかなり良く一致している。また、実験から得られた破壊圧力は計算結果から予測される値よりも若干高い傾向にある。これらの比較より、ランプを設計する場合に、作用内圧を予測した上で、図20に示したような関係を調べ、封止部の D_2 および L_1 の関係を適度に決定すれば、内圧に対して、破壊強度が優れたランプが製作できると考えられる。

5章1節で述べたように、バルブCの封止部端部は、バルブAとバルブBの場合と比較して破壊強度が低下する傾向があることが分かっている。図20(a)と図20(b)を比較すると、破壊推定内圧を示す直線の切片値は、(b)の方が(a)のそれよりも小さくなっており、 D_2 および L_1 が同じ値でもバルブCを用いる場合破壊内圧が低下する傾向にある事が分かる。

また、図20(a)において実験値と計算値は完全に一致していないが、これはランプのバルブ端部から封止部に至る形状が原因であると考えられる。この部分の形状は現在ランプを切断しなければ正確に測定できないため、今後は測定方法などを改良し、バルブ端部から封止部に至る曲線の形状が破壊特性に及ぼす影響を実験的に確認した上で安全設計の指針を作成する必要があると考える。

6.2 安全率の算出と、設計指針

図21(a)～(c)は、図18(a)～(c)のグラフから3.0MPaの内圧作用下における破壊に対する安全率（破壊応力（60MPa）/作用応力の最大値）を各 D_2 の場合について算出した結果を示す。結果から、ランプの破壊に対する安全率を向上させたい場合、一般に L_1 の値をより大きく、 D_2 の値をより小さくすれば良いことが分かる。しかしながら、安全率値は、(1) L_1 の値がある値以上となる場合、飽和する傾向がある、(2) L_1 の値が0から増加する場合に減少することがある、ため、 L_1 の値を決定する際は、これらのことを注意する必要がある。

図22(a)～(c)は、図19(a)～(c)のグラフから3.0MPaの内圧作用下における破壊に対する安全率（破壊応力（60MPa）/作用応力）を算出した結果を示す。結果から L_{inside} に対する $L_{catenary}$ の割合が減少するほど安全率が増加することが分かる。従って、破壊防止の観点からは、 $L_{catenary}$ の大きさがなるべく小さくなるようランプが設計されていることが望ましい。また、実際のランプでは L_2/L_1 が0.84程度の値である場合に安全率が最も高くなっており、封止条件を調整し、上記条件の下でランプが製作されることが望ましい。

図21、及び図22に示した3.0MPaの内圧下における安全率は、作用応力値が内圧に比例すると考えられる。したがって、内圧が2.0MPaの場合、安全率は3.0MPaの場合に比較して3/2倍、1.0MPaの場合3倍というように変化すると推測される。このため、例えば現行の封止部構造をそのまま用い、バルブのみを大きくしたランプを作製する場合、安全率を適正な値とするために設計時の内圧を減少させるなどの対策が必要であると考えられる。

7. 結言

本研究では、ランプ内で内圧に対する破壊強度が最も低い箇所の一つと考えられる封止部のバルブ側端部形状と破壊特性の関係を有限要素法（FEM）を用いた応力計算、および静水圧によるランプ破壊試験によって調べ、以下に示す結果が得られた。

図21 図18からの安全率算出結果（内圧3.0MPa, 破壊応力60MPa）
Fig.21 Calculated safety factors from results in figure 18
(Internal Pressure : 3.0MPa, Rupture Stress : 60MPa).

- (1) ガラス部品Aの外径 D_2 の値が小さいほど内圧に対する破壊強度が向上する
 - (2) バルブ部端部からガラス部品Aに至る y 方向の長さ L_1 の値が大きいほど内圧に対する破壊強度が向上する傾向がある
 - (3) ランプバルブの内表面積が増加する場合、封止部のバルブ側端部の内圧に対する破壊強度が低下する傾向がある
 - (4) ガラス部品Aの外径 D_2 、およびバルブ部端部からガラス部品Aに至る y 方向の長さ L_1 の値と破壊内圧の関係をより適正化することが可能となった
 - (5) バルブ部端部からガラス部品Aに至る部分の形状は円弧、および懸垂線からなる曲線とほぼ一致する
 - (6) (3)の曲線全長のうち、懸垂線が占める割合が小さいほど内圧に対する破壊強度が向上する
- また、設計時の指針を以下に示す。

図22 図19からの安全率算出結果 (内圧3.0MPa, 破壊応力60MPa)
Fig.22 Calculated safety factors from results in figure 19
(Internal Pressure: 3.0MPa, Rupture Stress : 60MPa).

- (1) ランプ設計時の安全率を定め、点灯時の内圧がランプによって変化する場合にも、安全率値が変化せぬようにする
- (2) L_1 の値に関しては、一般に増加するほど耐圧性が向上する傾向にあるが、ある値以上となる場合、飽和する傾向があること、0からある値まで増加する場合に減少する場合があることに注意すべきである
- (3) ガラス部品Aの外径 D_2 値が増加するほど、耐圧性が低下することに注意すべきである
- (4) シールガラスの変形部分全長 L_{inside} のうち、懸垂線で近似される長さ $L_{catenary}$ の割合をなるべく減少させるよう、封止時の条件を調整すべきである

以上の結果より、実際のランプ設計においては、点灯時に内圧が作用する場合のバルブ部端部から封止部端部までの破壊強度に注意すべきである。さらに、本研究で示された指針を用いてこの部分の形状を最適化することが望ましいと考える。

参考文献

- (1) 照明学会編：ライティングハンドブック, pp.151-154, オーム社 (1987).
- (2) Wolfgang E.Thouret : Tensile and Thermal Stress in the Envelope of High Brightness High Presssure Discharge Lamps. III Eng., 11, p.295 (1960).
- (3) F.Erdogan and Paul F.Joseph : Fracture mechanics of quartz-to-metal seals. : Engineering Fracture Mechanics, Vol.44, No.4, pp.491-513 (1993).
- (4) A.K.Varshneya and R.J.Petti : Finite Element Analysis of Stress in Glass-to-metal Foil Seals., Journal of American Ceramic Society., 61, pp.498-504 (1978).
- (5) Yukihiro Morimoto et. al., : Vacuum ultraviolet-induced strain in vitreous silica used for xenon lamp bulbs, Journal of Non-Crystalline Solids 179, pp.260-275 (1994).
- (6) 加瀬, 沢, 岩間 : 有限要素法による超高圧水銀放電灯バルブの耐内圧特性解析, 照学誌, 87-8A, pp.576-583 (2003).
- (7) 加瀬, 沢, 岩間 : 超高圧水銀放電灯通電箔封止部の耐圧力特性について, 照学誌, 88-5, pp.247-260 (2004).
- (8) 加瀬, 沢 : 複数の負荷作用が超高圧水銀放電灯封止部の破壊に及ぼす影響, 照学誌, 88-11, pp.853-865 (2004).
- (9) Jungst, Lang, Galvez : Improved Arc Tubes for Ceramic Metal Halide Lamps., Proc. of the 10th International symposium on the science and technology of Light sources, pp.115-124 (2004).
- (10) 加瀬, 沢, 岩間 : 熱負荷を受ける超高圧水銀放電灯バルブ部の応力解析, 照学誌, 88-5, pp.261-273 (2004).
- (11) JIS S-2302 炭酸飲料用ガラスびんの耐内圧力試験方法, JISハンドブック, (33)ガラス, JAS (2001), pp.162-163.
- (12) 辻, 西田, 河田 : 光弾性実験法, 日刊工業新聞社, pp.93-94 (1964).
- (13) 山崎, 三浦 : 光弾性実験構造解析, 日刊工業新聞社, pp.35-80 (1985).
- (14) 沢 : 再入門材料力学 (上), 日経メカニカル, pp.100-108 (2001).
- (15) Narottam.P.Bansa and R.H.Doremus : Handbook of glass properties., pp.7-30, Academic Press (1986).
- (16) Peter Broughton et. al., : "Analysis of Cable and Catenary Structure., pp.74-128, Thomas Telford Ltd (1994).
- (17) 寺沢 : 自然科学者のための数学概論 pp.369-370 岩波書店 (1994).

(受付日2005年1月5日 / 採録日2005年5月6日)

加瀬 征彦（正会員）

株式会社オーク製作所

〒391-0011 長野県茅野市玉川4896番地

1974年12月6日生まれ。1998年3月東京都立大学理学部物理学学科卒業。同年4月株式会社オーク製作所入社。現在、同社管球事業部にて研究開発に従事。特にランプ破裂とその対策に関する研究を行っている。

沢 俊行（非会員）

広島大学大学院工学研究科

〒739-8511 広島県東広島市鏡山1-3-2

1948年3月10日生まれ。1976年3月東京工業大学機械物理工学専攻博士課程修了。工学博士。現在、広島大学大学院工学研究科教授。主にボルト締結、接着構造の応力解析等の研究に従事。日本機械学会、日本接着学会、アメリカ機械学会会員。フランジガasket委員会委員長、フランジやねじ込み継ぎ手のISO規格委員会委員長等を歴任。