熱負荷を受ける超高压水銀放電灯バルブ部の応力解析

正会員 加瀬 征彦 (株式会社オーク製作所) 非会員 岩間 裕一郎 (株式会社オーク製作所)
非会員 沢 俊行 (山梨大学)

Stress Analysis of Super High-pressure Mercury Discharge Lamp Bulbs under Thermal Loads

Member Masahiko Kase (ORC MANUFACTURING.,Co.,LTD), Non Member Yuichiro Iwama (ORC MANUFACTURING.,Co.,LTD)
and Non Member Toshiyuki Sawa (Yamanashi University)

ABSTRACT

Super high-pressure mercury discharge lamps have been used as a light source in photolithography. They are applied to manufacturing semiconductors, liquid crystal displays (LCD), printed circuit boards (PCB) and so on. It is well known that their working internal pressure is more than 1.0MPa and their temperature at bulb outer surface is more than 500°C. Therefore, it is essential to be examined whether their safety designs for fracture of the bulbs are enough or not. Because the bulb shapes have been designed empirically, research has yet been carried out on the optimal design of the lamps for preventing the bulb fracture, by using scientific methods such as the theory of elasticity, finite element method and so on. In this study, the Finite Element Method (FEM) is applied to obtain the thermal stress of bulbs in operation, and the effects of the thermal stress on the bulb fracture is examined by comparing the obtained thermal stress with the critical stress of silica glass. As the result, we found that the obtained thermal stress of the bulb was much smaller than the stress, which was occurred under internal pressure at room temperature. In addition, it was observed that the thermal stress distributions in the lamps were varied by due to the restricted condition at the bulb ends. Thus, it can be concluded that designers for bulbs should pay a lot of attention how to fix the bulbs, because the stress in the bulbs increases by the restricted conditions and ruptures of the bulbs may occur due to the stress concentration.

KEYWORDS : super high pressure discharge lamp, bulb, thermal stress, safety design, FEM calculation

1. 緒言

半導体、液晶、プリント配線板などを生産する際のフォトリソグラフィ工程において、主に紫外から可視域にかけての光源として使用されている超高压水銀放電灯（以下、単にランプと称する）は、その内部に水銀および希ガスが封入されており、点灯時における内圧が、一般に1.0MPa以上とかなり高いことが知られている。また、このランプバルブ（以下バルブ部と称する）の外壁温度は点灯時において一部分もしくは全体が一般に500°Cを超えて使用されている。ランプを搭載する機器内において点灯中にランプが破壊した場合、内圧によってバルブ部破片が大きな運動量をもって飛散することが予測され、搭載機器内に於いてランプの周辺に高精度に配置されているミラー、レンズおよびフィルターなど、比較的高価な光学部品を損傷、あるいは破壊することが考えられる。また、ランプ内には環境汚染物質である水銀が封入されており、破壊によってこれらが飛散するなど、搭載機器とその使用者に対してかなり大きな被害を及ぼすことが予想される。このため、ランプを設計する際には作用内圧および熱などの負荷を考慮し、長時間のランプ点灯を行ってもバルブ部破壊が発生しないよう、十分な対策を行う必要がある。

以上の背景から、生産者によってランプ使用保証時間が定められている場合がほとんどである。したがって、通常の使用条件において、この保証時間内にランプ破壊事故が発生することはほとんどないと考えられる。しかしながら、保証時間はこれまでの経験則や複数の試作品を用いて行われる過負荷状態でのランプ点滅試験、あるいは実使用条件下における長時間の点灯耐性試験による実験結果に基づいており、破壊に対してある程度の余裕を持たせて定められている場合が多い。このため、これら保証時間がランプの破壊に対してどの程度の安全性と余裕度を持っているかが理論的に解明されていないことが問題である。

これらの問題の解明により、ランプ破壊に関する技術的進展が図られれば、ランプ設計者、および使用者の双方に大きく貢献できると考えられる。

1960年に Thoutet¹⁾によりランプ点灯中に生じる内圧や熱負荷など、複数の因子がランプ破壊に及ぼす影響を検討した研究が発表されている。最近では、加瀬、沢ら²⁾が、内圧がバルブ部破壊に与える影響を有限要素解析により調べ、内圧に対し最も耐性が高いバルブ部最適形状を検討している。さらに、著者ら³⁾によって、内圧作用時に起こるランプ封止部の破壊現象とその原因が詳細に調べられている。しかしながら、これらの報告を除くとランプ点

灯時に内圧、熱負荷あるいは素材の疲労などの各因子がランプバルブ破壊に及ぼす影響を調べた報告はほとんどなされていない。

熱負荷に起因する応力に関しては、Thouret¹⁾の報告において、ランプバルブ内面と外面の間に温度差が生じた状態における応力（熱応力）が材料力学的な計算手法によって求められている。また、A.G.Jack⁴⁾により、実験的な手法を用いた高圧ナトリウムランプ等におけるバルブ部のエネルギーバランス測定が行われている。しかしながら、実際のランプにおいては点灯時の配光特性やバルブ部内の電極形状、電極が配置されている位置、さらにランプが冷却される条件などの諸因子によって、バルブ部に局所的な温度分布が発生することが知られている。従来よりこの問題に関する研究はほとんどなされていない。したがって、バルブ部の局所的な温度分布に起因する熱負荷がどのような応力（熱応力）をバルブ部に発生させているかを調べ、応力集中など、点灯中に破壊を引き起こしやすい状態が生じていないかを詳しく調べる必要があると考えられる。

このため、本研究は、点灯時のバルブ部の熱負荷に起因する応力すなわち熱応力の分布を有限要素法を用いて求めることにより、熱応力がバルブ部の破壊に及ぼす影響を調べることを目的としている。

本研究では、第一に、Thouret¹⁾が用いているバルブ部温度分布の計算方法とその結果をバルブ部外面各部分に貼られた熱電対を用いて温度測定によって実験的に検証する。入力電力の変化に対してバルブ部各部分の内外面の温度がどのように変化するかを上記方法に従って計算し、この方法が本研究の対象であるランプの場合に適用することができるかを実験的に調べる。

第二に、実験により検証されたバルブ部の温度分布計算結果から、点灯中のバルブ部に生じる最大主応力 σ_1 （熱応力）の分布を有限要素法（FEM）計算により求める。この計算は、それぞれ各部寸法が異なる3種類のランプについて行い、入力電力の変化がバルブ部に発生する熱にのみ起因する最大主応力 σ_1 に及ぼす影響を調べている。さらに、バルブ部端末での拘束条件を変化させた場合における、最大主応力 σ_1 の分布変化も調べる。以上より、今後のランプ形状設計の確立に寄与することを目指している。

2. 実験方法

2.1 ランプについての説明

図1は、本研究対象であるランプの概略図である。

本ランプは、一般にその中心軸（以下、図1が示すように文中においてはy軸と称する）が鉛直向きとなるように設置され、直流点灯される。この際、一對の電極間でアーク放電が発生しており、ランプ内に封入されている水銀および希ガスの発光によって可視域から紫外域にかけて特に強い発光特性をもつ光が放射される。図1に示した本ランプの構成要素を大別すると、以下のようになる。

- (1) シリカガラス製のバルブ部
- (2) 放電空間内の気密性を保ちつつ、ランプ外部からバルブ部内の電極まで導電を行うために、電極およびそのリード棒とモリブデンなどの素材から成る金属箔と、シリカガラス部材を組み合わせて、バルブから連続するシリカガラス管と前述の組み合わせられた部材が着着されている封止部
- (3) 光学機器にランプを設置するための口金部

上記ランプ構成要素のうち、本研究の対象であるバルブ部の点灯時の外面温度は、「緒言」にて述べたように一般に500℃以上と

図1 超高压水銀放電灯の概略図

Fig.1 Schematics of super high pressure mercury discharge lamps.

なる条件下で使用されている。このため、線膨張係数が他のガラス素材に比べてより小さく、熱負荷による破壊が起こりにくいと考えられるシリカガラスが通常用いられている。

2.2 ランプバルブ部温度分布測定とバルブ内外面の温度勾配

バルブ部における熱応力を計算するためには、実測することが困難なバルブ部半径方向の温度分布を調べる必要がある。ランプ点灯時にバルブ部に生じる温度分布は、点灯中にランプ内の放電部およびその周囲のガスとバルブ部内面の間、さらにバルブ部外面とその周囲の大気の間で生じている熱対流、熱伝達、および熱放射の3因子により大きな影響が及ぼされると予想される。したがって、伝熱工学の分野で一般的に行われているように、バルブ部に対する必要なパラメータを実験的に求めた上で、エネルギーバランスの方程式を解くことによってバルブ部の温度分布をほぼ完全に決定できると考えられる。「緒言」において述べたように、実際に高圧ナトリウムランプ等では今までにこれらの熱に関する因子についての研究が行われている⁴⁾。このため、上記エネルギーバランスを計算するために必要なバルブ部に対するパラメータを実験によって求め、バルブ部における温度分布を決定し、この結果からバルブ部の熱応力を計算することが望ましいと考えられる。しかし、これらの測定は極めて大掛かりなものとなる。

このため、本研究に於いては、Thouret¹⁾の論文に使用されている温度分布推定のための近似式がバルブ部に適用できることを確認した上で、温度分布を計算によって求める方法を用いた。ま

ず、バルブ部外表面温度を熱電対によって測定し、上記の近似式からバルブ部内面温度分布を計算した。計算された温度が部分的にシリカガラスのひずみ点を超えている場合、この部分の周りにランプ消灯後残留応力が発生すると予測される⁷⁾⁹⁾。このため、ガラスひずみ検査機を用いて消灯後のバルブ部における残留応力の存在の有無を調べ、本論文の研究対象であるバルブ部の場合にこの近似式が成立するかを実験的に確かめている。その手順を以下に記述する。

2.2.1 温度勾配を決定する式

Thouret¹⁾の文献に於いては、以下の(1)式を用いて定常状態におけるバルブ部の温度分布を計算している。

$$W_0 = \gamma W_L / S = \gamma W_s = -\lambda \frac{dT}{dr} \dots\dots\dots(1)$$

(1)式中の W_0 はランプに入力されるエネルギーのうち、バルブ部を伝わる総熱流束、 W_L は入力電力値 (単位 W) を表し、 γ は W_L のうち熱伝導によりバルブ部を伝わるエネルギー量が占める割合、 S はバルブ部内表面積、 W_s はバルブ部内単位表面積あたりの入力電力 (一般に管壁負荷と呼ばれている)、 λ はバルブ部素材の熱伝導率、 T はバルブ部各点における温度、 r は図1に示したようにバルブ部中心軸周りの半径方向の座標をそれぞれ表している。前述の文献¹⁾では、(1)式中 γ の値が0.3とされている。この関係式は、温度分布が定常状態である場合のフーリエの法則をバルブ部の場合に当てはめたものであることが式の形から推測される¹⁰⁾。

しかしながら、 γ 値が0.3であるという仮定によって本研究の対象とされているバルブ部半径方向の温度分布が正しく計算できるかが不明であるため、実験によって γ 値の妥当性を確かめることにする。

シリカガラスにおける熱伝導率の温度に対する変化は、500℃～1200℃の温度域において1.9～2.1 (W/mm/℃) 程度と急激な変化が生じていないことが一般に知られている⁶⁾⁷⁾⁸⁾。以上の条件から、熱伝導率の値が温度に対して一定であるという仮定の下で、(1)式を以下の(2)式のように変形し、以下に述べる実験方法により、バルブ部外表面の温度から、内表面の温度を推定している。

$$T_{\text{inner}} = T_{\text{outer}} + \frac{\gamma W_s}{S \lambda} \cdot t \dots\dots\dots(2)$$

(2)式に於いて、 T_{inner} はバルブ部内表面における温度を表し、 T_{outer} はバルブ部外表面に於けるそれを表す。 t はバルブ部の厚さを表す。

2.2.2 シリカガラスひずみ点からの温度勾配の導出

図2は、シリカガラスの温度変化と粘度の関係を示したものである⁸⁾。シリカガラスの粘度は、温度の上昇によって低下する。温度が1150℃～1200℃程度である場合、一般にアニーリングと呼ばれる工程によって30分程度でシリカガラス内部の残留応力が取り除かれることが一般に知られている。この温度は、一般にひずみ点と称されている⁷⁾¹⁰⁾。

バルブ部は、点灯中にその厚さ方向、および図1に示した y 軸方向に温度分布が生じるため、入力電力を変化させることによって局所的に内面温度が上記ひずみ点に達すれば、ランプ消灯後にその位置周辺に残留応力が発生することが予測できる。

以下に実験の手順を示す。

- (1) 図3は熱電対の貼り付け位置を示したものである。後述の表1に示すバルブ部外面に於いて、図1に示したバルブ部の曲率半径原点からの角度を等分する位置に熱電対を貼り付けてい

図2 シリカガラス粘度と温度の関係

Fig.2 The relationship between temperature and thermal viscous of silica glass.

●: 熱電対貼り付け位置

図3 バルブ外面に於ける熱電対の貼り付け位置

Fig.3 Schematics of glued points of thermo couples at bulb outer surface.

る。封止部にも、陰極側および陽極側に1箇所ずつ熱電対を貼り付ける。

- (2) 定電力下で点灯を行い、バルブ部各部分の温度が定常状態となってから30分保持した後に消灯する。
- (3) ガラスひずみ検査機¹¹⁾¹²⁾によって残留応力の発生を確認する。残留応力が発生した場合、バルブ部内面の温度が上述のひずみ点に達したと考え、(2)式が成立しているかを確かめる。

2.3 ランプと点灯条件に関する説明

表1は、実験に使用した3種類のバルブ部の各部寸法および、貼り付けた熱電対の個数をまとめたものである。バルブ部の寸法は、ランプによって異なっているため、熱電対同士が重ならないようそれらの間隔を適切に保つために熱電対の貼り付ける個数が異なっている。また、表1中に示したバルブ部厚さ t はCARL DEUTCH 製 ECHO METER1061を用いて測定している。後述の計算においては、厚さ t の値が3.5mm一定として計算している。

なお、図3に示すように、表1に示す貼り付けた熱電対の個数のうち、2つをバルブ部に接する封止部に貼り付け、後述する応力計算に使用している。

表1 ランプのバルブ部寸法と熱電対貼り付け個数

Table 1 Dimensions of lamp bulbs used in experiments and numbers of glued thermo couples for the lamps.

試験片名	A	B	C
外径 D_1 (mm)	$\phi 54$	$\phi 82$	$\phi 105$
全長 L (mm)	65.9	96.5	138.2
曲率半径 R (mm)	47	60.5	88.8
元管外径 D_2 (mm)	$\phi 27$	$\phi 29$	$\phi 39$
内表面積 S (mm ²)	8.467×10^3	1.959×10^4	3.608×10^4
熱電対貼りつけ個数	7	8	10
バルブ10点の平均厚さ t (mm)	3.48	3.52	3.49

使用した熱電対線は、直径が0.2mmのK熱電対を使用している。これらが温度測定時にバルブ部外表面に接触した状態を保つため、日産化学社製耐熱接着剤ボンド・エックスを用いて熱電対先端とバルブ部外面が接着した状態となるように固定している。

図4は、本実験に使用した測定系の概略図である。温度測定実験は、ランプ破壊による危険を防ぐため、図4(a)に示す鋼製のランプハウス内で行っている。表2は、ランプ点灯時のランプハウス内の冷却条件および給排気用のノズル位置をまとめたものである。本実験では、冷却用給排気の構成および量は実際のランプ点灯機器に使用されているものになりに近いと推測される。

ランプハウス内の冷却条件は、表1に示したランプA,BおよびCの点灯時において同一となるように調整している。また、ランプの点灯によるランプハウス内の温度変化を調べるため、ラ

表2 ランプハウス内のランプ冷却条件

Table 2 Cooling conditions for lamps in lamp housing.

	ランプ口金吹きつけ冷却条件	ランプハウス内排気冷却条件
ランプ上部 (m ³ /sec)	5.72×10^{-3}	2.64×10^{-1}
ランプ下部 (m ³ /sec)	5.15×10^{-3}	なし
ノズル位置	ランプ口金部から50mm 離す	ランプ上端部より上側210mm

図4 温度測定実験系の概略

Fig.4 Illustration of measuring temperature system.

ランプハウスの排気ダクト内に熱電対を設置し、バルブ部と同様にダクト内の排気温度について温度測定を行っている。上述のバルブ部温度が定常状態に達するまでの時間は、バルブ部外表面温度および排気温度がほぼ定常状態となる、点灯から30分後であることが熱電対による温度測定により判明した。温度測定は、熱電対の出力を HIOKI 製ロガー MEMORY HILOGGER 8421を通して記録計に記録している。

3. 実験結果および考察

3.1 各投入電力におけるバルブ部の温度分布測定結果

表3は、表1に示した各バルブを有するランプ A,B および C を点灯した時の投入電力、電圧および電流の各値の測定結果を示したものである。

図5 (a) (b) (c) は、それぞれ表1に示したランプ A,B および C の3種類に対して、表3に示した投入電力を変化させたときのバルブ部外面における温度の測定結果を示したものである。図5中における横軸は、図1に示した y 軸上の値を表す。

結果から、熱電対によって測定されたバルブ部外面の温度分布はランプによって大きく異なることが分かる。2.2で述べたように、本研究で使用しているランプはバルブ部形状、使用している電極などが完全な相似形ではない。なお、ランプハウス内における冷却条件は、各ランプに対して同一としている。したがって、測定されたランプの温度値は点灯時においてバルブ部や電極形状などの因子に影響を及ぼされるため、異なる温度分布を生じていると考えられる。

さらに、各ランプの温度分布は電力の上昇に対して分布形状の差異はそれほど大きくはないことが示されている。このことから、入力電力の変化に対して前述の熱対流や配光特性の状態が大きく変化していないことが推測される。

実際のバルブ部設計時には管壁負荷（入力電力をバルブ部内表面積で割った値）を使用することが多い。通常、同じ管壁負荷を

表3 ランプ点灯時の電気特性
Table 3 The characteristics of voltage and current for the lamps in operation.

ランプ	投入電力 (W)	電圧 (V)	電流 (A)
A	2021	22.3	90.6
	2412	24.5	98.4
	2663	27.8	95.8
	2871	28.2	101.8
	3418	30.4	112.4
	4301	32.3	133.2
B	5276	54.3	97.2
	6016	57.5	104.6
	7149	60.3	118.6
	8874	63.5	139.7
	10350	66.2	156.3
	11586	68.9	168.2
C	8049	63.7	126.4
	10974	75.3	145.7
	12128	80.7	150.3
	13820	84.2	164.1

もつバルブ部は経験的にそのバルブ部外面の平均温度がほぼ同等になると言われている。このことが本実験に於いて成立しているかを調べた。図6は、表3に示した電力値に対して、横軸を管壁負荷とし、この値に対するランプ A,B および C のバルブ外面最高温度を示したものである。

図6より、冷却条件を固定し、大きさの異なるバルブ部を有するランプを点灯する場合、管壁負荷に対する温度変化は同一となることが分かる。

図5 投入電力に対するバルブ外面温度の関係
Fig.5 The relationship between electricity and temperature of bulb outer surface.

図6 管壁負荷値と最高バルブ温度値との関係

Fig.6 The relationship between average bulb surface loadings and maximum temperature of bulbs.

3.2 残留応力の観察結果および考察

図7は、上記点灯試験に使用したランプBのバルブ部における、鋭敏色法を用いたひずみ検査機¹¹⁾¹²⁾を通して残留応力の有無を観察した結果の一例である。

一般にガラス試験片の温度を局所的にシリカガラスのひずみ点よりも高くし、ランプ消灯時のバルブ部の状態の様に急冷すると、ひずみ点よりも温度が高くなった部分に引張り応力、および周辺部分に圧縮応力が発生することが知られている⁷⁾。

図7(a)は点灯前のバルブ部であり、図7(b)は、11586Wの電力で30分間点灯した後消灯したときの状態を示したものである。ひずみ検査機は、試験片内の複屈折率の変化を色の变化によって観測する装置¹¹⁾¹²⁾である。ガラス、エポキシ等の可視光をよく透過する素材に応力が生じている場合に、試験片内の可視光の複屈折率の変化が測定できることを利用して、測定対象物に可視光を透過させることにより複屈折の変化を色の变化として観測している。図7(a)のバルブ部は、背景色(青もしくは青紫色)に対して、バルブ部を透過した光の色がほぼ同一であり、複屈折率の変化がほとんど生じていないと分かる。このため、本実験に於いては図7(a)の写真に示した状態を残留応力がない状態と判断している。図7(b)のバルブ部の場合、図7(a)に対し、明らかに色の分布が異なっていることが分かる。さらに、バルブBの場合には11586W以下の電力では図7(b)に示したような色の变化は確認されなかった。すなわちこの電力以下では残留応力が発生しない

表4 バルブ部に残留応力が生じた電力とバルブ部外面最高温度

Table 4 Electricity value when residual stress occurs at bulbs and the maximum temperature at the outer surface.

試験片	A	B	C
投入電力 (W)	13820	11586	4352
バルブ部外面温度最高値 (°C)	933.0	946.0	928.5

ことが分かった。

表4は、表1に示した各ランプA,BおよびCに対して、入力電力を変化させた各点灯に於いて、図7(b)に示したような残留応力が生じた点灯条件におけるバルブ部外面最高温度の値をまとめたものである。表4中の温度値から、本研究の実験に使用した全てのランプに対して、点灯時のバルブ部外面の最高温度が900°Cを超える時に、残留応力が発生していることが分かる。

上述した温度による影響の他に、シリカガラスに真空紫外光を照射することによる残留応力の発生が指摘されている¹³⁾。本実験の場合も、放電部から真空紫外光が発生していることが考えられる。しかしながら、本研究の実験のようなランプ点灯時間の総計が100時間を超えない条件下では、光化学反応に起因する残留応力が急激に増大し、熱に起因するそれに対して支配的に影響を及ぼすことは、これまでの経験から考えにくい。また、真空紫外光による残留応力の発生はランプ放電部からの真空紫外光照射に起因すると考えられるため、本研究の実験結果のようにある入力電力値以上の時にバルブ部の残留応力が急激に増大するとするならば、ランプにおける真空紫外光の発光効率がこの入力電力値に対して急激に上昇しているか、シリカガラスの残留応力発生とその破壊強度が、真空紫外光の強度に対して不連続に変化しなければならない。本実験の環境下において以上のような現象は考えにくい。このため、本実験においてバルブ部に発生した残留応力は、点灯時の温度分布が主原因であると推測される。

3.3 近似式の検討

本実験において得られた電力上昇によるバルブ内面の温度変化が、前述(2)式により説明されるかを検討するため、 $\gamma = 0.3$ および、 $\lambda = 1.9$ の値を(2)式に代入し、各ランプの点灯状態におけるバルブ外面の温度から、内面温度 T_{inner} (°C) を計算した。(2)式より(3)式が得られる。

(a) 残留応力なし

(b) 残留応力あり

図7 残留応力が生じたバルブ

Fig.7 The bulb with residual stress.

図8 シリカガラスひずみ点と内表面温度計算結果との比較
Fig.8 The comparison between strain point of silica glass and calculated inner surface temperature of bulb.

$$T_{inner} = T_{outer} + \frac{0.3W_s}{1.9S} \cdot t \quad (3)$$

(3)式において、表4に示した各ランプのバルブに残留応力が発生したときの入力電力、およびバルブ外面の温度値を入力し、計算された内面温度 T_{inner} (°C) がシリカガラスのひずみ点とどのような関係にあるかを調べた。

図8は、本研究で実験を行ったランプに対して、残留応力が発生した点灯条件に於いて測定されたバルブ外面各部温度のうち、その最高温度値から(3)式中の T_{inner} を計算した結果と、シリカガラスひずみ点との比較を示したものである。図中の破線はシリカガラスのひずみ点を表し、その温度は1150°C⁷⁾である。

以上の結果から、表4に示した条件に対して、(3)式によって計算されたバルブ部内面と外面との温度差は200°Cから270°C程度の値であった。この値は(3)式の形から管壁負荷値が小さいほどより小さな値となることが考えられ、同じ形状のバルブ部であれば投入電力が小さいほど小さな値となることが予想される。さらに、計算された内面温度 T_{inner} の値は、シリカガラスひずみ点に対して100°C以内の差であることが分かる。実際の点灯においては、局所的にひずみ点よりも高い温度となっている部分があれば、その周りに残留応力が発生すると考えられる。したがって、(3)式によって計算されたバルブ部内面の温度値は、本実験で得られた結果に矛盾していないと考えられる。したがって、(1)式において γ 値を0.3とした推定により、本研究の対象であるバルブ部の温度分布は十分な精度で推測できると考えられる。後述の応力計算に関しては、上記の方法を用いて表1に示したA,BおよびCのバルブの温度分布を計算し、この温度分布からバルブ部の熱による応力分布を計算している。

(a) 実際のランプ

(b) FEM 計算におけるバルブの要素分割例

図9 FEM 計算におけるバルブの要素分割例

Fig.9 Example of divided elements for bulb in FEM calculations.

4. 有限要素法 (FEM) を用いたバルブ部の熱応力計算

4.1 熱応力計算の概要

以下の計算においては、シリカガラスが脆性材料であることから、最大主応力説によってその破壊が説明されると仮定し¹⁵⁾、上述した実験から得られたバルブ部温度分布によりバルブ部に生じている最大主応力 σ_1 の分布を計算する。 σ_1 の計算結果とシリカガラスの限界応力⁷⁾と比較を行い、熱応力により破壊が発生するかを調べる。次に、これまでに求められている内圧に起因する最大主応力分布²⁾との比較を行い、どちらがバルブ部の破壊に対してより支配的であるかを調べる。さらに、FEM 応力計算に於けるバルブ部末端の拘束条件を変化させ、バルブ部内の応力分布がどのように変化するかを調べ、ランプを設置する方法が熱応力に起因する破壊に及ぼす影響を調べる。

4.2 応力計算方法

図9は、図1に示した実際のランプと、FEM 熱応力計算を行ったランプのバルブ部との比較である。本研究での計算は、バルブ部を対象としているため、計算時には図1に示した封止部の一部および口金部を省略している。計算時における要素数は27000～28000程度とし、有限要素解析コードはサイバーネット株式会社製 ANSYS を使用している。図9に示したように y 軸の周りに対称であるという仮定の下に計算を行っているため、1/2の部分

を計算対象としている¹⁴⁾。

以下に、計算の手順を示す。

- (1) バルブ部の形状、およびシリカガラスの物性値(熱伝導率 λ 、線膨張係数 α 、縦弾性係数 E 、ポアソン比 ν)を入力する
- (2) 実験によって得られたバルブ部外面、内面の温度を入力する。図1に示した電極を含むバルブ部内空洞部の温度分布は一樣であり、かつバルブ内面の温度と同一と仮定している。バルブ雰囲気温度も、その分布が一樣であり、図4に示した排気ダクト中の排気温度と同一であるという仮定の下で計算している。
- (3) (2)に示した条件の下でバルブ部における温度分布を計算する。
- (4) 上記(3)において計算された温度分布と、バルブ部末端における拘束条件を入力し、温度分布に起因する熱応力分布を計算する。拘束条件は後述する。

上記(1)中で述べた、FEM 計算に使用しているシリカガラスの物性値はそれぞれ温度の変化に対して値が変化することが知られており、本計算は、温度変化に対する物性値の変化を考慮して行っている。これら物性値は、シリカガラスメーカーである GE クォーツ社のカタログおよび文末に示す参考文献に掲載されている値を使用している⁶⁾⁷⁾⁸⁾。図10は計算に必要な物性値の温度に対する変化の様子を示したものである。図10(a)では熱伝導率 λ 、図10(b)では線膨張係数 α 、図10(c)では縦弾性係数 E 、図10(d)ではポ

(a) Thermal conductivity

(c) Young's modulus

(b) Coefficient of expansion

(d) Poisson's ratio

図10 FEM 応力計算に使用した物性値と温度の関係

Fig.10 The relationship between mechanical properties of silica glass used in FEM calculations and temperature.

図11 FEM 計算におけるバルブ拘束条件の説明
Fig.11 Schematics of binding clause at bulb ends in FEM.

アソソ比 ν についてを示している。これら物性値は温度に対し非線形な関係を有することが示されており、本研究ではこれらの条件を考慮して熱応力計算を行っている。

図11は、上記(3)中の拘束条件の模式図である。FEM 計算においては、実際の点灯時にランプを設置する条件と同一にすることを考え、バルブ部下端部をその鉛直方向に拘束しており、上端部にはバルブ部上側の部分の重量値に等しくなるような荷重を作用させている。

4.3 FEM 計算結果

図12(a),(b)および(c)は、温度分布を測定した3種類のランプに対し、それぞれ図5に示した2.0kW、5.2kW、8.0kWの入力電力における温度分布からFEMによって計算された最大主応力 σ_1 の分布を示すコンター図である。図12中、計算結果の下にある帯は応力の数値と種類(引張、あるいは圧縮)を色で表しており、黄緑から赤へ変化するほど引張応力値が高くなり、黄緑から青へと変化するほど圧縮応力値が高くなる。図12の結果から、計算したすべてのランプでバルブ部の外面側に引張り方向の応力が発生し、内面側に圧縮の応力が発生していることが示されている。

図13(a),(b)および(c)は、図12(a)~(c)の各計算結果において、図1に示したバルブ部のy座標が0となる位置におけるバルブ部の曲率半径 r に対する最大主応力 σ_1 の変化を示したものである。結果を見ると、バルブ内面から肉厚の中心付近まで弱い圧縮方向の応力が生じていることが分かる。これに対し、バルブ肉厚の中心付近から外面にかけては応力値がより大きく変化し、バルブ外面付近で引張り方向の応力が生じていることがわかる。この傾向は、材料力学的手法で計算される結果と同傾向を示している⁵⁾。また、バルブ部内面の最大主応力 σ_1 の値に比較して、バルブ部外面のそれがより大きいことが分かる。この原因に関しては、5.2で述べたようにバルブ内表面とバルブ内部、およびバルブ部外面とバルブ外の雰囲気間の温度差がそれぞれ異なっていることが主原因であると考えられる。

図14(a),(b)および(c)は、表3に示した各ランプの入力電力の変化に対するバルブ部外面における最大主応力 σ_1 の分布の変化

図12 FEM 計算結果の例 (コンタ図)

Fig.12 Examples of calculated results of stress distributions (contour map).

を示す実験結果である。これらの図において、横軸は図1に示したランプy軸方向の座標である。ただし、バルブ部に残留応力が生じた電力における応力計算は局所的に粘度などの物性値が大きく変化していることが予測されるため、表4に示した電力値では行っていない。

図14に示した結果より、入力電力の上昇によってランプA、BおよびCの全てに対して最大主応力値が上昇していることが分かる。

図13 y が0となる箇所でのバルブ部半径 r に対する最大主応力 σ_1 の関係。
Fig.13 The relationship between radius of bulbs " r " and Maximal principal stress σ_1 at $y=0$.

4.4 シリカガラス限界応力値と計算された熱応力値の比較

図15は温度変化に対するシリカガラスの限界応力の変化⁸⁾を示す実験結果である。図14に示した最大主応力 σ_1 計算結果との比較を行うと、本研究のFEM計算によって求められたバルブ部の最大主応力 σ_1 の値は概ね5 MPa以下であり、シリカガラスの限界応力に比べてかなり低い値となっていることが分かる。

4.5 内圧に起因する最大主応力 σ_1 との比較

図16は、ランプCに3.0MPaの内圧が作用したときの最大主応力 σ_1 の最大値²⁾と、本研究のFEM応力計算によって求められた12kW入力時の熱負荷に起因する最大主応力 σ_1 の最大値との比較を示したものである。

結果より、内圧作用による最大主応力 σ_1 の値が30MPa程度であるのに対して、本研究のFEM計算によって求められたバルブ外

(a) Test piece A

(b) Test piece B

(c) Test piece C

図14 バルブ外面応力分布の計算結果

Fig.14 The calculated distribution of maximal principal stress at outer surface of the bulbs.

面での熱応力の最大値が6 MPa程度であった。値を比較すると内圧作用下における最大主応力 σ_1 に対して20%程度であり、かなり小さいことが分かる。また、内圧に起因する最大主応力 σ_1 の値はバルブ部内面に最も大きな引張りの応力が発生し、外面に向かうほどこの値が小さくなるという傾向が得られている²⁾。しかし、この点は3.3で述べた熱応力分布の状態と異なっている。実際の点灯時には、内圧に起因する最大主応力 σ_1 と熱負荷に起因するそれは同時に生じると考えられる。したがって、本研究のFEM計

図15 シリカガラス破壊限界応力と温度との関係

Fig.15 The relationship between temperature and fracture stress of silica glass.

算結果から、バルブ部内面に於いては上記2因子に起因する応力が互いに打ち消しあう方向に働き、発生している応力は内圧によって生じる応力よりも小さい引張方向の応力分布となっていると推測される。これに対し、バルブ部外面においてはそれらが互いに加算され、最大主応力 σ_1 の値が内圧に起因するそれよりも大きくなっていることが考えられる。このため、内圧のみが作用する場合に比較して、バルブ部外面はより破壊しやすい状態になると推測される。バルブ部外面には、ランプを輸送するときなどに傷がつくことも考えられる。上述の結果から、このようなランプを点灯させた場合、応力集中による破壊が発生しやすいと考えら

図16 内圧に起因する最大主応力値の分布と熱に起因するその比較

Fig.16 The comparison of calculated maximal principal stress distribution under internal pressure with that under thermal loads.

れるため、ランプの梱包方法を工夫することなどにより輸送時にできる限りバルブ部に傷がつかないようにすべきである。また、バルブ部設計段階では内圧作用による応力と熱による応力を考慮すべきである。

4.6 バルブ末端での拘束条件がバルブ応力分布に及ぼす影響

これまでのFEM熱応力計算は、バルブ部末端での拘束を実際の設置状態に近いと考えられる条件下で行っている。以下に示す計算結果では、この拘束条件を変化させバルブ部の両端末を図1に示したy軸方向に完全拘束し、上と同じ温度条件の下で計算を行った。図17はFEM計算により求めたランプCのバルブ外面における最大主応力 σ_1 の分布である。図中の破線は、700°Cにおけるシリカガラスの破壊に対する限界応力値である⁸⁾。

図17 y軸方向にバルブを完全拘束した場合の最大主応力分布とシリカガラス限界応力の比較

Fig.17 Comparisons of the calculated distribution of maximal principal stress at outer surface of the bulbs under entirely fixed in the y axis direction with the fracture stress of silica glass.

図17に示す結果より、バルブ両端部付近の狭い領域にかなり大きな応力が発生していることが分かる。この応力値が最大で39MPaに達し、バルブ中央付近における14MPa程度という値に比較してかなり大きい。実際の点灯時には、これに加えて内圧による応力(約30MPa)が発生するため、バルブ破壊が上記応力集中の発生している部分から起こることが推測される。

したがって、計算結果からランプを図1に示したy軸の方向に完全拘束するような設置条件下で点灯することは、点灯時の破壊防止の観点からは行うべきでないことが指摘できる。さらに、図1に示したy軸方向に完全拘束を行ってランプを点灯する場合、バルブの端部から破壊が発生する可能性が高いことが予測される。

5. まとめ

本研究の実験、およびFEM計算により得られた結果から、熱応力が今回使用したランプのバルブ部破壊にもたらす影響は、内圧によるそれに比較してかなり小さいことが見出された。しかし、実際のバルブ部は内圧作用と熱による二つの応力が重ね合わされる。このため、破壊強度評価に対しては内圧による応力と熱応力の両方を評価検討する必要がある。

また、FEM計算結果から示されたようにランプを設置する条件によってはかなり大きな応力集中が端部付近に発生する。

以上の結果から、ランプ搭載機器の設計者は、ランプ設置方法に起因する応力集中によってランプが破壊せぬよう、留意すべきであると考えられる。

本研究中では、実験による測定値からバルブ部温度分布による応力値を計算しているが、ランプを設計する以前に、エネルギーバランスの測定や過去に得られたデータの蓄積によって、バルブ部温度分布が予測できることが可能となれば内圧、および熱負荷による応力分布を事前に計算し、バルブ部の最適設計が可能となる。この温度分布予測については、今後の課題として検討する予定である。

本研究においては詳細な検討を行わなかったが、ランプを長時間点灯すると電極素材が放電部付近から融解、蒸発し、バルブ部内壁に付着する。このことによってバルブ内面において放電部から発生する光の透過率が下がり、バルブ部温度が上昇し、場合によっては本研究において解析したような残留応力が発生することが知られている。さらに、バルブ素材であるシリカガラスは長期間の点灯によって素材が劣化することも知られている。これらの効果によって、ランプの破壊耐性は確実に低下することが考えられ、これら「疲労」の効果によるランプの破壊耐性変化に関する調査についても今後の課題として検討する予定である。

6. 結言

本研究ではバルブ部に発生する熱応力を、実験およびFEM計算の両面より検討した。得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 本研究において実験に使用した3種類のバルブ部の温度分布は(1)式による予測値との差異が小さいことが示され、(1)式による温度分布の予測が可能であることを示した。
- (2) (1)の実験によって得られた温度分布から、有限要素法(FEM)を用いてバルブ部内の最大主応力 σ_1 (熱応力)の分布を計算した。その結果、バルブ内面に圧縮の応力、バルブ外面に引張りの応力が発生することが示された。
- (3) 熱応力 σ_1 の値は、シリカガラスの限界応力、および内圧作用

下における最大主応力 σ_1 の値に比較してかなり小さいことが本計算結果から推定された。しかし、実際のランプバルブ部は、内圧および熱による二つの応力が重ね合わされるので、熱応力も適切に評価する必要性を示した。

- (4) ランプの設置方法がバルブ部内応力分布に及ぼす影響を調べた。その結果、鉛直方向にバルブ部を完全拘束すると、点灯に起因する熱負荷によってかなり大きな応力集中が発生することが示された。したがって、ランプ点灯時の設置方法は、熱応力が増大しないように端部を可能な限り拘束しない形とすべきであることを指摘した。

参考文献

- (1) Wolfgang E.Thouret : Tensile and thermal stress in the envelope of high brightness high pressure discharge lamps., Illuminating engineering, 11, p.295 (1960).
- (2) 加瀬 沢ら : 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.76-583 (2003).
- (3) 加瀬 沢ら : 超高圧水銀放電灯導電箔封止部の耐圧力特性について, 照学誌, 88-5, pp.247-260 (2004).
- (4) A.G.Jack : Energy Balances for some High Pressure Gas Discharge Lamps., Journal of IES, 17, p.323 (1974).
- (5) 竹内 : 熱応力, 日新出版, pp.114-118 (1984).
- (6) GE クォーツ社 : 石英ガラスカタログ.
- (7) Narottam.P.Bansa and R.H.Doremus : Handbook of glass properties., Academic Press, pp.7-30 (1986).
- (8) O.V.Mazurin,M.V.Streltsina and T.P.Shvaikovskaya : Handbook of glass data., Vol 1, Elsevier, pp.75-126 (1983).
- (9) J.P. ホールマン 平田訳 : 伝熱工学(上), ブレイン図書出版, pp.25-26 (1982).
- (10) 葛生 : 石英ガラスの世界, 日本工業新聞社, pp.131-139 (1995).
- (11) 東芝 : ひずみ検査機マニュアル.
- (12) ルケオ : 鋭敏色ひずみ検査機マニュアル.
- (13) 森本 : 非晶質シリカガラス応用ハンドブック, pp.58-59, リアライズ社 (1999).
- (14) 三好, 白鳥 : 有限要素法, 実教出版, pp.12-28 (1964).
- (15) 沢 : 再入門材料力学(上), 日経 BP 社, pp.24-25 (2001).

(受付日2003年8月4日/採録日2004年1月9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。

岩間裕一郎 (非会員)

株式会社オーク製作所

〒391-0011 長野県茅野市玉川4896番地

1977年4月11日生まれ。2000年山梨大学工学部機械システム工学科卒業。2002年3月同大学大学院博士前期課程修了。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。

沢 俊行 (非会員)

山梨大学工学部機械システム工学科

〒400-8511 山梨県甲府市武田4丁目3-11

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、山梨大学機械システム工学科助教授。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。