



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ディーゼル機関におけるシリンダーランナの非定常熱応力に関する研究
Author(s)	鈴木, 利夫; 近久, 武美; 村山, 正
Citation	北海道大學工学部研究報告, 165, 11-19
Issue Date	1993-07-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/42372
Type	departmental bulletin paper
File Information	165_11-20.pdf



ディーゼル機関におけるシリンダーライナの 非定常熱応力に関する研究

鈴木 利夫 近久 武美 村山 正

(平成5年3月31日受理)

A Study on Transient Thermal Stress in Cylinder Liners in Diesel Engines

Toshio SUZUKI^{*)}, Takemi CHIKAHISA^{**)} and Tadashi MURAYAMA^{**)}

(Received March 31, 1993)

Abstract

The paper investigates transient thermal stress and an effective cooling method in a cylinder to solve cylinder liner damages. One-dimensional unsteady heat conduction analysis was performed to analyze the transient thermal stress and temperature profiles.

The result shows that the temperature fluctuation is very small except for the inner wall surface and that the maximum stress occurs in a steady state operation rather than in transient operation at starting up. Thus the steady state analysis of thermal stress is sufficient for the analysis of liner damage. A steady state heat transfer analysis showed that installing cooling pipes in a cylinder is effective to reduce the inner wall temperature, but it gives a large stress concentration on the pipe. The paper investigates optimum location of the pipes.

1. はじめに

船舶用および定置用の大型機関においては、総合的経済効率の向上手段として高出力化が図られているが、それに伴って高熱負荷による幾つかの問題が発生している。

本研究はそれらの問題の一つである、高熱負荷によるシリンダーライナの損傷について、非定常熱応力ならびにその効果的な冷却方法の観点から検討を行ったものである。

記号

c : 比熱	[J/kg・K]	Δt_c : サイクル周期	[sec]
D : シリンダ直径	[m]	Δt_e : 掃気期間	[sec]
d : 冷却パイプ直径	[m]	Δt_q : 熱発生期間	[sec]
E : 縦弾性係数	[Pa]	α : 線膨張係数	[K ⁻¹]
h : 熱伝達率	[W/m ² ・K]	θ : 冷却パイプ配置間隔角度	[deg]
p : シリンダ内圧力	[Pa]	λ : 熱伝導率	[W/m・K]
Q : 1サイクル・1m当たりの発熱量	[J/m]	ν : ポアソン比	

*) 東北学院大学工学部

**) 北海道大学工学部機械工学科

q_m : 最大熱流束	[W/m ²]	π : 円周率	
$\dot{q}$: 熱流束	[W/m ²]	ρ : 密度	[kg/m ³]
r : シリンダ半径	[m]	σ : 応力	[Pa]
T : 温度	[°C]	ϕ : シリンダ壁の受熱割合	
t : 時間	[sec]	ψ : 掃気時の冷却割合	

添 字

e : 掃気時 i : シリンダ内壁面 o : シリンダ外壁面 w : 冷却水

2. 非定常熱応力

ディーゼル機関は往復式の内燃機関であり、周期的な熱応力と爆発による応力が作用している。本節ではまず非定常熱応力の大きさと、その影響度について検討を行った。

2.1 計算方法

図1は、周期的な熱発生による温度変動を検討するために用いたシリンダーライナ系と、圧力ならびに熱流束モデルである。ライナーモデルは外側が冷却水によって冷却され、内側から周期的に変化する熱流束 $\dot{q}$ および圧力 p が与えられる二次元系の円筒とした。この際の熱流束パターンは次のようにモデル化した。

加熱熱流束の発生開始を上死点(TDC)とし、期間 Δt_q にわたってsinカーブで近似した経過をたどるものとした。すなわち $\dot{q}$ をシリンダ単位面積当たりの熱流束とすると

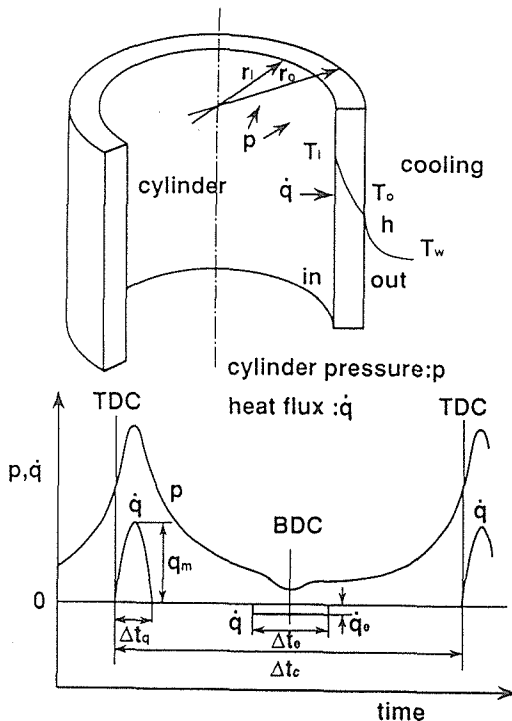
$$\dot{q} = q_m \sin(\pi t / \Delta t_q) \quad (1)$$


図1 温度変動計算モデル

表1 シリンダ温度経過計算諸条件

シリンダ内径 D_i	800mm
シリンダ外径 D_o	1000mm
1サイクル・1m当りの発熱量 Q	4MJ/m
シリンダ壁の受熱割合 ϕ	0.05
掃気時の冷却割合 ψ	0.1
冷却水温度 T_w	80°C
シリンダ材質 熱伝導率 λ 密度 ρ 比熱 c (@ 500K)	ねずみ鋳鉄 36.2W/m·K 7270kg/m ³ 563J/kg·K
シリンダ外壁面側熱伝達率 h	3000W/m ² ·K
機関回転数	60rpm (1rps)
サイクル周期 Δt_c	1sec
熱発生期間 Δt_q	0.2sec
掃気期間 Δt_e	0.3sec

ここで、1 サイクル・シリンダ単位長さ (1 m) 当たりの燃焼による発熱量を Q 、それに対するシリンダ壁の受熱割合を ϕ 、そして円周率を π とすると、シリンダ単位面積当たりの最大熱流束 q_m は次式の通りとなる。

$$\phi Q = \pi D_i q_m \int_0^{\Delta t_q} \sin(\pi t / \Delta t_q) dt \quad (2)$$

$$\therefore q_m = \phi Q / (2 D_i \Delta t_q) \quad (3)$$

一方、計算の対象とした大型の 2 サイクル機関では、下死点 (B D C) 近傍でさらに掃気により内側から一時的な冷却が行われる。この時の熱流束経過は期間を Δt_e の矩形で近似するものとし、その量は加熱量の ψ だけ冷却されるとすると、この間の冷却熱流束は次式のように与えられる。

$$\dot{q} = \dot{q}_e = -\psi \phi Q / (\pi D_i \Delta t_e) \quad (4)$$

次に、シリンダ内の非定常温度分布を求めるために、そのエネルギー式について考える。温度を T 、熱伝導率を λ 、比熱を c 、そして密度を ρ とすると、シリンダ内の半径 r 点において次の円筒に対する一次元非定常熱伝導方程式が成立する。

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{c \rho} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (5)$$

ここで、シリンダの内径を r_i 、外径を r_o とすると、境界条件は次のようになる。

$r = r_i$ では、

$$-\lambda (\partial T / \partial r) = \dot{q} \quad (6)$$

$r = r_o$ では、

$$-\lambda (\partial T / \partial r) = h (T_o - T_w) \quad (7)$$

ただし、 h はシリンダ外壁面から周囲冷却水への熱伝達率であり、 T_o はシリンダ外壁温度、 T_w は冷却水の温度である。

以上のようにして得られた各式に対して、エンジンのサイクル周期 Δt_c 、シリンダの内径 r_i および冷却水の温度 T_w を基準としてそれぞれ無次元化を行い、前進差分法によってシリンダ本体内部の温度変動およびその経過を計算した。計算に用いた各寸法および運転中の諸条件等は、表 1 に示す通りである。計算は大型の低速 2 サイクルディーゼル機関を想定して、高過給で全負荷運転中の諸条件に概ね相当する値を適用した。なお、 Q 、 ϕ 、 ψ は定常的な温度分布が実際の値に近くなるように適当に与えた。

一方、以上のようにして求めた温度分布を基に、シリンダの熱応力および爆発圧力による応力をそれぞれ計算した。熱応力の計算は均一な円筒をモデルとしているので、次式に示すような一般的な円筒の熱応力の計算式⁽¹⁾を用いて行った。

$$\sigma_h = \frac{\alpha E}{(1-\nu) r^2} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} T r dr + \int_{r_i}^r T r dr - T r^2 \right) \quad (8)$$

また、爆発圧力によるシリンダ内応力式⁽¹⁾は次式の通りである。

$$\sigma_p = \frac{k^2 / R^2 + 1}{k^2 - 1} p_m \quad (9)$$

ただし $k = r_o / r_i$, $R = r / r_i$

なお、 p_m はシリンダ内最高圧力であり、計算に使用した物性値は表 2 に示す通りである。

2.2 計算結果

図 2 は始動時におけるシリンダ内壁面の温度経過を示したものである。始めはシリンダ全体と冷却

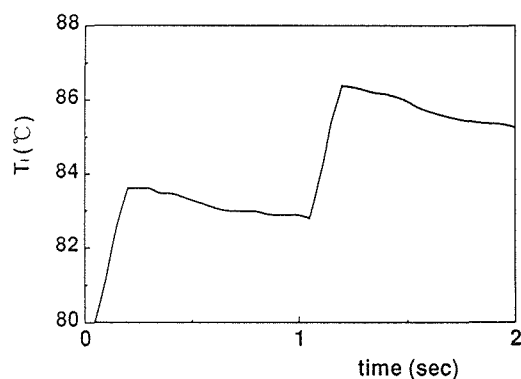


図2 シリンダ内壁面温度経過

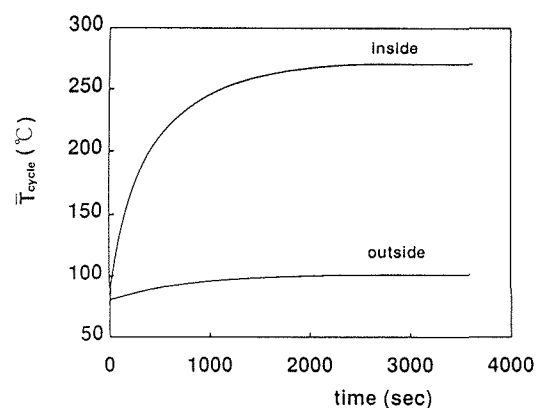


図3 シリンダ壁面温度経過

表2 シリンダ応力計算用物性値

縦弾性係数 E	9.8×10^4 MPa
ポアソン比 ν	0.25
線膨張係数 α	1.17×10^{-5} /K
シリンダ内最高圧力 p_m	14 MPa

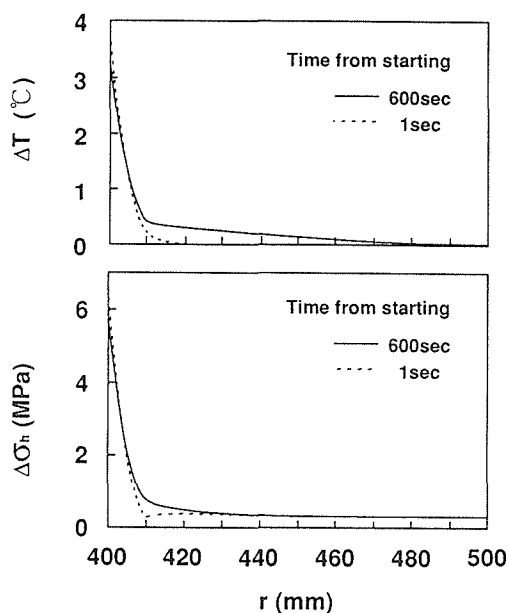


図4 温度および応力の変動幅

水の温度が等しい状態 (80°C) にあるが、燃焼が始まるとそれぞれの爆発に対応して急激に内壁面温度 T_i が上昇してくることがわかる。また1サイクル間では熱発生中の急激な温度上昇の後、伝導による熱拡散と掃気による冷却のために、ゆっくりと温度低下する期間が続いている。そして次のサイクルによる熱発生が始まり、シリンダ全体として次第に温度が上昇していく様子が示されている。

図3はシリンダの内壁面と外壁面の温度経過を示したものであり、それぞれのサイクルにおける平均の温度を運転経過時間に対して示している。この温度経過から始めの10分 (600秒) 間は急激な内壁面の温度上昇が見られるが、約30分 (1800秒) 程でそれぞれの温度はほぼ一定に成り始め、1時間 (3600秒) 後には定常な値になっていることがわかる。この時間経過は実際の機関における経過と概ね一致しているものと考えられ、計算条件および計算モデルは温度変化や熱応力の特性を論ずる上で、比較的妥当なものと考えられる。

一方、図4はライナ内の1サイクルにおける温度変動幅とそれによる熱応力の変動幅を示したものである。図から、1サイクルごとの温度変動は最大でも4°C以下であり、内壁から僅か10mm離れたところではほとんど温度変動がなくなること、またそれによる熱応力の変動量は6 MPa程度でしかないことがわかる。また、図5はシリンダ内壁における温度と応力の変動幅を時間経過に対して示したものである。図からその温度変動量は始動時から定常運転時まで、シリンダ内温度差が大きく変化しているにもかかわらず、4~3°C程度とほぼ一定であることがわかる。したがって、サイクルごとの温度変動や熱応力変動は、シリンダ内壁表面を除いてごく僅かであり、またその変動幅は非定常期間

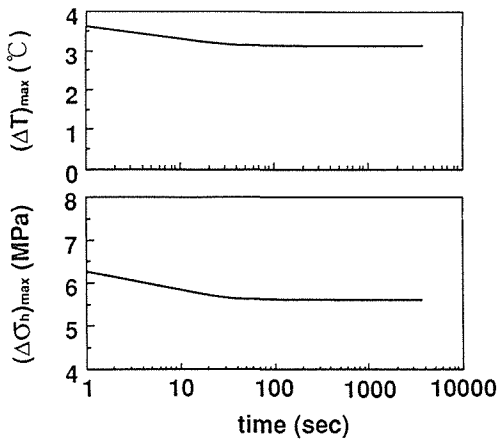


図5 温度および応力の変動幅経過

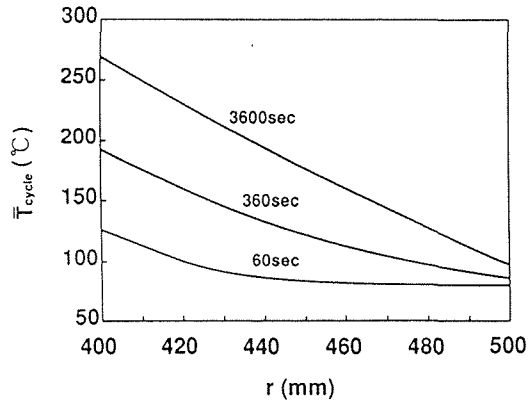


図6 シリンダ内温度分布

中でもほぼ一定であると言える。また、これより、熱応力はサイクル平均の熱流束を用いた準定常解析でほぼ充分であることがわかる。

次に、図6は運転開始後の各時間におけるシリンダ内温度分布を示したものである。ただし、この場合の温度はサイクル中の平均温度である。運転開始から間もない60秒後では、シリンダの内壁側が外壁側より約45°C程度上昇しているだけで全体の温度分布は比較的均一であり内壁と外壁との絶対的な温度差はまだ比較的小さい。そして運転時間が経過するに従い内壁と外壁との絶対的な温度差が大きくなってきており、平均温度の分布がほぼ定常状態となる1時間(3600秒)後において、約170°C程の温度差となっていることがわかる。これに対して、最大温度勾配はどの時間でもおおよそ同程度となっていることがわかる。なお、1時間後の温度勾配は、1サイクル中に供給される熱量を時間平均した平均熱流束による定常温度分布と同様になっていることが確認された。したがって、このような低速の機関においても、先に記したように平均的な熱流束を連続的に与えた際の準定常的な温度変化を取り扱えばよく、サイクル中の非定常性は内壁面を除き無視し得る程度であるといえる。

図7は図6におけるサイクル平均温度分布によるシリンダ周方向の熱応力 σ_h の分布を半径 r について示したものである。各時間における応力の分布は、それぞれ内側が加熱されているので圧縮の応力が働き負の値となっており、外側に行くに従って引っ張り(正の値)となっている。しかもこれらの値を比較すると、壁の内外の温度差が最も大きい1時間(3600秒)後の応力が最も大きくなっており、機関の運転開始直後よりも定常運転時に最も大きな熱応力を発生することがわかる。また、この程度のシリンダ直径では、定常時の熱応力はほぼ直線となることがわかる。

図8は先の図7において示された定常時の熱応力分布 σ_h と、シリンダ内最大圧力による応力分布 σ_p 、およびそれらの和による応力分布を示したものである。内部圧力による応力は全体に引っ張りの力が働くために正の値となっており、内側の方が僅かに高く外側に行くにしたがって少しずつ減少していく分布となっている。そして両者を重ね合わせた応力 $\sigma_h + \sigma_p$ の値は、内側で圧縮、外側で引っ張りとなっており、内部圧力による分、シリンダの外壁面に大きな引っ張り応力が発生していることがわかる。しかもその値は170MPa程度にもなっており、一般的な鋳鉄の引っ張り強さ(FC15で約150MPa)よりも大きく、良質の鋳鉄および鋳造方法で制作する必要があることがわかる。なお、外壁面での熱応力は内圧による応力の約2倍にも達しており、熱応力を小さくするためのシリンダ冷却に関する配慮が重要であることがわかる。

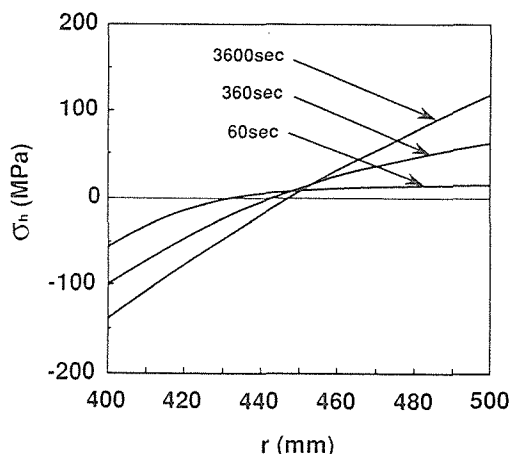


図7 シリンダ内熱応力分布

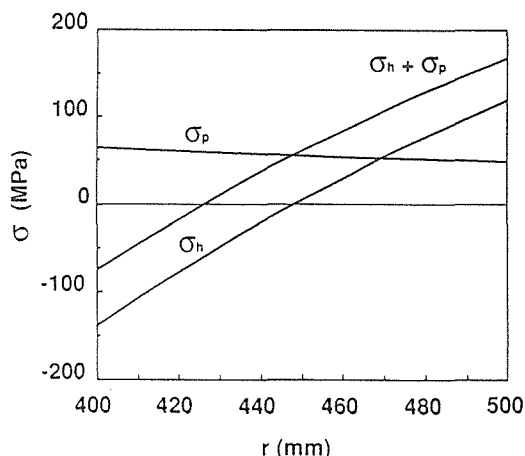


図8 シリンダ内応力分布

3. 冷却パイプ組み込みシリンダ

先の計算によって得られたシリンダ内壁の最高温度は、シリンダとピストンの両者間を潤滑する油の限界温度（約300°C）に近い値であり、潤滑の面からも冷却能力の向上が要求される。冷却能力の向上手段としてシリンダ壁内部に冷却パイプを組み込む方法が広く用いられているので、その組み込み効果およびそれによる応力について検討した。なお、計算は前項の結果から非定常性の考慮は特に重要ではないことが判明しているため、定常問題として取り扱うこととした。

図9は冷却パイプを組み込んだシリンダの計算モデルを示したものであり、図1のシリンダ壁の軸方向に冷却パイプを組み込んだ二次元形状とした。その冷却パイプは直径 d であり半径 r_d の円周上に配置されている。そして、シリンダ外壁と同様に冷却パイプ内においても、熱伝達率 h で温度 T_w の冷却水により冷却されるものとした。また内壁側では、前項の結果より非定常性を考慮せず、サイクル平均化した一定の熱流束 $\dot{q}$ を与えるようにした。なお冷却パイプの本数は24本とし、シリンダ中心に対する配置角度 θ が15deg 間隔となっている。なお条件の対称性から計算領域は図に示すように $\theta/2$ の領域とした。

計算は二次元の有限要素法を用いて、図中に記した条件の元で行い、冷却パイプの位置の効果について比較した。なお冷却水温度、熱伝達率およびシリンダの物性値等は前節の計算と同様とした。

図10は有限要素法による計算の一例を示したものである。計算格子は三角形要素とし、冷却パイプは八角形で近似した。温度分布の計算は「F-Chart Software」製のパーソナルコンピュータ用Finit Element Analysisプログラム「FEHT」を使用し、一方、応力分布の計算は「日本機械学会」がCAIシリーズとして発行しているパーソナルコンピュータ用の有限要素法入門プログラム「二次元弾性解析プログラム」を使用した。なお、温度分布ならびに応力分布を見ると、パイプ周辺のそれらの分布はかなり複雑となっていることがわかる。

図11は冷却パイプ位置による壁面温度の変化を示したものであり、内壁面と外壁面の温度をそれぞれ示している。この場合、シリンダ内周方向の表面温度は不均一であるため、平均した温度を示した。パイプの中心位置半径 r_d が内側になるにしたがって壁面温度が低下しており、逆に外側になるにしたがって破線で示したパイプの無い状態の値に近づいていることがわかる。したがって冷却パイプの

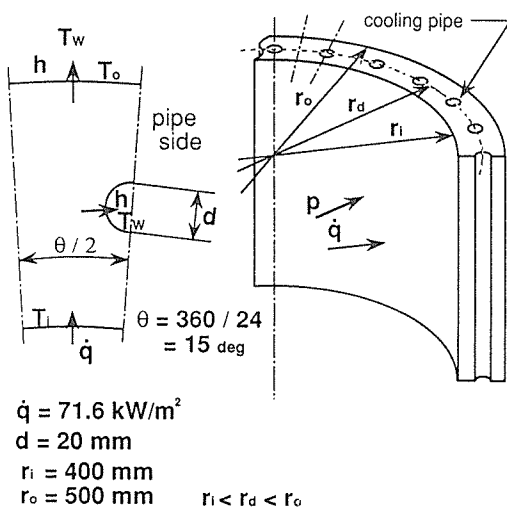


図9 冷却パイプ組み込みシリンダ
計算モデル

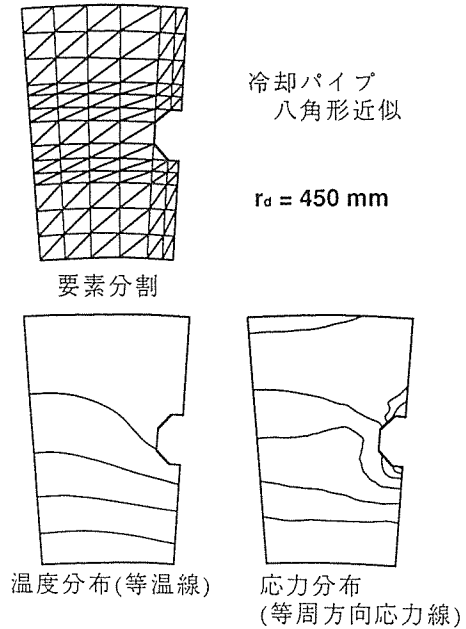


図10 有限要素法による計算例

組み込みはシリンダ全体の温度を低下させるのに効果があり、内側に組み込む程その効果が大きいことがわかる。ただし、実際にはパイプが内側に位置するにつれて、熱流束が増加するのに加えて冷却水温度が上がり、この計算よりも冷却効果は少なくなるものと思われる。

図12は冷却パイプを組み込んだシリンダ内の周方向応力分布を示したものであり、熱応力 σ_h 、内圧による応力 σ_p およびそれら両者の和 $\sigma_h + \sigma_p$ をそれぞれ示している。なお、実線はパイプ中心を通る線上の値、破線はパイプとパイプの中間線上の値である。この場合パイプ位置は半径 $r_d = 450 \text{ mm}$ にあり、シリンダ厚の中心にパイプが組み込まれた際に相当している。それぞれの応力分布は、パイプの無い側(破線)においては先の図8と類似した傾向を示しているが、パイプを通る線上ではパイプ表面に高い応力集中が発生しており、パイプのシリンダ外側部に最大応力 $\sigma_{\max}$ が発生することがわかる。この応力集中は熱応力ならびに爆発圧力の両方に生じており、その総合応力は 230 MPa 程度にも達することがわかる。したがってこの部分の応力低下の工夫が極めて重要であると言える。

図13は冷却パイプの位置による最大応力の変化を示したものであり、パイプの中心位置 r_d を変えた際の最大応力 $\sigma_{\max}$ の値を示している。なお $(\sigma_h)_{\max}$ および $(\sigma_p)_{\max}$ は、それぞれ $\sigma_{\max}$ が発生する位置での熱応力および圧力による応力を示したものである。これらの結果より、内圧による応力の値はパイプ位置にあまり影響されていないが、熱応力の値はパイプ位置に強く影響されており、最大応力はパイプが内側になるほど低下することがわかる。そしてパイプが無い場合の最大応力よりも小さくなるには、かなり内側にパイプを配置しなければならないことがわかる。

ただし、パイプを極端に内側に位置させた場合には内壁厚さが薄くなり過ぎ、圧力に耐えられなくなるはずである。図にこの傾向が示されていないのは、計算格子が大き過ぎこのような応力を計算できていないことによるものと推定される。また、先にも述べたようにパイプが内側になるほど実際には熱流束が増加し、冷却水温度も上昇するはずであるので、熱応力に対する改善効果はさらに小さくなるものと思われる。

いずれにしても以上の結果より、冷却パイプ表面には大きな応力集中が生じること、そしてその応力を低下するためには極力シリンダ内側にパイプを配置するのが良いと言える。

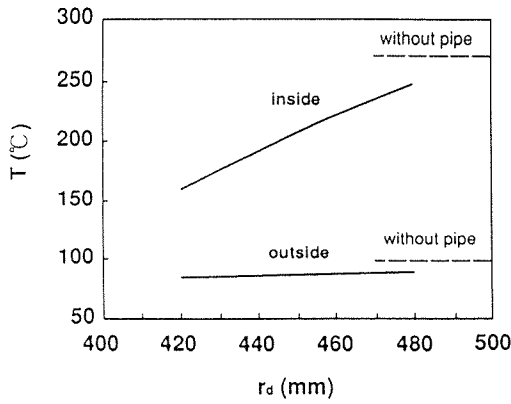


図11 冷却パイプ位置による
壁面温度の変化

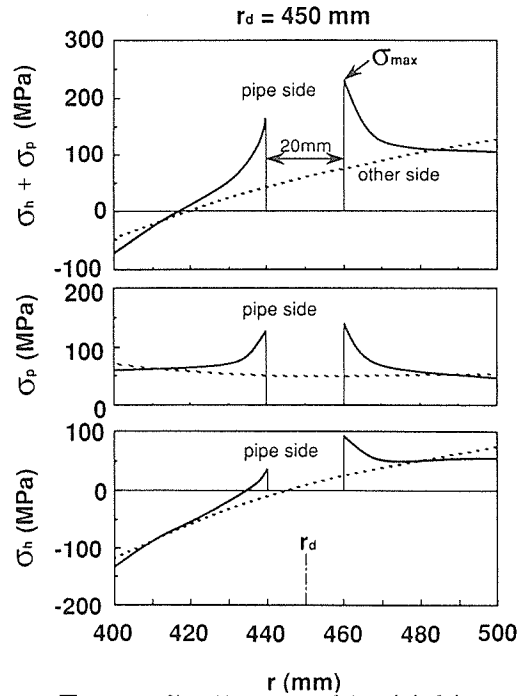


図12 パイプ組み込みシリンダ壁の応力分布

4. シリンダ薄肉化の効果

以上の結果より、熱負荷の増加に伴う内壁面温度の上昇を冷却パイプ組み込みによって制御する方法は、壁面温度に対しては有効であるが、応力集中による損傷の危険があることがわかる。そこで、

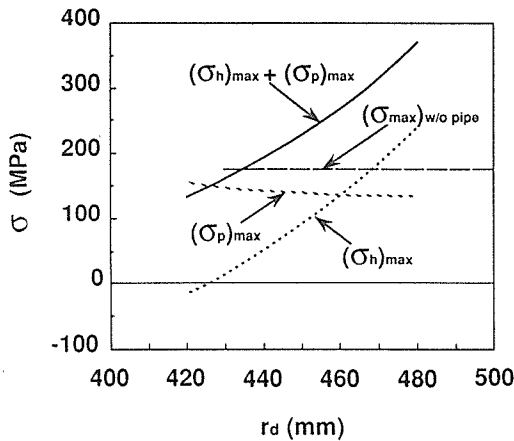


図13 パイプ位置による最大応力の変化

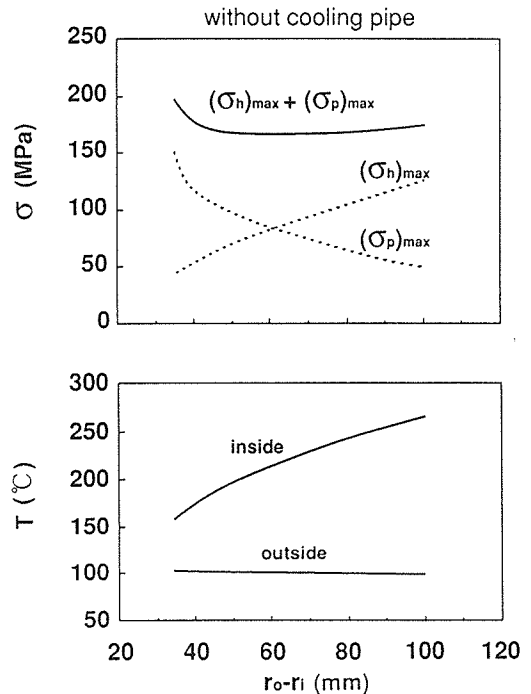


図14 シリンダ薄肉化の効果

異なった方法による内壁面温度上昇の制御の一例として、シリンダの薄肉化について検討した。

図14はシリンダ薄肉化の効果について示したものであり、冷却パイプを組み込まずにシリンダ壁の厚さ $r_0 - r_1$ の値を変化させた際の結果である。計算条件は前項と同様とし、パイプの無い定常状態での計算を行った。この結果より、シリンダを薄肉化するに従って内壁面の温度は大幅に低下することがわかる。一方、応力は薄肉化することによって熱応力の最大値 $(\sigma_h)_{\max}$ は減少するものの、内部圧力による最大応力の値 $(\sigma_p)_{\max}$ は増加しており、両者の和である最大応力 $\sigma_{\max}$ の値は最適肉厚が存在するものの、それによる応力の変化は僅かであることがわかる。なお計算では、肉厚が50mm～90mm程度の範囲で最大応力がほぼ一定な最低値となっており、最大応力の増加なしで内壁面の温度低下がある程度可能となっている。

ただし、薄肉化することにより実際には熱流束が増加することを考えると、この計算よりもさらに薄肉化の効果は少ないと言える。しかしパイプを挿入する場合のような大きな応力集中がないので、問題解決のための一つのヒントになるかもしれない。今後、パイプ挿入法に代わる有効な冷却方法を考える必要があろう。

5. まとめ

高出力化に伴う高熱負荷によるシリンダの損傷に関し、非定常熱応力について検討した結果、以下のことが明らかとなった。

1) 毎分回転数が1回転程度の低速機関においても、シリンダの加熱によるサイクル中の温度変動はシリンダ内壁面を除いてごく僅かであり、サイクル平均の熱流束を用いた準定常熱伝導解析で充分である。

2) 発生する熱応力の変動も温度変動と同様に僅かであり、さらに熱応力は始動時よりも定常運転時の方が遥かに大きい。

3) シリンダに冷却パイプを組み込んだ冷却方法は、内壁面の温度低下には有効であるが、パイプ部分に大きな応力集中が発生するので、十分な検討が必要である。なおその位置は、パイプ内側が薄肉化し過ぎない程度にシリンダ内面に近づける方が、冷却ならびに熱応力の点から有利である。

4) 冷却パイプを用いない単純なシリンダでは、最大応力を最小とする肉厚が存在する。この場合、冷却パイプのような応力集中が無いので、ある程度の薄肉化は効果的であるが、その程度は内圧による応力の増加によって相殺され、僅かである。

なお、本計算による検討結果は、パイプの本数およびその太さを一定とした限られた条件における結果について示したものである。今後、応力集中を生じないような効果的な冷却形状の模索が必要と思われる。

参考文献

- 1) 日本機械学会編，機械工学便覧「基礎編・応用編」(1991)A4，日本機械学会，74-71
- 2) 日本機械学会編，伝熱工学資料 [改訂第4版] (1986)，日本機械学会，32