粘性ねじり振動ダンパ作動油の温度上昇 に関する実験的研究*

(特に小形ダンパにおける吸振仕事
と作動油の温度との関係について)

岩 本 昭 一**

Experimentale Untersuchung über die Temperaturerhöhung des
Wirkungsöls in der viskosen Drehschwingungsdämpfer

von
Shoichi Iwamoto

Um ein Verhältnis zwischen Dämpfungsarbeit und Wirkungsöltemperatur des viskosen Drehschwingungsdämpfers zu ermitteln und auch eine Grenze der Dämpfungsenergie zu betrachten, wurde eine experimentale Untersuchung über die Dämpfungsarbeiten und die Beiwerten der Wärmeübertragung von der Dämpferfläche gegen die Dämpferumlaufzahl durchgeführt. Nach der Vergleichung dieser beiden Ergebnisse erhielt man folgende;

1. Der mittlere Beiwert der Wärmeübertragung über die gesamten Wärmeübertragungsfläche des Dämpfers kann man auf Gleichung $Nu_m = a_m Re_m^{0.8}$ berechnen, worin Nu_m Nusselt-Zahl, Re_m Reynolds-Zahl und a_m eine Ziffer ist.
2. Die Ziffer a_m wird von Verhältnis B_0/D_0 und D_0/D_i abgehngen, wobei B_0/D_0 Verhältnis von Breit und Ausserdurchmesser des Dämpfers ist und D_0/D_i Verhältnis von Inner- und Ausserdurchmesser des Dämpfers ist. Bei $B_0/D_0 = 0.139 \sim 0.5$ und $D_0/D_i = 1.73 \sim 2.11$ erhielt man $a_m = 0.021 \sim 0.03$.
3. Die wirkende Dämpfungsarbeit des Dämpfers stimmt mit der Wärmeströmung aus der Dämpferfläche überein. Dabei kann man die Temperatur des Wirkungsöls gegen die Dämpfungsarbeit mit der folgenden Formel berechnen;

$$L_d/A_m = 0.105 a_m (t_m - t_\infty) A_m^{0.3} \omega^{0.8} \quad [\text{kW/m}^2]$$

worin $(t_m - t_\infty)$ die Temperaturdifferenz zwischen die mittlere Temperatur der Dämpferfläche und die Atmosphärentemperatur, A_m der Flächenraum der Wärmeströmung und ω die Winkelgeschwindigkeit der Dämpferumlaufzahl ist.

Aus der genannten Ergebnisse hat man einen Grund erklärt, der die Wirkungsöltemperatur gegen die Dämpfungsarbeit des Drehschwingungsdämpfers vermutet.

1. ま え が き

ディーゼル機関のねじり振動抑制装置として、シリコン油を作動流体とする粘性ダンパが広く使用されている。このダンパはエネルギー吸収形であるゆえに、大きな振動エネルギーを与えた場合、それによってダンパ温度が上昇し、作動油の粘度が予想外に低下して、予期した吸振効果が得られなかったり、あるいは、油の変質をまねいてしゅう動面のかじり事故発生の原因にもなったりする恐れがある。また、ダンパ設計に際しては、作動時の油温

を推定して、ダンパ内に注入する標準状態(25℃)における作動油(シリコン油)の粘度をきめる必要があるが、いまのところ作動中の油温を推定する根拠は明確にされていない。したがって、ダンパで吸収した振動エネルギー(以下吸振仕事という)と作動油の温度との関係を調べておかなければならないが、これに関してはいまだ十分な検討がなされていないようである。

ダンパで吸収したエネルギーは熱となってダンパ表面より放散されるので、作動油の温度は吸振仕事とダンパ表面からの放熱とが等しくなった時点で安定する。よって、吸振仕事と作動油の温度との関係を求めるには、ダンパ表面からの放熱状態が解明されていなければならない。これは結局、回転体の放熱という問題に帰着される。

* 原稿受付 昭和51年6月24日

昭和51年秋季学術講演(昭和51年10月28日)

** 正会員 埼玉大学工学部(浦和市下大久保255)

一方、ダンパの吸振仕事の正当な評価は、本質的には作動油の動的特性が解明されていなければならないが、これについてはすでに報告¹⁾した。そこで、本研究においては、ダンパ表面からの放熱状態を実験的に解明し、吸振仕事と作動油の温度との関係を求めることに焦点を絞った。よって、この目的遂行のために、実験はつぎの2点について行っている。

1. 放熱量を任意に与えられるように、電熱ヒータを内部に装着した寸法の異なる模擬ダンパを設計製作し、回転速度に対するダンパの表面熱伝達率を求める。
2. 実物ダンパを加振機に取り付けて、ダンパを加振すると同時にハウジング表面の温度も計測し、これより吸振仕事を算定する。

そして、上記の実験結果を比較検討することによって、粘性ダンパの設計製作の際に問題となる作動油の温度を推定する根拠と、粘性ダンパの吸振仕事の限界とについて考察する。

〔記号〕

Q ; 熱量 kcal/h

L ; 加熱入力 kW

L_d ; ダンパの単位時間当りの吸振仕事 kW

h ; 表面熱伝達率 kcal/m²h²

A ; 放熱面積 m²

t ; 温度 °C

t_w ; 壁面温度 °C

t_{∞} ; ダンパ周囲の空気温度 °C

λ ; ($t_w + t_{\infty}$)/2°Cにおける空気の熱伝導率 kcal/mh²

Nu ; ヌッセルト数

Re ; レイノルズ数

a ; 係数

n ; 指数

ξ, η ; 寸法の比

ϕ ; 継手角 deg

ω ; 回転の角速度 rad/s

r ; 半径 m

D ; ハウジングの直径 m

d ; 慣性リングの直径 m

B ; ハウジングの幅 m

b ; 慣性リングの幅 m

θ ; 角変位 rad

C ; ダンパの減衰係数 kgcms/rad

I_d ; 慣性リングの質量 kgcms²

その他、添字などを付けて使用している記号もあるが、それらは本文中でそのつど説明してある。また、単位時間当りの放熱量 Q kcal/h および単位時間当りの吸振仕事 L_d kW などは、それぞれ単に放熱量、吸振仕事と呼ぶことにする。

2. 実験装置および実験方法

実験装置は図1に示すようにフック継手を利用したもので、駆動軸側に十分な大きなはずみ車を二つ設け、従動軸側に供試ダンパが取り付けられるようになっている。そして5 kWの無段変速電動機で駆動される。駆動軸および従動軸ともに中空で、これらの軸に駆動用Vプーリ、温度計測用スリップリングおよび模擬ダンパ加熱電流供給用スリップリングが設けられている。この装置で継手角 ϕ によって、従動軸の角速度は瞬間的に駆動軸の角速度の $\cos \phi \sim 1/\cos \phi$ 倍の間で変動し、その周期は π/ω であって、駆動軸1回転について2サイクルとなる。ダンパの加振はこの角速度変動を利用している。

粘性ダンパは図2に示すような形状で、供試ダンパは油膜部に相当する部分に電熱ヒータを装着した模擬ダンパ8種と実物ダンパ2種の計10種がある。設計試作した供試模擬ダンパは図3(a)および(b)に示すようにH形とD形との二つの形式、すなわち、

1. ダンパの慣性リングに相当する部分を木材合板で製作し、作動油に相当する部分に厚さ0.5mmのアルミ板をテフロンテープでおおい、ニクロム線を巻き付けたヒータを配置し、その上を厚さ3mmのアルミ板でおおったもの(図3(a), H形)。
2. ダンパの慣性リングの代りに断熱材を心にして、ア

図1 フック継手式ダンパ加振装置

図2 粘性ダンパ外形

図3 供試模擬ダンパ

スベスト板にニクロム線を巻いたヒータを油膜部分に配置したもの(図3(b), D形),

がある。ニクロム線の巻き方はダンパ表面全体を均一温度に、あるいは、実物ダンパ作動中のハウジング表面と同じ温度分布に加熱することができるよう、外周、内周面および側面には図3(a)および(b)に示すごとく、それぞれ独立に加熱電流を供給できるように工夫してある。表1に供試模擬ダンパH形およびD形、表2には供試実物ダンパ(A形)の主要諸元を示す。なお、供試ダンパH-4では、各面それぞれに配置したヒータは外形寸法の関係で各面の一つずつ計四つ、H-5では両側面の一つずつ、内周面および外周面にはそれぞれ二つずつ、計六つ配置してある。

A形およびD形のハウジング材は、いずれも鉄製であるが、供試ダンパA-3ではハウジングと慣性リングとの角変位を位相差形ねじり振動計で測定するため、慣性リングのフタ側の側面には放射状に深さ2mmの溝を正確に160枚設け、溝部には接着剤を充てんして表面を平

表1 供試模擬ダンパ主要諸元

		外径 D_0 mm	内径 D_i mm	外周幅 B_0 mm	内周幅 B_i mm	D_0/D_i	B_0/D_0	B_i/D_i
H形	H-1	380	180	60	40	2.11	0.158	0.222
	H-2	360	180	83	54	2.0	0.229	0.30
	H-3	340	180	35	25	1.89	0.103	0.139
	H-4	300	165	93	66	1.80	0.310	0.40
	H-5	260	150	100	75	1.73	0.384	0.50
D形	D-1	398	182	63	52	2.19	0.158	0.286
	D-2	353	182	56	46	1.94	0.159	0.253
	D-3	276	153	52	46	1.80	0.188	0.30

表2 供試実物ダンパ主要諸元

		慣性リング 外 径 d_0 mm	慣性リング 内 径 d_i mm	慣性リング 幅 b mm	慣性リングの 慣性モーメント I_a kg cms ²	備 考
A形	A-2	340	200.3	40	3.698	ハウジング外形寸法はD-2と同じ
	A-3	268.1	161.5	42	1.383	ハウジング外形寸法はD-3と同じ

らにしてある。そして、ハウジングのフタは電磁ピックアップを使用するため、ジュラルミン製である。なお、実物ダンパA-2は通常の市販品である。これら表1, 2に示す程度の寸法のダンパは、中、高速ディーゼル機関用として広く一般に使用されているものである。

温度計測点はD形およびA形では図2, H形では図3(a)の×印位置で、各面3点ずつダンパ全体で合計12点である。そして、これら各点にφ0.3 mmの銅・コンスタンタンの熱電対を埋め込み、温度検出はダンパ前部に設けられているスリップリングを通して連続的に記録する。記録計は横河製12点色別打点式の電子管自動平衡記録計を用いた。本実験の目的はダンパ表面からの放熱状態の解明と、ダンパ作動中の吸振仕事とを求めることにあるので、実験はつぎの3項目について行った。

- i 供試ダンパH形を実験装置に取り付け、運転中に全表面が均一温度になるように加熱電流を供給する。電源はAC100Vを使用し、スライダック4台または6台を使って各ヒータに供給する入力電圧を加減して、電流計、電圧計によって入力を計測する。そして、回転速度は250~2,500 rpmの範囲であって、この間、ほぼ200 rpmおきに計測を行い、継手角φ=0で実験を行った。
- ii 供試ダンパD形において、実物ダンパ作動中に生ずる内周側と外周側との温度差を考慮して、この両者の間、すなわち、側面上で半径方向に適当な温度差が生ずるように、ヒータ①~⑥に供給する加熱電流を加減し、入力に対する各点の温度を計測した。回転速度および継手角はH形の場合と全く同様である。
- iii 供試ダンパA-2およびA-3を加振してハウジング表面温度を計測する。回転速度は500~2,400 rpmの範囲でこの間ほぼ200 rpmおき、継手角はφ=10~15°(ハウジングの角変位振幅で0.4~1.0 deg)の範囲に変化させて運転を行い、各点の温度を計測した。この際、温度計測と同時にダンパ取り付け位置のねじり振動計測も行った。振動計はA-2に対しては電磁形ねじり振動計、A-3に対しては位相差形ねじり振動計を使用した。

以上の実験は、機関試運転場と同じ条件を想定して静止空気中で行い、模擬ダンパH形およびD形の加熱温度は常温から約100℃の範囲である。

3. 測定値の整理法

ヒータ装着ダンパにおける総放熱量Qは、加熱入力をLとすれば、 $Q=860L$ であって、加熱表面から周囲の空気へ対流によって放散される熱量 Q_C は、ダンパ取り付け用フランジ部を通して逃げる熱量を Q_F 、放射による熱損失を Q_R とすれば、 $Q_C=Q-(Q_F+Q_R)$ である。しかし、放射による熱損失は、こ

ここで考えている実験の温度範囲では無視できるので、表面熱伝達率は

$$h = \frac{Q - Q_F}{A(t_w - t_\infty)} \quad (1)$$

となる。そして、これより求まる回転速度に対する h の値は、次の無次元数で整理する。

$$\left. \begin{aligned} Nu &= hD/\lambda && \text{ヌッセルト数} \\ Re &= \omega D^2/2\nu && \text{レイノルズ数} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

供試ダンパ H 形においては、ヒータ①～⑩の入力を加減して各面を均一温度に加熱すると、厚さ 3 mm のアルミ製外皮壁に沿っての熱移動はないので、各ヒータへ供給した入力はいずれもそのヒータの該当する表面より周囲の空気へ対流によって放散される。そこで、式(1)より各面の表面熱伝達率 h_i , h_o および h_s と h'_s を求め、代表長さを内周、外周面および側面のそれぞれに対して D_i , D_o および $D_s = \sqrt{D_o^2 - D_i^2}$ として、各面における式(2)の無次元数を定義して議論することにする。したがって、あるきまった回転速度における Re の値は、内周、外周面および側面のそれぞれで違っている。ここで、内周、外周面および側面に対する各量は、それぞれ添字 i , o および s を付け、さらに側面においてはフタ側に $'$ を付けて区別する。また、ダンパ各面それぞれに対する無次元数を定義しても、実用上不便であるので、ダンパ全体に対する式(2)の無次元数も考えることにする。この場合には添字 m を付け、式(1)の A はダンパの全放熱面積 A_m , Q_C はヒータ①～⑩への入力 Q の総和 Q をとり、代表長さは

$$D_m = 2\sqrt{A_m/\pi}$$

とする。

供試ダンパ D 形においては、ヒータ①～⑩の入力を加減してダンパ全体を均一温度に加熱するのは、フランジ部への熱流 Q_F があるので、かなり困難である。したがって、ハウジング壁に沿って多少の熱移動が生ずるため、各面に対する熱伝達率を求めても意味がない。よって、

$$t_m = \left(\frac{A_i}{A_m}\right)t_i + \left(\frac{A_o}{A_m}\right)t_o + \left(\frac{A_s}{A_m}\right)(t_s + t'_s) \quad (3)$$

をダンパ全体についての平均代表温度と定義し、この温度をとって議論する。これは供試ダンパ A 形についても同様である。

一方、実物ダンパにおける吸振仕事 L_d は

$$\begin{aligned} L_d &= \frac{(30/\pi)\omega}{102 \times 10^2 \times 60} \int_0^{2\pi} C \dot{\theta}_r d\theta_r \\ &= 1.96 \times 10^{-4} \frac{C\omega^2 \theta_{10}^2}{1 + (C/2 I_d \omega)^2} \end{aligned} \quad (4)$$

であって、ハウジングと慣性リングとの相対角変位 θ_r またはハウジングの角変位振幅 θ_0 を実測すれば、 C はすでに報告¹⁾した方法によって求められるので、 L_d は容易に算定しうる。

4. 実験結果並びに考察

実験を開始してから各点の温度が定常に達するまでの時間は、H 形で 3～10 分、D 形で 8～20 分そして A 形では回転速度および継手角によって異なるが、およそ 15～60 分ぐらいであって、定常に達したときの表面温度と大気温度との差をダンパ表面温度差とした。ヒータ装着ダンパではすべて継手角 $\phi = 0$ として実験を行ったが、実物ダンパでは一定回転速度に角速度変動を伴った $\omega_f = \omega + 2\omega\theta_0 \cos 2\omega t$ の形で運転されるので、当然角速度変動を与えて温度計測すべきである。そこで、試みに H 形ダンパで継手角 ϕ をさまざまに変えて運転し、温度計測を行ったが、 $\phi = 0$ の場合との相違は全く認められなかった。これより定常回転の角速度 ω に対する振動成分の振幅 $|\dot{\theta}| = |2\omega\theta_0|$ は非常に小さいので、ねじり振動による角速度変動は、放熱に影響をおよぼさないことがわかった。

4.1 供試ダンパ H 形 式(1)より内周、外周面および両側面の表面熱伝達率を求めると、回転速度 250～2,500 rpm の範囲で h_i は 40～180 kcal/m²h², h_o および h_s と h'_s は 30～120 kcal/m²h² 程度の値が得られ、いずれの場合も温度差 $(t_w - t_\infty)$ には無関係で、ダンパの回転速度によってきまるという結果が得られた。

図 4～8 は供試ダンパ H 形のそれぞれについて、測定値を Nu と Re とで整理したものである。これらの図より、いずれのダンパに対しても表面上の気流は乱流状態とみられ、無次元数 Nu と Re との関係は各面について

$$Nu = a Re^n \quad (5)$$

という形で表現できることがわかり、指数 $n = 0.8$, そして係数 a はダンパの外形寸法に応じて、それぞれ違った値が得られた。

一方、単一な回転円板あるいは回転円柱など、比較的単純な形状の熱伝達率については、泉^{2,3)}, D. Dropkin & A. Carmi⁴⁾, L. A. Dorfman⁵⁾, D. R. Davies⁶⁾, E. C. Cobb & O. A. Sanders⁷⁾, J. P. Hartnett⁸⁾ などによって理論的かつ実験的研究がなされ、すでに報告されているので、これらの結果と対比し、ダンパの寸法変化が熱伝達率におよぼす影響について考察することにする。そして、外周面および内周面は回転円柱に、両側面は回転円板にみたてて検討する。

4.1.1 外周面および内周面 図 4～8 でみられるように本実験領域 $0.4 \times 10^5 < Re_o < 10^6$, $0.15 \times 10^5 < Re_i < 2.5 \times 10^5$ において、外周面および内周面に対する係数はそれぞれ $a_o = 0.022 \sim 0.034$, $a_i = 0.029 \sim 0.07$ が得られた。図 9 は係数 $a_o = Nu_o / Re_o^{0.8}$, $a_i = Nu_i / Re_i^{0.8}$ をそれぞれ比 B_o / D_o , B_i / D_i に対して図示したものであって、外周面では $B_o / D_o > 0.15$, 内周面では $B_i / D_i > 0.3$ となると、 a_o , a_i とともに一定となり、それぞれ $a_o = 0.024$, $a_i = 0.034$ 程度の値をとるものとみられる。一方、直径 D の回転円柱について、泉²⁾は式(5)において

$2 \times 10^3 < Re_D < 2 \times 10^5$ で $n=0.64$, $a=0.152$, D. Dropkin & A. Carmi⁴⁾ は $1.5 \times 10^4 < Re_D < 4.3 \times 10^5$ で $n=0.7$, $a=0.073$ を与えている. これらの結果と本実験結果 $n=0.8$, $B_o/D_o > 0.15$ および $B_i/D_i > 0.3$ に対する係数 $a_o=0.024$, $a_i=0.034$ と対比すると, 外周面では $Re_o < 5 \times 10^5$ の領域で 20~40% 本実験による Nu_o の値の方が大きく, $Re_o > 5 \times 10^5$ になるとその相違はさらに大きくなる. また, 内周面では 30~60% 本実験による Nu_i の値の方が大きい. 泉²⁾ および D. Dropkin & A. Carmi⁴⁾ の結果と本実験結果とは, 実験条件が異なるので, この両者に相違が出るのは当然であるが, レイノルズ数の低い領域 $Re_o < 5 \times 10^5$ においても, なお, Nu の値で 20~40% の相違があるのは, 両側面からの気流が外周面上の気流を激しく乱すための影響と思われる. そして, 図 9 より B_o/D_o をかなり大きくしても, なお, この影響によって外周面上の Nu_o の値は, 回転円柱のそれよりも 40~50% 程度は大きいであろう.

内周面に対する係数 a_i が外周面に対する係数 a_o よりも大きいのは, ダンパの高速回転によってフタ側面上の空気が遠心力で半径方向外側に飛ばされると同時に, 前方から軸方向への激しい気流が生じ, 内周面上の気流をいじめるしく乱すためと考えられる. そして, 外周面と同様 B_i/D_i をかなり大きくとっても, なお, その影響は相当大きいので, 内周面上の Nu_i の値は外周面上と同様, 回転円柱の Nu の値よりも大きいと思われる.

4.1.2 フランジ側面およびフタ側面 図 10 は図 4~8 より得られたフランジ側面およびフタ側面の係数 a_s , a'_s を直径比 D_o/D_i に対して図示したもので, 本実験領域 $0.3 \times 10^3 < Re_s < 8 \times 10^5$ で $a_s=0.033 \sim 0.044$, $a'_s=0.034 \sim 0.049$ が得られた. そして, 係数 a_s , a'_s の値はいずれのダンパに対しても a'_s の方がやや大きい, D_o/D_i の増加とともに漸次減少し, しかも, この両者の値は

図4 供試ダンパH-1の各面に対するヌッセルト数

図5 供試ダンパH-2の各面に対するヌッセルト数

図6 供試ダンパH-3の各面に対するヌッセルト数

図7 供試ダンパH-4の各面に対するヌッセルト数

ほぼ等しくなっていくのがみられる。 a'_s が a_s よりもやや大きいのは、フランジ側に供試ダンパを支えるための軸受が設けられているので、ダンパの高速回転によって生じた軸方向の気流が妨げられるのに反し、フタ側では内周面から側面にかけての形状の急変とともに、フタ側面前方からの軸方向の気流によって、フタ側面上の気流がとくに内周面に近い部分で激しく乱され、これが大きく影響しているためとみられる。そして、図10より D_o/D_i が十分大きくなると、内周面に近い部分の気流の影響は小さくなって、係数 a_s 、 a'_s ともに単一回転円板に対する係数に収束するものと考えられる。

いま、側面上半径 r の位置における局所ヌセルト数が、 $Nu_r = a_r Re_r^{0.8}$ (代表長さは半径 r)で表わされると仮定すると、半径 $r_i \sim r_o$ 間の側面平均熱伝達率 $\bar{h}_s$ は、つぎのようになる。

$$\begin{aligned} \bar{h}_s &= \frac{2a_r \lambda}{r_o^2 - r_i^2} \left(\frac{\omega}{\nu} \right)^{0.8} \int_{r_i}^{r_o} r^{1.6} dr \\ &= 0.769 a_r \lambda \left(\frac{\omega r_o^2}{\nu} \right)^{0.8} \frac{r_o^{2.6} - r_i^{2.6}}{r_o^2} \end{aligned}$$

ここに、 $r_s^2 = r_o^2 - r_i^2$ である。そこで、代表長さを D_s として側面上の平均ヌセルト数を $Nu_s = \bar{h}_s D_s / \lambda$ と定義すれば、

$$\begin{aligned} Nu_s &= 0.885 a_r \left(\frac{D_s^{0.8} - D_i^{0.8}}{D_s^{0.8}} \right) Re_s^{0.8} \\ &= a_s Re_s^{0.8} \quad (6) \end{aligned}$$

をうる。ここで、実測による a_s 、 a'_s より各面それぞれに対する局所の係数 a_r を逆算すると、フランジ側面では $a_r = 0.0311 \sim 0.0397$ 、フタ側面では $a'_r = 0.032 \sim 0.0432$ が得られる。一方、単一回転円板における局所の値 a_r は、 $Nu_r = a_r Re_r^{0.8}$ (プラントル数 $Pr = 0.72$)の形で、L. A. Dorfman⁵⁾は0.0195、D. R. Davies⁶⁾は0.0156、J. P. Hartnettら⁸⁾は0.0238を与えている。そこで、たとえば、J. P. Hartnettら⁸⁾による a_r の値と本実験より逆算した a_r 、 a'_r とを比較してみると、フランジ側面では30～60%、フタ側面では34～80%本実験値より逆算した a_r の値の方が大きい。したがって、実用範囲内で D_o/D_i をかなり大きくしても、回転円板に対してJ. P. Hartnettら⁸⁾が与えている a_r の値より、なお30%程度大きい値がみこまれる。

4.1.3 ダンパ全体についての平均 図11はダンパ全体に対するもので、測定値を Nu_m と Re_m とで整理

図8 供試ダンパH-5の各面に対するヌセルト数

図9 供試ダンパH形における係数 a_i と a_o との値

図10 供試ダンパH形における係数 a_s と a'_s との値

したものである。これより Nu_m と Re_m との関係は式(5)の形で表現でき、各面についてと同様 $n=0.8$ が得られ、係数 $a_m = Nu_m / Re_m^{0.8}$ はH-3で0.03、H-5で0.023、H-1およびH-4で0.022、H-2で0.021が得られた。

一方、ダンパ全体についての平均熱伝達率は

$$h_m = \left(\frac{A_i}{A_m} \right) h_i + \left(\frac{A_o}{A_m} \right) h_o + \left(\frac{A_s}{A_m} \right) (h_s + h'_s)$$

となるので、代表長さをすべて $D_m = 2\sqrt{A_m/\pi}$ に換算することによって、各面に対する係数 a_i 、 a_o 、 a_s および a'_s と a_m の関係は、つぎのようになる。

$$a_m = 4 \xi_i \eta_i^{1.6} a_i + 4 \xi_o \eta_o^{1.6} a_o + (a_s + a'_s) \eta_s^{2.6} \quad (7)$$

ここに、 $\xi_i = B_i/D_m$ 、 $\xi_o = B_o/D_m$ 、 $\eta_i = D_i/D_m$ 、 $\eta_o =$

図11 供試ダンパH形のダンパ全体に対するヌッセルト数

表3 各面の係数と全体の係数 $a_m = Nu_m / Re_m^{0.8}$ との関係

		円周面 $4\xi_i\eta_i^{1.6}a_i$	外周面 $4\xi_o\eta_o^{1.6}a_o$	両側面 $(a_s + a'_s)\eta_s^{2.6}$	合計 a_m
H-1	各項の値	0.002	0.0046	0.0155	0.0221
	a_m との比	0.091	0.208	0.701	1.0
H-2	各項の値	0.0016	0.006	0.0137	0.0213
	a_m との比	0.075	0.282	0.643	1.0
H-3	各項の値	0.0032	0.0059	0.0212	0.0303
	a_m との比	0.105	0.195	0.7	1.0
H-4	各項の値	0.0028	0.0062	0.0131	0.0221
	a_m との比	0.13	0.26	0.61	1.0
H-5	各項の値	0.0032	0.0086	0.0107	0.0225
	a_m との比	0.142	0.382	0.476	1.0

D_o/D_m , $\eta_s = D_s/D_m$ である。

表3はそれぞれのダンパについて、式(7)の右辺各項および a_m の値を求めたものである。これを見ると、内周面に対する係数 a_i の値は a_o , a_i および a_s と a'_s よりも大きいにもかかわらず、内周面 $4\xi_i\eta_i^{1.6}$ が a_m に占める割合は小さく、9.1~14.2%となっている。これは内周面の面積が他の面積よりも小さいためであって、 a_m の値のほぼ90%が外周面 $4\xi_o\eta_o^{1.6}a_o$ と両側面 $(a_s + a'_s)\eta_s^{2.6}$ によって占められている。すなわち、ダンパ表面からの全放熱量の大部分が外周面と両側面で占められるということがわかる。よって、係数 a_m を支配するパラメータは a_o , a_s , a'_s , ξ_o , η_o および η_s となるが、これらはいずれも直径比 D_o/D_i および幅と直径との比 B_o/D_o に関係するので、結局、 a_m は D_o/D_i と B_o/D_o との関数 $a_m = f(D_o/D_i, B_o/D_o)$ になるとみられる。本実験領域 $D_o/D_i = 0.173 \sim 0.211$, $B_o/D_o = 0.103 \sim 0.384$ については $a_m = 0.021 \sim 0.03$ が得られたが、広く一般に使用される実物ダンパ各部の寸法比も、この領域から大きくはずれるものは少ないと思われるので、通常のダンパに対する a_m は上記の中間値 $a_m = 0.025$ 前後の値が見込まれる。

4.2 供試ダンパD形 図12は供試ダンパD形において、測定値を Nu_m と Re_m とで整理したものであって、 Nu_m と Re_m との関係はH形と同様で、指数 $n=0.8$ が得ら

図12 供試ダンパD形のダンパ全体に対するヌッセルト数

表4 各面の係数より算出した全体の係数 $a_m = Nu_m / Re_m^{0.8}$ の値

		内周面 $4\xi_i\eta_i^{1.6}a_i$	外周面 $4\xi_o\eta_o^{1.6}a_o$	両側面 $(a_s + a'_s)\eta_s^{2.6}$	合計 a_m
D-1	各項の値	0.0016	0.0047	0.0138	0.0201
	a_m との比	0.079	0.234	0.687	1.0
D-2	各項の値	0.0021	0.0047	0.0173	0.0241
	a_m との比	0.087	0.195	0.718	1.0
D-3	各項の値	0.0023	0.0055	0.0173	0.0251
	a_m との比	0.091	0.22	0.689	1.0

れた。この際、ダンパ表面温度は各面均一ではないので、ダンパの平均代表温度を式(3)で定め、これと大気温度との差を表面温度差としている。また、ダンパ取付用フランジ部への熱量 Q_F は、図2に示す計測点8と7との温度差より推定し、熱量補正を行っている。この Q_F の値は側面上で半径方向に温度差が5~6℃生じたときで、供給総熱量の3~4%であった。

表4は供試ダンパD形の各面に対して、図9, 10より求まる a_i , a_o , a_s および a'_s の値を用いて、式(7)の右辺各項と a_m とを算定したものである。これと図12による a_m の値とは、わずかの差はあるが、供試ダンパH形で求めた各面の表面熱伝達率は、実物ダンパと同材質の鉄製でしかも温度分布が不均一であるハウジング表面に対しても、ダンパ全体についての平均熱伝達率を求めるには、十分適用しうることがわかる。これはまた、粘性ダンパと類似形状の不均一温度分布の回転体に対しても、そのまま適用しうるものと考えられる。

4.3 供試ダンパA形 図13は一例として、供試ダンパA-2を加振機に取り付けて運転し、各点の温度が定常に達したときの温度差($t_w - t_\infty$)を図示したものである。この際、ダンパ内に注入したシリコン油の呼称標準粘度は 5×10^4 cStである。継手角 ϕ が小さく回転速度の低い場合、すなわち、入力小さいときは各点それぞれに温度の差はなく、ほぼ均一であるが、入力が大きくなると内周面側と外周面側との温度差が生じてくる。これは半径方向外側に沿って、吸振仕事が多いという当然の結果と思われる。また、温度差($t_w - t_\infty$)が大きくな

図13 供試ダンパA-2の表面温度
(呼称標準粘度 5×10^4 cSt を使用)

ると、内周面側と外周面側との温度差は大きくなるが、それぞれの面上ではほぼ一定、すなわち、ダンパ表面上の温度分布は軸方向ではほぼ一定であるのに反し、半径方向には温度差が生じ、 $(t_w - t_\infty)$ が40～50℃で内周面側と外周面側との温度差は7～8℃生じている。

一方、ハウジングの肉厚は4～7mmであって、油膜部分で熱が沸き出すとして、壁を通して流れる熱量より油膜側と空気側との壁面上の温度差を推定すると非常に小さく、熱電対で検出しえない量なので、ダンパ表面上の温度を作動油の温度と考えることにする。そして、ダンパ全体についての平均代表温度は、供試ダンパD形の場合と同様とする。

つぎに、ある回転速度におけるダンパ吸振仕事は、ハウジングの角変位振幅 θ_0 を実測することによって、式(4)より求まるので、このときのダンパ全体についての平均熱伝達率を、図9、10より a_i 、 a_0 および a_s と a'_s を読みとって算定し、放熱量を求める。すなわち、吸振仕事に対応する放熱量を求めると、図14のようになる。この際、フランジ部へ逃げる熱量 Q_F は計測点8と7との温度差より補正しているが、この量は最大で全放熱量の約7

%程度であった。これよりダンパの吸振仕事と熱伝達率より算定した放熱量とは、ほぼ、1対1の対応関係にあるのがみられる。よって、供試ダンパH形で得られた各面の熱伝達率(図9、10)は実物ダンパに対しても十分適用しうることがわかる。

4.4 吸振仕事と作動油温との関係 いま、ダンパ作動時の状態を想定して、 $\lambda = 0.024$ kcal/mh℃、 $\nu = 0.186 \times 10^{-4}$ m/s² ($t = 50^\circ\text{C}$ のときの値)とすれば、ダンパ全体についての熱伝達率は、

$$h_m = 90.21 a_m A_m^{0.8} \omega^{0.8} \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (8)$$

となる。ここで、吸振仕事と表面からの放熱量とが一致するという事より、ハウジングの単位放熱面積当りの吸振仕事は、つぎのようになる。

$$\frac{L_d}{A_m} = 0.105 a_m (t_m - t_\infty) A_m^{0.8} \omega^{0.8} \quad [\text{kW/m}^2] \quad (9)$$

これより、実機に取り付けたダンパに対しては、 ω をダンパ設計の対称とした共振位置における機関の回転の角速度に対応させれば、吸振仕事に対する作動油温は推定することが出来る。

一方、文献⁹⁾によれば、ダンパ温度と大気温との差を55～60℃に保つための吸振仕事の限界として、 $L_d/A_d = 0.8$ PS/ft² (= 6.43 kW/m²)を提示している。ここに、 A_d は慣性リングの表面積である。そこで、試みに供試ダンパA-2について検討してみるに、 $t_m - t_\infty = 60^\circ\text{C}$ 、 $a_m = 0.024$ として、回転速度1,000 rpmの場合は $L_d/A_d = 4.96$ kW/m² ($L_d/A_m = 4.02$ kW/m²)、回転速度2,000 rpmの場合は $L_d/A_d = 8.63$ kW/m² ($L_d/A_m = 6.99$ kW/m²)となる。この程度の寸法のダンパでは、回転速度1,000～2,000 rpmに現われる共振点を対称に設計されることが多いとみられるので、この例に限って言えば、 $L_d/A_d < 0.8$ PS/ft²は吸振仕事の限界を定めるおよその目安にはなるであろう。しかし、きわめて低次の共振点を対称に設計されるダンパでは、放熱量は $\omega^{0.8}$ に比例するので、吸振仕事の限界をすべて $L_d/A_d < 0.8$ PS/ft²で処理するのは妥当でないと考える。

5. あとがき

上述のとおり、ヒータ装着模擬ダンパと実物ダンパにおいて、入力に対するダンパ表面温度を計測し、これらを整理することによって、吸振仕事に対する作動油の温度を推定する根拠を明確にした。これらの結果を要約すれば、つぎのとおりである。

1. 定常回転の角速度 ω に対する振動成分の角速度振幅 $|\dot{\theta}_0|$ は、 ω と比較して非常に小さいので、ねじり振動による角速度変動は放熱に影響を与えない。
2. 供試ダンパH形において、ダンパ各面およびダンパ全体についての表面熱伝達率は、 Nu と Re とで整理すると、 $Nu = a Re^{0.8}$ で表わされ、係数 a の値は幅と径との比 $B_i/D_i = 0.139 \sim 0.5$ 、 $B_0/D_0 = 0.103 \sim 0.384$ および直径比 $D_0/D_i = 1.73 \sim 2.11$ のダンパでは、代表

図14 吸振仕事に対する放熱量

長さをそれぞれ D_i , D_0 , D_g および D_m とすることによって、つぎのようである。

- i) 各面に対する係数 a_i , a_0 , a_g および a'_g はそれぞれ B_i/D_i , B_0/D_0 および D_0/D_i に依存し, $a_i=0.029 \sim 0.07$, $a_0=0.022 \sim 0.034$, $a_g=0.033 \sim 0.044$ として $a'_g=0.034 \sim 0.049$ が得られた。また, $B_i/D_i > 0.3$ ではほぼ $a_i=0.034$, $B_0/D_0 > 0.15$ ではほぼ $a_0=0.024$ 前後の一定値となり, そして D_0/D_i を十分大きくすれば, a_g および a'_g はともに単一回転板に対する係数 a の値に収束するものと考えられる。
 - ii) ダンパ全体についての係数は $a_m=0.021 \sim 0.03$ が得られ, a_m に対する内周面の係数 a_i の影響は無視しうる。よって, a_m は主として B_0/D_0 と D_0/D_i とに依存する。
3. ダンパ作動時の吸振仕事と, 図 9, 10 より求められる熱伝達率から算定した放熱量とは一致する。よって, 供試模擬ダンパで得られた $Nu_m = a_m Re_m^{0.8}$ の関係は, 実物ダンパに対してもそのまま適用しうる。さらにまた, 粘性ダンパと類似形状の不均一温度分布の回転体の放熱計算にも, 本実験結果は適用しうるものと考ええる。
4. 吸振仕事に対する作動油の温度は式(9)の関係より推定することができる。これより作動油の温度の上限を設定すれば, それに対応する吸振仕事の限界は容易に推定しうる。

以上の結果は, ダンパをクランク室外に設け, 静止空气中で運転される機関のダンパに対しては, かなりよい精度で成り立つものとする。また, 設計製作されたダンパ作動中の温度が, ダンパ周囲の環境温度によるものか, あるいは吸振仕事によるものかの判定も, 本実験結果より容易に推定しうるであろう。一方, ダンパをクランク室内に設けた場合には, ダンパ周囲の気流はクランク室外に設けたときと様子を異にするが, いずれの場合もダンパ表面の気流は乱流状態とみられるので, 本実験結果といちじるしい相違はないものと思われる。

本実験は粘性ねじり振動ダンパの吸振仕事に関する基礎実験の一部として, 前報¹⁾と平行して行われたもので, ヒータ装着模擬ダンパの設計試作は昭和 45 年度早稲田大学修士道面朋久, 昭和 48 年度早稲田大学修士河野洋一郎両君の努力によるものである。また, 実験の実施には昭和 50 年度埼玉大学修士安西稔君の労に負うところも多い。さらに, 実験の計画実施については, 早稲田大学の関敏郎教授および埼玉大学の吉田正一教授より有益な助言と指導を賜った。ここに感謝の意を表す。

文 献

- 1) 岩本, 舶機誌, 8-12(昭 48-12), S 29.
- 2) 泉, 機学論, 19-84(昭 28), 1.
- 3) 泉, 機学論, 20-100(昭 29), 791.
- 4) D. Dropkin & A. Carmi, Trans. ASME, 79 (1957-5), 741.
- 5) L. A. Dorfman, Soviet Physics Doklady, 3 (1958), 248.
- 6) D. R. Davies, Quar. Jour. of Mech. and Appl. Math., XII-2

(1959).

- 7) E. C. Cobb & O. A. Sanders, Proc. Royal Soc., 236 (1965), 343.
- 8) J. P. Hartnett, Shing-Hwa Tsai & H. N. Jantscher, Trans. ASME, Ser. C, 87-3 (1965-8), 362.
- 9) B.I.C.E.R.A, A Handbook on Torsional Vibration (1958), 538, Cambridge Uni. Press.

〔質 疑 応 答〕

質問者 三井造船(株) 佐伯 謙

〔質問〕 ダンパ表面よりの放熱の状態を理論と実験の両面から克明に研究され, これによってダンパ設計上もっとも困難, かつ重要な問題であった作動油の温度推定が可能となったことは極めて有益である。

放熱の状態が明らかになった現在, 設計に携わる者として, 次に大きな関心をもつのは, いかにして対流熱伝達を増加させるかということになる。

側面からの放熱については, 本紙で述べられている半径方向流れを積極的にするための放射状フィン, あるいは一種の radial fan に近いようなシュラウド付フィン等の放熱フィンの設置が考えられるが, この点について筆者のご見解をうかがいたい。

また, 外周面からの放熱を積極化させる方策につきどのようなものが有効と思えるか, ご見解をうかがいたい。

〔回答〕 討論ありがとうございます。下記の通り回答申し上げます。

1. 側面および外周面のいずれに対しても, ご指摘のように適当な放熱フィン等を設けることは, 確かに効果のあることと考える。しかし, どのような形状のものが最も効果的であるかは, いろいろな形状のものについて実験してみないと何んともいえない。
2. 放熱を積極化させる方策としては, 強制冷却すること, たとえば, 運転中のダンパ表面へ強制的に空気を吹き付ける等によって, ハウジング表面上の空気の流れを大きく乱してやれば, より一層の効果は得られると思う。

このほか, ご質問とは直接関係はないと思うが, 2~3 気付いた点を記すと,

- i) 作動中のダンパ温度を機関のクランクケース内の温度以上にするとは, いろいろの点から考えて, 避けた方がよいように思う。したがって, もし, 設計されたダンパの作動中の温度がクランクケース内の温度以上となるならば, フィン等を設けて放熱効果を良くするのも一方法ではあるが, このような場合には, ダンパを一段と大きくして, ダンパの吸振容量を大きくするのが得策ではないかと考える。
- ii) 設計上の観点からは, ダンパ形状はなるべく簡単でしかも放熱効果の良いものが要求される。単に放熱効果を上げるためのみに, フィン等を設けることは形状が複雑となり, これにより製造価格は増加する。一方,

ダンパ質量を一段と大きくするための製造価格の増加分とこれとのかね合いが、現実の問題となるのではないかと予想する。したがって、設計者はこれらを総合的に判断してきめなければならないので、ダンパ温度が高すぎる対策として、(a)フィン等を設ける、(b)ダンパ質量を一段大きくする、(c)その他の対策、等々いずれが最良策であるかの答えは出し難い。

- iii 私見としては、ダンパ温度が高すぎる場合にはダンパ質量を一段大きくして、本文式(7)で与えられる係

数 a_m の値をなるべく大きくするようにダンパの寸法を選定し、多少とも熱伝達率を大きくするような対策がよいのではないかと思う。これは、なるべく外径を大きく幅を薄く設計すればよいということになるが、実用上供試ダンパ H-3 形 ($D_o/D_i = 1.89$, $B_o/D_o = 0.103$) 程度の各部の寸法比が限度ではないかと思う。したがって、 a_m を 0.03 以上大幅に大きくするような設計は望めないのではないかと考える。