

技術資料

UDC 669.14.018.6 : 534.83

複合型制振鋼板の特性と利用技術*

佐々木雄貞**・遠藤 紘**・本田忠史**・座間芳正**

The Characteristics in Composite Damping Steel Sheet and Its Application Techniques

Takesada SASAKI, Hiroshi ENDO, Tadahumi HONDA, and Yoshimasa ZAMA

1. ま え が き

制振鋼板とは、鋼板のもつ強度、靱性、加工性などの長所を損わずに、機能複合化あるいは合金化により制振性能を付与した鋼板（以下複合型あるいは合金型制振鋼板と称する）であり、構造部材を兼ねる制振材料（High Damping Structural Materials）を意味する。

性能の高い制振材料は、ますます強化される各国の騒音規制動向に対処できる騒音防止技術確立のため、騒音源・振動源対策材料として切望されているものである。しかし、鋼板は金属音や金属的響きを生じやすく、制振性能の低い材料である。制振性能とは、従来金属工学の分野では内部摩擦または減衰能と称していた。振動エネルギーを吸収して熱エネルギーに変換し振動減衰作用を発揮する性能（Vibration Damping Capacity）のことである。しかも、機械・構造物の騒音・振動低減上、使用環境条件のもとでより大きい性能向上と定量的取扱いを要求されているものである。

職場騒音のみならず環境騒音に対しても、騒音源・振動対策の重要性が高まる一方、騒音・振動防止には不利な要因となる鋼板板厚の減少による構造物の軽量化や、鍛造構造から鋼板溶接構造への転換などの技術傾向が押し進められている。したがって、構造部材として多量・広範囲に使用される鋼板に制振性能を付与できれば、高強度などの特性とあいまつてさらにすぐれた構造部材となるはずである。また鋼板・鋼材の制振性能は動的振動特性として振動減衰作用に関係するので、強度、延性あるいは耐食性などと同様、今後重要な特性の一つになってくるであろう。

本稿では、常温あるいは約 200°C 以下の温度範囲で高度の制振性能を発揮させるため、2枚の鋼板の間に薄い粘弾性樹脂層をサンドイッチした複合型制振鋼板につ

いて、特性上の特徴を中心に、必要性の背景から利用技術との関連までを概説する。合金型制振鋼板を含む制振合金一般については杉本の解説¹⁾²⁾を、代表的合金型制振鋼板であるフェライト系ステンレス鋼の特徴については他の解説³⁾⁴⁾を参照していただきたい。

2. 騒音規制動向と各種制振材料

2.1 騒音規制動向

経済社会の高度化にともない、自動車・船舶などの交通機関そのほか各種機器装置・構造物とも大型化あるいは高速化により重要な役割を果たした反面、大気汚染とか騒音・振動問題が公害として社会問題化するようになってきている。

国民の健康・福祉を守るため環境騒音の許容されるべき基準について、各国とも長期展望にたつて騒音規制をいつそう強化しようとしているし、振動あるいは作業環境改善を中心とした職場騒音も規制化の傾向にある（日本では振動規制法が昭和 51 年 12 月より施行）。諸外国における騒音・振動の規制強化は国内問題にとどまらず、国際流通商品である自動車・船舶などの輸出商品（昭和 50 年輸出額は通関実績でそれぞれ 85.1 億ドル、61 億ドルにおよぶ）を通じて国際的影響も受けることになる。一例として、自動車・船舶の騒音規制動向について述べる。

アメリカ、ヨーロッパにおける自動車騒音の規制動向については、坂上の解説があるが⁵⁾⁶⁾、当面規制と将来規制とに分けて考える考え方は欧米諸外国とも共通のようである。アメリカでは、1972 年制定の騒音規制法に基づき、州間運行トラックについてのみ 1975 年から規制を実施中であるが、小型トラック・乗用車も有害音源に指定されているので、将来規制が行われることは間違いないであろう。またヨーロッパでは、自動車騒音の認

* 昭和 52 年 10 月 11 日受付 (Received Oct. 11, 1977) (依頼技術資料)

** 新日本製鉄(株)製品技術研究所 (Products R & D Laboratories, Nippon Steel Corp., 5-10-1 Fuchinobe Sagamihara 229)

表 1 自動車騒音規制一覧 (単位: ホン)

自 動 車 の 種 別	規制値(加速 走行騒音)		長期的設 定 目 標	
	旧規 制値	現行規 制 値	第 1 段階	第 2 段階
大型のトラック・バス (車両総重量が 3.5 t をこ え, 原動機 の 最高出力が 200 馬力をこえるもの)	92	89	86	83
中型のトラック・バス (車両総重量が 3.5 t をこ え, 原動機 の 最高出力が 200 馬力以下のもの)	89	87		
小型のトラック・バス (車両総重量が 3.5 t 以下 のもの)	85	83	81	78
乗 用 車	84	82		
二輪の小型自動車	86	83	—	—
二輪の軽自動車	84	83	—	—
第一種原動機付自転車	80	79	78	75
第二種原動機付自転車	82	79		

証試験法の論議が焦点となり、当面規制案 (Phase 1) にも踏み切られていないが、近い将来各国で使用過程事の騒音規制実施も必至と考えられている。

日本における自動車騒音規制は、昭和 50 年 9 月告示の当面規制をすでに実施中であるほか、将来的規制を第 1 段階 (実現可能値)、第 2 段階 (努力目標値) に分け、昭和 54 年度をめどに第 1 段階の騒音低減努力が行われている (表 1)。なお、自動車については騒音規制とは別に、車内騒音・乗心地など商品価値としての騒音・振動の問題も、とくに輸出商品として大きな問題になりつつある。

船舶騒音について諸外国の規制は、乗組員の職場騒音を対象に、おおむね機関室、機関制御室、工作室、船橋、居室別に規制し、しかも居室で 55~65 ホン以下と非常にきびしいものである⁷⁾。船体構造の特殊性のため、技術的にきわめて困難な面を有し、実船での実態調査、固体伝搬音防止対策の研究が始まったばかりの様相である。

2.2 騒音防止対策技術と制振性能

騒音・振動は伝搬経路が限定されることがない。あるいは発生音の「封じ込め」がむずかしいなどの点から、騒音防止対策上、騒音・振動をもつとも有効に抑止する方法は、いうまでもなく騒音源・振動源で音響・振動エネルギーを減衰させることである。このため構造物振動面の曲げ振動振幅・振動速度を減少させ、もつて音響放射を小さくさせるよう、制振機能と振動エネルギーを遮断する振動絶縁機能の両者が基本的に必要となる。実際上

は、このほかガタなどの改良による加振力の減少、構造部材の剛性強化などの技術検討があつて始めて、十分な振動制御 (Vibration Control, 後述) ができ、もつて騒音低減が可能となる。

騒音防止技術として、吸音材料、遮音材料を使用した空気伝搬音対策技術のみではその効果に限界があることなどから、職場騒音はもちろんのこと環境騒音に対しても、騒音源・振動源対策技術開発の必要性が指摘されるようになってきている。したがって、自動車・船舶、各種機器装置・構造物に使用して騒音低減効果を発揮する制振材料、なかんずく、構造部材を兼ねる制振材料の開発が望まれているわけである。

鋼板に制振性能を付与できれば、共振振動面での振動振幅・振動速度の大幅な低減による振動制御⁹⁾、発生音の低下⁹⁾のほか、共振振幅の減少にともなつて鋼板内部に作用する応力振幅も減少するので、疲労強度の向上¹⁰⁾と摩耗量の低減、さらに音響透過損失測定の際に、剛性の高い鋼板、板ガラスなどにみられるコインシデンス効果による各聴周波数域での透過損失の落ち込みが軽減され、遮音性能の改善も期待できる¹¹⁾。

2.3 各種制振材料と性能表示量

主要な制振材料としては、従来から制振塗料など自動車に使用されかなりの使用実績を有するゴム・アスファルト・プラスチック系材料、アルミニウムなど薄い金属箔に特殊な合成ゴム系などの接着剤を塗布したダンピングテープ、Mn-Cu 合金などの制振合金がよく知られている¹²⁾。

制振塗料は、既設構造物などにも塗布できる長所を有するが、かなり厚目に塗布しないと性能が向上しないほか¹²⁾¹³⁾、衝撃強度、構造物に対する熱膨脹追随性、耐候性、寿命などに問題があるし、ダンピングテープでは、基板の厚さに制限を受けて高い性能が期待できないばかりでなく、構造物などへの接着不十分などに問題を生じやすい。また、制振塗料の塗布、ダンピングテープの接着は騒音低減上有利であつても、それだけ重量増加をもたらし、軽量化という技術動向に相反するものとなる。

構造部材を兼ねる制振合金は、制振塗料塗布の場合より制振性能が低いばかりでなく、Mn-Cu 合金では 50~60°C 以上で性能が劣化するほか、ひずみに敏感なため残留応力の除去が必要である¹²⁾、また合金型制振鋼板を代表するフェライト系ステンレス鋼では 350°C 以上まで性能を保持するものの、ひずみに敏感なため残留応力の除去が必要であるとともに、磁場が 40 Oe {3180A/m} 以上印加されると性能がなくなってしまう性質がある³⁾。

以上に述べた制振材料とは異なり、複合型制振鋼板はそれ自体で構造部材を兼ね、しかも 200°C 以下で一番性能の高い材料である。

制振材料の性能表示量としては、損失係数 (Loss f -

actor η) を使用することが多いが、従来から専門分野により振動減衰の程度を示す種々の性能表示量が使用されている¹⁴⁾。

損失係数 (η) とは、外部からの振動エネルギーが内部摩擦により熱エネルギーに変換する尺度を示す量であり、振動による力学的ヒステリシス損失に関係する量である。実在の材料においては、応力とひずみとの比例関係 (フックの法則) が成立たず、時間的遅れすなわち位相差を生じる場合が多い。応力とひずみとに位相差がある場合、応力とひずみの比で定義されるばね定数は複素量表示ができ、(1) 式に示す η を損失係数と定義している。

$$\text{複素ばね定数} = K(1 + i\eta), \quad i = \sqrt{-1} \dots \dots (1)$$

たとえば、ヤング率 E の場合には $E = E' + iE''$ となり、ここで E''/E' を損失係数 η または $\tan \delta$ という。

金属工学の分野では、従来試料の自由振動時の振動減衰より求めた対数減衰率 (Logarithmic decrement δ)¹⁵⁾、固有減衰能 (Specific damping capacity S. D. C.)¹⁶⁾ あるいはねじり減衰法とか強制振動時の共振曲線から求めた内部摩擦 (Internal friction Q^{-1})¹⁵⁾ を測定している。音響工学の分野でも、対数減衰率などの測定と同様に、振動減衰法あるいは共振法により損失係数を測定している場合が多いが、損失係数の大小により測定法および測定機器精度の選択が行われている¹⁷⁾。

損失係数 η が 1 より十分小さい条件のもとで、各種性能表示量間に次の関係式が導かれる。

$$\eta = \delta/\pi = \text{S. D. C.}/2\pi = Q^{-1} \dots \dots (2)$$

ただし、 X_n を振動減衰時の n 番目の振幅、 Δf を強制振動共振時の半値幅 (H_z)、 f_n をその共振周波数 (H_z) とするとき、各種性能表示量はそれぞれ次式で定義されているものである。

$$\delta = \ln(X_n/X_{n+1}) \dots \dots (3)$$

$$\text{S. D. C.} = X_n^2 - X_{n+1}^2/X_n^2 \dots \dots (4)$$

$$Q^{-1} = \delta/\pi = \Delta f/f_n \dots \dots (5)$$

材料の制振性能表示量および測定方法の統一化は望ましいことではあるが、それぞれ歴史的背景を有し、一朝一夕には統一化できず、やはり時間を要するものと考えられる。なお、制振塗料などは単独で使用されることなく、構造部材と複合して使用されるので、とうぜん制振性能も構造部材との複合状態で性能表示される。

3. 複合型制振鋼板の特性上の特徴

3.1 複合型制振鋼板一般について

複合型制振鋼板の制振性能は、きわめて高度でかつひずみ振幅依存性はないが、粘弾性樹脂を使用しているため温度依存性、周波数依存性を有するほか、温度により剛性が変化する特徴を有する。これに対し、合金型制振鋼板のフェライト系ステンレス鋼は、成形加工後に熱処理を施し、残留ひずみを除去しなければ制振性能を發揮

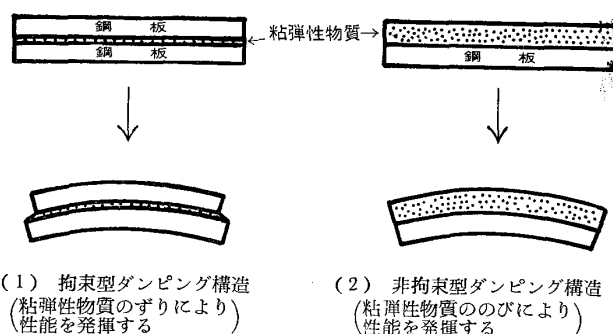


図 1 拘束型および非拘束型ダンピング構造説明図

できない¹⁴⁾、かつその制振性能はひずみ振幅依存性を有するが、周波数依存性はないというおおまかな特徴を有する。

複合型制振鋼板は、鋼板/粘弾性樹脂/鋼板で構成される三層構造をとり、鋼板上に制振塗料を塗布した二層構造とは、構造的にも、また振動減衰の機構も区別されている。振動減衰機構は、鋼板の曲げ振動にともなう樹脂の“ずり (Shear)”に基づく粘弾性を利用するものであり、拘束型ダンピング構造と分類されている (図 1)。樹脂の粘弾性を利用するため、動的履歴 (Dynamic hysteresis) に影響されるので、その制振性能は温度依存性、周波数依存性を有する。複合型制振鋼板のミクロ的振動減衰機構については、樹脂の粘弾性挙動 (レオロジー、Rheology) も、樹板との界面機構についても不明の点が多く、今後の研究にまっところが大きい。なお制振材料用樹脂の研究は、とくにヘキスト社 (西ドイツ) において盛んのようなのである¹⁸⁾。

複合型制振鋼板は、神戸製鋼所、新日本製鉄、ヘッシュ (西ドイツ)、BSC (イギリス)、U. S. スチール (アメリカ) 各社で製造されているが、使用樹脂、樹脂膜厚あるいはピーク特性温度について各社で差異があるようである^{19)~21)}。鋼板との複合化の方法として、Mn-Cu 合金とのクラッド材²²⁾、高温での使用を目的とするほうろうがけ処理も報告されているが²³⁾、200°C 以下では複合型制振鋼板のほうが性能ははるかに上である。損失係数の実測 および 研究報告によると^{3)24)~23)}、各種材料の常温における損失係数は図 2 のごとくなり、複合型制振鋼板の制振性能が一番良好である (なお、図のなかで性能良好な通常鋼板、フェライト系ステンレス鋼は焼鈍を施

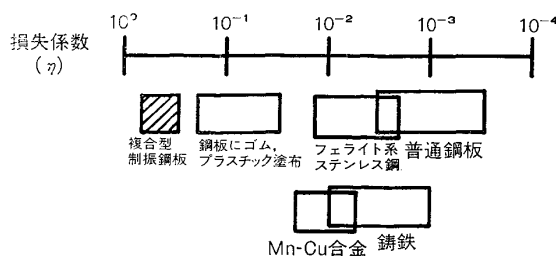


図 2 常温における各種材料の損失係数 (天野³⁾ ほか)

してえられたものである)。

3.2 複合型制振鋼板の特性上の特徴

3.2.1 複合型制振鋼板の制振性能

性能表示量である損失係数がきわめて大きく、ピーク特性は周波数 500Hz で損失係数最大値 $\eta_{\max}$ が 0.3 をこえるが、温度依存性、周波数依存性がある。

損失係数の温度依存性と周波数依存性を図 3, 4 に示す。ピーク特性を示す温度への対応は各社により異なるが、たいてい室温付近用と自動車エンジン回り部品用を考慮したピーク特性温度になっているものと考えられる(図 3)。また周波数依存性は、ピーク特性を示す温度付

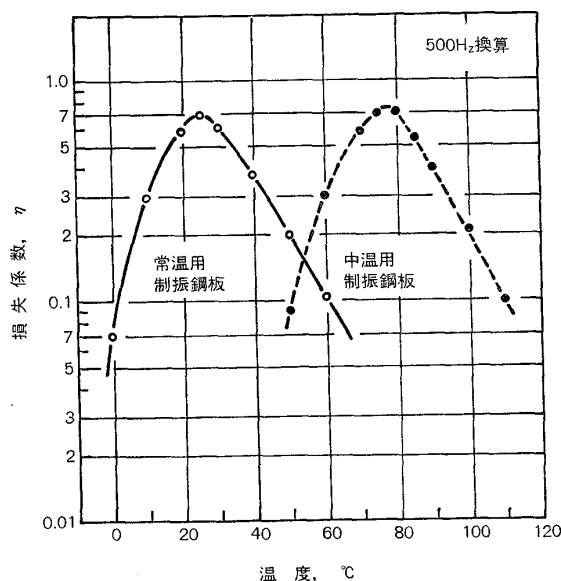


図 3 複合型制振鋼板の損失係数と温度の関係

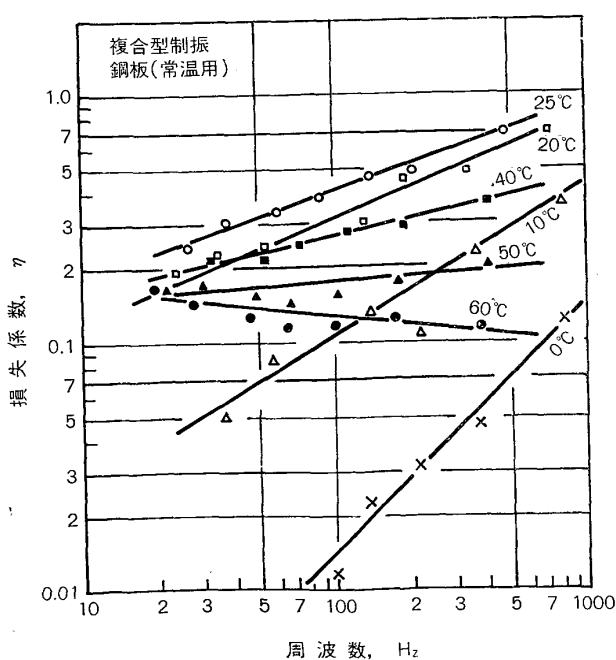


図 4 複合型制振鋼板の損失係数と周波数の関係

近で小さくなる傾向を示している(図 4)。

樹脂の粘弾性挙動を利用するので、損失係数を大にしかつかなりの温度範囲で一定に保つことは困難である。したがって、損失係数の特性設定は損失係数最大値とピーク特性を示す前後の温度範囲における損失係数値の状態(たとえば、 $\eta \geq 0.1$ を示す温度範囲の表示などが考えられ、以下スカート特性と仮称する)の両者により行われる。スカート特性の重要な例は、自動車でのエンジン暖機運転から巡航運転ないし異常な温度上昇時までの騒音防止を考えれば明らかである。

複合型制振鋼板の損失係数はきわめて大きいので、定常振動のほか衝撃・打撃による振動・騒音抑制効果や空気音に対する遮音性能(コインシデンス効果の抑止)にもすぐれていることはもちろんである。

図 3 に示すきわめて大きい損失係数は、中間粘弾性樹脂層をサンドイッチする 2 枚の鋼板厚を同厚にすることによりえられたものであり、上・下の鋼板厚を変えると損失係数は低下することになる。参考のため、2 枚の鋼板厚が同厚である板厚構成比 1:1 から鋼板厚が極度に異なる板厚構成比 1:11.5 まで変化させた場合の損失係数測定結果を図 5 に示す。

3.2.2 機械的性質と引張りによる性能変化

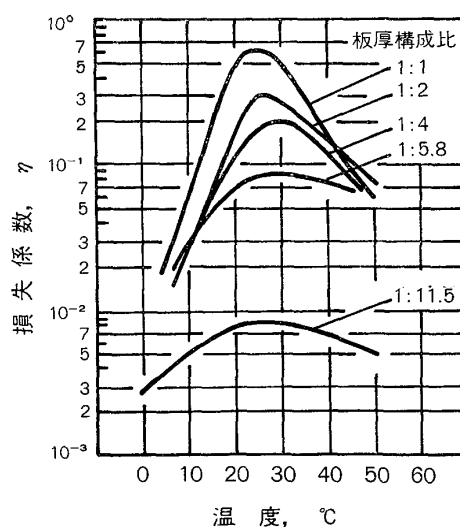


図 5 板厚構成比と損失係数との関係 (500Hz 換算)

表 2 複合型制振鋼板の機械的性質

鋼板種別	引張強さ (kg/mm^2)	降伏点 (kg/mm^2)	伸び (%)
冷延鋼板 (1.6mm 厚)	32.1	17.5	46.1
制振鋼板 (常温用, 0.8/0.1/0.8mm)	31.3	16.4	46.4
制振鋼板 (中温用, 0.8/0.1/0.8mm)	30.5	16.5	46.2

複合型制振鋼板は、2枚の鋼板の間に粘弾性樹脂層をサンドイッチすることによりえられたものであり、構造部材としての機械的諸性質が通常の単一鋼板とすべて同等というわけにはいかない。

表2に JIS 規格 SPCE 材とこれより製造した制振鋼板の引張試験結果を示すが、中間粘弾性樹脂層の厚さを考慮すると複合化したことによる強度低下は認めがたい。しかし、粘弾性樹脂自体の強度、鋼板との接着強度には限界があるので、曲げねじり・座屈強度は単一鋼板より低下する。曲げねじり・座屈強度は断面2次モーメントに比例することから、通常の単一鋼板と同一強度を確保するには計算上、制振鋼板板厚を単一鋼板の1.59倍厚とする必要がある。

また複合型制振鋼板は、中間粘弾性樹脂層により単一鋼板とは異なる動的剛性変化を示す。図6に、損失係数の温度変化に対応した動的ヤング率の相対変化を示す。単一共振系での材料のヤング率は、試料の共振周波数の2乗に比例するので、試料の共振周波数の2乗 (f_n^2) で相対的剛性変化を示したものである。急激な剛性変化を示す温度範囲で損失係数がピーク値となりピーク特性を示す温度をこえると剛性が低下することを示している。

中間粘弾性樹脂層により機械的性質におよぼす不利な点がある一方、加工などひずみによる制振性能への影響は多くの制振合金とは異なる。加工などにより中間粘弾

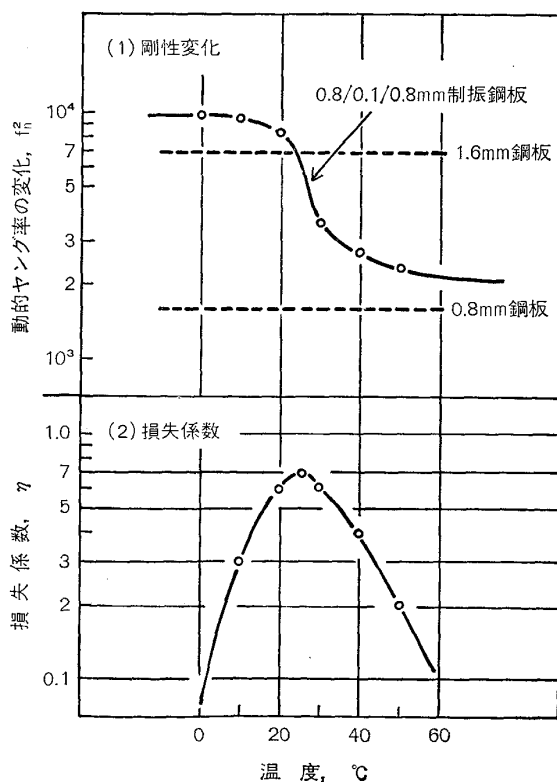


図6 複合型制振鋼板の損失係数と動的ヤング率の変化との対応関係

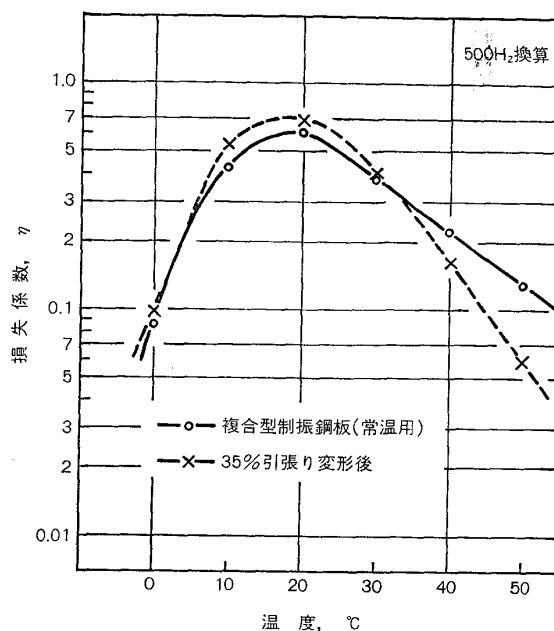


図7 引張り変形による損失係数の変化

性樹脂層に予ひずみが加わった場合の特性への影響を調べるため、0~35%の単純引張りによる伸びを加えその後に損失係数を測定した。図7に引張り変形前後における測定結果を示すが、制振性能の変化がほとんど認められない。この点は、僅かのひずみでも性能が劣化してしまうフェライト系ステンレス鋼などと挙動を異にしている。

3.2.3 プレス成形性について²⁹⁾

複合型制振鋼板の制振性能における長所を生かすためには、成形加工性とくに薄板ではプレス成形性が重要と考えられる。

これまで2枚合わせの複合板について、プレス成形性の研究はほとんどなされていない。ただ平岩らにより硬質・軟質アルミニウム板を接着剤アラルダイトで接着した2枚合わせ板について研究報告されているにすぎない³⁰⁾。

複合型制振鋼板の中間層樹脂の粘弾性挙動、その厚さ、および鋼板の材質と深絞り性との関連を調べた結果の一部を図8に示す。通常の鋼板の深絞り性は r 値で容易に比較できるが、中間粘弾性樹脂層をサンドイッチした2枚合わせ板では不適當であり、円筒深絞り試験により破断限界およびしわ発生限界を調べたものである。複合型制振鋼板(0.8/0.1/0.8mm厚)の深絞り性は中間粘弾性樹脂材料によつて大きな影響を受け、通常単一鋼板(1.6mm厚)よりよくなる場合から悪くなる場合まである。樹脂の塑性流動性が小さい制振鋼板(B)は破断限界が単一鋼板より大きくなり、塑性流動性が大きい樹脂を用いた制振鋼板(A)は単一鋼板より小さくなる。この場合の樹脂の剪断引張強度は制振鋼板(A)で1.3 kg/cm²、(B)で45 kg/cm²程度であり、制振鋼板と

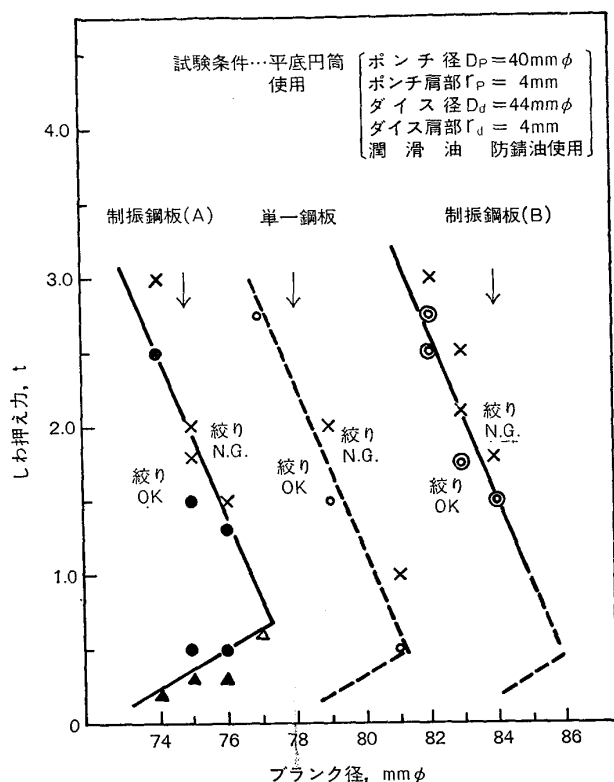


図 8 円筒深絞り成形限界 (SPCE 鋼板を使用)

しての単純引張強度および伸びは単一鋼板のそれと変り
はなかつたものである。プレス成形性のよい鋼板を用い
た複合型制振鋼板のほうが深絞り性が向上すること、樹
脂膜厚の影響は 100μ 程度までは顕著な差は認められ
ないが、それ以上厚くなると深絞り性が悪くなる傾向を
示すことがわかった²⁹⁾。写真 1 に実際部品である自動車
用オイルパンのプレス加工例を示す。

3.2.4 成形加工上の短所

これまで述べたとうり、複合型制振鋼板の騒音対策材
料としてすぐれた特性とは裏腹に、中間粘弾性樹脂層を
サンドイッチしたことにより、通常の単一鋼板に比較し
た成形加工・溶接施工など主に成形加工上に短所を有す
る。

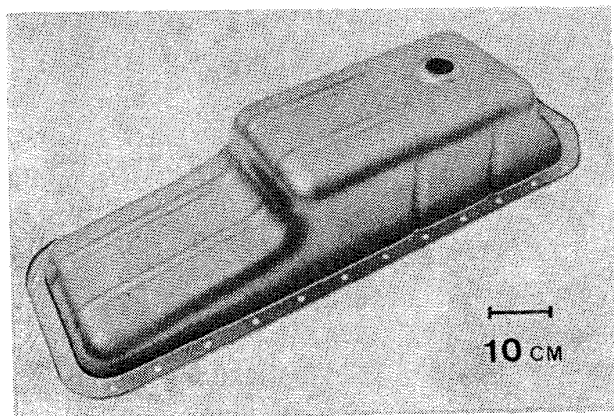


写真 1 自動車用オイルパンのプレス加工例

構造部材を兼ねるためには、常温での各種成形加工に
耐えなければならないが、粘弾性樹脂と鋼板との接着強
度に限度があるため、曲率半径の小さい曲げ加工では鋼
板が剝離したりまたプレス成形時にフラジしわがでやす
くなったりする。そのため曲げ加工手順を変えたり、プ
レス成形時にしわ押え力を上げるなどの配慮が必要とな
る。

スポット溶接は補助電極法³¹⁾によりきわめて容易かつ
溶接面積 10% 程度までは振動減衰作用にほとんど影響
を与えない。アーク溶接も施工できるものの、作業性、
燃焼ガスの発生などに問題を生じやすく、新溶接技術の
開発も必要と考える。鋼板厚 8mm 程度までは片面鉚
接が可能であるが、これなども一方法と考えられる。

また、鋼板と粘弾性樹脂との接着強度には限界がある
ので、加工後の構造物として面内圧縮による座屈強度に
は弱いので、スポット溶接による強度補強やプレス成形
による機械的拘束などを利用する場合も多い。

以上のごとく、成形加工上の相対的な短所があるとい
いながら、 200°C 以下の騒音対策材料として最高度の制
振性能を期待するなら、粘弾性樹脂（高分子材料）の使
用は避けられず、今後の複合材料として複合型制振鋼板
に対する新加工法の研究開発も必要になってくるであろ
うと考える。

3.3 利用技術確立上の留意点

騒音・振動防止対策は学問的歴史が短かく、かつ常に
物の振動という動的現象を取扱っている点に大きな特徴
がある。鉄鋼材料の強度に関する歴史は長く、素材で静
的強度を規定すればほぼ事足りるのとは事情を異にする。
各種制振材料とも、現在一部を除き試作・実験段階
が多く実用的量産体制に入っていないあるいは制振材料
を使用した設計基準がまだ確立していない理由の一つに
は、この事情も大きな要因と考えられる。

市場においては、特性値として制振鋼板素材の損失係
数のみが定着化の様相であるが、下記諸項目も考慮して
制振鋼板の材料開発や利用技術の確立をはかるべきであ
る。要は適切な評価方式が材料開発や利用技術確立のア
プローチに直結しやすいものと考えられる。

1) 損失係数の温度依存性など粘弾性樹脂の特性把握
粘弾性樹脂としてたいてい熱可塑性樹脂を使用してい
るが、制振鋼板として常温での成形加工や焼付塗装に耐
えた上で、損失係数値が大きくなければならない。損失
係数へおよぼす影響ばかりでなく、その使用を考慮した
各種特性も把握しなければならない。

2) 成形加工後の制振性能の変化

単純引張りでは前述のごとく複合型制振鋼板の制振性
能はほとんど変化しないが(図 7)、加工方式によつては
性能が変化する。たとえば、 25°C 付近で損失係数が最
大となる複合型制振鋼板 (0.8/0.1/0.8mm 厚) を絞り
比 1.9 で $100\text{mm}\phi$ の円筒型カップにプレス成形する

と、損失係数最大値を示すピーク特性温度が 25°C から 10°C に移行することが報告されている³²⁾。

3) 拘束条件などによる制振性能寄与率の変化

制振鋼板が自励振動に近い振動を受けるのかあるいは強制振動を受けるかの拘束条件により、また振動面が機械的に点加振されているのかあるいは衝撃的・定常的加振による共振状態で騒音を発生しているかの加振条件により、さらに閉じた振動系なのか開いた振動系なのかにより制振性能寄与率は異なってくる。

一例として自由振動時と拘束振動時とで、打撃による発生騒音レベルは全然異なる。また一般に、構造物は継手などを含めかなりの制振性能を有するため、それらに比し高性能の制振材料を使用しないと効果が全然現れない場合があり、注意を要する。

4) 制振性能の周波数依存性などに対する配慮

実際の適用範囲を考慮した周波数での評価や振動共振子(後述)の出やすさあるいはほかの各種材料との複合構造でも制振性能が測定できる評価方式の確立が望ましい。

以上述べた諸項目を考慮した評価方式として機械インピーダンス法による複合型制振鋼板の評価も実施されている³³⁾。損失係数がきわめて大きい場合、従来の振動減衰法、共振法では減衰度、共振点の測定が困難となり損失係数を算出できない危険性があるが、機械インピーダ

ンス法を材料評価に利用すれば、騒音防止に関係する周波数範囲内でかつ加振点での(入力)機械インピーダンスの測定、損失係数の算出ができる利点がある。また、製品に加工後でも材料評価ができるとか、あるいはほかの材料との複合状態での評価もできるなど利用範囲も広い。図9に、複合型制振鋼板(SPCE材使用, $0.8/0.1/0.8\text{ mm}$ 厚)の短冊型試料の測定例を示すが、制振鋼板の機械インピーダンスは共振点がなだらかに変化し、かつインピーダンスも大きい。通常の単一鋼板(SPCE材, 1.6 mm 厚)は共振点で急激な変化を示し、かつインピーダンスも小さい。また中・高周波振動数域での共振発生の程度も明白な違いを示していることがわかる。

4. 振動制御技術と複合型制振鋼板の利用例

4.1 騒音源・振動源対策技術

各種機器装置・構造物の騒音源・振動源対策技術開発のための振動制御技術および制振性能の重要性については前に述べたとうりである。

騒音・振動防止のための振動制御技術もほかの技術と同様に、騒音発生メカニズムとか振動を励起する特性の解明、必要な振動制御性能の決定、適切な振動制御法の選択、システムとしての解析的設計、ハード・ウェア組立、場合によっては空気伝搬音対策の補助など一連のアプローチを必要とする。

一般に騒音・振動の問題は、発生源・伝搬経路が一つに限定されることはまれのためなおさらであり、短絡的アプローチをとり失敗する例も見受けられる。要は、空気伝搬音対策技術までを含め、いかにして総合効果を発揮するかが、振動制御技術確立の大きな課題なのである。従来、とかく騒音防止技術の開発にあたり、吸音・遮音・制振・振動絶縁性能のうち単一性能で問題解決をはかる傾向が強いが、基本的にして総合的な技術確立をみきわめた上で、ケース・バイ・ケースにより重要度の大きいもので、実際の問題解決をはかるべきものと考えられる。

金属工学あるいは材料科学、振動工学、音響工学などの学際的技術である騒音防止・振動制御技術に対して、今までの学問的蓄積および今後の発展を十分に生かして、社会的要請にこたえるべきであると考えられる。

つぎに、制振材料の利用技術開発の背景となる振動制御技術の基本について概説する。

4.2 基本的振動制御技術

一般に用いられている振動制御技術としては下記のものがあるが³⁴⁾³⁵⁾、鋼板の制振性能がとくに関係するものは、構造物振動の制振(Structural Damping)である。

- ・加振力の減少
- ・構造部材の動的剛性強化
- ・共振振動数の離調と非連成
- ・振動絶縁と吸振
- ・制振材料の使用を含む構造物振動の制振

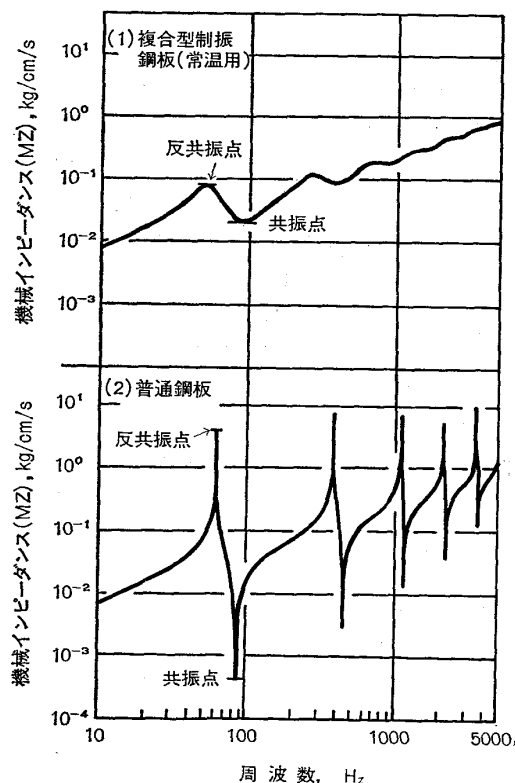


図9 制振鋼板と通常の単一鋼板の機械インピーダンス比較

1) 加振力の減少は、振動を生じさせないように振動源を改造することであるが、振動源が道路の凹凸による場合とか、エンジン燃焼の不安定による場合などのように振動源の力学的特性を変えることが困難な場合には実際的ではない。また、列車車輪の真円度向上など、機械要素の精度向上や慣性の平衡化は加振力を減少させることになるが、保守条件や寿命ばかりでなく、総合的な経済性をも考慮していかなければならない。

2) 構造部材の動的剛性強化とは、構造部材の強度を上げ負荷時のたわみを減少させて、その共振振動数を高くし、構造物全体としての強度を増加させることである。現在では構造物の軽量化という技術傾向にともなつて見捨てられている傾向も見受けられる。必要箇所においては再検討を要すべきことであるとともに、構造部材の強度を上げることによつて局部的な質量作用を生じ、当初よりさらに大きな妨害となる共振現象を生じる場合もあるので、振動系全体で考慮すべきであり、注意を要する。

3) 共振振動数の離調 (Detuning) とは、構成要素の固有振動数をほかの構成要素の固有振動数や主要な加振振動数から引き離すことであり、共振振動数が一致しないよう慣性や剛性を調整する方法がとられている。

共振振動数の非連成 (Decoupling) とは、特定の構造部材や構成要素の振動状況と、それらの配置から生じる結合共振子 (Coupled resonator) の数を減らすことであり、外力による振動数域において共振点の数が最小になるように、構成を検討する。たとえば、電子機器部品のカプセル化により、質点系の慣性を分布定数型にするなどは非連成の対策例である。

4) 振動絶縁と吸振は、従来からよく使用されている技術である。振動絶縁とは、振動源と受振体との間に弾性体をそう入することであり、吸振とは、弾性要素と質量との組み合わせによる振動エネルギー吸収機構を振動源か、受振体のどちらかに取付け、単一振動数に対する振動制御を行うものである。ほかに検出器、検出信号処理部および作動部よりなるサーボ機構を利用した能動的な振動絶縁・吸振システムもある。

5) 構造物振動の制振とは、構造物の共振点近傍での振幅拡大を減少させるため、高エネルギー消耗構造を組入れることであり、制振材料の使用のほか、すべり摩擦を利用するリベットやボルトの使用、特殊構造の継手の使用または制振塗料などを使用する制振処理¹¹⁾などがある。ニューヨークのワールド・トレード・センタービルにおいては、風圧を吸収して破壊を防止する方法として、粘弾性層が二層ある特殊構造継手を使用されている³⁶⁾、溶接継手形状としてプラグ溶接による合わせ板構造が、粘性減衰により制振性能を発揮することも報告されている³⁷⁾。各種制振部材のうちでも、粘弾性材料を使用した制振処理が最も良好な振動減衰作用を示し、特に曲げ振

表 3 複合型制振鋼板の利用例

分 類	用 途 例
大型構造物	鉄道橋防音工事 (下面遮音板), 製鉄所アンローダー用ライナー, ホッパー・シュート部ライナー
建築関係	高層建築物の鋼製階段, ダストシュート, スチールドア, スチールシャッター, 鋼製家具, 換気用鋼製品
交通機関	自動車エンジン部品, エンジン回り部品, コックピット回り部品, ダンプカーのベッセル・シュート部, 船舶, 航空機, 二輪車の構造部材
一般工場	コンベア・搬送機器の鋼板構造, 輸送用コンテナ, バケット・シュート, ストッパー類のライナー, モーターケース, コンプレッサーケース
音響機器ほか	音響機器シャーシ・ケース, 事務用機械・金銭登録機のケース, レーザー装置の防振台
防音カバー	各種機器防音カバー, 大型消音器の鋼板構造

動をする構成要素をもつ構造で顕著な効果を発揮することが報告されている³⁸⁾。

広い帯域幅の加振に対して、十分な振動制御を行うためには、振動絶縁と制振の両機能を組み合わせる必要があり、この組み合わせが基本的にして重要な振動制御技術になつていることは周知のとおりである⁸⁾。

4.3 複合型制振鋼板の利用例

きわめて高度の制振性能を有し、構造部材を兼ねる複合型制振鋼板は、今後の騒音対策の必要性の高まりにつれて、ますます幅広い分野で利用されていくものと思われる。表 3 に利用例を示すが、利用分野の拡大は今後に期待するところ大である。つぎに、騒音低減の具体例を示す。

4.3.1 鉄骨・鋼製階段への利用

鉄骨・鋼製階段は、施工期間が短い、量産化できる、仮設階段として利用できるなど多くの利点を有し、高層建築物のほか多方面で利用されている。一方、階段昇降時に発生する騒音が大きく、従来のたとえば、コンクリート製階段などより劣るとされることが多い。

階段メーカーでは、踏板上に特殊合成ゴムを張付けたり、モルタル張りなどで対策を進めているが、騒音低減効果あるいは経済性などに問題があり、解決・対策が要望されているものである。

鉄骨・鋼製階段の施工性、強度安定性なども考慮して、階段踏板部にのみ複合型制振鋼板を使用し、ISO R 140 に規定する衝撃音発生器 (ハイヒールの使用を想定) による騒音を測定した結果を図 10 に示す。制振鋼板の使

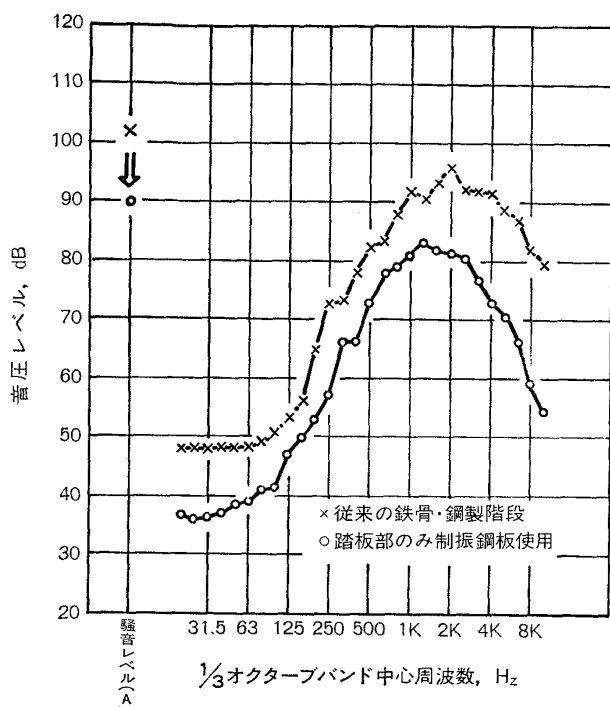


図 10 鉄骨・鋼製階段の発生騒音比較

用により 102→90 ホンと 12 ホンも騒音レベルが低減したばかりでなく、踏板を支持するササリ桁での振動加速度レベルも 121→93.5 ホンと大幅に低減した。階段支持構造物の振動加速度の低下は、室内階段として問題となりやすいいわゆる、こもり音を低減するので、室外階段としてばかりでなく室内階段としても使用できることになる。なお、踏板にゴム板など弾性体を張付ければ、衝撃加振力が減少し、騒音レベルがさらに低減することはもちろんである。

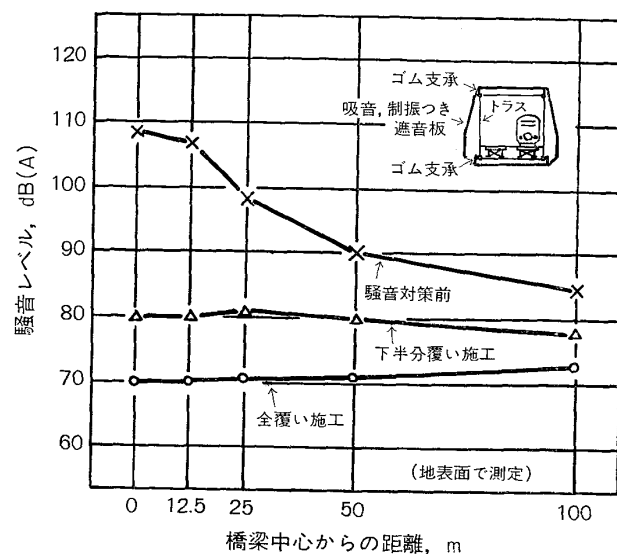
本例は、衝撃加振点近傍に制振性能がきわめて高度の制振鋼板を使用すれば、発生騒音が低減するとともに、支持構造物の振動も大幅に減少した一例である。類似の利用例としては、ホッパー、シュート類のライナーへの複合型制振鋼板の使用がある。

4.3.2 鋼橋での列車騒音の騒音防止試験例

鉄道騒音、なかんずく新幹線の発生する車外騒音が大きな社会問題になっていることは周知のとおりであるが、騒音低減効果と経済性を勘案しつつ、技術的には防音壁などによる空気伝搬音対策以外に直接的な音源対策の技術開発に重点をおき研究中である³⁹⁾。

騒音のとくに大きい鋼橋上では、列車通過にともなうレール・車輪騒音とレールを締結している枕木・桁などの振動による構造物騒音の両者が大きく、一方の騒音を零になるよう対策をしても、騒音の半分すなわちたつた 3 ホンしか騒音は低減しない。

図 11 に、複合型制振鋼板でトラスをトンネル状に全覆いした(シェルター構造)試験例を示す³⁹⁾。種々の新幹線騒音の防止技術に比し⁴⁰⁾、著しい効果が認められる

図 11 全覆い試験測定値例(阿部³⁸⁾)

が、この方法も日照、景観、経済などの点から問題があり、どこでも採用できるというものではなからう。

ただ技術的観点から、吸音材による吸音、複合型制振鋼板の使用による遮音と制振、ゴム支承による振動絶縁と騒音対策の全機能を複合化した構造、とくに制振鋼板をゴム支承により取付けたことにより、著しい騒音低減効果を発揮している点に注目いただきたい。なおこの構造は、騒音源に近接して防音カバーを設ける場合の基本的構造である。

5. あとがき

構造部材を兼ねる制振材料として複合型制振鋼板の特性上の特徴を中心に、必要性の背景から利用技術との関連までを述べた。

環境騒音・職場騒音の低減という社会的要請にこたえ、金属系のみならず各種制振材料の開発がますます盛んになるものと考えられるが、制振性能を生かした利用技術の確立を含めて今後の発展に期待したい。また現在では、常温で使用する制振材料の開発が主であるが、500℃付近以上の高温で使用する制振材料の開発も重要研究課題であり、今後より一層研究開発が促進されるであろう。

また、制振性能は騒音対策の面とは別に、構造部材の動的振動特性として振動減衰作用の面からも重要であり、従来の構造用部材について見直しをすべき特性の一つになるであろうと考えられる。

文 献

- 1) 杉本孝一: 鉄と鋼, 60 (1974), p. 2203
- 2) 杉本孝一: 日本金属学会会報, 14 (1975), p. 191
- 3) 天野景隆: 日本機械学会第442回講習会教材(1977-1-18, 19, 東京, 振動・騒音対策用材料とその使い方), p. 79

- 4) 佐々木雄貞: 日本機械学会 第 456 回 講習会教材 (1977-6-23, 24, 東京, 生産設計と設計の能率化), p. 43
- 5) 坂上丈寿: 日本音響学会誌, 32 (1976), p. 165
- 6) 坂上丈寿: 自動車技術, 30 (1976), p. 209
- 7) 日本造船学会機装研究委員会: 日本造船学会誌, (1977) 571, p. 26
- 8) R. E. BLAKE: Shock and Vibration Handbook, ed. by C. M. Harris and C. E. Crede, 1 (1961), p. 2-1 [Mcgraw-Hill]
- 9) 早坂寿雄, 吉川昭吉郎: 音響振動論, (1974), p. 469 [丸善]
- 10) B. J. LAZAN and L. E. GOODMAN: Shock and Vibration Handbook. ed. by C. M. Harris and C. E. Crede, 2 (1961), p. 36-1 [Mcgraw-Hill]
- 11) D. I. G. JONES: Sound and Vibration, (July 1972), p. 25
- 12) 子安 勝, 他: 日本機械学会第 442 回講習会教材 (1977-1-18, 19, 東京, 振動・騒音対策用材料とその使い方), p. 1 など
- 13) 時田保夫: 鋼橋騒音防止の研究・昭和 43 年度報告書, ((社)鋼材倶楽部土木専門委員会・鋼橋騒音防止研究委員会編), (1969), p. 3
- 14) R. N. HAMME: Shock and Vibration Handbook, ed. by C. M. Harris and C. E. Crede, 2 (1961), p. 37-1 [Mcgraw-Hill]
- 15) 橋口隆吉: 金属物理実験室(長崎誠三編), (1964), p. 238 [アグネ]
- 16) D. W. JAMES: Mater. Sci. Eng., 4 (1969), p. 1
- 17) 荒井昌昭: 騒音対策ハンドブック (日本音響材料協会編), (1971), p. 433 [技報堂]
- 18) H. OBERST, et al.: 日本特許出願公告, 昭和 39-12, 451 他
- 19) E. J. STEFANIDES: Design News, 28 (1973) 7, p. 82
- 20) J. PROFIT: Sheet Metal Ind., 51 (1974), p. 44
- 21) (社)鋼材倶楽部新製品紹介委員会: 日本鋼構造協会誌, 11 (1975), p. 36
- 22) B. A. PARKER: Noise, Shock and Vibration conference, 1974 (Melbourne), p. 266
- 23) A. D. NASHIF: Ceramic Bulletin, 53 (1974), p. 846
- 24) W. H. HATFIELD, L. ROTHERHAM, and E. M. A. HARVEY: Trans. N. E. Coast. Engineers and Shipbuilders, 64 (1943), p. 227
- 25) Y. K. SUBRAHMANYA: Trans. Indian Inst. Metals, 25 (1972), p. 14, p. 112
- 26) 松本 勝, 下島昭二: 神奈川工試研報, 37(1973), p. 21
- 27) M. A. O. Fox and R. D. ADAMS: J. Mech. Eng. Sci., 15 (1973), p. 81
- 28) 松井 啓, 他: 日本金属学会誌, 39 (1975), p. 1018
- 29) 佐々木雄貞, 他: 日本鉄鋼協会第 94 回講演大会講演概要集, (1977), p. 279
- 30) 平岩正至, 近藤一義: 日本機械学会論文集, 40, (1974) 336, p. 2398
- 31) 高橋靖雄: 日本実用新案出願, 昭 48-125, 780
- 32) 津田精三, 他: 日本鉄鋼協会第 92 回講演大会講演概要集, (1976), p. 316
- 33) 津田精三, 他: 日本鉄鋼協会第 92 回講演大会講演概要集, (1976), p. 315
- 34) J. E. RUZICKA: Electro-Technology, 72 (1963), p. 63
- 35) J. E. RUZICKA: Japan Sound and Vibration, 2 (1973) 1, p. 3
- 36) 住友スリーエム(株): ニュースレター, (1973-1-1)
- 37) 阿武芳朗, 他: 日本機械学会論文集, 36 (1970) 284, p. 663
- 38) J. E. RUZICKA: Trans. ASME, Series B, Jour. of Eng. for Industry, 83 (1961), p. 403
- 39) 阿部英彦: (社)鋼材倶楽部情報, (1975) 647, p. 1
- 40) 酒井敏夫: 音響技術, 5 (1976), p. 87