木船構造接手の研究 (第3報)

— 接手の振動減衰 —

正員 吉 識 雅 夫*

正員 竹 鼻 三 雄*

Research on the Joints in Wooden Ships.
Report-III, Vibration Damping of Joints.By Masao Yoshiki, *Member*
and Mitsuo Takehana, *Member*

Abstract

A series of experimental investigations is made on the damping capacities of wooden joints under vibration.

The experimentally obtained logarithmic decrement λ of bolt-bearing portion of *Sugi* is about 0.10~0.20 and this value has a tendency to increase according to the stress amplitude. This value is also calculated from the static hysteresis curves of bolt-bearing pressure vs. depression.

The logarithmic decrement of wooden beams which contain one lap joint each is 0.030~0.050, which differs little from that of beams without joint. The main reason why is the presense of frictional resistance between two pieces.

The logarithmic decrement of a 21.5m light-framed wooden boat in her two-node vertical vibration is about 0.33, which is resolved into two parts, namely, λ_h (hydrodynamic damping) and λ_s (structural damping). It is calculated that $\lambda_h=0.10$ and so $\lambda_s=0.33-0.10=0.23$, which is reasonable comparing to above two basic experiments.

1. 緒 言

木船は木材自体の性質とその構造法の相違とによつて鋼船に比較して振動減衰率が非常に大であると考えられて居り、このことはまた木船の船体固有振動数算定の際にも考慮を要する点であるが¹⁾、従来木船の振動減衰率を測定し解析した例が僅少であつて木船の振動を研究する際の参考となり得なかつた。

木材および木材構造物の振動減衰性についての従来の研究を概観すると、木材素材については主として楽器用木材についての研究が行われ^{2),3),4)}減衰率の周波数特性が木材の粘弾性による内部摩擦によつて説明されている。

また木材構造物については、木造建物の耐震性に関した研究が行われ^{5),6)}、破壊荷重に近い場合の不完全弾性が減衰性の主原因であることが説明されている。一方金属の内部摩擦による振動減衰性については、現象論的な解析方法と物性論的な説明の両面から多くの研究結果が発表されているが^{7),8)}、元来振動減衰性は実験方法、周辺条件によつて非常に影響され、また所謂組織感性を有するもので材料自体の履歴や僅かの欠陥が多くの影響を及ぼすものであるために、金属の分野においても未だ完全な説明がつけられず、研究の途上にある状態である。

本報においては木材構造物の振動減衰率の大なる原因はその接手部分の面圧機構の非弾性現象(静履歴)にあるものと推定し、まず木材面圧部分の振動減衰性を実験的に調べ、つぎに簡単な接手の振動減衰率を求め、最後に実船実験によつて得られた木船の振動減衰率の値を上記各実験の値と比較した結果を報告する。

2. 木材面圧部の振動減衰実験

第1図および第2図に示す装置によつて、ボルト孔部分の木材の面圧による振動減衰率を求めた。図においてAは断面 3cm×3cm、長さ 100cm の杉の角棒〔比重(全数)、(最小) 0.33~(平均) 0.36~(最大) 0.39、

原稿受付 昭和 34 年 1 月 10 日

* 東京大学工学部

第1図 面圧減衰装置

第1表 面圧減衰試験の種類

記号	l cm	筒数	δ_p/δ_b	p_0 kg/cm ²	f c/s
S-3	3	10	1.440	14.6	6.0
				26.9	4.6
				39.2	3.9
S-6	6	6	0.366	7.60	6.9
				14.0	5.2
				20.3	4.3
S-12	12	8	0.097	4.06	7.0
				7.46	5.2
				10.8	4.3
				17.5	3.4

れ、他の部分に接触しないようにしておく。Aの先端には上部に荷重 W_1 を載せボルトにかかる定常面圧力 p_0 を調節し、下部には木綿糸によつて荷重 W_2 を吊下げる。Aの中央附近には差動トランスを利用した振巾測定装置 D をつけ、これを測定器 E、電磁オシログラフと電氣的に結んでおく。

実験の順序はまず W_1 と W_2 を適当に選んで載荷し、木綿糸をガス焰で焼切つて W_2 を落下させると、Aは減衰振動をはじめるのでこれを電磁オシロに記録する。振巾測定計器は差動トランスの1次側に 50 c/s, 10 V を加えた場合に、2次側の出力は増巾器なしで H 型バイブレーターを駆動で

第3図 p_v と λ との関係

第2図 面圧減衰装置

圧縮強さ(全数), 239 kg/cm²~295 kg/cm²~347 kg/cm², 曲げヤング係数(全数), 68,600 kg/cm²~82,300 kg/cm²~94,400 kg/cm², 圧縮強さの略算式, $\sigma_c = 830\rho$ (ρ は比重), 曲げヤング係数の略算式, $E = 225,000\rho$ であつて、B部分に l cm の間隔において2箇のボルト孔(直径9.53 mm)を明け、これを同一の孔をあけたC金具の中にさし込みボルトを締めて固定する。その際木材Aはボルトのみによつて支えら

第4図 S-3 の λ

第5図 S-6 の λ 第6図 S-12 の λ 第7図 面圧減衰試験における λ の平均値 第8図 面圧 λ_p と曲げ λ_b

き、倍率は 6~7 倍、周波数特性は 0~8 c/s 平坦、直線範囲は ± 6 mm のものである⁹⁾。

面圧減衰試験の種類を第1表に示す。各試験に対して 3~5 種類の p_0 について各 1 枚宛のオシログラムが得られるからそれより対数減衰率 λ を求めるのであるが、通常 λ は一定値とならず振巾の函数となるので、 W_2 を静的に吊下げたときの撓みと振動中の各瞬間の振幅とよりボルトにかかる変動面圧力 p_v を求め、これと λ との関係を図示すると第3図に一例を示したように p_0 の低い程傾斜の大なる直線関係を示す。

つぎに第4~6図のように λ と p_v/p_0 との関係を求め、さらにその平均曲線を取り各 p_v/p_0 に対し λ の値を $\delta p/\delta b$ (測定位置における振巾を面圧による垂下と曲げによる撓みに分解したときの前者を δp 、後者を δb とする) に対して示すと第7図のようになる。

第7図において $\delta p/\delta b = 1$ における λ の値は面圧による減衰率 λ_p と曲げによる減衰率 λ_b との和であると仮定して λ_p と λ_b を求めると第8図となる。第8図によると λ_b はほぼ一定の値を取り、その値は木材素材の減衰率とよく一致しているが、 λ_p は面圧力の振巾 p_v に対してほとんど直線的に変化することがみられる。

なお参考のために上記実験に使用した材料のうち3個について

第9図 λ_p と曲げ応力振幅との関係

て、根本を厚鋼板にて充分固くクランプして長さ 80 cm の片持梁として同様の装置により曲げによる減衰率 λ_b を求めた結果を第 9 図に示す。 λ_b の最低値は約 0.030 で第 8 図とよく一致しているが、振巾の大なる所ではやや高い値を示し 0.05~0.06 となることがある。これは振巾の増加によつて空気抵抗とクランプ部分の塑性歪の影響をうけて非線型抵抗が増加するものと考えられるが、ここではこれらの影響は除外して $\lambda_b = \text{const}$ と考えることとする。

3. 履歴曲線による減衰性の説明

材料固有の性質としての振動減衰性は粘弾性と静履歴の両者によつて説明をつけることができ、前者は振動数依存性が強く、後者は振巾依存性が強い。木材は勿論高分子物質であり、応力緩和やクリープの現象を相当示すから粘弾性による振動減衰を有すると考えられるが、いまここでは木材素材の減衰性はしばらく除外し、面圧部分の振動減衰性に対象を限定すると、問題にしている振動数範囲も 1 c/s~30 c/s 位の狭いものであるので、前述の実験結果から振巾依存性が強く出たことから、この面圧部分の減衰性の主原因は静履歴にもとづくものであることが推定せられる。

前述の試験片の一部分を切出して、これにボルト孔を明けボルトをさし込んで、これに荷重を掛けて面圧力 p kg/cm² と凹み q mm との関係曲線を求めるとその一例は第 10 図に示すような形となる。図中①は第 1 回の負荷曲線、②は第 2 回の負荷曲線で、第 2 回負荷以降は②曲線を中心として履歴曲線を書く。振動面圧力をうける履歴曲線を第 11 図のように模式的に考え、荷重上昇および下降の面圧係数をそれぞれ β_l, β_u とし ($\beta = p/q$ kg/cm²/mm), 考えている最大面圧力および面圧凹みをそれぞれ p_1, q_1 とすると、

第 10 図 面圧力—凹み曲線

第 11 図 p - q の関係の模型

振動の全エネルギー

$$W = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\beta_l} + \frac{1}{\beta_u} \right) p_1^2$$

1 サイクルの消費エネルギー

$$\Delta W = p_1^2 \left(\frac{1}{\beta_l} - \frac{1}{\beta_u} \right)$$

対数減衰率

$$\lambda = \frac{1}{2} \frac{\Delta W}{W} = \frac{\beta_u - \beta_l}{\beta_u + \beta_l}$$

または $\lambda = \frac{1-\gamma}{1+\gamma}$

ここに $\gamma = \frac{\beta_l}{\beta_u}$

いま原点と (p_1, q_1) の点を結ぶ線の傾斜を β_s とし、

$$\alpha = \frac{\beta_s}{\beta_u} \quad \text{とすると}$$

$$\lambda \approx 1 - \alpha \quad \text{となる。}$$

前述の面圧減衰試験は定常面圧力 p_0 を中心として $\pm p_r$ の振動を行うものであるから、 p_0 のある程度高い方が履歴曲線のスカート部分にかからないので λ が低く出る理由がわかる。面圧減衰試験の試験材 6 個を切

第 2 表 面圧試験よりの λ

記 号	$p_{\max}$ kg/cm ²	β_a kg/cm ² /cm	β_b kg/cm ² /cm	α	λ
S- 3-5	56	1,600	1,280	0.80	0.20
S- 3-8	70	1,640	1,370	0.84	0.16
S- 6-1	35	2,120	1,710	0.80	0.20
S- 6-9	35	2,020	1,670	0.82	0.18
S-12-2	35	1,830	1,510	0.82	0.18
S-12-8	35	2,020	1,740	0.84	0.16

り出して面圧曲線を描かせ、これから上記の式によつて λ を求めた結果 ($p_r/p_0=1$ の場合のみ) を第 2 表に示し、また第 8 図中に減衰試験の結果と比較して示した。これらは大体よく一致していると認められる。

4. 木材接手の振動減衰

厚さ 2cm, 巾 3cm のべいひの角棒, [比重 (全数), (最小) 0.37~(平均) 0.43~(最大) 0.51, 圧縮強さ (5 箇) (393 kg/cm²~471 kg/cm²~515 kg/cm², 曲げヤング係数 (全数) 65,400 kg/cm²~78,900 kg/cm²~96,000 kg/cm²] の根本 10cm を厚鋼板で松平式振動台に固定して片持梁の形式とし、第 12 図に示すようにそのほぼ中央部にボルト 2~5 本を有する重ね接手をおいたものについて振動試験を行い、その減衰率を求めた。第 13 図に実験装置を示す。図中 A は木材, B は振動台, C は振動台急停装置, D は振動台の振巾測定用キャンパーゲージである。本実験では試験片の振巾は第 12 図中に示した S₁, S₂ の位置に貼つた抵抗線歪ゲージによつて動的応力測定器 E を介して、振動台の振巾と同時に電磁オシログラフ F に記録した。

第 12 図 接手減衰試験片

第 13 図 接手減衰装置

実験の順序はまず試験片を振動台の振動数を調節して同調状態にしておき充分振巾が安定した後急停装置により振動台を止め、木材に減衰振動を行わせる。オシログラムの一例を第 14 図に示す。図中 a は S₁, b は S₂ のゲージを示し, c は振動台の振巾を示す。急停装置は振動台を約 2c/s 間に完全に停止させうることが示されている。

第 14 図 接手試験オシログラム

第 3 表 接手振動試験の種類

記 号	ボ ル ト 数	ボ ル ト 径 mm	接 手 部 長 さ L cm	試 験 片 個 数	固有振動数 c/s (平均)
2 A	2	4	6	3	33.2
2 B	2	5	6	3	33.2
3 A	3	4	9	2	32.9
3 B	3	5	9	3	33.3
4 A	4	4	12	2	34.4
4 B	4	5	12	2	32.9
5 A	5	4	15	3	31.7
5 B	5	5	15	2	33.4

第15図 接手曲げの減衰率

第16図 接手曲げ減衰率の傾向

使用した試験片の種類を第3表に示す。ボルトの径は2種類でピッチは3cm一定、いずれもトルクレンチによつて締付力を70kgになるように調整した。

実験から得られた対数減衰率を最外側ボルトの平均面圧力に対して書き、その一例を第15図に示す。各グループについての平均値を画くと第16図となり、ボルトの数の多くなる程面圧力大なる場合に減衰率の増加する傾向が見られる。これはボルト面圧部の実験と異り、ボルトが締付けられてあるために、木材相互の摩擦によつて両部材は密着しボルトに計算された面圧力が働かず、接手長さの短い部材はあたかも接手の存在しないような動作を示すものと考えられる。接手長さの長い部材は曲げの際の撓み曲線の相異により、接触部分にずれが起り、減衰率は高く現われ、あたかもボルト数の多い接手の減衰率の高いような印象を与えるものであろう。勿論さらに振幅が大になつて接触面の静摩擦を超過しボルトに面圧力のかかるようになれば減衰率は非常に増加するものと考えられる。

上述の実験によると木材接手を有する部材の曲げ振動減衰率は素材のそれと大差ないような結果がみられるが、船体を構成する部材を考えた場合には縦方向の引張、圧縮による振動減衰が主となると思われ、このときには部材の不連続による影響は非常に大で、船体構造の減衰はやはりボルト面圧部のそれに匹敵するのではないかと考えられる。

5. 実船の振動減衰率

木船の定常振動における減衰率を測定した例を持合せないので、昭和32年巡視艇うらなみ(21.50m×5.00m×2.60m, 吃水1.25m, 排水量44.2t)で行つた航走時強度試験¹⁰⁾の際観測された波浪衝撃による2節振動減衰率を使用し、これと前記2実験の結果と比較することとする。本艇は外板を斜2重張とした所謂輕構造タイプの船で一般木船構造と異り外板のシームが45°方向に走っているのが特徴である。本実験は静水中に起した他船の航走波に船首を突込んで行つたもので、第17図にオッシログラムの一例を示す。図中A1は船首加速度、S2~S14は船体中央部横断面に貼つた歪ゲージを示す。船首に衝撃をうけたとき、加速度、歪はそれぞれ振動を起し減衰する状態がよく現われている。第4表に実験番号と振動数 f c/s, 船首加速度の対数減衰率 λ_1 , 船体歪の対数減衰率の平均値 λ_2 , 衝撃加速度 a_1 , 最大複振動加速度 a_2 を示す。

λ_1 の平均は0.49, λ_2 の平均は0.33で相当異なる理由は、船体前部と中央部が接手の存在その他によつて弾性体として一体化した振動を行つていないことによるものと考えられる。振動時の最大応力は舷側部材で平均23kg/cm²であつて、従つて接手がこのような箇所に存在すれば相当の面圧力となり減衰率も大であると推定される。

第17図 実船試験オッシログラム

第4表 実船実験の結果

実験番号	f c/s	λ_1	λ_2	a_1 G	a_2 gal
B 1	5.4	0.55	0.33	1.12	330
B 2	5.3	0.46	0.34	1.26	680
B 4	5.2	0.52	0.32	1.11	290
B 8	5.0	0.44	0.31	1.39	650
B 9	5.3	0.49	0.37	0.89	220

いま船体の振動減衰の原因を流体的なもの λ_h と材料および構造的なもの λ_s とに分類して、前者については片岡氏の式¹¹⁾によつて計算したものとすることとすると、

$$\left. \begin{array}{ll} \text{表面波によるもの} & 0.021 \\ \text{圧力波によるもの} & 0.074 \\ \text{粘性力によるもの} & 0.008 \end{array} \right\} \text{合 計 } \lambda_h = 0.103$$

となる。本実験は波浪中の試験であるが、波浪による減衰率の程度は不明であるので一応 $\lambda_h = 0.10$ とすると、残りは $\lambda_s = 0.23$ となる。この値は全長に 2~3 箇の接手を有する縦通材の減衰率としては妥当な値であると考えられる。

6. 結 言

木材がボルトによる面圧をうけた場合の振動減衰の傾向を調べ、これが面圧力凹み曲線の静履歴によつて説明しうることを示し、減衰率の値は大約 $\lambda = 0.10 \sim 0.20$ の程度であることが判明した。つぎに重ね接手を有する木材の振動減衰性は材間の摩擦の影響が入り、曲げの場合には素材の減衰率と大差なく $\lambda = 0.030 \sim 0.050$ の程度であるが、材間のずれを許すような状態となると、面圧部の減衰が利いてくることを示した。最後に軽構造木船の振動減衰率を分類して流体減衰と構造減衰とし、前者は 0.10 程度、後者は 0.20 程度、合計して 0.30 程度であることを示した。

木材の振動減衰性については緒言にも述べた通り精密に考えると非常に複雑なものであるが、本報告によつてその傾向の大意が判明するものと考えられる。なお、木材の微細構造より、物性的な説明を行うことが出来るものと考え研究を進めている。

本研究の研究費の一部は昭和 29・30 年度助成研究費、昭和 32 年度総合科学研究費の補助によるものである。

文 献

- 1) 原田正道、高幣哲夫・造船協会論文集、92, p.103, (1957)
- 2) 秋山 朗：東大理工研報告、1—3, 4, p.38, (1947)
- 3) 小倉武夫：日本林学会誌、26—2, p.21, (1944)
- 4) 深田栄一：Jour. Phys. Soc. Japan, 5, p.321, (1950)
" " " " , 6, p.417, (1951)
- 5) 谷口 忠：建築学会大会論文集、昭和 14 年, p.220, (1939)
- 6) 河野輝雄：建築学会論文集、11, p.13, (1938)
- 7) 木谷要一：応用物理、13—3, p.122 ; 13—4, p.146 ; 13—5, p.180 ; (1944)
- 8) 植村益次、竹鼻三雄：東大理工研報告、7—2, p.99, (1953)
- 9) 竹鼻三雄：応力測定技術研究会報告、6, p.27 (1958)
- 10) 竹鼻三雄：日本造船研究協会 23—1 部会報告、2, (1958)
- 11) 片岡 巖：運研報告、6—11・12, p.1, (1956)