高効率プロペラの鳴音問題*

川 添 強** 中 島 徹***
錦 戸 真 吾****

Singing Problem of High Efficiency Propeller

By Tsuyoshi Kawazoe, Tooru Nakashima, Shingo Nishikido

The cause of propeller singing could be explained by the resonance between Karman vortex street from the trailing edge of $0.55R \sim 0.6R$ and the natural frequency of the blade. Therefore the modification of shape around the trailing edge by grinding could almost prevent the singing.

However, recently there were many cases that the propeller singing could not be prevented by the usual measure. In this study, the characteristics of the recent singing and its preventive measures are considered using FFT analyzer of noise occurred on some large ships. In consequence, one of the new anti-singing method leading to good results on some applied ships is shown.

1. は じ め に

プロペラ鳴音は、プロペラがある回転数で作動しているとき、“ワーン、ワーン”または“キーン、キーン”という金属音を発する現象である。¹⁾ この音は船尾から聞こえてくるため、たびたびプロペラ軸と軸受の金属接触によるものと誤解される。鳴音はプロペラ翼にキャビテーションが発生している場合、キャビテーション音によってかき消され易い。従って、喫水が深くキャビテーションが発生しにくい条件下で、船尾から聞こえてくる周期的な金属音は、プロペラ鳴音の可能性が高い。また、一般にプロペラ鳴音はプロペラ性能にほとんど影響を与えず、むしろキャビテーションが発生していないことを示すもので、“Noise”ではなく“Singing”と呼ばれるのもこうした背景によるものである。このため、護衛艦・漁船・客船などの特殊な船舶のプロペラを除いては、特に取り除く

必要はないと言われる。しかし、船室にまで響く鳴音は、居住性を著しく低下させる原因となるため取り除く必要がある。

鳴音の発生原因は、翼の後縁から剥離し流れ出た水流にカルマン渦列 (Karman vortex street) ができ、このカルマン渦列の周波数と翼の固有振動数とが一致するためとされる。従って、いつも一定のプロペラ回転数で鳴音が発生する。従来の鳴音は、プロペラの $0.55R \sim 0.6R$ の翼後縁から生じるカルマン渦の発生周期と、翼の固有振動周期の同調による共振現象と見なされ、対策として、この部分の翼後縁の補正加工により鳴音をほぼ打ち消すことができた。ところが、最近の高効率プロペラの鳴音は、従来の後縁補正加工では消音できない例が多くなってきている。

ここでは実際の大型船舶で発生した数例のプロペラ鳴音をFFT分析器を用いて解析し、高効率プロペラの鳴音の特徴とその防止法について検討した。また、防止法の一つである耐鳴音設計法を実船に適用し、鳴音を打ち消す研究成果を得たので報告する。

* 原稿受付 平成11年1月29日

** 正会員 長崎大学 (長崎市文教町1-14)

*** 正会員 株式会社大島造船 (長崎県西彼杵郡大島町1605-1)

**** 正会員 三菱重工業株式会社 (長崎市飽ノ浦町1-1)

2. 鳴音の一般的な特徴と従来の防止法

Fig.1に示すように、プロペラ鳴音は翼後縁から出るカルマン渦の発生周波数と羽根の固有振動数の一致による共振現象である。その一般的な特徴は、次のようになる。

- (1) プロペラ回転数に対応した異音で、金属音に近い音であるため軸受接触音と混同しやすい。翼間の仕上げ形状にばらつきがあると、うなりが発生すると言われる。²⁾
- (2) バラスト・ロードでは発生しにくく、フル・ロードで発生し易い。即ち、バラスト・ロードでは翼後進面側にキャビテーションが発生し易く、このため翼後縁からのカルマン渦の発生が抑制される。また、鳴音がキャビテーション音にかき消される。
- (3) 舵を取ると異音が消滅する場合がある。

従って、軸受接触音との混同を避けるには、上記の(2)および(3)に注目する必要がある。

カルマン渦の周波数 f の推定式は(1)式で示されるが、これをプロペラに適用すると、渦の剥離点が翼断面上の2点と考えられるため翼厚 h_1 部から剥離する渦の周波数 f_1 (2)式と後縁端 h_2 から剥離する渦の周波数 f_2 (3)式に分けられる。

$$f = S_n \frac{U}{h} \quad (1)$$

$$f_1 = S_n \frac{\sqrt{V_a^2 + (2\pi nr)^2}}{h_1} \quad (2)$$

$$f_2 = S_n \frac{\sqrt{V_a^2 + (2\pi nr)^2}}{h_2} \quad (3)$$

ここで、

S_n : Strouhal数

h : 流体中の物体の厚さ

U : 流入速度

V_a : プロペラ前進速度

n : プロペラ回転数

r : 翼半径

h_1, h_2 : 翼の後縁部の厚さ (Fig.1)

一方、カルマン渦と共振する翼の固有振動数の推定については、Bakerの曲げ一次振動数 f_b の概算式(4)式があるが、ハンマリング法による実測値との間にまだ開きがある。最近ではFEMによる翼

Fig1. Karman vortex at trailing edge

の固有振動数の解析が進歩してきたが、プロペラが水中にあるため空気中に比べ f_b が10～20%低下するなど推定精度に問題が残る。³⁾

$$f_b = \frac{kh_0}{r^2} \sqrt{\frac{EI}{A}} \quad (4)$$

ここで、

k : 曲げ一次振動数の係数

h_0 : 翼の先端厚さ (r : 翼部半径方向長さ)

E : ヤング率

I : 断面2次モーメント

A : 翼断面積

従来よりカルマン渦と翼の共振現象は、翼の0.55Rないし0.6Rにおいて生じる例が多いとされる。この問題解決の先駆的役割を果たした鬼頭⁴⁾は、(2)式および(3)式を流用して後縁の厚さを次式のように限定した。

$$h_1 \geq 0.002 \pi \frac{F_1 D}{f_2'} \quad (5)$$

$$h_2 \leq 0.002 \pi \frac{F_1 D}{f_2'} \quad (6)$$

ここで、

h_1 : 0.55R～0.6Rにおける翼後縁厚さ (cm)

h_2 : 0.55R～0.6Rにおける翼後縁端厚さ (cm)

N_1 : プロペラの最大回転数 (rpm)

N_2 : プロペラの最微速回転数 (rpm)

D : プロペラ直径 (cm)

f_1' : 翼の最小固有振動数 (Hz)

f_2' : 騒音と感知しない最大周波数 (Hz)

Fig.2 Preventive measure of singing by Kitou

また、Fig.2中のRは、翼厚が h_1 と h_2 との間を、それより前縁側の背面の形状とスムーズに接するよう選ばれる。しかし、実際は h_1 の厚さを大きくできないことが多く、 h_2 だけを採用しながら翼後縁の圧力面と背面の形状をできるだけ非対称にするといった工夫が折り込まれている。この鬼頭の方法は、これまでかなりの成果をあげている。実際のプロペラ後縁部の設計においては、発生させたくないカルマン渦の周波数範囲、すなわち、 f_1' から f_2' の範囲を人間の可聴域（約300～1000Hz）外とすることで、鳴音発生の実害をなくすよう配慮している。

Fig.3には後縁部形状とカルマン渦強さの関係を示すが、鳴音防止のためにvery weakの形状を採用している。その他の鳴音防止法として、翼後縁の後進面側にハの字形の溝を加工したり、 $\phi 10 \times 10H$ 程度の円柱を千鳥状に溶接して、カルマン渦の規則的な発生を乱す工夫が実施され効果をあげている。

Fig.3 Relation between shape of trailing edge and intensity of Karman vortex

3. 高効率プロペラでの鳴音の特徴とその防止法

高効率プロペラにおける鳴音の特徴としては、次のような点が挙げられる。

(1)ハイリスキュードプロペラ⁵⁾などに用いられ

てる新しい翼断面（例；NACA翼型）の採用により、プロペラのキャビテーション性能が著しく改善され、これまでの翼先端近傍におけるキャビテーションが特に深い喫水では発生しなくなった。このため、カルマン渦の規則的な発生を乱す要因が消え、逆に鳴音の発生し易い環境となる。

(2)高効率化を目指した最近の低回転大直径プロペラにおいては、(2)式および(3)式中の“nr”の値は従来とほとんど変わらないが、後縁端厚さ h_2 が直径に比例して増加する傾向にあるため、後縁端から発生するカルマン渦の周波数 f_2 が低下する傾向にある。(Fig.4)

Fig.4 Karman vortical frequency VS. propeller revolution

(3)プロペラの低回転大直径化により、展開面積比が減少することで翼断面が比較的厚くなり、このため後縁厚さ h_1 のポイントにおいてカルマン渦の発生点を固定できず、後縁端までのいずれかの厚さの点に対応するカルマン渦が発生することになる。従って、下側の可聴域に対するカルマン渦の周波数 f_1 が上昇する傾向にある。(Fig.4)

Fig.5～7には、最近5年間に発生した鳴音の例を示す。これらから次のこと分かる。

(1)最近の鳴音は、鬼頭の言う“0.55Rないし0.6Rにおける h_1 または h_2 に対応する周波数”だけとは言いがたく、 f_2 では0.3～0.4R付近からのカルマン渦との共振も考えられる。

(2)渦の剥離点が h_1 から h_2 の間にある。

これらを考慮すると、その鳴音防止法としては次のことが有効と思われる。

(1)Fig.6のナックルポイント(E点)における剥離角

● Propeller singing

Dp: Propeller dia., Z: Number of blades,
Ae / Ad: Expanded area ratio

Fig.5 Actual examples of high frequency propeller singing

Fig.6 Preventive measure of singing by knuckle point method

(翼背面と傾斜面の角度)を従来よりも増加させ、E点で確実に流れを剥離させる。

(2)後縁端の丸みを従来よりも減少させる。

(3)R起点から後縁端までは、ストレートでスムーズに仕上げる。

4. 鳴音防止法の実船適用例

最近、73000ton Bulk Carrierの同型船3隻に鳴音が発生した。プロペラ等の主要目をTable 1に示す。この鳴音は、喫水が浅い海上試運転時には検出されなかったが、Full Loadでの航行時に居住性影響するノイズとなって現われた。Fig.7には、FFT解析による鳴音の周波数とプロペラ回転数の関係を示す。この図より鳴音防止対策前には(1)鳴音が主機のNOR回転数に近い73~78rpmで発生し

Table1 Particulars of 73 ktons bulk carrier

Propeller Diameter	7.2 m
Number of blades	5
Propeller immersion at full load	9.72 m
Propeller immersion at ballast load	4.25 m
Number of revolutions at MCR	81 rpm

Fig.7 Singing frequency of 73kton bulk Carrier

ていること、(2)高周波数域は $0.3R \sim 0.35R$ の翼後縁端から剥離するカルマン渦の発生周波数に一致、(3)低周波数域は $0.7R \sim 0.95R$ の後縁R起点のカルマン渦の発生周波数に一致することが認められる。この防止法として下記の対策を実施した。

(1)現状 10° 程度のナックルポイントの剥離角度を 20° 程度とする。

(2)後縁端の丸みに相当する h_2 (現状 1.5mm)を極力減少させる。

(3)R起点から後縁端まで翼縁ゲージで精査しながらスムーズなストレート仕上げとする。

上記(1),(2),(3)を後縁側 $0.35R \sim 0.95R$ まで適用した結果、Fig.7の対策後に示すように共振点がずれて鳴音は完全に消滅した。

5. おわりに

プロペラ鳴音は共振という微妙な現象であるため、一度発生すると翼後縁部の試行錯誤的な消音加工を余儀なくされ、非常に厄介な問題となる。

ここでは、(1)最近発生したプロペラ鳴音が、推進効率の向上を目指した翼型の改善や低回転大直径化に起因するところが大きいこと、(2)消音法として、ナックルポイントでのカルマン渦の剥離角度を大きくして、後縁端の丸みを小さくすること、を示した。鳴音は船舶の居住性の向上に逆行するものであるため、これを二次的な問題と捉えず、水中における翼の固有振動数の推定精度向上も含めて、問題解決に取り組むことが重要と考える。

参考文献

- 1) H.E.Sanders, SNAME Vol.2 (1957)140
- 2) 鬼頭, 日本造船学会誌, Vol.582 (1977)
- 3) 川添, 錦戸, 長崎大学工学部研究報告, 27-48(1997)37
- 4) 鬼頭, 日本舶用機関学会誌, 9-8(1974)
- 5) T.Sasajima, T.Kawazoe, Technical Review of MHI, 25-3(1988)1