

船外機用機能プロペラの開発 ～ SDS (SHIFT DAMPENER SYSTEM) ～ SDS (Shift Dampener System) Outboard Propeller Development

恒川 弘之 湯川 俊介 黒木 陽平



Abstract

In recent years, although Yamaha Motor Co. Ltd., has gained traction continuing with a line of larger outboard motors mainly in the North American market, other companies have followed suit which has created significant competition. In this environment, we released the world's largest outboard motor ahead of the competition in 2007, the F350A (V8 5330 cm³) configured with an upsized lower unit accompanied by a larger propeller. The F350A provided a significant increase in inertia mass with components such as the propeller boss (cylindrical section) and blades which were the largest available for any outboard motor. However with the increase in size, there was also a loud shift-shock sound on engagement which was virtually incomparable to any other outboard available. This led to a steady rise in complaints from the market soon after production began and we had to take urgent action to deal with the problem. To deal with this issue, it was considered that any major changes to the engine or lower unit would be problematic as the model was already on sale, so it was decided to take the course of developing a propeller that could be directly exchanged in the market. In this report, we will introduce the SDS (Shift Dampener System), developed for decreasing excessive shift shock sound levels.

1 はじめに

近年、北米を中心とした市場ではヤマハ発動機（以下、当社）がけん引する形で船外機の大型化が進んできたが、他社もこの動きに追随し、競争が激しくなっていた。

そのような中、2007年に当社が他社に先駆けて、世界最大馬力となる船外機 F350A (V8 5330 cm³) を市場に投入した。F350A は、プロペラのボス（筒部）や翼も船外機としては最大のものとなり、慣性マスの増大した。その結果、シフトイン時の衝撃音（シフトショック）も今までの船外機とは比べ物にならない程の大きさとなり、生産立ち上げ後に市場からコンプレイン（不満の声）が上がったため、早急な対応が求められた。

対応に関しては、既に販売しているモデルであり、市場対応を考慮するとエンジン、ローユニットの大幅な改良によ

る対策は困難と考え、市場で交換可能なプロペラで対応する方向で開発を進めた。本稿では、シフトショック衝撃音低減のために開発した SDS (Shift Dampener System) について紹介する。

2 SDSプロペラ開発目標

本プロペラの開発は、前述のように市場投入後のモデルに対する対応であり、他の部品への影響が無く、市場にて容易に交換できることを条件として、プロペラのみで効果を出せる仕様を目指し開発を進めた。また、F350A は現在もヤマハ船外機のフラッグシップモデルであり、外洋での使用も考慮し、信頼性の確保が求められた。本開発の主目的は市

場コンプレイン対応であるが、この機会に既存のプロペラが抱えている課題に対しても対応できる新たなプロペラ開発と考へ、以下の要件を満たすことを目標に開発を進めた。

- 市場で容易に対応（交換）が可能
- パーツの増加が無い単純な構造（信頼性の確保）
- シフトショック低減▲10dB 達成
- 従来プロペラの課題対応（プロペラスリップ、ダンパ芯ズレ、ダンパ圧入荷重）

3 開発の考え方および狙い

シフトショック音の対策としてはECUによる遅角制御にて既に一定の低減効果が見られ市場導入されていたが、遅角制御だけではF350Aの目標とするレベルには達していなかった。また、ドッグクラッチ部分をコーンクラッチに変更する等のアイデアも検討されたが、改良範囲が広がり、市場対応が難しいこと、また開発日程がかかることから採用が見送られた。そのため、他の手法を用いた大幅なレベルアップが必要とされていた。

ドッグクラッチ構造で、シフト時の衝撃音が大きくなる理由は、シンクロ機構を持たないため、ドッグクラッチの爪とギヤの爪が直接金属接触し、衝撃音を発することに起因する（図1）。

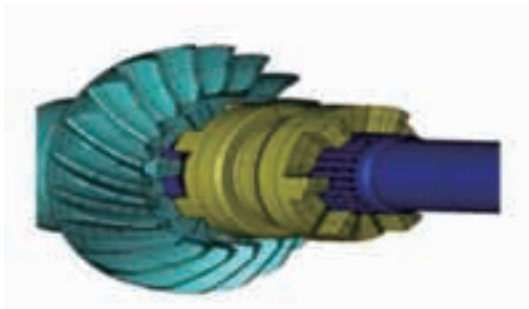


図1 ドッグクラッチ構造

この現象は、エンジン回転数、パワーヘッド側慣性マス、プロペラ回転数、プロペラ慣性マスが大きく影響するため、これらのエネルギーを下げる手法もあるが、改良範囲が広範囲となり、市場対応は困難と考えられた。

そこで、出力伝達系で唯一ダンパ機能を有しているプロペラの内部構造、およびダンパ形状を変更することで、プロペラでの対応が可能ではないかと考へ、ダンパ構造改良の検討を始めた。つまり、現状では非常にばね定数が高い特性（特性A）を、ばね定数を下げることにより減衰効果を高め（特性B）、シフト時の衝撃を緩和させるという考え方である（図2）。

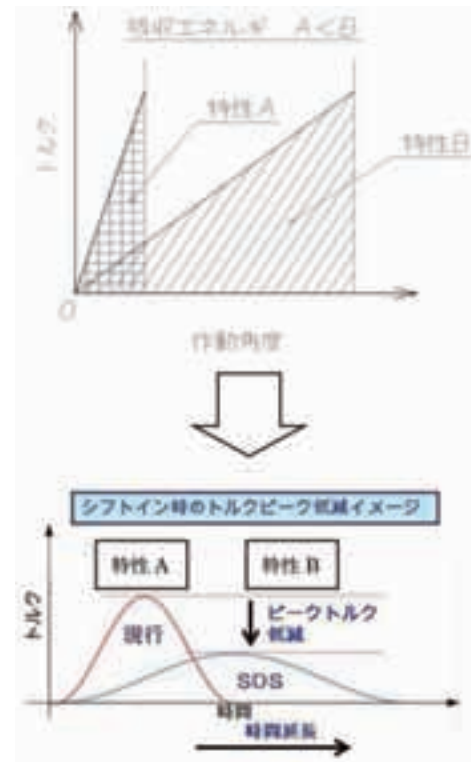


図2 トルク特性イメージ

本開発ではプロペラ内部構造（ゴムダンパ）の形状、硬度を以下のように変更、試作仕様を設定し開発を進めた。

1) シフトショック

ダンパの硬度変更+圧入代を低減し、ダンパ組み付け時のばね定数を下げることでシフトイン時にダンパが大きく振れるようにする。それによって回転エネルギーを吸収し、衝撃音の低減を狙う。

2) ダンパ芯ズレ

ダンパおよびプロペラ内筒にテーパ角度を付け、圧入して芯が出る構造とすることで、既存プロペラでの圧入時の芯ズレを軽減し、アンバランスによる振動の抑制を狙う。

3) プロペラスリップ

プロペラ内のダンパがスリップしても爪（ストップ）を付加し、プロペラ内筒の切り欠きで推進力を受ける構造とし、ダンパスリップとその結果としてのプロペラスリップを回避する。

4) ダンパ圧入荷重

上記、1) 2) により、ダンパ圧入荷重を低減する。

4 SDS構造と効果

開発要件を満足する仕様を検討し、試作品の製作、評価を行った。その結果を以下に示す。

4-1. シフトショック低減構造（ダンパゴム形状、硬度変更）

プロペラダンパは、ゴム硬度を現行 70°⇒ 65°に柔らかくし、さらにゴムの容量を約 2/3 として圧入荷重を軽減した。ダンパ圧入後の実硬度を大幅に低減することで、ダンパの振れによる減衰効果を引き出した。

F350A 船外機での従来プロペラと SDS プロペラでのシフトショック騒音測定結果を図 3 に示す。

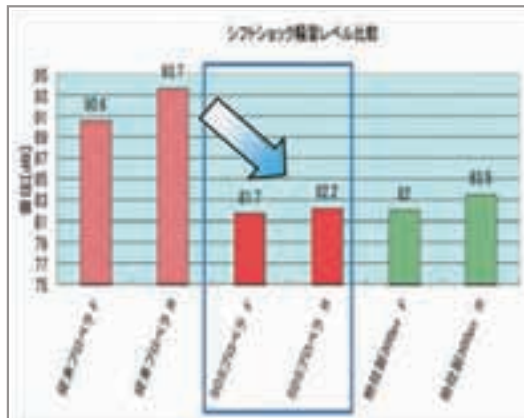


図3 騒音レベル比較

比較のため、目標とした他社製の 300ps 船外機のデータも併せて示している。SDS のような機構を持たないにも関わらず、他社プロペラの騒音レベルが低い理由は、プロペラ／エンジン慣性マスの差と考えられる。他社プロペラに比べ、大径で慣性マスの大きい当社のプロペラであっても、SDS の付加により、目標レベルのシフトショック音低減効果を得ることができた。(Fシフトで 8.9dB、Rシフトで 11.5 dB の低減。特に R 側が頻度高く重要。)

4-2. ダンパ、プロペラ内筒構造（テーパ構造）

ダンパ側面およびプロペラ内筒をテーパ形状とすることで、圧入時の芯ズレを防止した。また、ダンパにスリットを設け内筒のスプラインと勘合させることにより、低い圧入代でもスリップしにくい構造とした。圧入時の荷重も大幅に軽減（4～5ton⇒約 0.4ton）させ、圧入作業を容易にすることが可能となった（図 4）。

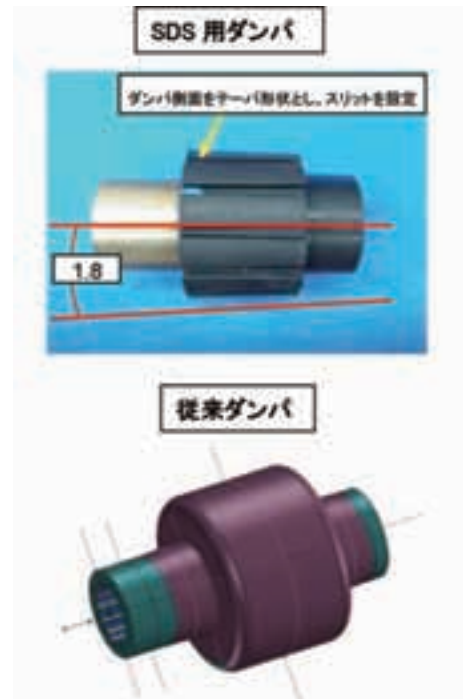


図4 プロペラダンパ（従来ダンパ、SDSダンパ比較）

4-3. スペーサ、内筒

スペーサには爪を設け、高トルク負荷時には内筒と接触することによりトルクをプロペラに伝え、ダンパのスリップを防止させるようにした。さらに、爪追加によりダンパの変位を規制することで、ゴム部の切れを防止するよう耐久性のアップも図った（図 5）。また、組み付け時の位相を合わせるため、誤組立防止は必須であり、爪形状を非対称とした。



図5 プロペラスペーサ

5 試作評価で表面化した課題への対応

シフトショック音低減効果は目標を達成できたが、機能系評価も満足する必要がある。その評価の1つである高回転シフト評価で衝撃的なトルクが付加された際に、駆動系部品にクラックが発生する問題が生じた。高回転シフト評価は、エンジンが高回転状態からシフトインする試験であり、プロペラシャフトに非常に高い衝撃的なトルクが発生する。従来のダンパ構造では圧入されたダンパがスリップすることにより衝撃を緩和していたが、SDS ダンパはスリップさせずにストップと内筒との金属接触により作動角度を規制する構造となっているため、作動角度に対するトルクが従来構造より高くなるのが原因と考えられた(図6)。

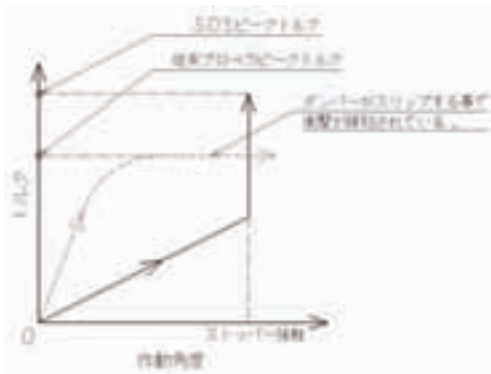


図6 衝撃時のトルク特性イメージ

そこで、ある一定の作動角度(α)からトルク特性を変化させ、スペーサのストップに当たる角度(β)までに吸収するエネルギーを稼ぎ、ピークトルクを低減させる手法を取り入れた(図7)。

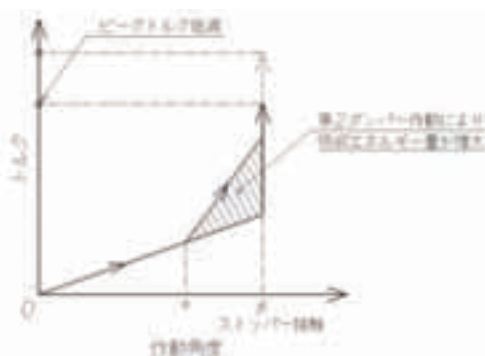


図7 トルク特性イメージ

具体的な手段としては、ダンパを1つ追加することで対応した(第2ダンパ)。メインとなる第1ダンパがある一定角度以上作動した際に第2ダンパも作動を始め、エネルギーをさらに吸収させ、金属同士の接触をソフトランディングさせる構造とした。第2ダンパには圧入代が無いこと、高い衝撃エネルギーを受けることを考慮し、第1ダンパよりも高い硬度のゴムを採用した。F350A用SDSでは第1ダンパ=65°、第2ダンパ=75°としている(図8)。本改良により高回転シフト評価も満足することができた。

このようにダンパの組み合わせ(ばね定数)を変えることで、様々な要求特性に対応できることもSDSの特徴のひとつである。

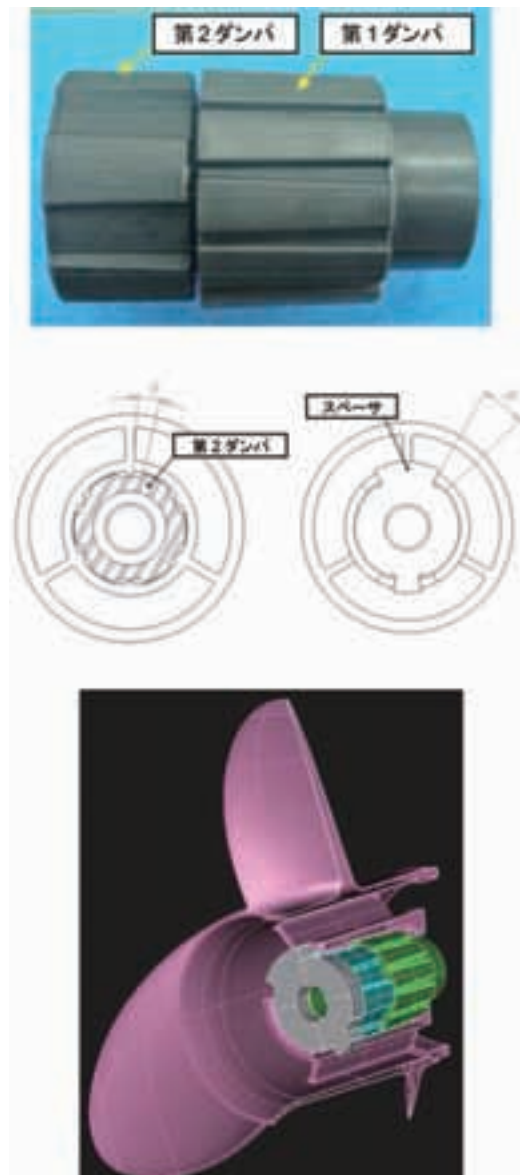


図8 第2ダンパ追加

6 おわりに

本プロペラでは、ヤマハ独自の技術開発により（特許出願済み）目標であったシフトショック低減（10dB）を達成するとともに、既存プロペラが抱えていた課題も解決することができた。さらに、パーツ点数を従来プロペラに対し増やすこと無く、信頼性面、コスト面でも目標をクリアできた。

SDSはF350、F300用として市場導入がされており、本構造が起因の市場コンプレインの発生はなく、また、シフトショック低減効果に関しても市場より好評を得ている。

さらに、本構造はシフトショック吸収だけでなく、中大型船外機で抱えている、ラトル音（ドッククラッチの爪と、ギヤの爪がエンジン回転変動、プロペラトルク変動の位相により低速で干渉し、異音を発生する現象）にも対応可能な技術であるため、現在では中型機種にも同様の手法で考案されたプロペラが生産されている（図9）。



図9 中型アルミプロペラへの展開例

これまでプロペラは、推進力の発生以外の機能を持たなかったが、SDSの開発により、機能を有するプロペラという新たな開発の方向性が生まれた。今後もSDSに次ぐ機能プロペラの開発を目指し、他社との差別化、優位性の拡大を狙うとともに、お客様の要望に応えられる製品開発を進める所存である。

■著者



恒川 弘之
Hiroyuki Tsunekawa
ME事業部
開発統括部
CAE実験部



湯川 俊介
Shunsuke Yukawa
ME事業部
開発統括部
CAE実験部



黒木 陽平
Youhei Kuroki
YMUS
(Yamaha Motor Corporation, USA)