

欧州向け防振タイプ刈払機の振動低減技術

Development of Anti-vibration Type Brush Cutter for European Commercial Market

小池 裕貴¹
Yuki KOIKE

鶴岡 慎吾¹
Shingo TSURUOKA

要 旨

欧州コマーシャルハンドヘルド市場向けに、Honda 初の防振タイプ刈払機 UMK450E XEET を開発した。本開発では、防振フレームに装備するマウントラバーの形状、およびドライブシャフトの軸受配置に着目して振動低減技術を構築した。マウントラバーは、振動低減、刈払い作業時のスイング剛性、実機自重保持の要求を同時に満足する形状を新規設計した。軸受配置については、ドライブシャフトをダイナミックダンパーとして活用する新たな配置設計手法を構築した。この軸受配置設計により、刈刃やエンジンフライホイールの静アンバランス量に起因するハンドル振動のばらつきを抑制した。新規設計したマウントラバーおよび軸受配置により、欧州コマーシャル市場ユーザの要求を満足する低振動刈払機を実現した。

ABSTRACT

Honda's first anti-vibration type brush cutter UMK450E XEET was developed for the European commercial hand-held market. This development established vibration reduction technology by focusing on the shape of the mount rubbers equipped to the anti-vibration frame and the driveshaft bearing placement. The mount rubber shape was newly designed to simultaneously satisfy demands for vibration reduction, swing stiffness during brush cutting work, and actual machine own-weight support. A new bearing placement design method was established that uses the driveshaft as a dynamic damper. This bearing placement design suppresses handle vibration variation due to the static unbalance amounts of the cutting head and the engine flywheel. The newly designed mount rubber and bearing placement realized a low vibration brush cutter that satisfies the user demands in the European commercial market.

1. まえがき

Honda は、これまで欧州のコンシューマハンドヘルド市場に、1馬力・1.5馬力のエンジンを搭載した刈払機を展開・販売してきた。本開発では、新たに欧州のコマーシャル市場をターゲットとして、2馬力エンジンを搭載した刈払機を開発した。

刈払機はハンドヘルド式の作業機であり、2馬力クラスのコマーシャル市場では、農家や造園業者の草刈り作業等に使用されている。特にこの市場では、一日に長時間作業するユーザが多い。市場調査 (Honda 調べ) の結果より、コ

ンシューマ市場におけるホームユーザの作業時間が一日平均1時間程度であるのに対して、本開発のターゲット層であるコマーシャル市場のユーザは一日最大6時間程度作業することが分かった。作業中は常に、刈刃の回転やエンジンによる加振力がハンドルに作用し続けるため、長時間作業するユーザにとっては、ハンドル振動が小さいことが重要となる。更にユーザは、作業環境 (負荷) に応じてスロットルレバーで回転数を調整しながら作業をおこなう。そのため、広い回転数レンジでハンドル振動が小さいことが重要となる。このような要求にこたえるため、Honda として初めて防振フレーム構造を備えた刈払機 UMK450E XEET

¹ ライフクリエーションセンター

E-mail: yuki_koike@jp.honda

を開発した。Fig. 1 に開発した防振タイプ刈払機の全体イメージ図を示す。

本開発では、欧州コマーシャル市場のユーザ要求を満足するために、二つの主要振動低減技術を構築した。まず、防振フレーム構造の主要部品であるマウントトラバーの形状を新規設計した。これにより、広い回転数レンジの振動低減を図った。次に、エンジン駆動力を刈刃に伝達するドライブシャフトの軸受配置に着目し、新たな軸受配置設計手法を構築した。これにより、回転体のアンバランスに起因する加振力増加に対して、ハンドル振動値のばらつき低減を図った。本稿ではこれらの振動低減技術を紹介する。



Fig. 1 Image view of UMK450E XEET

2. 開発のねらい

2.1. EU の物理要因 (振動) 指令と機械指令

振動低減の目標値を定めるうえで重要な指標となる EU の物理要因 (振動) 指令 Directive 2002/44/EC⁽¹⁾ について説明する。この指令により、安全・健康上のリスクから作業労働者を保護するための最低必要条件として、振動ばく露量の基準値が定められている。振動ばく露量の基準値として、振動ばく露対策値 (EAV) と振動ばく露限界値 (ELV) が定められている。一日の振動ばく露量が EAV を超える場合、雇用者は振動ばく露時間の抑制や、より低振動な刈払機の選定等に努める必要がある。一方、いかなる場合にも一日の振動ばく露量は ELV を超えてはならない。

EAV, ELV の基準値を満たすため、ハンドル振動値に応じた一日の許容作業時間 (振動ばく露時間) がガイドラインとして示されている。Fig. 2 にその関係をグラフで示す⁽²⁾。グラフの横軸が一日の振動ばく露時間であり、縦軸がハンドル振動値である。ハンドル振動値は、アイドル回転数時とレーシング回転数 (エンジン最大出力回転数の 133%) 時のハンドル振動値の合成値で表される。二つのグラフはそれぞれハンドル振動値に応じて振動ばく露量が EAV と ELV に達するまでの時間を示している。Fig. 2 のグラフに基づき、ターゲットユーザの作業時間を満足するようにハンドル振動の開発目標値を設定する必要がある。

また、欧州の機械指令 Directive 2006/42/EC⁽³⁾ により、

刈払機の使用説明書にハンドル振動値の測定値とともに不確実性を記載することが開発メーカに求められる。ここで不確実性とは、測定手順上および製造上において生じる振動加速度のばらつき範囲のことを指す。特に防振タイプ刈払機は、防振フレームを備えていない刈払機と比較してハンドル振動値が小さい。そのためユーザは、ハンドルを通じて振動加速度のばらつきの大きさをより感じやすい。したがって、防振タイプ刈払機を開発する際には、不確実性を可能な限り低減することが重要となる。

2.2. 開発目標

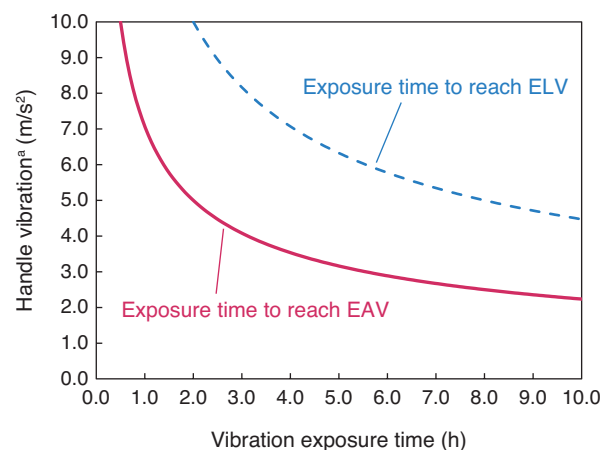
本開発では以下 (1), (2) の目標を設定した。

(1) ハンドル振動

EU の物理要因 (振動) 指令 Directive 2002/44/EC⁽¹⁾ を踏まえて、市場調査より一日最大 6 時間程度作業するターゲットユーザを安全・健康上のリスクから保護できるように目標値を設定する必要がある。そこで本開発では、一日 8 時間作業する場合でも EAV を満足するハンドル振動値 2.5 m/s^2 を開発目標に設定した (ハンドル振動測定方法は ISO22867-2011⁽⁴⁾ に準拠)。更に、実用回転数域全域で 2.5 m/s^2 を上回る共振が発生しないことを開発目標に設定した。

(2) ハンドル振動値の不確実性

刈刃は、作業用途に応じてユーザが自由に付け替えることができる。そのため、刈刃の付け替えにより予期せず加振力が増大し、パイプ部品等の共振が励起される可能性がある。このような共振は、ハンドル振動値の不確実性を増加させる要因となる。不確実性を低減するためには、装備



$$a: \text{Handle vibration (m/s}^2\text{)} = \left[\frac{1}{2} (I_d^2 + R a^2) \right]^{1/2}$$

I_d : vibration value at idling speed (m/s^2)

$R a$: vibration value at racing speed (m/s^2)

Note: I_d and $R a$ are three-axis composite values of each filtered acceleration response (r.m.s. value). Racing speed is engine speed of 133% of speed at maximum engine power.

Fig. 2 Relationship between handle vibration and allowable vibration exposure time

する刈刃の静アンバランス量ばらつきに対してハンドル振動値のばらつきを低減することが重要となる。また、主要回転部品であるエンジンフライホイールの静アンバランス量ばらつきに対しても、ハンドル振動値のばらつきを低減することが望ましい。本開発では、刈刃・エンジンフライホイールそれぞれの静アンバランス量ばらつきを考慮したうえで、ハンドル振動値のばらつき（不確実性）が 2.0 m/s^2 未満に収まることを開発目標に設定した（ハンドル振動測定方法は ISO22867-2011⁽⁴⁾ に準拠）。

本開発では上述の開発目標（1）、（2）に加えて商品性向上の観点から、以下に述べるスイング剛性も考慮した。ハンドル振動を低減するためには、防振フレームに装備するマウントラバーのばね定数を小さく設計する必要がある。しかし、マウントラバーのばね定数が小さい場合、刈払作業中のスイング剛性が低下する。ここで言うスイング剛性の低下とは、刈払作業のスイング操作時における手元ハンドルの角度変位量に対して、作業部（刈刃）の角度変位量の遅れが大きくなることを指す。角度変位量の遅れのイメージ図を Fig. 3 に示す。このような作業部角度変位量の遅れは、意図通りに操作できないことによる作業効率低下や疲労感の増加等、商品性低下につながることに留意し、マウントラバーの設計をおこなった。

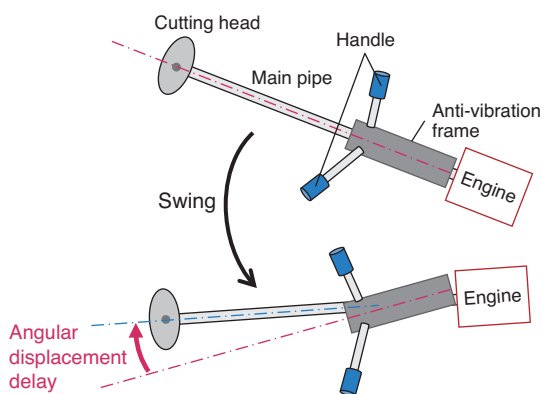


Fig. 3 Angular displacement delay of cutting head from handle swing motion

3. 振動低減技術

本開発では、マウントラバーの新規設計および新規軸受配置設計手法の構築により、2.2. 節で述べた開発目標の達成を図った。

3.1. マウントラバー

3.1.1. 防振フレームの構造

Fig. 4 に、開発した防振タイプ刈払機におけるエンジンからハンドル取付部までの防振フレーム構造概略を示

す⁽⁵⁾。防振フレームは、前後各2個ずつ、合計4個のマウントラバーにより樹脂製のボックスフレームを保持する構造となっている。各マウントラバーは、メインパイプに締結されているマウントホルダおよびクラッチハウジングにより、それぞれ保持されている。ハンドルパイプは、ハンドルホルダを介して樹脂製ボックスフレームに締結されている。このような防振フレーム構造にすることで、起振源である刈刃やエンジンからハンドルへ伝達される振動を低減することができる。

次に、マウントラバー形状およびマウントラバー保持構造の特徴を説明する。Fig. 5 に、検討過程のマウントラバー形状を一例として示す。また Fig. 6 に、マウントラバーの保持構造を示す。マウントラバーは、外周壁と中央の穴形状部を複数のリブでつないだ形状となっている。Fig. 6(a) に示すように、樹脂製ボックスフレームは、前後端にそれぞれマウントラバーの外壁を挿入する保持部を備えている。一方 Fig. 6(b) に示すように、マウントホルダおよびクラッチハウジングは、それぞれ2ヶ所にピン形状の突起を備えた構造となっている。これらピン形状の突起をマウントラバー中央の穴形状部に挿入することで、マウ

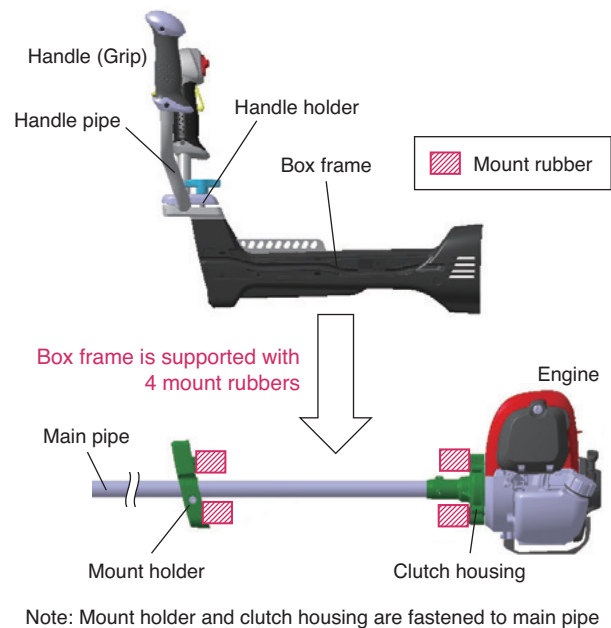


Fig. 4 Anti-vibration frame structure

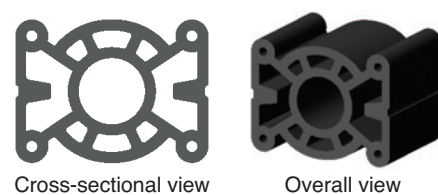


Fig. 5 Mount rubber

ントラバーを内壁側から保持する構造となっている。各部品を組付けた状態のイメージ図を Fig. 6(c) に示す。以上より、マウントラバーは外壁部と中央の穴形状部がそれぞれ保持されており、間のリブ形状により振動伝達率を低減する構造となっている。

3.1.2. マウントラバー設計要求

(1) 振動変位領域のばね定数

ユーザがハンドルを保持した状態において、マウントラバー中央の穴形状部が振動起因の入力荷重により変位する領域を振動変位領域と定義した。先行テストの結果より、この領域の想定変位量はおおよそ 3 mm 未満とした。このような振動変位領域では、ばね定数を小さくすることが要求される。目標のハンドル振動値を達成するため、本開発では、Fig. 5 に示すような空隙部の多いマウントラバー形状を前提として形状検討をおこなった。ここで、本章後述の(3)実機自重保持の観点より、実機自重方向のばね定数を小さくするとマウントラバーの大変形・座屈が懸念される。そこで振動変位領域では、スイング方向変位のばね定数を小さくすることを基本方針とした。

(2) スイング変位領域のばね定数

Fig. 3 に示すようなスイング操作の入力荷重によりマウントラバー中央の穴形状部が変位する領域のことをスイン

グ変位領域と定義した。先行テストの結果より、Fig. 5 に示すような空隙部の多いマウントラバー形状の場合、この領域の想定変位量はおおよそ 3 mm 以上とした。このようなスイング変位領域では、必要十分なスイング剛性を確保するため、ばね定数を大きくすることが要求される。本開発では、振動変位領域とスイング変位領域の相反するばね定数要求を両立するため、スイング変位方向のばね定数が変位量に応じて非線形となるようにマウントラバー形状を設計した。

(3) 実機自重保持(低振動, 耐久性)

本開発の防振タイプ刈払機は、約 10 kg の実機自重を 4 ヶ所のマウントラバーで支える構造である。マウントラバーは、振動低減のため空隙部の多い形状を採用している。このため、実機自重によりマウントラバーが大変形・座屈すると、ばね定数増加に伴う振動増加や、耐久性低下を招く懸念がある。したがって、低振動と耐久性の観点から、実機自重による大変形・座屈が発生しないように配慮した。

3.1.3. マウントラバー仕様検討

マウントラバーの各設計要求を満足するための仕様検討プロセスをそれぞれ説明する。

(1) 振動変位領域のばね定数

振動変位領域のばね定数を検討するにあたり、開発初期に、異なるばね定数のマウントラバーを複数水準試作した。ばね定数とハンドル振動実測値の相関関係より、目標のハンドル振動値を達成するばね定数(スイング方向のばね定数:5.2 N/mm)を設計目標値として設定した。

次に、Computer Aided Engineering(CAE)解析を用いて、マウントラバー形状のパラメータスタディをおこなった。具体的には、Fig. 7 に示すように板厚分布やリブの本数・配置を変えた各マウントラバー形状に対して、強制変位解析をおこなうことで、それぞれのばね定数を算出した。強制変位解析のイメージ図を Fig. 8 に示す。マウントラバー挿入部を模擬したボックスフレームの簡易形状、マウントラバーの 2 部品をモデル化した。このモデルを用い

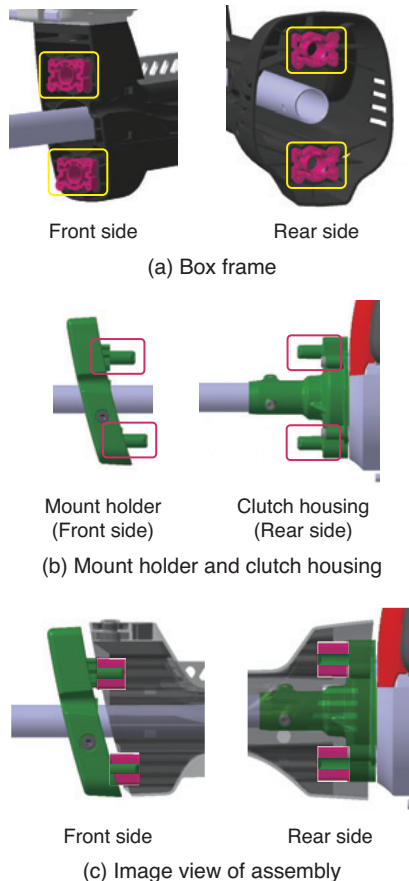


Fig. 6 Support structure of mount rubbers

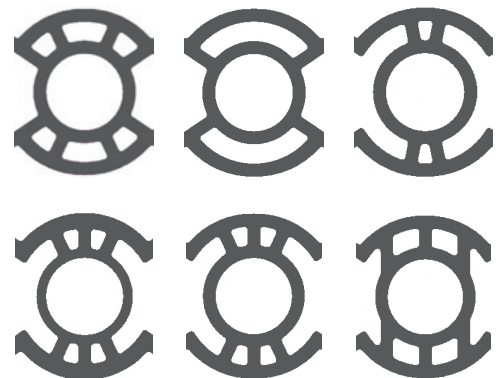


Fig. 7 Examples of mount rubber shape in parameter study

て、マウントラバー中央の穴形状部を強制変位させた時の反力値を出力することでばね定数を算出した。パラメータスタディで把握した傾向より、目標ばね定数を満足する形状を見出した (Fig. 9)。

(2) スイング変位領域のばね定数

他社の防振タイプ刈払機との比較検証をおこない、必要十分なスイング剛性を確保するためのばね定数目標値を定めた。振動変位領域とスイング変位領域各々のばね定数目標値を両立するために、スイング方向変位に対して Fig. 10 に示すような非線形ばね定数特性を設計目標として設定した。なお、グラフの傾きがばね定数に相当する。

Fig. 10 の非線形ばね定数特性を満足するため、スイング方向変位に対して両端に突起形状を有する構造を採用した。CAE 強制変位解析をおこない、突起形状を調整した。初期仕様および最終仕様の突起形状を Fig. 11 に示す。また、それぞれの形状に相当するばね定数の CAE 解析結果を Fig. 12 に示す。最終仕様の突起形状により、振動変位領域のばね定数 (グラフの傾き) は目標の傾き以下となる低ばね特性を達成しながら、スイング変位領域のグラフの傾き

は目標の傾き同等以上となる高ばね特性を達成した。

(3) 実機自重保持 (低振動, 耐久性)

まず、実機の自重を保持した状態において低振動を実現

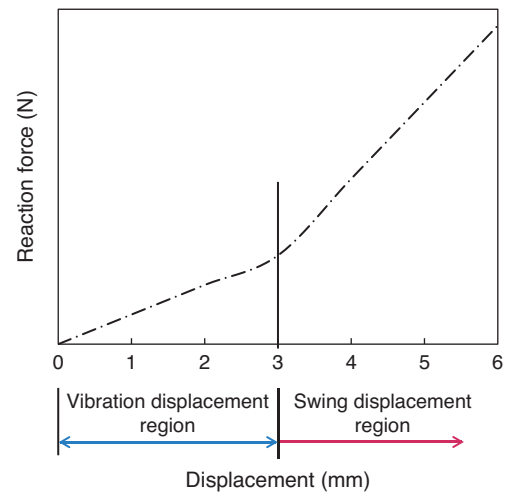


Fig. 10 Target nonlinear spring constant characteristic

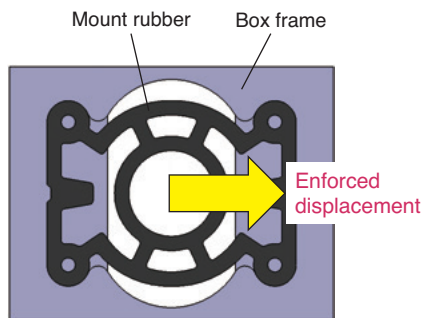


Fig. 8 Image view of enforced displacement CAE analysis

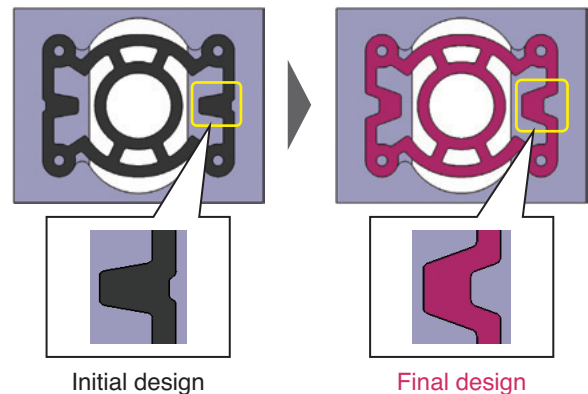


Fig. 11 Comparison of protrusion shapes

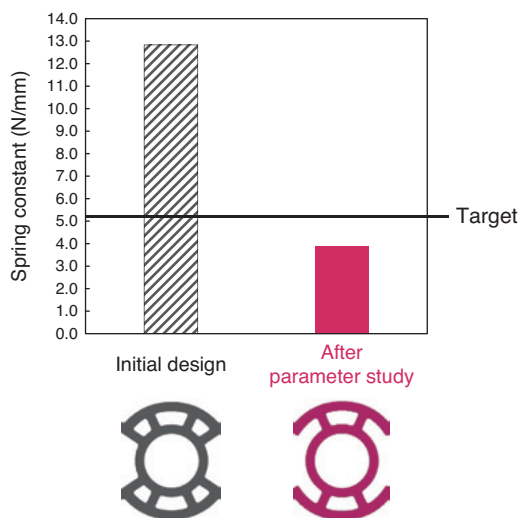


Fig. 9 CAE results of each mount-rubber spring constant

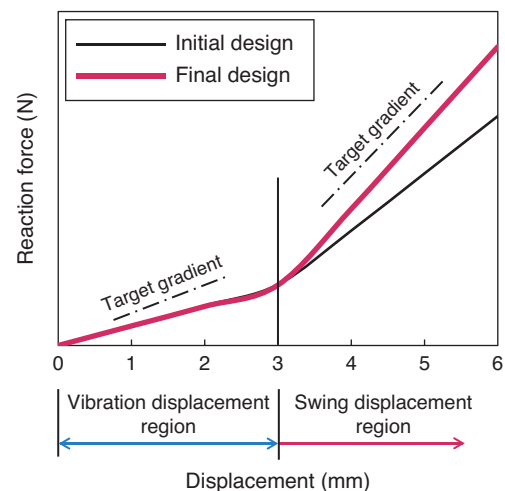


Fig. 12 Nonlinear spring constant characteristics

するための、形状検討をおこなった。本開発では、Fig. 13に示すようなマウントラバー挿入部下部のクリアランス量に着目した。実機の自重を保持した状態では、クリアランス量設定がマウントラバーの変形状態に影響し、ばね定数およびハンドル振動値が変化する。したがって、マウントラバー形状だけでなく、挿入部のクリアランス量設定も重要な設計要素となる。本開発では、実機自重による変位量を考慮したCAE強制変位解析、およびハンドル振動実測により、クリアランス量のパラメータスタディをおこなった。このCAE強制変位解析では、Fig. 8と同様にマウントラバー挿入部を模擬したボックスフレームの簡易形状、マウントラバーの2部品をモデル化した。このモデルにおいて次の二つの解析ステップに分けて、マウントラバー中央の穴形状部を強制変位させた時の反力値を出力した。まず、最初の解析ステップで実機自重が作用する方向に強制変位させた。ここでの強制変位量は、刈払機実機装備時のマウントラバー変形状態を参考に、同等の変形状態となるように設定した。次の解析ステップでFig. 8と同様にスイング変位方向に強制変位させた。Fig. 14(a)に、各クリアランス量の強制変位解析結果を示す。横軸の変位量はスイング方向の強制変位量を示している。グラフの傾きがばね定数に相当する。また、Fig. 14(b)に各クリアランス量のハンドル振動値の実測結果を示す。Fig. 14(a), (b)の結果より、振動変位領域のばね定数、およびハンドル振動値がともに

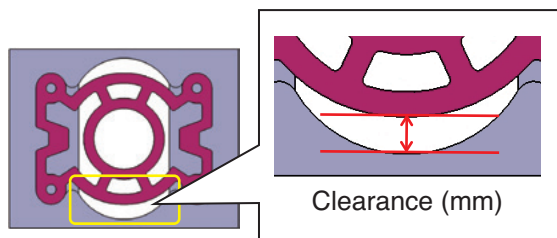


Fig. 13 Clearance at bottom of mount rubber

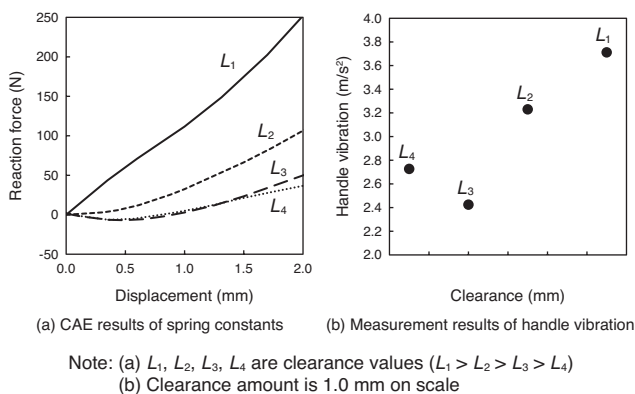


Fig. 14 Spring constants and handle vibration depending on clearance values

最小となるクリアランス量 (図中 L_3) に設定した。

次に耐久性の観点から形状の妥当性確認をおこなった。まず、実機自重を保持した状態において、マウントラバー変形状態を目視確認した。これにより、設定したクリアランス量において、局所的に伸び量の大きい部位や内壁同士での自己接触が生じている部位が存在しないことを確認した。また、エンジン連続運転時における試験ベンチ耐久テスト、実作業時の耐久テスト、および各種想定される作業モードでの耐久テストを実施した。これらのテストより、マウントラバーの破損が無いことを確認した。

以上の検討プロセスを経て、マウントラバーの最終仕様を見出した (Fig. 15)。

3.2. ドライブシャフトの軸受配置技術

3.2.1. 駆動系部品の基本構造

駆動系部品の基本構造を Fig. 16 に示す。エンジンの回転力は、遠心クラッチ、ドライブシャフト、減速ギヤを通じて刈刃に伝達される。ドライブシャフトは、メインパイプ内に配置された複数のゴム製軸受により保持されている。一般的な刈払機の軸受部品としては、ゴム製軸受の他、樹脂製ライナー材が使用される場合もある。開発した防振タイプ刈払機 UMK450E XEET は、複数のゴム製軸受 (以下、軸受) による支持構造を採用している。

3.2.2. ダイナミックダンパーコンセプト

刈刃・エンジンフライホイールのアンバランス量に起因する加振力増加に対して、メインパイプの共振を抑制するための新たな軸受配置設計手法を構築した。一般的には、Fig. 16 に示すような均等 (もしくはおおよそ均等) な間隔で軸受が配置されている⁽⁶⁾。なお、軸受の配置個数は各刈



Fig. 15 Mount rubber of UMK450E XEET

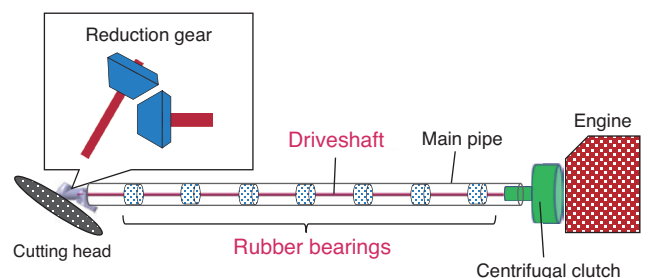


Fig. 16 Drivetrain component structure

払機で異なる。これに対して本開発では、軸受配置を不均等化し、ドライブシャフトをダイナミックダンパーとして活用した^{(5), (7)} (Fig. 17)。図に示すように、隣り合う二つの軸受配置間隔を極端に大きく広げた領域 (図中 Wide span area) を1ヶ所設ける。この領域における両端支持のドライブシャフト曲げ1次モード振動をダイナミックダンパーとして活用する。ドライブシャフト曲げ1次モード振動の固有周波数は、Wide span areaの両端二つの軸受配置間隔 (図中 #5と#6の距離) を調整することにより、任意の周波数に設定可能である。これにより、任意の周波数に対してメインパイプ (マウントホルダ取付位置) に反共振を生成することができる。マウントホルダ取付位置に反共振を生成することで、ハンドルへの共振振動の伝達率が抑制される。

応用設計手法として、その他残りの軸受配置間隔 (図中 #1から#4) も変更することにより、ダイナミックダンパーの領域を追加することができる。これにより、複数の加振周波数に対して、同時に共振を抑制することも可能となる。

本設計手法は、軸受配置を変更するのみであり、追加のデバイス設置や各部品の形状変更 (例: メインパイプ径の変更等) を必要としない。したがって、商品性観点で重要な全体重量やスイング剛性に影響を及ぼさずに、共振対策をおこなうことが可能となる。

3.2.3. UMK450E XEET の軸受配置

本開発では、Fig. 18に示す軸受配置に設定した。減速ギヤにより周波数成分が異なる刈刃とエンジン双方の加振力に対して同時に共振を抑制するため、ダイナミックダンパーの領域を2ヶ所設けた。共振抑制のターゲット周波数は、レーシング回転数に相当する刈刃とエンジンそれぞれの回転1次成分の周波数とした。これら二つのターゲット周波数に応じて、軸受配置間隔 (図中の#2と#3、#5と#6の配置間隔) により2ヶ所のダイナミックダンパーの固有周波数をそれぞれ設定した。

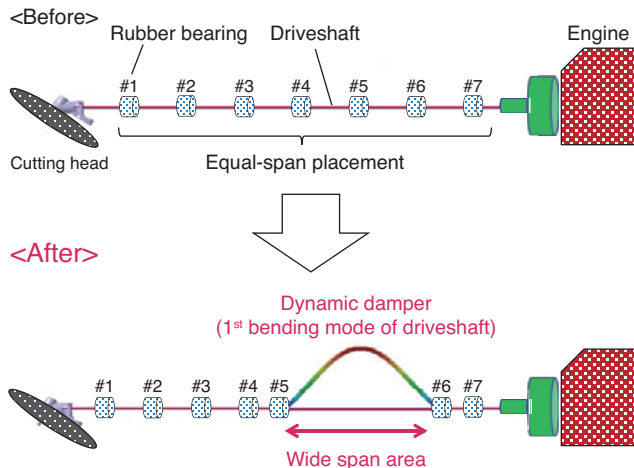


Fig. 17 Dynamic damper outline

3.2.4. 効果確認

実稼働実測により、ダイナミックダンパーコンセプトの軸受配置 (Fig. 18) と均等な軸受配置 (Fig. 16) それぞれのハンドル振動を比較した。ハンドル振動の測定方法はISO22867-2011⁽⁴⁾に準拠した。エンジン回転数をアイドルからフルスロットルまでスイープさせた時の左ハンドルの振動加速度を測定した。結果をFig. 19⁽⁷⁾に示す。Fig. 19(a), (b) はそれぞれ刈刃1次成分、エンジン1次成分のハンドル振動トラッキングデータである。なお、減

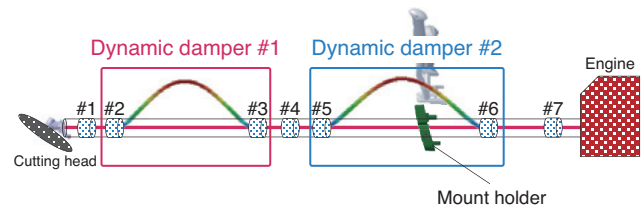
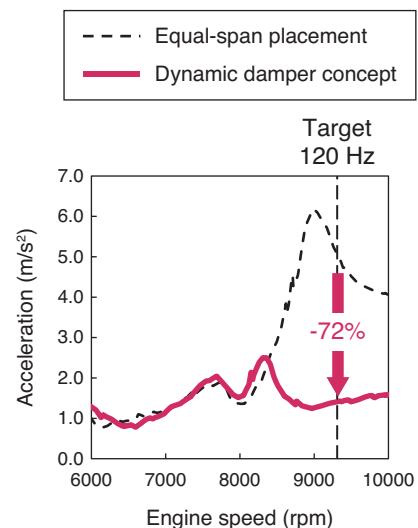
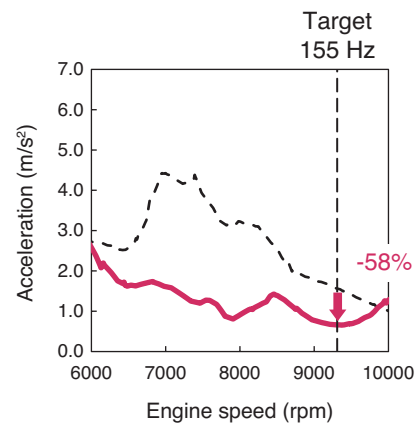


Fig. 18 Bearing placement of UMK450E XEET



(a) Vibration of first-order component of cutting head



(b) Vibration of first-order component of engine

Fig. 19 Measurement results of handle vibration

速ギヤによる刈刃とエンジンの回転数比は 0.77:1 である。図に示すように、刈刃・エンジン 1 次成分双方のターゲット周波数において、均等な軸受配置と比較してそれぞれ、72%, 58% 振動レベルを抑制できた。

4. 達成度確認

2.2. 節で述べた開発目標 (1), (2) に対する達成度を以下に示す。

4.1. ハンドル振動

ハンドル振動の測定結果を Fig. 20 に示す⁽⁸⁾。縦軸のハンドル振動値は 2.1. 節で述べたように、アイドル回転数時とレーシング回転数時のハンドル振動値の合成値である。測定には代表的な刈刃である鉄刃とナイロン刃を用いた。平均的なアンバランス量の刈刃をそれぞれ装備してハンドル振動を測定した。図より、左右のハンドルともに、目標のハンドル振動値 2.5 m/s^2 未満を達成していることを確認した。

また、エンジン回転数をスイープさせた時のハンドル振動測定結果を Fig. 21 に示す。エンジン回転数域全域において 2.5 m/s^2 未満の振動レベルになっており、 2.5 m/s^2 を上回るような共振ピークが無いことを確認した。

4.2. ハンドル振動値の不確か性

ダイナミックダンパーコンセプトの軸受配置 (Fig. 18) において、刈刃、エンジンフライホイールの静アンバランス量をそれぞれ変えたときのハンドル振動測定結果を Fig. 22 に示す。参考として均等な軸受配置 (Fig. 16) の測定結果を Fig. 22(a) に合わせて示す。縦軸のハンドル振動値は、アイドル回転数時とレーシング回転数時のハンドル振動値の合成値である。Fig. 22(a), (b) より、ダイナミックダンパーコンセプトの軸受配置では刈刃、エンジンフライ

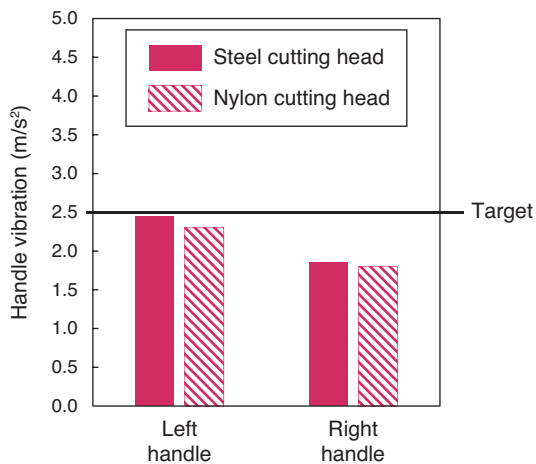


Fig. 20 Measurement results of handle vibration

ホイールそれぞれの静アンバランス量増加に対するハンドル振動値の増加を抑制できていることを確認した。また、Fig. 22(a) より、軸受配置の変更が、静アンバランス量増加に対するハンドル振動値のばらつき低減に寄与していることを確認した。

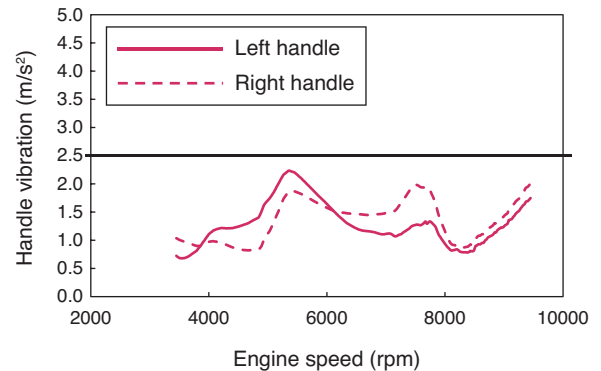
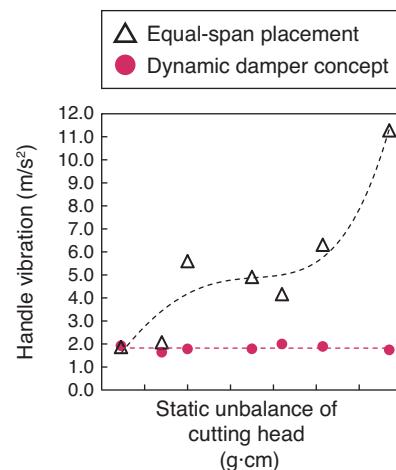
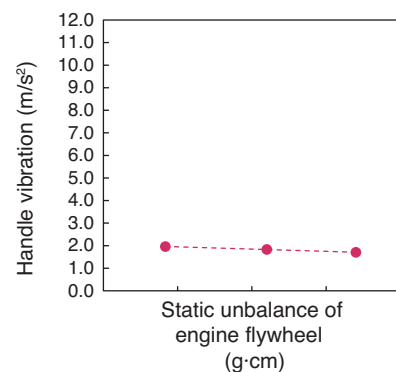


Fig. 21 Measurement result of handle vibration



(a) Left handle vibration to static unbalance of nylon cutting head



(b) Left handle vibration to static unbalance of engine flywheel

Note: (a) Static unbalance amount is 2.0 g-cm on scale
(b) Static unbalance amount is 0.3 g-cm on scale

Fig. 22 Measurement results of handle vibration to static unbalance amount

Fig. 23 にハンドル振動値の不確か性の測定結果を示す⁽⁸⁾。ハンドル振動はアイドル回転数時とレーシング回転数時のハンドル振動値の合成値である。不確か性は 2.1 節および 2.2 節で述べた内容に準拠する。図より、鉄刃、ナイロン刃いずれを装備した場合においても、左右ハンドルともに目標の不確か性 2.0 m/s^2 未満を達成していることを確認した。

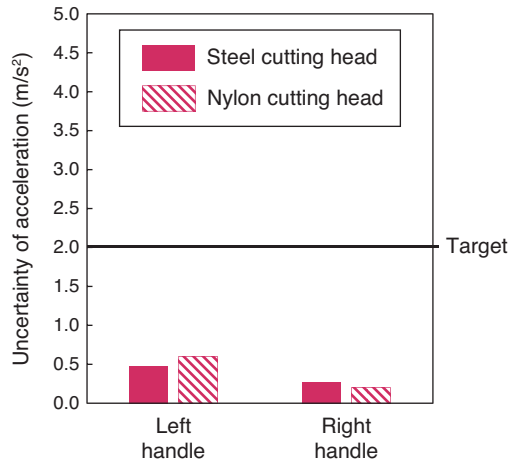


Fig. 23 Measuring uncertainty of handle vibration

5. おわりに

欧州コマーシャル市場のユーザ要求を満足するため、マウントラバー形状およびドライブシャフトの軸受配置に着目して振動低減技術を構築した。以下に要点を述べる。

- (1) スイング剛性の確保とハンドル振動の低減を両立するため、スイング方向変位に対して非線形なばね定数特性を有するマウントラバー形状を設計した。設計プロセスにおいて CAE によるパラメータスタディを有効活用することで、マウントラバーのリップ形状および挿入部のクリアランス量を適正化した。これにより実機自重を保持しながら 2.5 m/s^2 以下のハンドル振動を達成した。
- (2) ドライブシャフトをダイナミックダンパーとして活用することで任意周波数の共振を抑制する軸受配置設計手法を構築した。これにより、ターゲット周波数において、均等な軸受配置と比較して刈刃 1 次成分の振動を 72%、エンジン 1 次成分の振動を 58% 低減した。また、刈刃やエンジンフライホイールの静アンバランス量増加に対するハンドル振動の増加を抑制し、ハンドル振動値の不確か性目標値 2.0 m/s^2 未満を達成した。

これらの振動低減技術により、欧州コマーシャル市場のターゲットユーザ要求を満足する低振動刈払機を実現した。

参考文献

- (1) Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration), (2002)
- (2) <https://www.hse.gov.uk/vibration/hav/vibrationcalc.htm>
- (3) Directive 2006/42/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on machinery, and amending Directive 95/16/EC, (2006)
- (4) ISO22867, Forestry and gardening machinery – Vibration test code for portable hand-held machines with internal combustion engine – Vibration at the handles, Second edition, (2011)
- (5) Koike, Y., Tsuruoka, S.: Anti-resonance frequency control by span-tuning dynamic vibration absorber for brush cutter vibration reduction, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 143, No. 5, p. 1-8(055001), (2021)
- (6) Okubo, N., Nakagawa, H., Furuya, K., Toi, T.: Vibration reduction of brush cutter, in Proc. 31st IMAC, A Conference on Structural Dynamics, California, USA, p. 225-233, (2013)
- (7) Koike, Y., Tsuruoka, S.: Simultaneous resonance suppression in response to multiple excitation sources of a brush cutter, in Proc. World Congress on Engineering 2021, London, UK, p. 273-278, (2021)
- (8) Honda OWNER'S MANUAL (Original Instructions) UMK450E Brushcutters

■ 著 者 ■



小池 裕貴



鶴岡 慎吾