

補機ベルト張力変動の台上評価条件

Evaluation Condition for Auxiliary Belt Tension Fluctuation in Engine Bench Test

高 澤 博 樹*

Hiroki TAKAZAWA

要 旨

ポリ V ベルトおよびそのベルトで駆動される補機類で構成する補機ベルトシステムの信頼性を評価するためには、補機構成部品への入力荷重となるベルト張力変動を測定する必要がある。その測定手法の一例を提案するとともに、実車環境でのベルト張力変動が増大する条件を明確にし、実車走行条件を台上置換する場合のエンジン運転条件を明らかにする。測定手法としては実車搭載のエンジンで測定可能で補機ベルトレイアウト変更の必要がない手法とする。最大ベルト張力変動が発生する弦に近接する補機部品にひずみゲージを貼りその部位のベルト張力変動によるひずみを測定する。測定したひずみからベルト張力とひずみの較正式によりベルト張力変動へ変換する。実車テストを台上評価へ置換するにはベルト張力変動が最大となる運転条件を測定条件として反映する必要がある。それにはエンジン全負荷かつ補機負荷最大でエンジン回転を上昇させる条件に加え実車特有の過渡条件としてエンジン始動とコンプレッサのオン、オフ条件でも測定する必要がある。

ABSTRACT

In order to evaluate the reliability of an auxiliary belt system consisting of a Poly-V belt and the auxiliary equipment driven by that belt, it is necessary to measure belt tension fluctuation that becomes an input load to the auxiliary component parts. This study proposes an example of a measurement method, clarifies the conditions that increase belt tension fluctuation in the actual use condition, and describes the engine running condition when substituting the actual vehicle running condition with an engine bench. The proposed measurement method enables measurement with the engine in the actual vehicle condition, and does not require changes to the auxiliary belt layout. Strain gauges are adhered to the auxiliary part adjacent to the span where the maximum belt tension fluctuation occurs, and the strain due to the belt tension fluctuation at that position is measured. The measured strain is then converted to the belt tension fluctuation using the calibration equation of belt tension and strain. In order to substitute actual vehicle tests with evaluation by engine bench tests, it is necessary to apply the running condition that results in the maximum belt tension fluctuation as the measurement condition. This requires measurement in the engine starting and compressor on/off conditions, which are transient conditions unique to an actual vehicle, in addition to the condition in which the engine speed is increased at the engine full load plus auxiliary maximum load.

1. まえがき

近年のエンジンは複数の補機をベルト 1 本掛けで駆動するサーペンタインドライブを適用している機種が多い。駆動される AC ジェネレータ (ACG) やエアコン用コンプレッサは時代と共に高効率化されているが、車のさらなる快適性向上のため駆動負荷は増加している。さらに燃焼の高効率化による燃焼加振力増加にクランクシャフト (CS) 周りの軽量化が加わり、ベルト張力変動増大の原因となるクランク角速度変動が増加している。このため補機ベルト張力変動は増大し、ベルトを介し各補機部品へ入力される荷重も増加している。使用環境が厳しくなる補機ベルトシステ

ム構成部品の信頼性保証には、入力荷重となるベルト張力変動の最大値を精度よく測定し検証する必要がある。

補機ベルトシステム構成部品の信頼性は最終的に実車で検証されてきたが、エンジン開発のフロントローディングの要求より、実車テストが始まる前のエンジン開発段階において仕様設定する必要がでてきた。そのためには実車で発生するベルト張力変動を把握し、台上にてベルト張力変動を評価する必要がある。

本テーマではベルト張力変動測定手法の一例を提案するとともに実車使用環境でのベルト張力変動が増大する条件を明確にし、補機ベルト張力変動を台上評価するためのエンジン運転条件を検討した。

*四輪 R&D センター

2. 補機ベルトシステム

2.1. 補機ベルトシステムの信頼性

ポリ V ベルトおよびそのベルトで駆動される ACG やコンプレッサ等の補機類と、ベルトオートテンショナより構成される一連の機能部品群を補機ベルトシステムと呼ぶ。

補機ベルトシステムの信頼性はまず各構成部品の単体強度保証として応力測定をおこない S-N 線図により検証し、エンジン組み付け状態においても耐久性を評価する。いずれの場合も各構成部品が受ける荷重の発生源であるベルト張力変動の最大値にて信頼性検証する必要がある。

2.2. ベルト張力変動

摩擦駆動する補機ベルトは Fig. 1 に示すように駆動面をプーリ表面に押し当て動力伝達するためにセット張力を与える。よってエンジン停止状態では各弦の張力は一樣にセット張力に保たれる。しかしエンジンを稼働させると CS の回転変動と補機の慣性モーメントと負荷により張力が変動する (Fig. 2)。このようなエンジン運転状態での変動する張力をベルト張力変動と呼ぶ。

ベルト張力変動は CS の角速度変動と補機負荷により発生し補機ベルトシステムの共振により増幅され、ときには補機構成部品を破損させる過大な張力となる。

強制振動のモデルは一般に Fig. 3(a) に記すモデルで表される。これを補機ベルトシステムにあてはめると CS の角速度変動により発生する外部からの強制振動力を $f_0 \sin \omega t$ とし、ACG プーリの慣性マス I をばね定数 k と粘性減衰定数 c からなる補機ベルトで構成するモデルによ

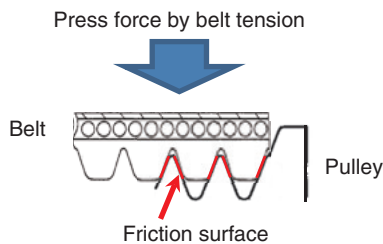


Fig. 1 Friction transmission of auxiliary belt

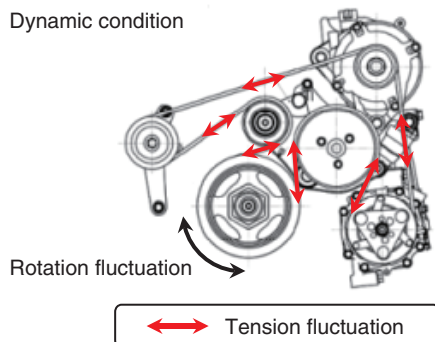
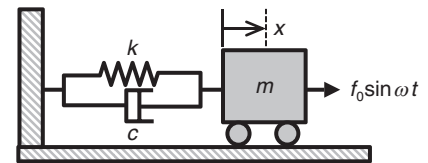


Fig. 2 Auxiliary belt tension fluctuation

て表すことができる [Fig. 3(b)]. また補機ベルトシステムの固有振動数が強制振動数 ω と一致する時、補機ベルトシステムに共振が発生する。この時振幅は最大となり位相遅れは $\pi/2$ となる⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

Fig. 4 にベルト張力変動が共振により増加した時の CS と ACG のプーリ速度を記す。ACG プーリ速度は CS プーリ速度に対し位相が約 $\pi/2$ 遅れ補機ベルトシステムが共振領域にありベルト張力変動が上昇していることが確認で

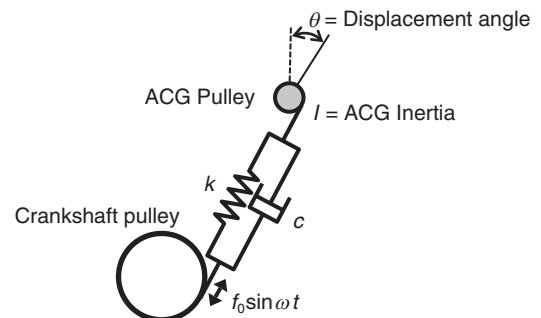


Equation of motion

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -c \frac{dx}{dt} - kx + f_0 \sin \omega t$$

$$\left[\begin{array}{l} c : \text{Viscous damping constant} \\ f_0 \sin \omega t : \text{Forced vibration} \\ k : \text{Spring rate} \\ m : \text{Weight} \\ x : \text{Displacement} \end{array} \right]$$

(a) General model of forced vibration



(b) Auxiliary belt system forced vibration model

Fig. 3 Forced vibration model

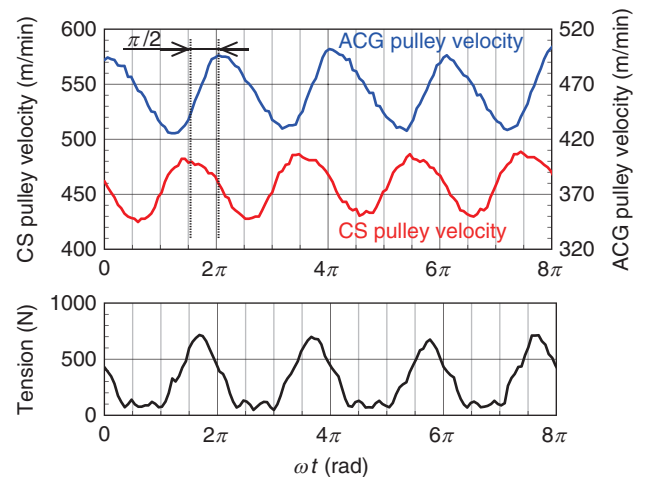


Fig. 4 Auxiliary belt tension fluctuation in belt system resonance zone

きる。以降、この状態を補機ベルトシステム共振と呼ぶ。

一方、ACG プーリへワンウェイクラッチ⁽⁴⁾を装着し補機ベルトシステムの固有振動数を CS プーリの強制振動数とずらし共振を抑制すると Fig. 5 のように CS と ACG のプーリ速度変動は同位相となりベルト張力変動は低減する。

この他補機負荷が変動する過渡的な使用状況下においてベルト張力変動は増加する。

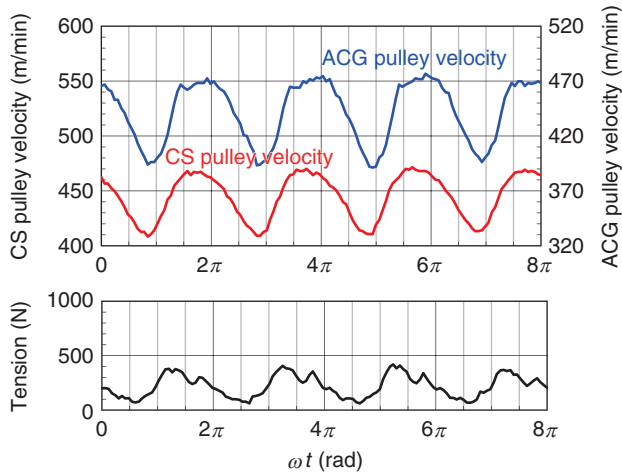


Fig. 5 Auxiliary belt tension fluctuation in belt system non-resonance zone

3. 計測手法

3.1. ベルト張力変動測定部位

ベルト張力変動はすべての弦で発生するが、その内すべての補機負荷が加算される CS プーリの回転方向上手が最も高くなる。補機ベルトシステム共振が発生する場合は各弦の張力に共振が加わるが最大張力発生部位が変化することはない。従って Fig. 6 に示すベルトレイアウトの最大張力発生部位は CS プーリとウォーターポンプ (WP) 間となり、その部位 (Fig. 6 赤矢印) での張力を測定した。

3.2. ロードセル作成手法

補機ベルト張力変動を測定する汎用的な手法として、ベルト張力を求めたい弦の中央へ曲げ応力を出力するロードセルプーリをセットする方法が知られている。実車の実使用状況下でのベルト張力変動を測定するためには、実車にエンジンを搭載した状態でロードセルをセットする必要があるが、実車のスペースではロードセル追加が難しい場合が多い。よって特別なスペースを必要としない補機構成部品をひずみゲージによりロードセルに仕立てる手法とした。最大張力発生部位の CS プーリと WP プーリ間の張力測定をおこなうため、WP のハウジングへひずみゲージを貼り WP 自体をロードセルとした。ベルト張力変動は Fig. 6 の WP 曲げの反力として測定した。感度向上のためにリブ部を削り剛性を落とす加工はせずオリジナル形状を

維持させた。Fig. 7(a) に示すように WP ハウジングのリブ部根元へひずみゲージを引張り部位と圧縮部位にそれぞれ 2 枚貼った。また同じひずみ方向のゲージを対角に結線したブリッジを Fig. 7(b) のように組み、感度向上と同時に温度変化によるみかけ出力をキャンセルした。

3.3. ロードセル校正手法

次に WP ロードセルのひずみ出力を補機ベルト張力変動へ換算する手法を記す。ひずみゲージを貼った WP を測定用エンジンへ組みつけ、補機ベルトのオートテンショナ (AT) と置換え可能な任意の張力を発生することのできる治具を Fig. 8 のようにセットした。ベルトのセット張力は治具中央部の六角ナットを回転することで変化させる。エンジン停止状態で ACG とアイドラ間の弦を弾いた時の振動周波数から張力を求め、その時のひずみ出力との関係より校正ラインを求めた。

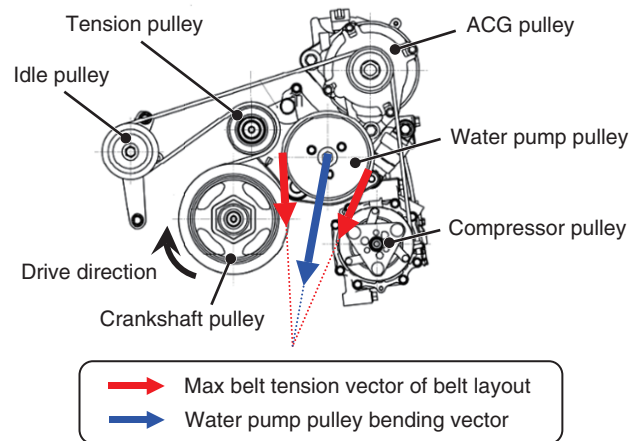


Fig. 6 Auxiliary belt layout of tension fluctuation measuring engine

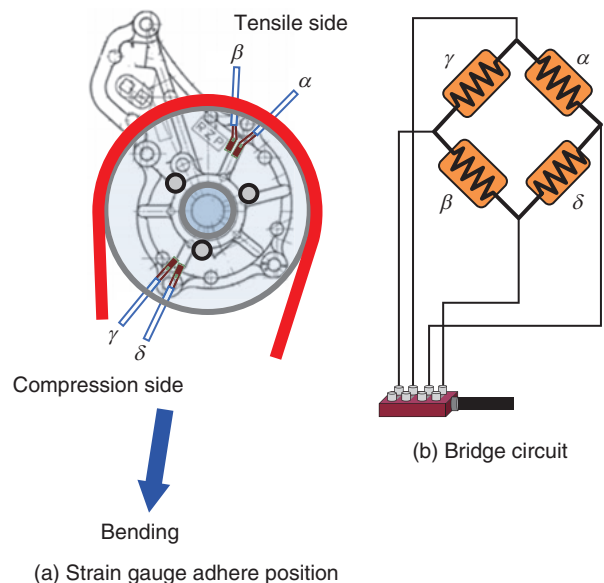


Fig. 7 Water pump load cell-making method

Fig. 9 にベルト張力と WP ハウジングのひずみの関係を示す。ベルト張力は WP ハウジングのひずみと正比例の関係にあり、ベルト張力変動は WP ハウジングに発生したひずみに校正ラインの傾きを乗じ換算した。

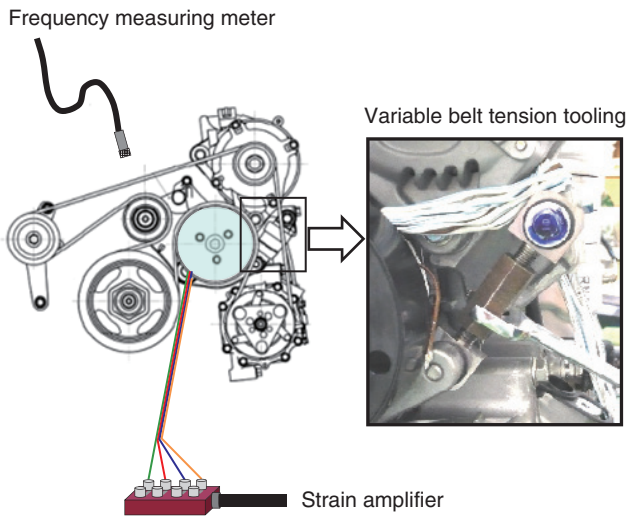


Fig. 8 Variable belt tension tooling and belt set tension measuring by span frequency at static condition

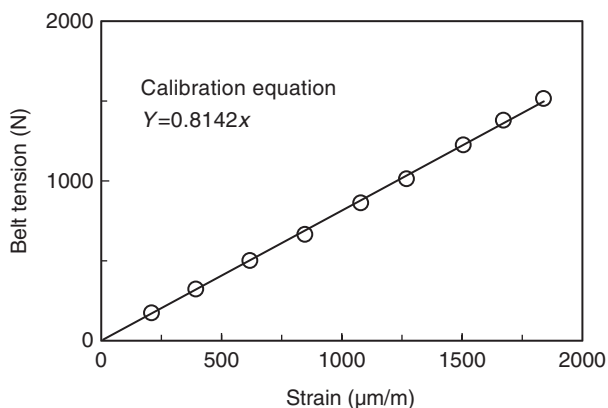


Fig. 9 Static calibration line between belt tension and water pump load cell strain

4. テスト条件

4.1. エンジン仕様

補機類の仕様は同種のエンジンプロックを骨格に持つエンジンでも搭載される車両により異なることがある。よってベルト張力変動測定は最もベルト張力が高い仕様を選定する必要がある。

ベルト張力変動が増加するエンジン仕様に関する項目を Table 1 に記した。測定には Fig. 6 の補機ベルトシステムを用い Table 1 の各項目をベルト張力変動が増加する方向で設定した。エンジンとミッションは補機ベルト張力変動発生源の CS 回転変動の高い仕様を選択した。補機ベルト

Table 1 Measuring engine specifications

Part	Specification
Engine	Higher crankshaft angle acceleration engine of same belt layout engine series
Transmission	Lower crankshaft axis inertia of all transmission applications For firing engine bench, lockup clutch tight condition
Auxiliary belt	Belt length lower tolerance
Auto tension	Spring force higher tolerance Damping force higher tolerance
AC generator	Higher volume of same belt layout engine series
Compressor	Higher refrigerating capacity of same belt layout engine series

Table 2 Engine and auxiliary load conditions of firing bench

Equipment	Load type		Condition
Bench	Engine load		Continuous full load
	Auxiliary load	AC generator	Continuous full load
		Compressor	Continuous full load

Table 3 Engine and auxiliary transient load conditions

Equipment	Load Type		Condition
Vehicle	Engine Load		Engine start
			Put in gear
			Racing
			Shift change
			Torque converter stall condition
	Auxiliary Load	AC generator	On-Off
		Compressor	On-Off

システムはベルトのセット張力を公差上限まで上昇させ最大張力も上昇する仕様とした。補機負荷は駆動トルクの高い仕様を選択しベルトによる駆動伝達力が増加する仕様とした。

4.2. 運転条件

補機ベルトシステム共振時の最大ベルト張力は台上面にて測定した。運転モードはスロットル全開可能な最低速のエンジン回転より最高出力回転まで約 30 秒で上昇させ測定した。次に実使用環境における過渡運転条件で共振時の最大ベルト張力を超える条件がないか実車を用いて調査した。

Table 2 に台上面での共振時最大ベルト張力を求めた時の負荷条件を記す。エンジン負荷は CS 回転変動が最大となる最大負荷とした。補機負荷は駆動トルクが最大となる最大負荷とした。以降このエンジン負荷、補機負荷最大でのエンジン回転上昇モードを連続負荷条件と呼ぶ。

Table 3 には実使用環境に即した実車での過渡条件でベ

ルト張力増加が想定される条件を記した。まず駆動側のCSプーリ、従動側補機類のプーリ共にベルト張力増加を発生させる速度変化を伴う運転条件を抽出した。次に各運転条件をエンジン負荷、および補機負荷に起因するものに整理した。

5. テスト結果

5.1. 台上での連続負荷条件試験

Table 1 の仕様を組み入れたエンジンで Table 2 の連続負荷条件でのベルト張力変動を台上ベンチにて測定した結果を Fig. 10 に示す。2000 rpm 以下の低回転領域において燃焼によるトルク変動を起振源とする大きな共振張力が発生した。一方 2000 rpm 以上の領域ではベルト張力変動は共振領域よりはるかに低く安定した。

5.2. 実車を用いた過渡運転条件試験

実車のエンジンに Table 1 の仕様を組み込み Table 3 に記した各過渡条件のベルト張力変動を測定した。連続負荷条件による結果 (Fig. 10) と比較し、各過渡条件を台上での

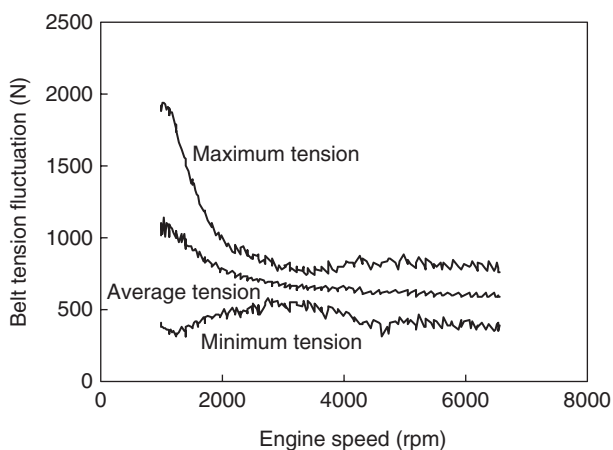


Fig. 10 Belt tension fluctuation of continuous load condition in firing engine bench

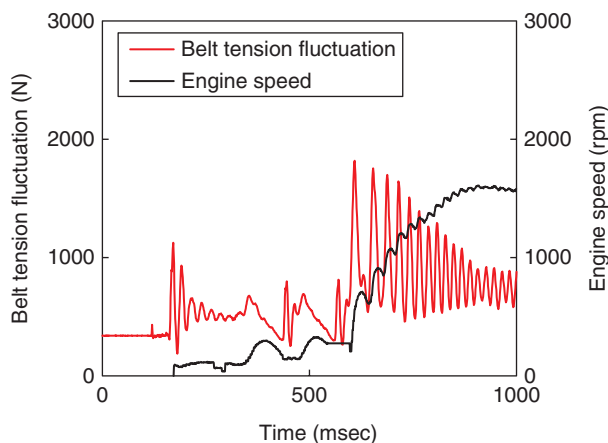


Fig. 11 Auxiliary belt tension fluctuation at engine start

運転条件へ付け加える必要性があるか検証した。

5.2.1. エンジン始動

始動時のベルト張力変動を Fig. 11 に示す。クランクイング後に燃焼が始まり、その後エンジン回転が立ち上がりファストアイドルへ至る途中にピーク張力が発生し、その後ベルト張力変動は低下する。

始動直後のベルト張力変動が立ち上がる時のCSプーリとACGプーリの速度の関係を Fig. 12 に示す。最初の2000 N 近いピーク張力はCSプーリの速度上昇と同期しており、駆動する全補機の回転を上昇させる力として最大張力が発生したと考えられる。またCSプーリの速度上昇はACGプーリ速度の位相と合っており補機ベルトシステム共振は発生していない。

エンジン始動時のピーク張力を台上での結果 (Fig. 10) と比較し Fig. 13 に示す。エンジン始動時は補機負荷が発生していないにもかかわらず張力ピーク値が高い。また補機ベルトシステム共振はなくCS加速度のみで発生してお

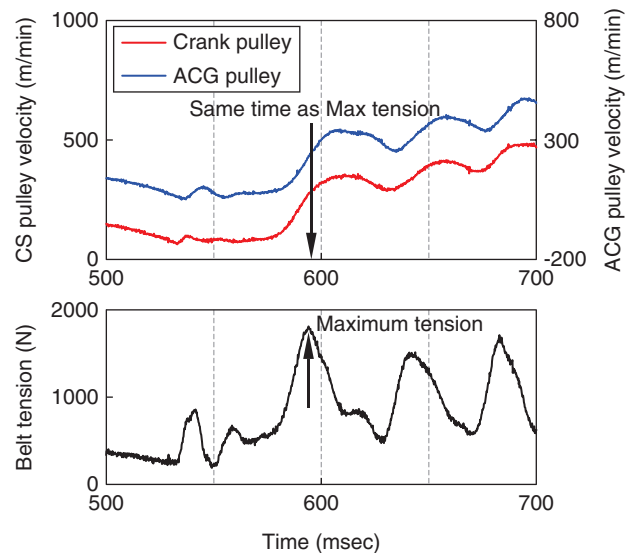


Fig. 12 Relation between belt tension fluctuation and pulley velocity

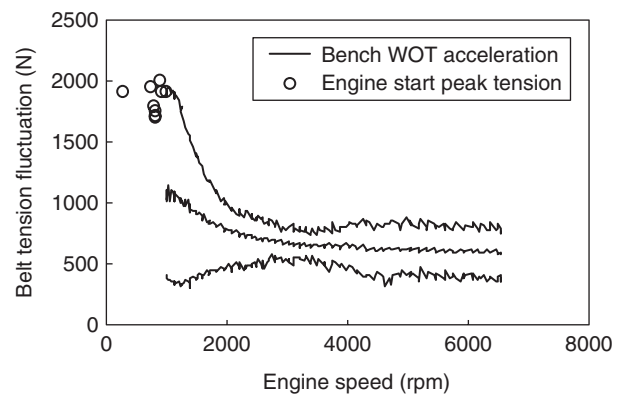


Fig. 13 Belt tension comparison between peak belt tension at engine start and bench continuous load condition

り連続負荷条件での最大ベルト張力と発生要因が異なる。よって連続負荷条件の他にエンジン始動条件を追加し評価する必要がある。

5.2.2. インギヤ

トランスミッションがニュートラルポジションのアイドル運転時に電気負荷とエアコン負荷をフルに与えた状態からセレクトレバーをDポジションへ入れたときのベルト張力変動をFig. 14に示す。以降、ニュートラルよりDポジションへギヤを入れる操作をインギヤと呼ぶ。

エンジンの制御システムは補機負荷とトルクコンバータ(トルコン)などの駆動系負荷に対しアイドル回転を維持するために吸気管内圧力を上昇させるのでCS回転変動は増加する。さらにアイドル回転は補機ベルトシステム共振回転領域(Fig. 10)にあるのでベルト張力変動は増加する。しかし台上の連続負荷条件はアイドル付近よりエンジン全負荷で運転しておりインギヤよりもベルト張力変動は高い。よってインギヤ条件は連続負荷条件に包含されるため、台上での評価条件として追加する必要はない。

5.2.3. レーシング

レーシングした時のベルト張力変動とエンジン回転変化の測定結果を時系列でFig. 15に示す。

アイドル回転での補機ベルトシステム共振によるベルト

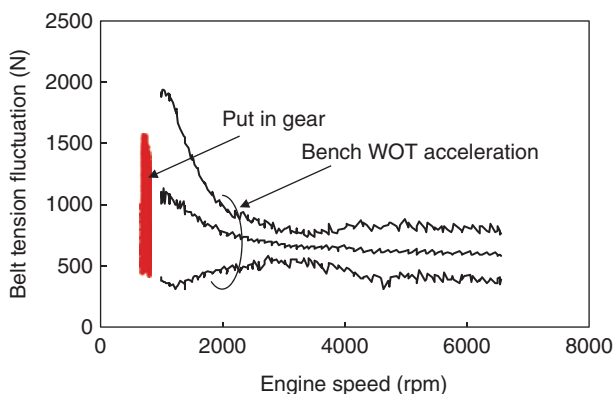


Fig. 14 Belt tension fluctuation comparison between putting in gear position and bench continuous load condition

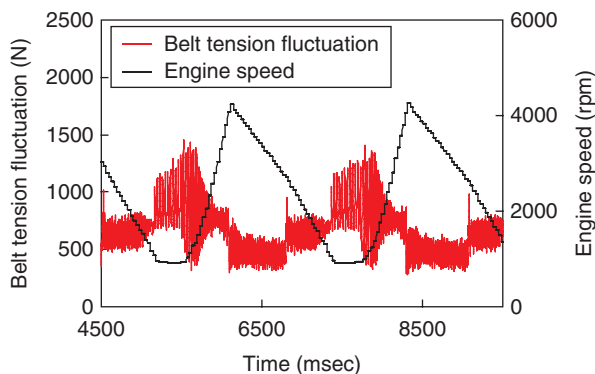


Fig. 15 Belt tension fluctuation and engine speed at racing condition

張力変動に対し、スロットルを開けた瞬間にエンジン負荷が上昇しベルト張力変動も増加したが、エンジン回転が共振領域以上に上昇すると張力は低下した。

Fig. 15のベルト張力変動をエンジン回転との関係で整理し台上での連続負荷条件の結果と比較した結果をFig. 16に示す。レーシングにおいては連続負荷条件と同様低回転領域で補機ベルトシステム共振が発生したが、共振をもつ低回転にてエンジン全負荷となる前に、回転が上昇し共振領域から抜ける。よってレーシング条件でのベルト張力変動は連続負荷条件より低く台上での評価条件として追加する必要はない。

5.2.4. 変速

CVT車における加速変速時のベルト張力変動を確認した。その結果をFig. 17に示す。CVTの変速影響はまったく確認されず、台上の連続負荷条件と類似の張力変動を示す。しかし実車はトルコンが低回転領域でのCS回転変動を吸収するので台上条件よりベルト張力変動が増加することにはなかった。よって、変速過渡条件のベルト張力変動は連続負荷条件に包含され台上での運転条件として追加する必要はない。

5.2.5. トルコンストール

トランスミッションのセレクトレバーをDポジション

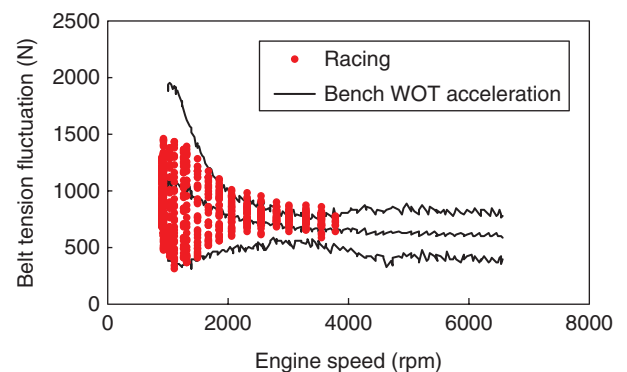


Fig. 16 Belt tension fluctuation comparison between racing and bench continuous load condition

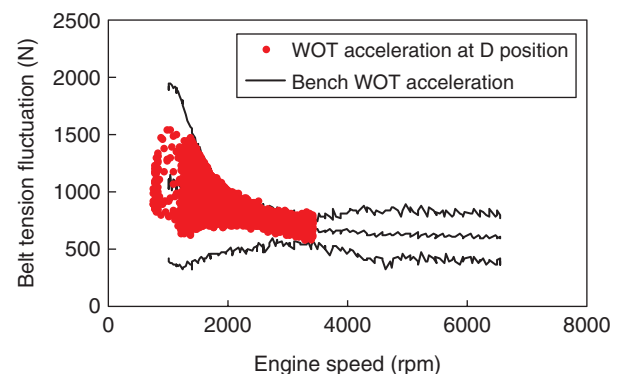


Fig. 17 Belt tension fluctuation comparison between WOT acceleration at select lever drive position and bench continuous load condition

に入れブレーキを踏んだ状態でアクセルをスロットル全開まで踏み込み、トルコンで出力吸収させた時のベルト張力変動を Fig. 18 に示す。以降この運転条件をトルコンストールという。

スロットル全開まで踏み込むのでエンジン負荷は上昇するがトルコンのストール回転まで回転上昇するので、連続負荷条件のようにスロットル全開での低回転維持ができず最大張力は低くなった。よってトルコンストール条件のベルト張力変動は連続負荷条件に包含され台上での運転条件として追加する必要はない。

5.3. 実車を用いた補機負荷過渡条件試験

実車にて補機負荷を過渡的に与えた時の補機ベルト張力変動を測定し連続負荷条件と差が生じるか確認し、連続負荷条件にて包含できるか検証した。

5.3.1. ACG 負荷

ヘッドライト、リヤ熱線等の電気負荷を順次与えた時のベルト張力変動と ACG 負荷を Fig. 19 に示す。電装類のスイッチを入れると ACG 負荷が立ち上がり、それと同時にベルト張力変動も増大する。

Fig. 19 のベルト張力変動の変動幅の高張力側ピーク値と ACG 負荷の関係を Fig. 20 に示す。ACG 負荷とベルト

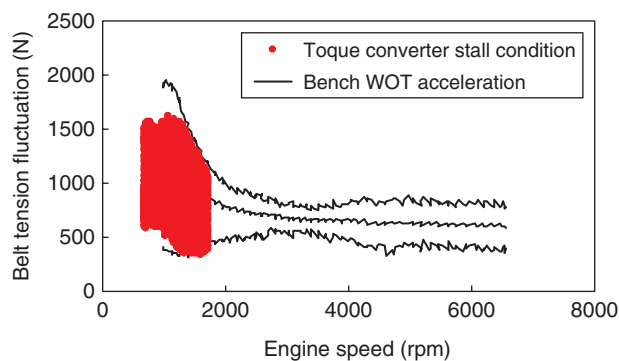


Fig. 18 Belt tension fluctuation comparison between torque converter stall condition and bench continuous load condition

張力変動の最大値には相関があり、ACG 負荷を与えた過渡条件によりベルト張力変動がピーク値を持つことはなかった。

ベルト張力変動は ACG 負荷の大きさにより変化するが、負荷のかけ方により変化することはない。よって ACG 負荷は発電負荷を最大にした条件が最も厳しく、その条件は連続負荷条件と同じとなる。

5.3.2. コンプレッサ負荷

コンプレッサスイッチをオン、オフした時のベルト張力変動を Fig. 21 に示す。負荷を受けると同時にベルト張力は立ち上がりピークを示すが、その後瞬時に下がった。これは速度ゼロのコンプレッサがクラッチのエンゲージと同時にクランク速度まで加速されるためで、コンプレッサを加速させる仕事がベルト張力となり現れている。

コンプレッサをオン、オフした時のピーク張力を連続負荷条件と比較した結果を Fig. 22 に示す。高回転領域でのピーク張力は連続負荷条件よりも高く 2000 rpm 以上になると補機ベルトシステム共振領域より抜けるのでその差は顕著になった。補機ベルトシステム共振による張力変動とコンプレッサオン時のピーク張力は発生要因が異なり連続負荷条件では包含できないことがわかった。したがって台上テストではコンプレッサをオン、オフしたときの運転条件を加える必要がある。

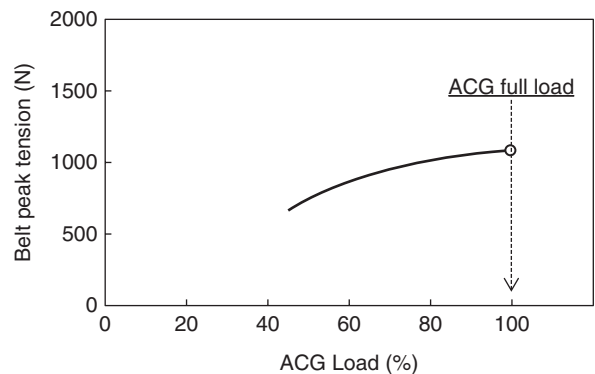


Fig. 20 Relation between belt peak tension and ACG load

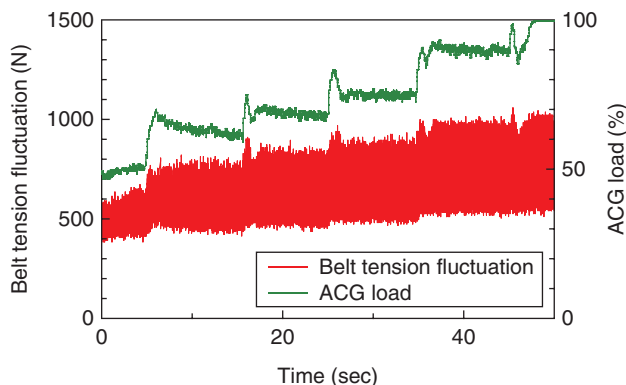


Fig. 19 Belt tension fluctuation and ACG load when ACG load rises in succession

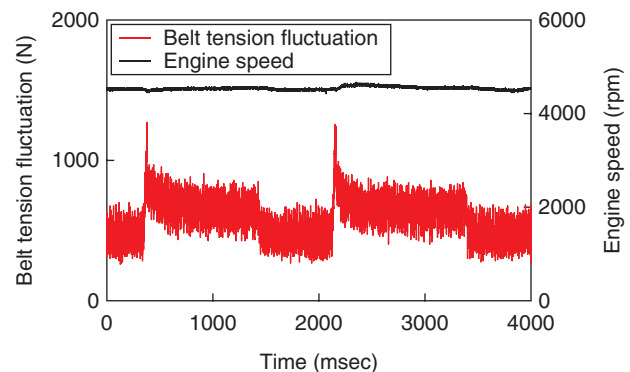


Fig. 21 Belt tension fluctuation at compressor clutch engage

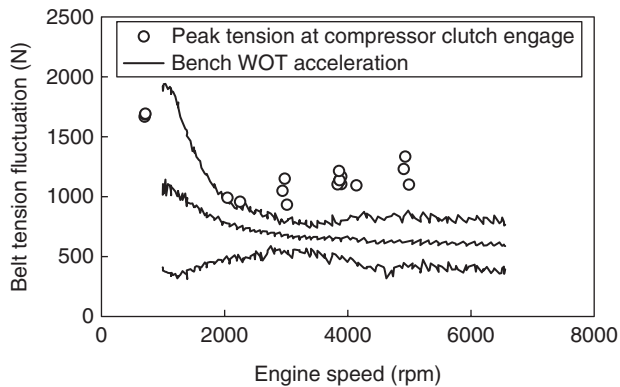


Fig. 22 Belt tension comparison between peak belt tension at compressor clutch engage and bench continuous load condition

6. まとめ

補機ベルトシステムの信頼性を評価するため、ベルト張力変動の測定方法の一例を提案するとともに実使用環境での補機ベルトシステムを台上評価する場合のエンジン運転条件と補機負荷条件を明確にした。

(1) ベルト張力変動の測定手法

実車搭載状態のエンジンにて補機ベルトレイアウトを変更することなくベルト張力変動測定可能な手法として、最大ベルト張力変動が発生する弦に近接する補機部品にひずみゲージを貼りロードセルの代用とする手法を提案した。

(2) ベルト張力変動測定運転条件

ベルト張力変動を台上評価する場合、エンジン全負荷かつ補機負荷最大の連続負荷条件でエンジン回転を上昇させる運転条件に加え、実車特有の過渡条件としてエンジン始動とコンプレッサのオン、オフ条件を加える必要がある。

参考文献

- (1) 巨理厚: 強制振動, 機械振動, 丸善株式会社, p.103-107(1966)
- (2) 坂田勝: 自由度系の振動・強制振動, 振動と波動の工学, 共立出版株式会社, p.53-59(1980)
- (3) L. マイロヴィッチ: 自由度線型系の強制振動, 振動解析の理論と応用, ブレイン図書株式会社, p.39-46(1984)
- (4) 佐藤光司, 御厨功: オルタネータ用小型クラッチ内蔵プーリ: NTN TECHNICAL REVIEW, No.75, p.123-127(2007)

■ 著 者 ■



高澤 博樹