

エンジン用タイミングベルト騒音の発生機構解析と対策

所博治，寺澤真夕，谷裕文

Analysis of Generating Mechanism and Reduction Method for Engine Timing Belt Noise

Hiroharu Tokoro, Mayu Terazawa, Hirofumi Tani

要 旨

タイミングベルトは動弁機構の駆動部品として自動車エンジンに広く用いられているが，レベルが小さいながらも気になる音が発生するため，低減が望まれている。この騒音は噛み合い次数で発生する低周波数の成分と5kHz以上の高周波数の成分に別けることができる。本研究ではそれぞれの発生機構を実機で実験解析し，騒音のベルト単体評価法と低減法を検討した。

噛み合い次数騒音はベルトの弦振動によるもので，張力と共に変化する共振周波数が噛み合い周波数と一致することにより振幅が増大した。起振

力はベルトの歯先と歯底の2箇所で発生することから，それぞれの歯荷重を抑制することで，弦振動の低減が可能なことを確認した。

供試ベルトの高周波騒音はプーリとの摩擦と，この間の空気の流出が主原因であった。そこで，騒音を低減する方法として，ベルトの歯の形状や表面状態による噛み合いの滑らかさの向上と，噛み込み空気を逃す溝をプーリに設けることの有効性を確認した。また，噛み合いの歯荷重と騒音の相関が良いことから，ベルト単体での騒音評価に歯荷重計測が利用できる見通しが得られた。

Abstract

Timing belt noise consists mainly of the component of the low frequency occurring at the meshing order and the component of the high frequency above 5kHz. In this study, we analyze the causes of the occurrence of the noise using an actual engine and investigate the method of estimating and reducing the noise.

It is known that the meshing order noise results from transverse vibration. The belt resonance frequency varies with the tension, and when it is equal to the belt meshing frequency, the amplitude increases. Excitation sources exist in the belt tooth crest and bottom land, whose influential rates vary with the tension. It has

been confirmed that suppressing these tooth loads is effective in reducing the transverse vibration.

It is identified that the high frequency noise is generated by the discontinuous slips and the flow of holding air between the belt and pulley for trial belts. To improve the meshing smoothness and to release the air by the grooved pulley are proved to be effective for reducing the noise. A good correlation between the tooth load and the noise is obtained, which proves the validity of the tooth load measurement for estimating the belt noise.

キーワード

自動車用エンジン，動弁機構駆動部品，タイミングベルト，タイミングプーリ，弦振動，高周波騒音，歯荷重

1. まえがき

タイミングベルトは動弁機構を駆動する部品として自動車用エンジンに広く用いられている。自動車の静粛性が向上するなかで、タイミングベルトから発生する騒音はレベルが小さいものの気になる音であるため、商品性を向上するためにも低減が望まれている。

タイミングベルトの騒音については種々の研究が行われているが、多くがベルト単体試験機によるものである^{1, 2)}。一方、エンジンを用いた研究は、弦振動の発生状況調査³⁾、弦振動による騒音の変動現象の解析⁴⁾、プーリの振動による騒音への影響調査⁵⁾等の例があるが数が少ない。この主な理由として、エンジンではベルト以外から発生する音が大きく、騒音に関係する張力の変化要因が多く再現性の良い結果が得られにくいことが挙げられる。今後、取扱いが容易なベルト単体試験機を活用して低騒音化を進めるためには、実機で現象を明らかにしておくことが重要である。

本研究では、ベルト騒音を噛み合い次数騒音と5kHz以上の高周波騒音に別け、実機にてそれぞれの発生機構を実験解析した。また、この結果に基づいて、ベルト騒音の評価法と低減法を考案し、有効性を確認した。

2. 実験方法

エンジンは直列4気筒を用いた。Fig. 1にベルトレイアウトと測定位置を示す。タイミングベルト

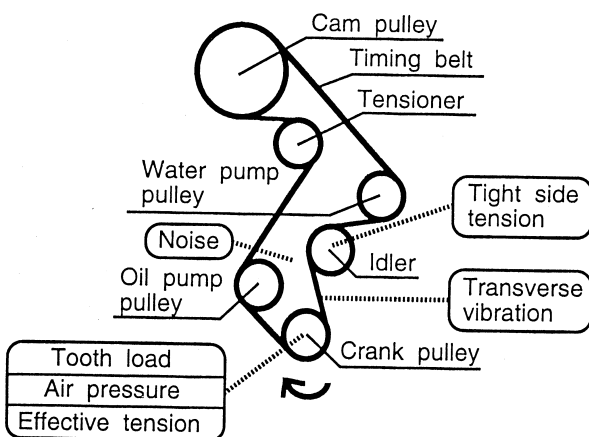


Fig. 1 Belt layout and measurement location.

は動弁機構の他にウォーターポンプとオイルポンプを駆動する。

噛み合い次数騒音の原因であるベルトの弦振動は背面からレーザ式速度計と変位計を用いて測定した。測定位置はクランクプーリとアイドラ間で、一次モードを対象としたが、二次も考慮してベルトスパンの1/4に相当するクランクプーリ寄りとした。

高周波騒音は4ヶ所で使われているタイミングプーリの中で、騒音が大きく発生するクランクプーリとウォーターポンププーリにて検討した。

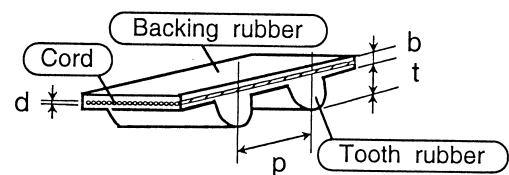
実機でのベルトの有効張力はクランクプーリにてひずみゲージを使った測定例がある⁶⁾。これと、張り側張力をアイドラ支持部にて同時測定することにより、運転時のベルト全体での平均張力が次式から求まる。この張力をここでは設定張力 T_m と定義した。

$$T_m = T_t - T_e / 2 \quad (1)$$

T_t : 張り側張力 T_e : 有効張力

ベルトはSTPD歯形⁷⁾で、測定に用いた試作品の諸元をTable 1に示す。歯面に露出したゴム量の目安は全表面積の5%以下であるが、Bは約10%、Dは全量を取り除き、歯面を保護するために使われているナイロン製の帆布を露出させた。E~Gでは歯ピッチ、歯高さ、芯線径を変え、H~Jでは歯ピ

Table 1 Dimensions of trial belts.



	p (mm)	t (mm)	b (mm)	d (mm)
A	8.000	2.92	2.25	1.1
B	↑	↑	↑	↑
C	↑	↑	↑	↑
D	↑	↑	↑	↑
E	8.005	↑	2.30	1.0
F	↑	2.96	2.20	0.93
G	8.009	↑	2.25	↑
H	8.000	2.89	2.00	1.1
I	8.005	↑	2.35	↑
J	7.995	↑	2.00	↑

ッチと背厚の影響を調査した。

カム軸は振動と騒音の低減効果を確認する場合には通常のものを使用し、ベルトの張力変化の影響を小さくして現象把握を行う場合には、バルブを駆動しない特殊品を使用した。

3. 結果と考察

3.1 騒音の発生状況

ベルトの騒音と振動のスペクトル分析結果をFig. 2に示す。騒音は噛み合い次数で発生する低周波数の成分と5kHz以上の高周波数の成分に大別できる。ベルトの振動は背面から測定した都合上、高周波騒音に相当する成分が検出できていないが、噛み

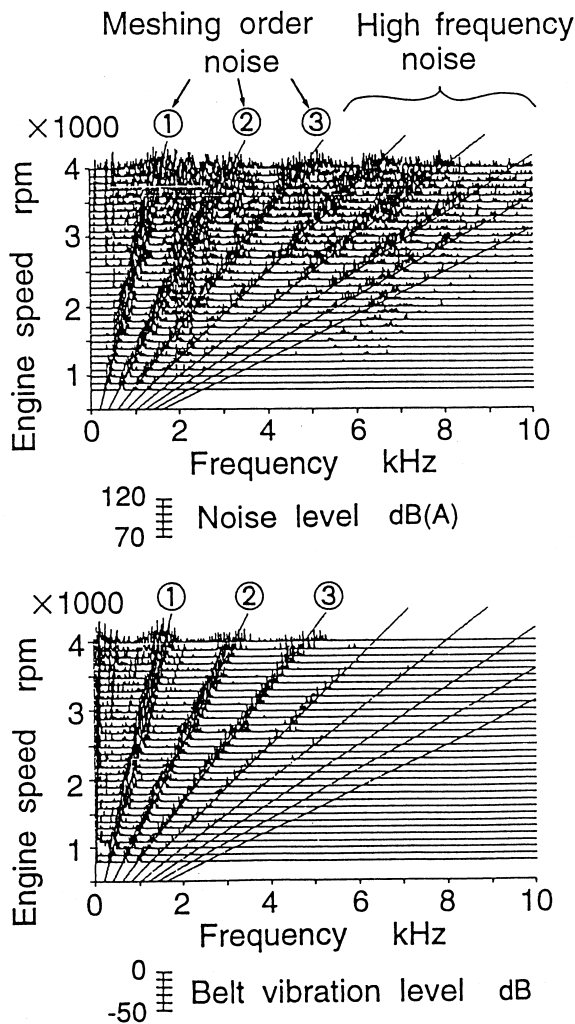


Fig. 2 Spectrum analysis map of noise and belt vibration.

合い次数の振動は、騒音のレベルと良く対応している。この振動は一般に弦振動と呼ばれている。

一方、高周波騒音は噛み合いの1ピッチにつき1回発生し、回転数に対してピーク性が無く、これまでの研究では噛み込みの衝撃音が主で、この他に摩擦音と気流音およびプーリの振動が構成成分として挙げられている^{1,5)}。これらの音はほぼ同時期に発生することから、影響割合を明らかにすることが困難であり、歯形や寸法によってこの割合が変化することが予想される。

3.2 噛み合い次数騒音

3.2.1 張力変化の原因

Fig. 3は弦振動と張力の波形例で、いずれも主にクランク軸の回転二次で変化した。張力が大きい時と小さい時の弦振動は振幅が大きく異なり、周期も僅かではあるが差が認められた。そこで、張力が弦振動に及ぼす影響を調べるに当たって、まず、張力変化の原因を明らかにした。

動的な張力変化は、バルブ駆動によって生じることが報告されているが⁸⁾、この他にプーリの芯振れとベルトの芯線の不均一性に起因する成分が、それぞれの回転に同期して発生した。結果をまとめてTable 2に示すが、バルブ駆動によって生じる張力変化が最も大きいことが分る。

3.2.2 張力と弦振動との関係

弦振動の共振周波数 f は次式で求まることが一般に知られている。

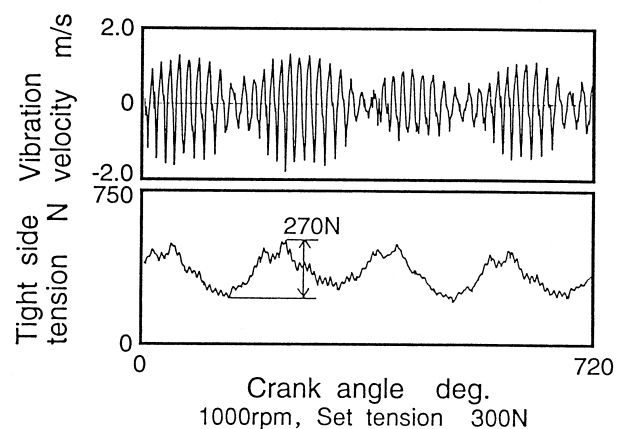


Fig. 3 Transverse vibration and tight side tension waveforms.

$$f = \frac{n}{2l} \sqrt{\frac{T}{\rho}} \quad (2)$$

l : 弦の長さ, T : 張力

ρ : 弦の線密度, n : モードの次数

弦の長さや線密度が一定であれば, 弦振動の共振周波数は張力によって決まる。

回転数により弦振動の振幅が変化する様子をFig. 4に示す。この例では弦振動は590～750rpmで発生した。この回転数とプーリの歯数から求めた噛み合い周波数は, 張力の最大値と最小値で式(2)から算出した弦振動の周波数とおおむね対応した。また, 振幅が最大になるエンジン回転数と平均張力

Table 2 Cause and amplitude of tensile variation.

Valve drive	230N*
Pulley eccentricity	0.6N/ μ m
Belt ununiformity	30N
Engine speed	0.01N/rpm
Water&oil temp.	2N/ $^{\circ}$ C

(*Excluding longitudinal vibration effect)

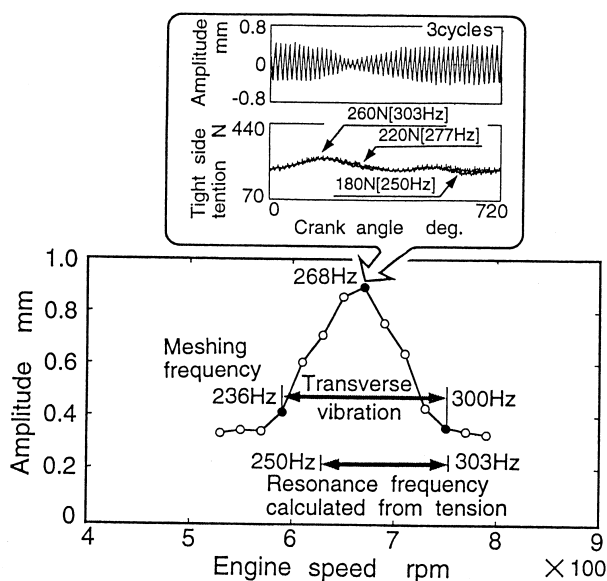


Fig. 4 Influence of tension on transverse vibration.

から求めた周波数もほぼ一致した。以上から, 弦振動がエンジン回転数の広範囲で発生し, 振幅が変化する現象は, 張力変化に基づくものであることを確認した。

各設定張力における弦振動の最大振幅をFig. 5に示す。設定張力200～280Nの間で極小値が存在し, ベルトにより振幅が異なった。弦振動はベルトがプーリに噛み合う際の多角形作用による強制振動と言われており¹⁾, 噛み合いの起振力がベルトによって違うことが予想された。

3. 2. 3 起振力の評価

起振力の評価として, 噛み合いの歯荷重測定を試みた。方法はプーリの歯面に細隙を設け, 接線方向の力をひずみゲージで検出するもので, 歯面の荷重分担解析⁸⁾を参考にした。

噛み込み時にベルトの歯先と歯底で発生する荷重の絶対値をFig. 6に示す。設定張力が低い領域ではベルトの歯先の荷重の方が歯底より大きかった。これは供試ベルトの歯がプーリに比べて約0.1mm高いためと考えられる。歯底で発生する荷重は張力と共に急増し, 300N以上で歯先の荷重より大きくなった。

ベルトとプーリの歯を低くして, Fig. 5と同様に最大振幅の測定を行った。結果の図は省略するが, いずれも標準の歯高さの振幅を上回り, 設定張力に対する振幅の極小値は存在しなかった。

以上の結果から, 弦振動の主になる起振源は設

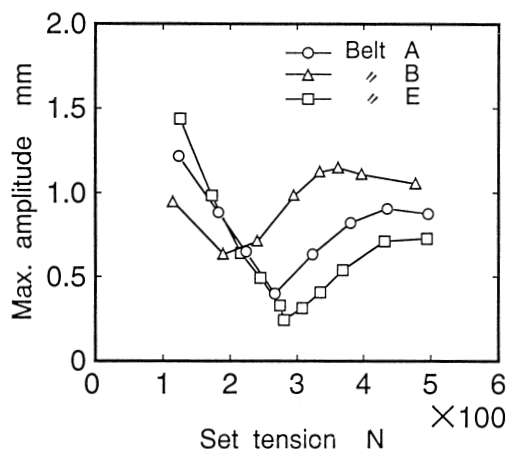


Fig. 5 Amplitude of transverse vibration.

定張力が低い領域ではベルトの歯先，高い領域ではベルトの歯底であり，振幅の極小値が出現するのは両者の干渉によることが判明した。

Fig. 5で用いた3種類のベルトは歯高さが同じであり，歯先荷重に差が生じなかった。そこで，各ベルトの歯底荷重で，弦振動の振幅と噛み合い次数騒音との関係を整理した。Fig. 7に設定張力380N

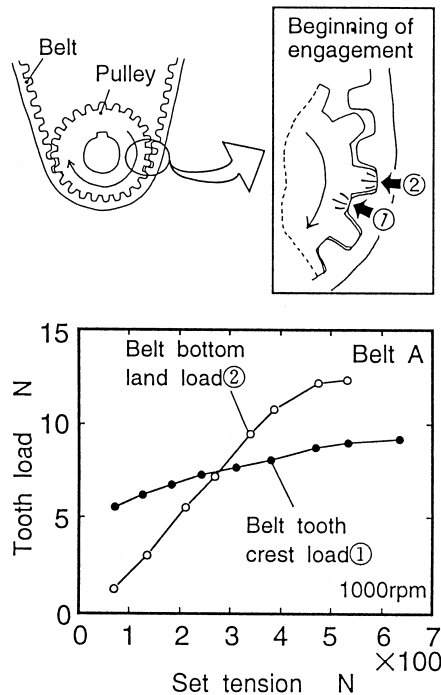


Fig. 6 Comparison of tooth crest load and bottom land load.

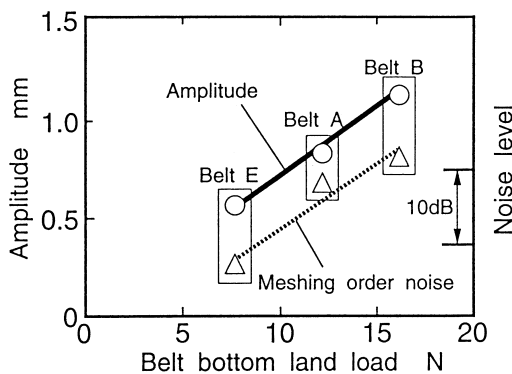


Fig. 7 Correlation between tooth load and transverse vibration.

の例を示す。歯荷重に対する弦振動の振幅と騒音の相関が良いことから，起振力の評価方法として歯荷重測定の妥当性が確認できた。

3.2.4 弦振動の低減

前項までに張力の弦振動への関与が，ベルトの共振周波数と起振力の二通りであることが分り，これを弦振動の発生機構にまとめてFig. 8に示す。

設定張力が高い場合の起振力はベルトの歯底であり，これと接するプーリの歯を低くすれば，振動の低減が可能はずである。クランクプーリの歯はバルブ駆動による張力変化と同期することから，張力の高い領域で噛み込む歯を0.06mm低くした例をFig. 9に示す。大きな効果ではないが，弦振動の低減に有効な方法であることが確認できた。

3.3 高周波騒音

高周波騒音の発生原因を明らかにするために，初めにベルトの歯の一部を加工して，騒音に及ぼす影響を調査した。ベルトの歯先と反走行方向の側面を切除することにより，噛み込みの騒音が増大した。これはベルトの歯がプーリに噛み込む際の干渉部が無くなったためで，供試ベルトの歯形が衝突音の低減に有効⁹⁾なことを確認した。一方，噛み離れでは干渉部が無くなることにより騒音が低減した。また，歯面に化繊の細糸の縫い込みや溝を設けた場合，噛み込みと離れの両方で騒音が低減することから，供試ベルトの騒音は摩擦と気流が関係していると推定した。

3.3.1 噛み合いの歯荷重と空気の流れ

プーリの歯底で測定した荷重と噛み離れ近傍で

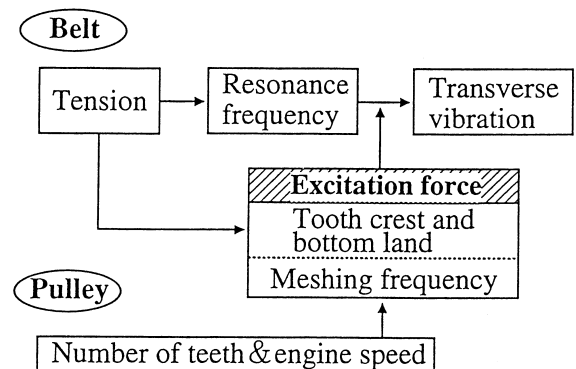


Fig. 8 Generating mechanism of transverse vibration.

測定した騒音計の出力波形をFig. 10に示す。ベルトが離れる時の荷重に注目すると、変化の勾配が緩くなった区間で三角波状の変動(図中の○印)が認められた。騒音はこの荷重変動とほぼ同時に発生しているものの、急速に減衰するため期間については対応しなかった。

図の中段に各歯が離れる時の騒音を示す。荷重測定のために設けた細隙はシリコンゴムで埋めたために、細隙のない他の歯と騒音の大きさが揃っ

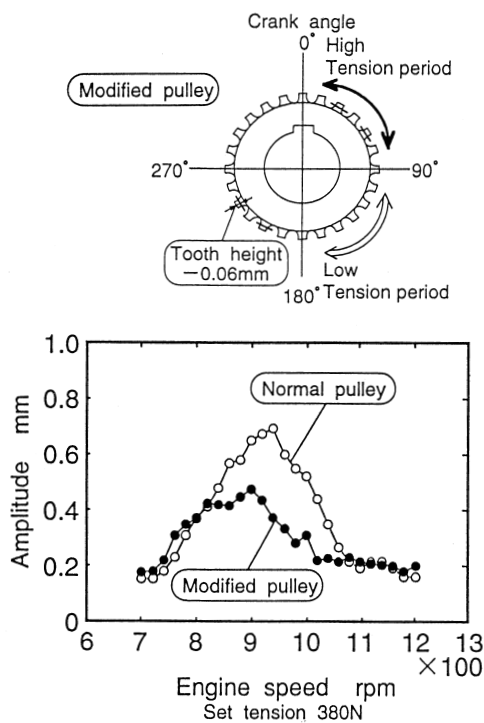


Fig. 9 Reduction method for transverse vibration.

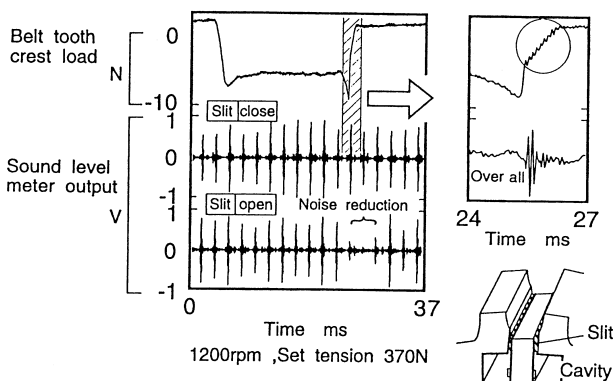


Fig. 10 Relationship between tooth load, slit and noise.

ている。細隙のゴムを除去した場合を下段に示す。荷重測定の際とその後の歯で騒音が小さくなっていることが明らかである。この理由を調べるため、空洞の寸法を変えて騒音を測定した。空洞が大きくなる程、騒音が低減することから、前述のベルトに溝を設けた場合と同じ噛み合い部の空気の逃がし効果が考えられた。なお、荷重測定の際の歯でも騒音が小さくなることから、噛み合い部の空気はプーリの回転する方向に流動していると推定できた。

噛み合い部の空気の挙動を間接的な方法ではあるが、プーリに圧力計を取付けて調査した。圧力計は寸法の都合で受圧部を表面に露出させることができず、歯底中央部に設けたくぼみに挿入した。結果の図は省略するが、歯荷重と同時に圧力が上昇し、定常で約1kPaと微小ではあるものの圧縮空気存在を確認した。ベルトやプーリに設けた溝が騒音の低減に効果があったことを考え併せると、この時に流出する空気が騒音を伝える媒体と解釈できるようになった。なお、ここでは加工したくぼみで圧縮空気存在を確認したが、実際にはベルトの変形や帆布の織目を含む、不均一な形状によって小規模な密閉空間が形成されていると思われる。

3.3.2 歯荷重と騒音の関係

ベルトとプーリの噛み合いが滑らかであれば、この時に発生する歯荷重は小さいと予想し、騒音の発生する噛み込みと離れ時の歯荷重を用い、騒音評価の可能性を調査した。プーリの一歯に作用する荷重(以下全歯荷重と呼び、反回転方向の荷重を正とした)と設定張力の関係をFig. 11に示す。図の上は荷重波形で、低張力側では噛み込み時に負荷重が発生し、高張力側では最初に僅かな正荷重が発生した。同図下に噛み込みと噛み離れの荷重の絶対値を平均した値(図中の○印)、および、5~10kHzの騒音を示す。張力と共に歯荷重と騒音は上昇するが、高張力側で歯荷重のみが大きくなった。これに対して、噛み込みの荷重を最初に発生する正荷重に変更した場合(図中の○印)、騒音の変化する傾向と一致することが分った。

そこで、噛み込みで正荷重が発生し、騒音が低下する理由を検討した。歯面の各位置で発生する

荷重波形をFig. 12に示す。各位置で発生する荷重の大きさや方向が異なっていることから、ベルトの歯は複雑に変形していることが想像できる。噛み込みに注目すると、側面は歯先や歯底と荷重の方向が逆で、張力が高くなると急増した。また、張力によってベルトが伸びるため、荷重の発生が早まり歯先と同時期になった。一方、歯先の負荷重は張力による変化が小さく、高張力時に全歯荷重で正の荷重が出現するのは、側面の荷重が歯先を上回るためであった。この時に騒音が低減するの

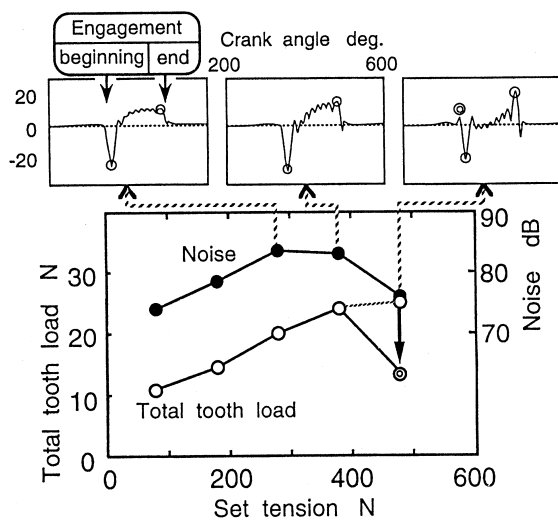


Fig. 11 Influence of tension on tooth load and noise.

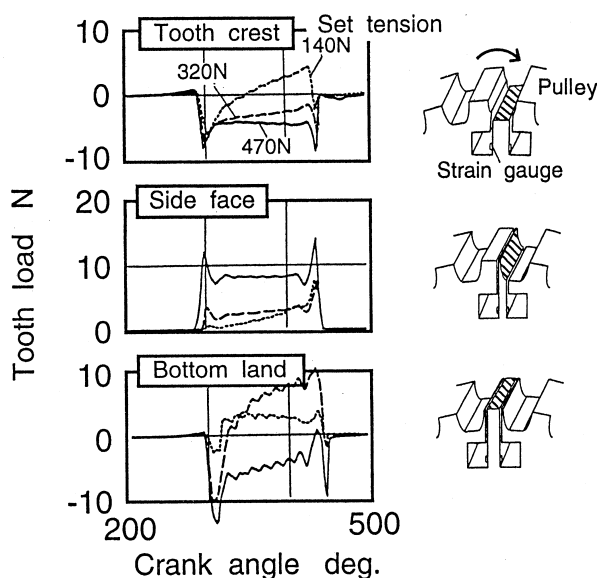


Fig. 12 Comparison of belt tooth load at each location.

は、プーリへの噛み込みがベルトの歯先のみの場合に比べ、側面も同時期に接触することで、歯全体の変形が大きくなるのを防ぐことが理由として挙げられる。

低張力側から側面の接触を歯先と同時期にするには、ベルトの歯ピッチを大きくすれば良いはずである。そこで、歯ピッチを含めた諸元の異なるTable 1のベルトを用いて騒音と全歯荷重との関係を調査した。設定張力380Nの例をFig. 13に示す。歯ピッチの大きいベルトは全般に騒音が低いことが確認できた。他に騒音に対して有利に作用したのは、表面のゴム層を除去した場合と背厚を薄くした場合で、いずれも噛み合いの滑らかさが向上したためと考えられる。また、騒音と歯荷重の相関が良く、単体試験機によるベルトの騒音評価に歯荷重の測定が利用できる見通しが得られた。

3.3.3 騒音の低減効果の確認

噛み込む空気を逃がすための溝形状について検討した。Fig. 14はクランクプーリの例で、歯底から側面への移行部に細隙を設け、噛み込む空気を歯すじ方向の穴から逃がした場合と、プーリの内側へ逃がした場合で、いずれも全回転数で騒音が低減するが、空気は内側に逃がした方が効果的なことが分った。なお、被動側のウォーターポンププーリの結果は省略するが、クランクプーリと同様な溝の効果を得られた。

最後に、低騒音化に有利なプーリとベルトを組

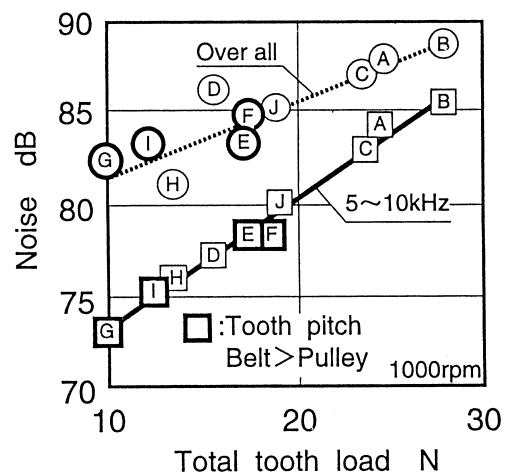


Fig. 13 Correlation between tooth load and noise.

合せた場合をFig. 15に示す。クランクプーリとウォーターポンププーリに空気を内側に逃がす溝を設けることにより、騒音は3～6dB低減した。これに表面のゴムを除去したベルトを組合せることにより、更に2～4dB低減することが確認できた。

4. まとめ

タイミングベルトの騒音を噛み合い次数騒音と高周波騒音に別け、それぞれの発生機構を実験解析し、これに基づく騒音の評価法と低減法を調査することにより、以下のことが明らかになった。

- (1) 噛み合い次数騒音の原因となっている弦振動は、張力が次の二通りで関与していることが判明した。

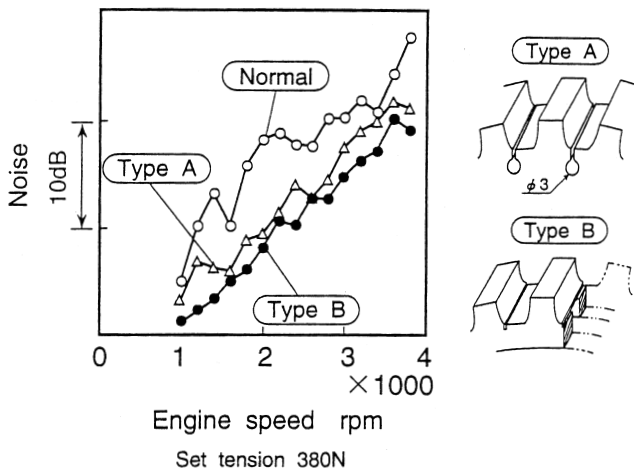


Fig. 14 Noise reduction at crank pulley.

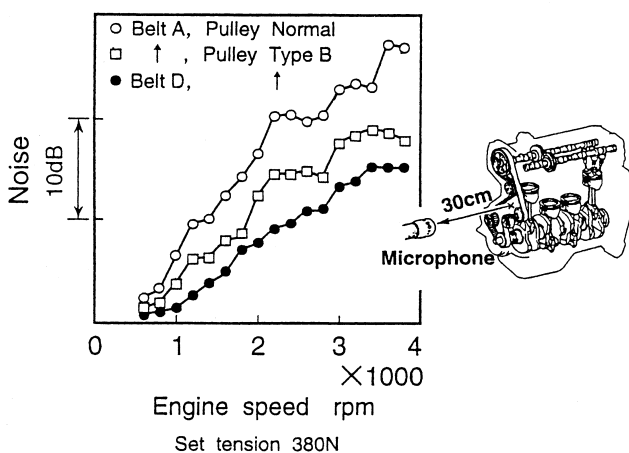


Fig. 15 Confirmation of noise reduction effect.

- ・張力でベルトの共振周波数が変化し、噛み合い周波数との一致度によって振幅が変化。
- ・起振力がベルトの歯先と歯底で発生し、張力で大きさが変化。

- (2) 供試ベルトの高周波騒音は主に噛み合い時の摩擦と噛み込み空気の流出によって発生していることが分った。
- (3) 噛み合い時に発生する歯荷重と騒音の相関が良いことから、単体試験機でのベルトの騒音評価法として、歯荷重の測定が利用できる見通しを得た。
- (4) 弦振動を低減する方法として、プーリの歯高さを張力に応じて修正すること、高周波騒音を低減する方法として、ベルトでは歯の諸元や表面状態による噛み合いの滑らかさ向上と、噛み込む空気の逃し溝をプーリに設けることの有効性を確認した。

謝 辞

本研究を行うにあたり、ご助言とご協力を頂いたトヨタ自動車(株)の関係各位、および、実験でご協力を頂いた杉浦昇、柴山登、塚田厚志の各氏に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 久保愛三, ほか: "歯付ベルトの運転騒音に関する研究 (第1報)", 日本機械学会論文集, 37-293(1971)
- 2) 久保愛三, ほか: "歯付ベルトの運転騒音に関する研究 (第2報)", 日本機械学会論文集, 37-293(1971)
- 3) 児玉憲和, ほか: "タイミングベルト騒音の解析", 自動車技術会学術講演会前刷集936, No.9306453(1993)
- 4) 林幸輝, ほか: "タイミングベルト騒音発生メカニズムの解析", 日本機械学会第71期全国大会講演論文集E, No.930-63(1993)
- 5) Kaiser, H. J. et al.: Special Noise Problems in Automotive Timing Belts, SAE Tech. Pap. Ser., No.931316(1993)
- 6) Uchida, T. et al.: "Development of Simulation Model for Calculating Loads to Synchronous Drive Belts", SAE Tech. Pap. Ser., No.930622(1993)
- 7) 小山富夫: "最近のベルト伝動技術", 日本機械学会講習会教材, No.940-49(1994)
- 8) Murakami, Y. et al.: "Study of Belt Toughness Through an Examination of the Strain on Belt Cords", SAE Tech. Pap. Ser., No.880415(1988)
- 9) 小山富夫, ほか: "タイミングベルトの騒音", 日本機械学会論文集(C編), 54-505(1988)

著者紹介



所 博治 Hiroharu Tokoro
生年：1947年。
所属：機械力学研究室。
分野：エンジン・動力伝達系の力学解析
に従事。
学会等：日本機械学会，自動車技術会会
員。



寺澤 真夕 Mayu Terazawa
生年：1971年。
所属：機械力学研究室。
分野：エンジン・動力伝達系の力学解析
に従事。



谷 裕文 Hirofumi Tani
生年：1956年。
所属：機械力学研究室。
e-mail：e0591@mosk.tytlabs.co.jp
分野：エンジン・動力伝達系の力学解析
に従事。
学会等：日本機械学会，自動車技術会会
員。