

CVT用金属ベルトの開発

Development of Metal Pushing V-Belt for Continuously Variable Transmission

矢ヶ崎 徹*
Tooru YAGASAKI
石井 和夫*
Kazuo ISHII

青山 英明*
Hideaki AOYAMA
岡田 善成*
Yoshinari OKADA

斎藤 俊博*
Toshihiro SAITO
有川 守*
Mamoru ARIKAWA

要 旨

金属ベルトは CVT の核技術であり、Van Doorne & Transmissie b.v. 以外量産に至っていなかった。Honda は長年に渡り行ってきた伝導機構解析による知見と、新たに行った緩み側の機構解析および数値解析手法を活用し、自動車メーカーとして世界で初めて金属ベルトの自社開発に成功した。本金属ベルトの特徴は CVT のコンパクト化およびレシオレンジの拡大をはかるため、プーリへの最小巻き付き径の小径化と高強度化を達成したことである。

ABSTRACT

Metal pushing V-belt is the core technology of CVT. Up to the present, only Van Doorne's Transmissie b. v. has engaged in mass production. As a result of knowledge obtained from ongoing analysis of the power transmission mechanism, newly conducted measurements of block compression force for slack string and numerical analysis, Honda is the first automotive manufacturer to have independently developed the metal pushing V-belt to mass production stage. This newly developed metal pushing V-belt features reduced pitch diameter and increased power transmission, to achieve compactness of the CVT and a wider ratio range.

1. まえがき

金属ベルトは、各社で長年研究されているが、VDT 社 (Van Doorne & Transmissie b.v.) 製以外量産には至っていなかった。この原因として、CVT (Continuously Variable Transmission) は理想の車両用変速機として研究されてきたものの、金属ベルト CVT においては伝達容量、伝達効率、発進性能、量産性等の困難な多くの課題のため普及が遅れていて⁽¹⁾、金属ベルトの開発についての論文が現在までほとんどなく、その技術の全貌が明らかにされていなかった⁽²⁾ ことおよび、VDT 社の特許網が強固であること⁽³⁾ が考えられる。今回、Honda が長年に渡り行ってきた伝導機構解析による知見 (同志社大学との共同研究)^{(4)~(6)} と新たに行った緩み側の機構解析および数値解析手法⁽⁷⁾ を活用し、金属ベルトの自社開発に成功した。本稿では、ベルトの諸元と開発概要について紹介する。

*栃木研究所

2. 開発コンセプト

CVT にはコンパクト化と、発進駆動力の確保および燃費向上のため、レシオレンジ拡大のニーズがある。コンパクト化をはかるには、軸間距離の短縮が必要であり、その際、レシオレンジを維持もしくは拡大するには、最小巻き付き径の小径化が必要となる。しがしながら、最小巻き付き径を小径化し、同じトルクを伝達する場合、金属ベルトは必要側圧が高くなるため、リングに作用するの平均張力と、ベルトがプーリに巻き付く際の曲げによるリングの応力振幅が増加するため、高強度化が必要となる。そこで本開発のコンセプトを下記に定めた。

金属ベルトの構造をプーリへの最小巻き付き径の小径化が可能な構造とすると共に、リングに対する負荷を軽減し、耐久性を向上させる。

3. 金属ベルトの構造および各部の諸元と改良の要点

3.1. 金属ベルトの構造

金属ベルトは数百枚のエレメントと複数層、二束のリングにより構成される (Fig. 1 参照)。

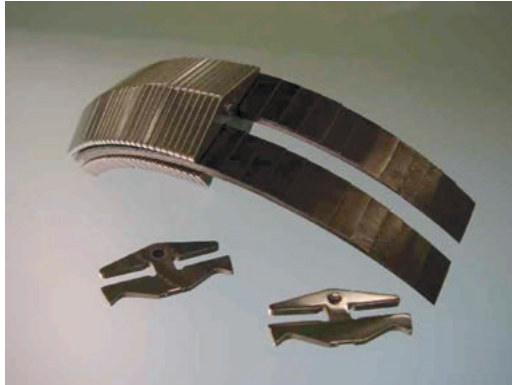


Fig. 1 Metal pushing v-belt

3.2. エレメント

エレメントはプーリに挟まれた、推力を支持する可動ブロックであり、左右二束のリング軌道上で互いに押し合うことにより、ドライブプーリからドリブンプーリへのトルク伝達を行う。Fig. 2はエレメントの構造と名称を示した図である。

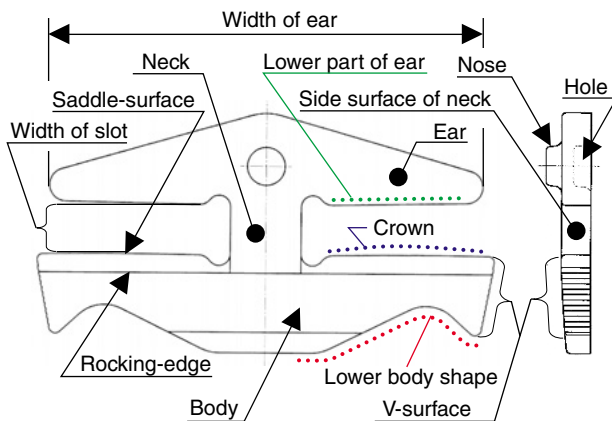


Fig. 2 Configuration of elements

3.2.1. V面長さ

同一シャフト径のプーリにおいて最小巻き付き時、従来使用していた他社製金属ベルトのエレメント (以下従来エレメントと略す) ではV面下部がプーリシャフトに最も干渉しやすい位置であった。本開発のエレメントでは、V面長さをボデー下部よりも短縮することで、V面とプーリシャフトの干渉を防止でき、最小巻き付き時の小径化を可能とした。その結果同一軸間距離、同一プーリで10%のレシオレンジ拡大が可能となった。Fig. 3は従来使用していた他社製金属ベ

ルト (以下従来ベルトと略す) と本開発ベルトについて、最小巻き付き時のプーリとエレメントの位置関係を示した図である。

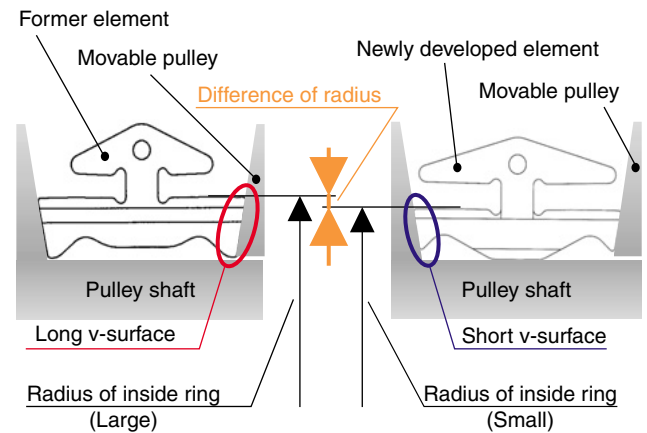


Fig. 3 Achievement of wider ratio

3.2.2. V面剛性

エレメントのV面がプーリV面と平行に変位することで良好な摩擦特性を確保できるよう、ボデー下部形状を、エレメント強度とV面摩擦特性から設定した。

3.2.3. V面溝 (溝幅/ピッチ)

本開発のベルトでは、V面長短縮による実接触長さ確保のため、従来ベルトが75%であったエレメントのV面溝比を45%とし、従来ベルトと同等の摩擦係数、潤滑性能、耐摩耗性を確保した。

3.2.4. イヤー幅

最外周リングとの接触により、リングに発生する応力を低減するため、イヤー下部がリングのクラウニング中心からプーリ寄りで接触するように、従来エレメントよりイヤーの幅を延長した。

3.2.5. スロット幅

従来エレメントよりイヤー下部とサドル面間のクリアランスを大きくした。これにより、エレメントのノーズ、ホール部が、常にリングとイヤー下部よりも先行して接触する構造とし、リングとの接触応力を緩和した。

3.2.6. ノーズ高さ

耐久劣化によりトータルエレメント間クリアランス (3.4.1. 参照) が拡大しても、ノーズがホールから外れることなく、整列性を確保するため、従来エレメントよりノーズを高く、ホールを深く設定した。

3.2.7. ノーズ、ホール位置と径

成形の容易なイヤー部中央に設置し、エレメントのノーズとホールの接触が、イヤー下部とリングの接触よりも先に発生する構造とした。ノーズ、ホール径を拡大すると共に、ノーズ、ホールの根元R形状やテーパ角を変更し、ノーズ、ホール強度を向上させた。

3.2.8. エLEMENT接触面

ELEMENTが弦部で整列して動力伝達を行う際、前後のELEMENT同士が接触する位置をイヤーの両端二箇所とネック下部からロッキングエッジ中央部の三箇所に限定した。これにより、弦部でのELEMENT整列性を良好に保つことができ、ベルト挙動を安定させられる。さらに、プレス加工における板厚、金型の管理を容易にした。

3.2.9. クリアランス調整用ELEMENT板厚

クリアランス調整用ELEMENTに板厚 1.6mm のELEMENTを用いることで、調整用に板厚1.4mmのELEMENTを用いた従来ベルトと同等のトータルELEMENT間クリアランス(3.4.1. 参照)の調整能力を持ちながら、ELEMENTの強度を向上することができた。

3.3. リング

リングは複数枚に積層した二束のアッセンブリ状態で使用し、プーリ巻き付き部で、ELEMENTをプーリに押し付ける作用を受け持ち、二つのプーリ間(弦部)でELEMENT軌道を定める。Fig. 4はリングおよびリングアッセンブリの構造と名称を示した図である。

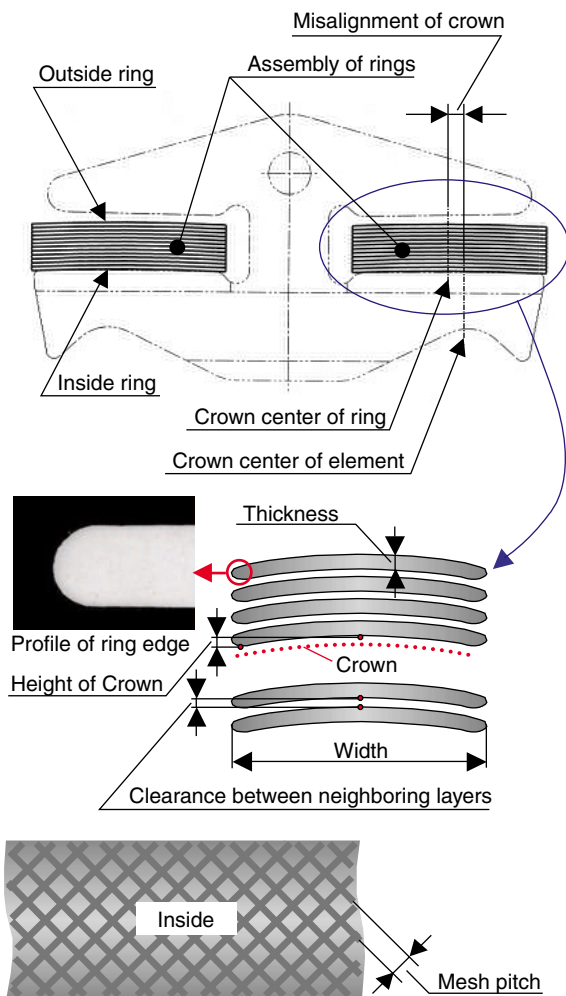


Fig. 4 Structure of rings and ring assembly

3.3.1. 幅

一般的にプーリ可動に伴い、ミスアライメントが生じることが知られる⁽²⁾。したがって、レシオレンジ拡大により増加するプーリ間のミスアライメントを吸収できるように、リング幅を短縮した。また、ELEMENTサドル面とのオーバーハング量を耐久性に悪影響のない範囲に設定した。

3.3.2. 端部形状

リング端部のELEMENTのネック側面、あるいはプーリV面との接触時に、リングが受ける負荷を低減するため、リング端部はフルラウンド形状とした。

3.3.3. メッシュ形状

リング間の油膜保持、センタリング性確保、および生産性確保のため、メッシュ形状を等ピッチに設定した。

3.3.4. クラウニング形状

リングとELEMENTのクラウニング中心のオフセットにより、金属ベルトの運転時、積層リングには、プーリV面側に向かう力が発生し、安定した挙動を示す。これにより、リングが常にELEMENTのネックに比べ、より滑らかなプーリV面側に寄るため、不連続面であるELEMENTのネックとリング端部が接触する頻度が少なく、リング端部の摩耗や損傷の防止の効果を持たせた。

3.3.5. 曲がり

製造工程で曲がったリングが組付けられると、リング端部が局所的にプーリV面やELEMENTネックの端部に接触して金属ベルトの耐久性に影響を与える。また、積層されているリングは、上下に位置する別のリングとクラウニング中心が不一致となるため、センタリングが不安定になり、内周面や外周面あるいは各層のリング端部で異常な摩耗が発生し易くなる。このため、新たに考案したリング曲がり測定手法により、リング曲がり量を規定の範囲内に管理した。

3.3.6. 積層クリアランス

リングの耐久性向上および潤滑性確保のため、リング間クリアランスに対し適切な範囲を設定した。

3.4. ベルトアッセンブリ

金属ベルトアッセンブリは、数百枚のELEMENTと、二束のリングを組み合わせた状態であり、組み合わせたELEMENTとリングの単品精度の累積が精度に表れる。

3.4.1. トータルELEMENT間クリアランス

トータルELEMENT間のクリアランスが大きいと、ドライブ側プーリ内でのELEMENTのスリップ範囲と速度が増大し、プーリV面の摩耗が促進される。

(4.1.2. Fig. 7 参照)

また、小さすぎると効率に悪影響を与えるため、適切な範囲を設定した。Fig. 5においてシックネスゲージが挿入された隙間がトータルELEMENT間クリアランスである。

3.4.2. ELEMENT間クリアランス左右差

ELEMENT間クリアランスの左右差が大きな場合、プー

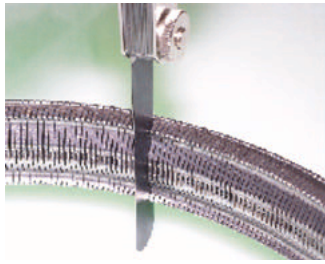


Fig. 5 Total clearance of elements

リV面とエレメントV面の接触に偏りが生じ、摩耗が促進されるため、一定値以下に管理した。

3.4.3. 左右リング周長差

左右リングの内周長が異なる場合、片側のリングのみが大きな張力を分担することになり、耐久性に悪影響を与えるため、一定値以下に管理した。

3.4.4. エレメントの平均板厚差(上下差, 左右差)

上下方向にエレメント板厚が偏っている場合、サドル面がリングを押し上げてリングに過大な張力を発生させたり、最外周リングとイヤー下部が接触し、挙動が不安定になる等により、ベルトの寿命に悪影響を与える。また左右方向に偏っている場合、エレメントのネック側面とリング端部が接触し、リングの端部が局部的に高面圧を受ける可能性があるため、エレメント平均板厚差を規定範囲内に管理した。

4. 機構解析

金属ベルトの機構解析として、緩み側弦部のエレメント間隙を測定し、適切なトータルエレメント間クリアランスを設定した。

4.1. トータルエレメント間クリアランス設定

4.1.1. 運転中のエレメント間隙量変化

Fig. 6 は、縦軸を運転中のエレメント間隙量、横軸を時間とし、トータルエレメント間クリアランスの設定に対する挙動変化を示したグラフである。運転中のエレメント間隙量は、ドリブンプーリからドライブプーリに掛けての弦

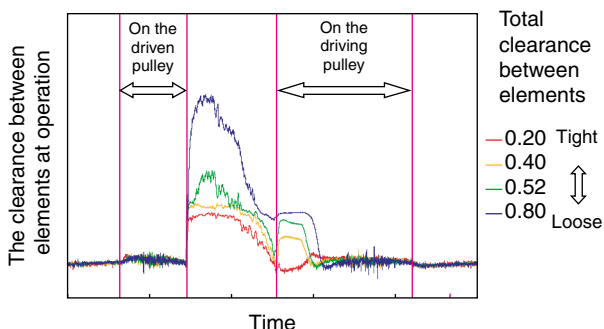


Fig. 6 Clearance between elements at operation

部で最大値を取った後、ドライブプーリ入口で急激に減少する。さらに再びドライブプーリ上で増大し、ドライブプーリ中程で急激に減少しゼロとなる。また、トータルエレメント間クリアランスが増加するに連れ、運転中のエレメント間隙量は増大する傾向を示している。

4.1.2. ベルトとプーリの相対スリップ速度

Fig. 7 は運転中のエレメント間隙量がドライブプーリ中程で急激にゼロになる際の、ベルトとプーリの相対スリップ速度を算出して示したグラフである。

縦軸にベルトとプーリの相対スリップ速度、横軸にトータルエレメント間クリアランスを示している。ベルトとプーリの相対スリップ速度は、トータルエレメント間クリアランスがp点まではほとんどゼロであるが、p点～q点を過渡領域として、q点以降増加する。本開発のベルトでは、p点以降、ベルトのプーリに対するスリップ速度の増加により、エレメントV面、プーリV面間の摩耗が発生し易くなることを考慮し、ベルトアセンブリとして適切なトータルエレメント間クリアランスの範囲を設定した。

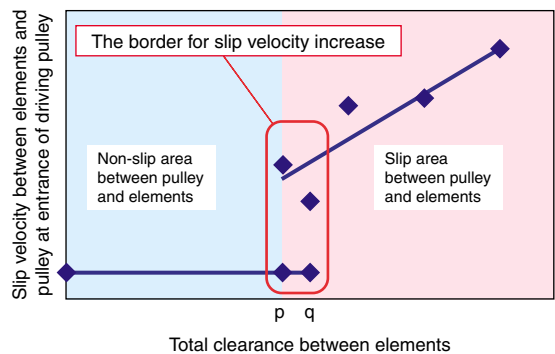


Fig. 7 Slip velocity between elements and pulley on driving pulley

5. 耐久性と信頼性

ベルトの強度は各種耐久試験の実施および、その条件に対する応力シミュレーションの実施により、向上をはかった。材料では介在物の新しい評価手法を確立した。

5.1. ベルト挙動・応力シミュレーション

シミュレーションの手法については既報⁽⁷⁾に掲載しているため割愛する。

5.1.1. ベルト耐久強度

Fig. 8 は縦軸に最内周リングの応力振幅、横軸にベルトの繰り返し曲げ回数を示したS-N線図である。従来ベルトに対する本開発ベルトの応力を、二水準の負荷に対し解析した。その結果、本開発ベルトは、従来ベルトより低い応力を示した。

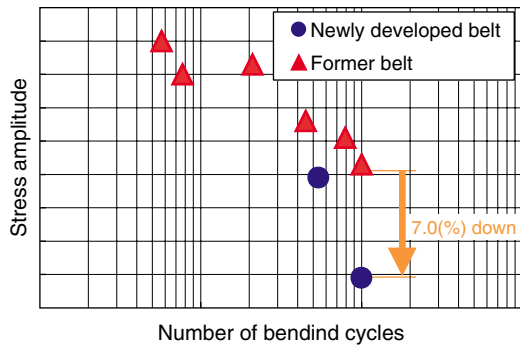


Fig. 8 S-N diagram of CVT belt

5.1.2. リング応力差の原因

さらに、運転条件を同一としたときの最内層リングに発生する応力の波形を Fig. 9 に示す。応力波形の違いは Fig. 9 中 e および f で示したドリブnpリー巻き付き部の応力変化に顕著に表れている。本開発ベルトの波形はプリー出入口で滑らかに変化しており、エレメントのピッチング挙動の変化率に着目し比較してみると、プリー出入口近傍で、ピッチング変位角度変化が小さいことがわかった。(Fig. 9 中 g および h の領域)。Fig. 10 はドライブプリー出口からドリブnpリー入口に掛けてのエレメントのピッチング変位角度変化を示した図である。

リングはピッチング変位角度変化の反力を受けることから、本開発ベルトは、従来ベルトに対し、リングに作用する荷重も小さくなり、リング応力が軽減されていると考えられる。これはエレメントV面長さが短いため、ロッキングエッジとV面中心が近付いたことに起因している。

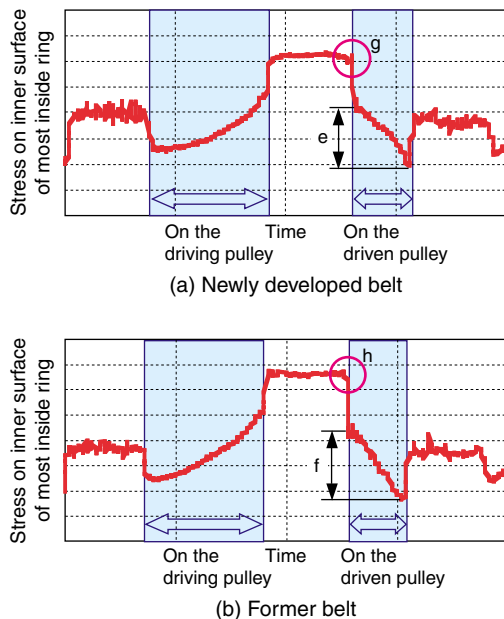


Fig. 9 Ring stresses

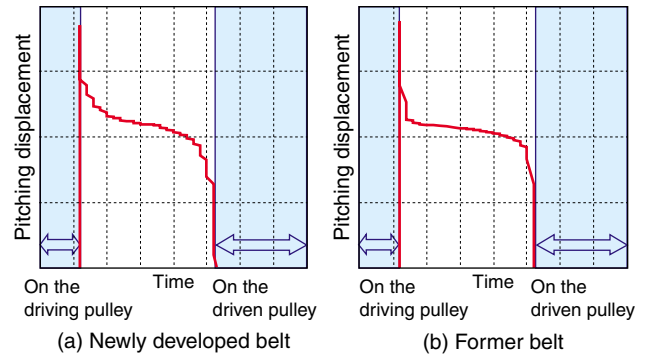


Fig. 10 Element pitching behavior

5.1.3. エレメントノーズ強度

ノーズの役割は運転中のベルト整列性を良好に保つことであるが、過大な荷重が入力されると破損に至る場合がある。後述するエレメント単体試験から、破損を生ずる限界荷重が既に明らかになっている。このため、運転中のノーズ荷重を見積もることがベルトの耐久性を判断する上で重要である。この荷重はノーズ・ホール間のクリアランスおよび、スロット幅の設定値により影響を受ける。Fig. 11 にベルトの運転中にノーズおよびホールに作用する荷重を示した。ノーズ・ホール間接触はエレメント間押し力の発生しない側の弦部で見られ、プリー出入口近傍でノーズ荷重は最大値をとる。

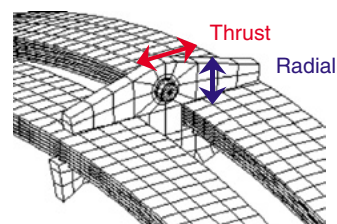
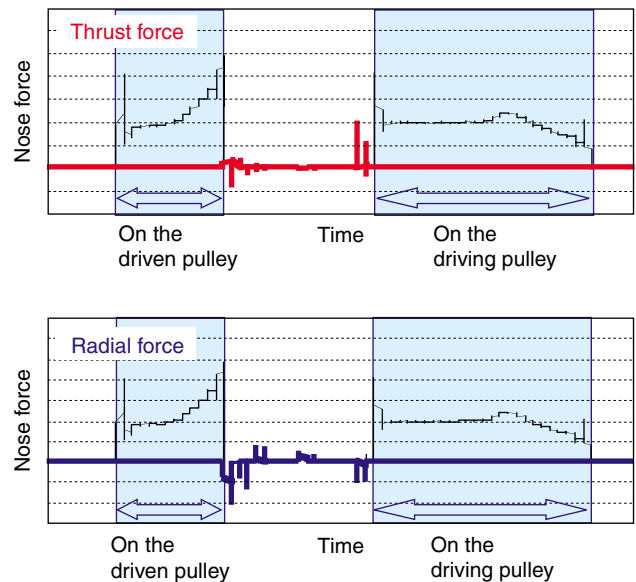


Fig. 11 Nose-hole contact

次にノーズ・ホール間クリアランスを変化させたときのノーズに発生する最大荷重をFig. 12 に示す。この結果より、クリアランスがある値を越えると急激にノーズ荷重が上昇することがわかる。これはクリアランスを広げることでよりベルトの整列性が悪化するためと解釈できる。また、スロット幅がノーズ荷重に及ぼす影響をFig. 13 に示す。その結果、スロット幅がある値を越えるとノーズ荷重は増加し、その一方で、リング応力は減少することが明らかになった。

以上のことから、適切なノーズ・ホール間クリアランスとスロット幅の設定によりリング応力を低減できることを証明した。

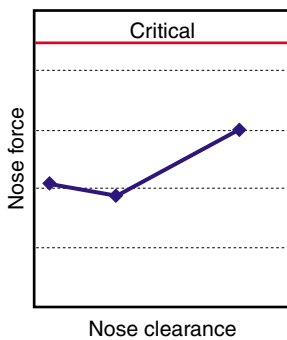


Fig. 12 Nose-Hole reaction forces by the clearance

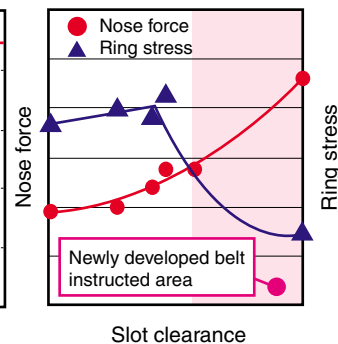


Fig. 13 Nose-hole reaction force and ring stress by element slot clearance

5.2. エレメント強度

エレメント材は、過共析鋼に焼入れ、焼戻しをして必要な靱性と疲労強度を得ているが、この特性を得るための熱処理条件について、これまで明確にされていなかった。そこで Fig. 14 に示す手法でノーズ部の単体強度疲労試験を行い、主に熱処理・形状精度が疲労強度に与える影響について評価を行った。

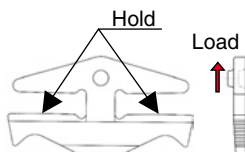


Fig. 14 Test mode

Fig. 15は熱処理、主として焼入れ加熱時の保持時間を変化させたものであるが、これにより疲労強度は加熱保持時間が長くなるに連れ低下することが確認された。

この原因は結晶粒の成長および Fig. 16 に示す微細な片状析出物であると考えられ、この析出物は同定結果からセメンタイト(Fe_3C)であることが確認された。また、Fig. 17 は疲労試験後の破面の写真であるが、加熱保持時間の長いものは粒界破面を呈していることが確認される。Fig. 18 はノーズ部の形状精度による影響を確認したものである。

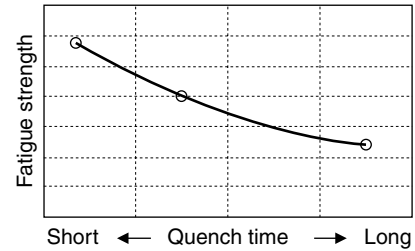


Fig. 15 Relationship between quench time and fatigue strength

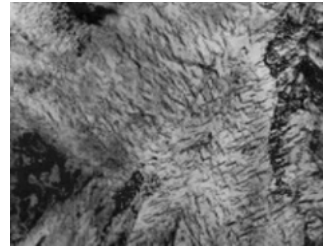


Fig. 16 Precipitation pieces in a phase

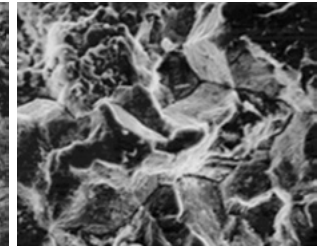


Fig. 17 Fatigue fracture surface for long quench time

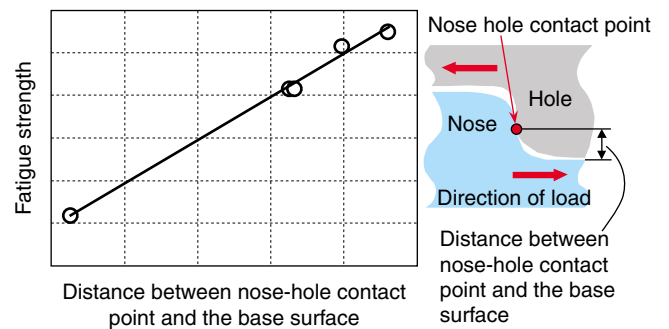


Fig. 18 Relationship between distance between nose-hole contact point and the base surface and fatigue strength

主としてノーズとホールの接触位置により強度が左右され、目標とする精度が得られない場合に疲労強度は低下することが確認された。これらのことから適切な熱処理条件およびノーズ部に要求される形状精度が把握され、エレメントの仕様を決める一助となった。Fig. 19はベルトアッセンブリにて耐久試験を行った結果であるが単体疲労試験の

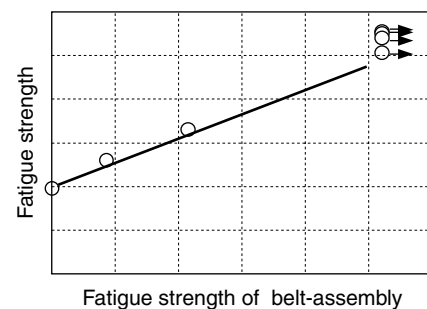


Fig. 19 Relationship between fatigue strength of belt-assembly and fatigue strength of elements

結果と良好な相関が得られた。これらのことからノーズ部の疲労強度として必要な強度保証値が得られ最終的な仕様を設定した。

5.3. リング強度

リングは厚さを 0.18mm としている。これは、ベルトがプーリに抵抗なく巻き付くためにはリングがしなやかに屈曲することが要求されるためである。換言すれば、巻き付いた際の曲げ応力を小さな値とするためである。このような極めて薄い板でありながら張力に対して降伏しない高い強度と、繰り返し屈曲に対する高い疲労強度が要求される。このような観点からリングには工業的に用いられている材料の中でも最も高強度な材料の一つである 18Ni マルエージング鋼を用いた。本開発では、18Ni マルエージング鋼の優れた特性をさらに引き出すために、材料の非金属介在物低減と熱処理条件を改善することにより、疲労強度を飛躍的に向上している。

5.3.1. 介在物

リングは、超高サイクルでの強度が要求される。高強度鋼のこれまでの研究では 10^7 回以下の高サイクルでは表面起点による破断となり、超高サイクル(10^7 回以上)での疲労破断は内部の介在物が起点となることが報告されている^{(8)~(10)}。一方で、マルエージング鋼は介在物 Ti(C, N) が起点となり、 10^6 くらいでも疲労により破断することが報告されている⁽¹⁰⁾。マルエージング鋼の超高サイクルでの疲労挙動は、必ずしも明確とはなっていないため、まず超高サイクルでの疲労挙動を試験する必要があると判断した。従来の一般的な回転曲げ疲労や引き圧式の疲労試験では 50Hz くらいが上限であった。このため、 10^8 回までには 20 日以上を要し、時間的な制約により、このような超長寿命領域での評価が極めて困難であった。しかしながら近年、超音波疲労試験による超高サイクル疲労評価が可能となってきている^{(11), (12)}。本開発においてもこの試験方法を導入することにより、マルエージング鋼の超高サイクル疲労挙動を明らかにした。その結果、このような超高サイクル疲労に対して悪影響を与えない介在物径の限界値があることを見いだした。リングには全周に屈曲応力が加わるため、前述の通り、介在物起点の破断が生じる可能性が有り、介在物評価に関しては、より一層の信頼性が要求される。介在物の評価については、従来は光学顕微鏡による断面の観察が一般的であったが^{(13), (14)}、検出能力の点で限界があった。このため、溶解抽出法を適用して検出能力向上を試みた。溶解液には 10% 臭化メタノール溶液を用い、5 g の評価材料を溶解し、その残渣をろ過後に SEM 観察した。SEM 観察像を Fig. 20 に示す。

介在物は、その大きさによる投影面積が疲労に影響を与えるとされており、面積の平方根をパラメータとすることが一般的であるが⁽¹⁰⁾、ここではさらに以下の式によって円

相当径 d^* を求め、これを評価パラメータとした。

$$d^* = 2 \sqrt{\frac{ab}{\pi}} \quad (1)$$

a, b : 介在物の長辺と短辺の長さ

抽出され介在物は画像処理によりすべてについてその円相当径 d^* を求めた。ここで、鋼材 K (従来ベルトのリング材料に用いている鋼材) と鋼材 L (本開発ベルトのリング材料に用いている鋼材) について前述の溶解抽出法により介在物径 d^* を求め、これを極値統計グラフにプロットした結果が Fig. 21 である。

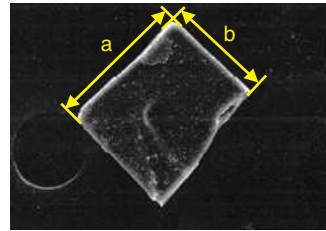


Fig. 20 SEM photograph of Ti (C, N) inclusion

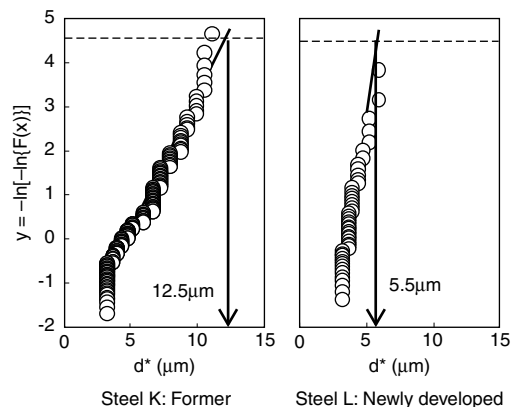


Fig. 21 Diameter distribution of non-metallic inclusions

この図からわかるように、鋼材 K、鋼材 L ともに二重指数分布により最大径が予測可能であるといえる⁽¹⁵⁾。最大径の予測には極値統計の再帰区間を設定する必要があるが、ここでは 99% の確度をねらい、 $y=4.6$ を再帰区間とする。このときの値をグラフ上から読み取ると、鋼材 K、L の最大径予測値はそれぞれ 12.5 μm 、5.5 μm と予測される。このような一連の処理を行うことにより、高い精度と確度で最大介在物径を予測できる。これらの鋼材で超音波疲労試験機による疲労試験を行った。試験中の応力は試験片先端の変位を渦流式変位計で測定し、得られた変位から計算した⁽¹¹⁾。試験の結果得られた S-N 線図を Fig. 22 に示す。一般的に高強度鋼は超長寿命領域で疲労限をもたない S-N 線になり^{(9)~(11)}、本試験結果でも同様の傾向が認められた。また、鋼材 L の方が鋼材 K よりも 10^9 疲労強度が優れている

ことがわかる。さらに、疲労破面の SEM 観察の結果、鋼材 K はすべてが介在物起点であることがわかった。代表的な写真を Fig. 23 に示す。

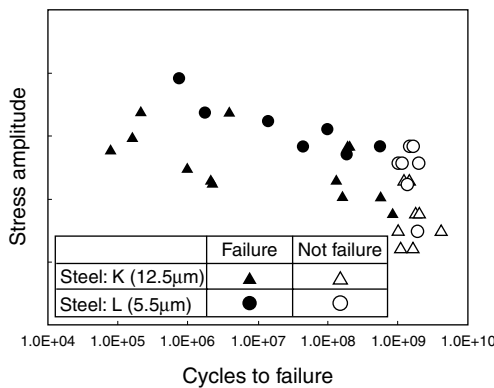
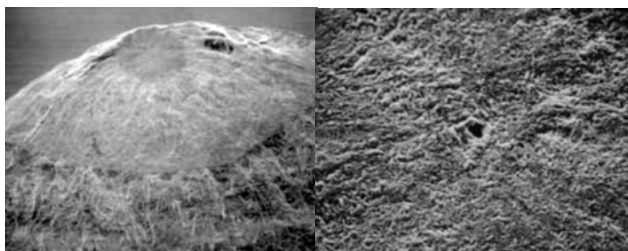


Fig. 22 S-N diagram by ultrasonic fatigue test



(a) Fracture face (b) Ti (C, N) at crack initiate point

Fig. 23 SEM photograph of fracture face

分析によってTiが検出されることと、結晶形状が矩形であることから、破損起点の介在物がTi(N, C)であることがわかる。一方、鋼材Lは疲労破面をSEM観察したところ、表面起点での破損と介在物起点の破損が混在していることがわかった。どちらの起点であってもS-N線図上では同じ寿命であることがわかる。したがって、鋼材Lのように極値統計による最大径予測値が5.5 μm以下であれば疲労寿命に対して悪影響を与えないことが明らかとなった。したがって、リング材料としては介在物径をコントロールするような材料の製造プロセスコントロールを行っている。

5.3.2. 熱処理

リング素材は溶接により円筒状にした後、リング状に切断し、これを圧延する。その後、圧延による加工組織を均質化するための溶体化熱処理を行い、矯正加工(周長の補正)後に時効処理および窒化処理を行って完成品のリングとする。この一連の処理の中で、溶体化処理および時効処理については最終処理後の硬度および引張り強度が極大となる条件が最適条件であるとされてきた。しかしながら、金属ベルト用のリングとして最も重視される特性は繰り返し曲げに対する疲労強度であるため、この観点で処理条件を最適化する必要がある。疲労特性に対しては硬度が高いことも

必要条件ではあるが、窒化を施すことにより生ずる表面の圧縮残留応力の方がより効果大きい。このため、窒化後の表面残留応力と熱処理条件との関係について、実験結果に基づき、条件を最適化した。表面の残留応力測定はX線回折により測定した。圧延直後の溶体化処理温度と残留応力との関係について調べ、さらにシャルピー試験により溶体化温度が靱性に与える影響を確認した。その結果をFig. 24に示す。

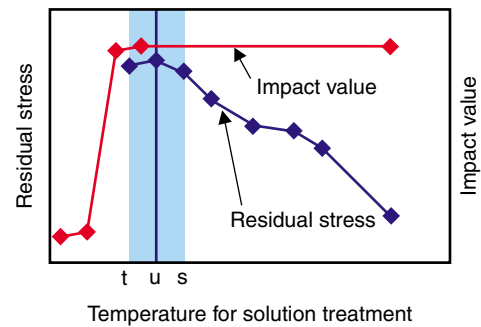


Fig. 24 Relationship between solution treatment condition and residual stress or Charpy impact value

ここに示すように溶体化条件により残留応力が変化することが明らかであり、s点温度以下で圧縮残留応力が極大となることがわかる。また、シャルピー試験結果より、溶体化が低温であると加工硬化が残留することにより靱性が低下し、t点温度以下で衝撃値が急激に低下することがわかる。以上より、表面残留応力と靱性を両立するためにu点温度の溶体化熱処理条件を設定した。

本開発リングと従来のリングをFig. 25に示す回転曲げ疲労試験機で疲労試験した結果をFig. 26に示す。縦軸の負荷パラメータは、張力を用いている。

従来リングにおいて $10^4 \sim 10^5$ で破断しているものはFig. 27に示すように、Ti(C, N)介在物が起点となって破断している。一方、本開発リングは介在物起点で破断することなく、 10^8 の超長寿命領域において、従来のリングに対して疲労強度が30%向上している。

以上のように、介在物径を疲労寿命に影響を与えないサイズとすること、熱処理条件を最適にすることで、大幅な疲労強度の向上を達成することができた。

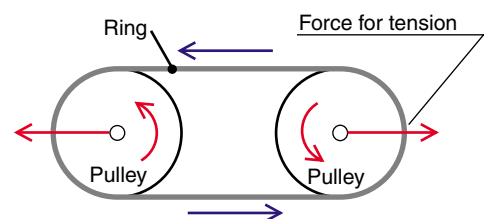


Fig. 25 Illustration of the ring fatigue test

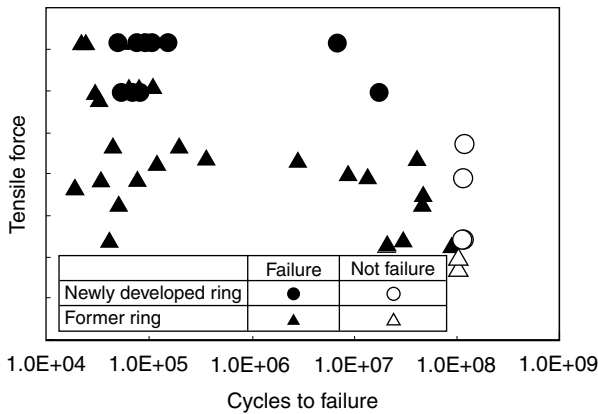


Fig. 26 Comparison of fatigue behavior in former and newly developed rings

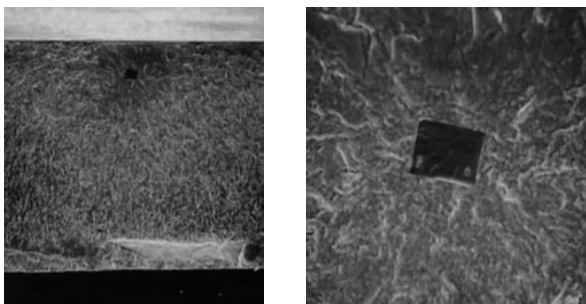


Fig. 27 SEM photograph of fracture face

6. まとめ

プーリへの最小巻き付き径の小径化を可能とし、さらに、リングに対する負荷を軽減して疲労強度を向上させたCVT用金属ベルトを自社開発し、量産することに成功した。自社開発した CVT 用金属ベルトの特徴を、以下に記す。

- (1) トータルエレメント間クリアランスが大きいと、ドライブ側プーリ内でプーリとエレメントのスリップ速度が急激に増大し、プーリV面の摩耗が促進されるため、一定値以下の設定を行った。
- (2) レシオレンジ拡大のため、エレメントのV面長を短縮した。V面長短縮は、ピッチングモーメントを低減する効果も有しており、プーリ巻き付き部のリング応力を低減させた。
- (3) スロット幅を拡大し、さらにノーズとホール間のクリアランスを適切な範囲に設定することで、イヤ下部がリングに接触するよりも先にノーズとホールを接触させ、リングに作用する応力を低減させた。
- (4) エレメントのノーズ、ホール部の疲労強度には、エレメントの熱処理(主として焼入れ加熱時の保持時間)とノーズとホール部の形状精度(主としてノーズとホールの接触位置)が大きく影響するため、最適な処理および形状を設定した。

(5) リングの介在物の評価法として溶液溶解法と極値統計解析を組み合わせることで、精度良く介在物最大径を予測することが可能となり、疲労強度に対して不感となる最大径を設定することでリングの疲労強度を大幅に向上させた。

(6) リング表面の圧縮残留応力は、溶体化条件の影響を受けて変化しており、靱性とバランスさせた熱処理条件の設定により、リングの疲労強度を向上させた。

7. あとがき

本開発の成功は既に量産化に成功している VDT 社製ベルトによって指針を得たことによる。今後の進化は、形状の理論的探究に加え、生産技術の開拓的研究によるところが大きいと考える。

最後に本開発、推進に携わった多くの関係者および、Honda が金属ベルトを量産化することに対しご理解頂いた VDT 社に対し、深く感謝の意を表します。

8. 参考文献

- (1) 大藁耕平, 青木隆: 全電子制御金属ベルト CVT の開発, HONDA R & D Technical Review, Vol.8, p.21-33 (1996)
- (2) Hendriks E. et al.: Aspects of a metal Pushing V-Belt for Automotive Cut Application.
- (3) Van Doorne & Transmissie b.v.: カタログ
- (4) 金原 茂ほか: 押しブロック式金属ベルトの伝達機構に関する研究, HONDA R & D Technical Review, Vol.7, p.49-67 (1995)
- (5) Yoshida H.: A Study of Forces Acting on Rings for Metal Pushing V-Belt Type CVT, SAE Paper 970686
- (6) 藤井 透ほか: 金属Vベルトを用いた CVT に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.975, p.269-272 (1997-10)
- (7) 斎藤 俊博ほか: CVT金属ベルト応力シミュレーション技術の開発, Honda R & D Technical Review, Vol.13, No.1, p.125-130 (2001)
- (8) 江村秀樹ほか: 高強度鋼の疲労強度特性, 日本機械学会論文集(A編), 55 巻, 509 号, p.45-50 (1989)
- (9) 安部孝行ほか: 高強度鋼の疲労破壊における表面破壊と内部破壊, ばね技術会 1998 年春季講演会講演論文集, p.17-20 (1998)
- (10) 村上敬宜ほか: マルエージング鋼の疲労強度に及ぼす微小欠陥と介在物の影響, 日本機械学会論文集(A編), 53 巻, 492 号, p.1482-1491 (1987)
- (11) 石井仁ほか: 超音波疲労による機械構造用合金鋼の長

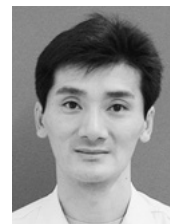
寿命疲労特性評価, 日本機械学会材料力学部門講演会
講演論文集, p.591-592, 1999

- (12) Ishii H., Yagasaki T., Akagi H.: Evaluation of giga-cycle fatigue properties of some maraging steels by intermittent ultrasonic fatigue testing, Proceedings of the International Conference on Fatigue in the Very High Cycle Regime, p.89-96 (2001)
- (13) 鋼の非金属介在物の顕微鏡試験方法, JIS G 0555
- (14) Standard Practice for Determining the Inclusion Content of Steel, ASTM E 45
- (15) 柴田俊夫: 極値統計学の発展と材料問題への応用, Sanyo Technical Report, Vol.3, No.1, p.8-16 (1996)

■ 著 者 ■



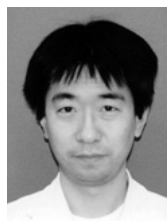
矢ヶ崎 徹



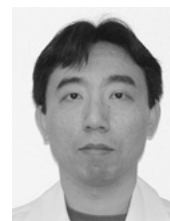
青山 英明



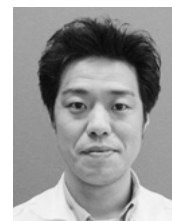
斎藤 俊博



石井 和夫



岡田 善成



有川 守