(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第4133768号
(P4133768)

(45)発行日　平成20年8月13日(2008.8.13)　(24)登録日　平成20年6月6日(2008.6.6)

(51)Int.Cl.		F I		
G01M 13/02	(2006.01)	G01M	13/02	
F16H 7/02	(2006.01)	F16H	7/02	Z
G06F 17/50	(2006.01)	G06F	17/50	612L
		G06F	17/50	680Z

請求項の数 6　(全 22 頁)

(21)出願番号　特願2003-396667(P2003-396667)
(22)出願日　平成15年11月27日(2003.11.27)
(65)公開番号　特開2005-156394(P2005-156394A)
(43)公開日　平成17年6月16日(2005.6.16)
審査請求日　平成18年10月17日(2006.10.17)

(73)特許権者　000006068
三ツ星ベルト株式会社
兵庫県神戸市長田区浜添通４丁目１番２１号
(74)代理人　100089196
弁理士　梶　良之
(74)代理人　100104226
弁理士　須原　誠
(72)発明者　橋本　康弘
兵庫県神戸市長田区浜添通４丁目１番２１号　三ツ星ベルト株式会社内

審査官　福田　裕司

最終頁に続く

(54)【発明の名称】伝動ベルトの振動解析方法及び装置、並びにプログラム

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

少なくとも駆動及び従動プーリからなるプーリと、これらに巻き掛けられた伝動ベルトとを備えた伝動ベルト駆動系の縦方向の振動を解析するのに際し、前記各プーリと当該各プーリと隣り合ったプーリとの間のベルト部分をフォークトモデルによりモデル化した振動解析モデルを用い、前記駆動プーリの角速度と、前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度と、前記各プーリのベルト速度及びベルト変位と、前記各ベルト部分のベルト張力と、前記各プーリとベルト間のスリップ率と、を、収束条件を満たすまでステップ幅Ｈで繰り返し計算する伝動ベルトの振動解析方法であって、

前記駆動プーリの角速度は、前記駆動プーリが備えるクランク軸の回転を模擬した調和関数を含んだ計算式から計算し、

前記各ベルト部分のベルト張力は、前記駆動プーリを含む各プーリのベルト速度と各プーリのベルト変位とを前記フォークトモデルに適用して計算し、

前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度は、前記各ベルト部分のベルト張力と前記各プーリの負荷トルクと前記各プーリの回転慣性モーメントとから計算した前記各プーリの角加速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算し、

前記各プーリ上のスリップ率は、前記各ベルト部分のベルト張力を変数とする所定のスリップ率関数から計算し、

前記各プーリのベルト変位は、前記各プーリ上のスリップ率と前記各プーリの角速度から計算した前記各プーリのベルト速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算す

ることを特徴とする伝動ベルトの振動解析方法。
【請求項２】
前記スリップ率関数は、スリップ率Ｓ、定数Ｋ、プーリ半径Ｒ、摩擦係数μ、ベルト巻付け角度α、緊張側張力Ｔｔ、弛み側張力Ｔｓとしたときに、
【数１】

$$S = \frac{K}{R \times e^{\mu\alpha}} \times \left(\frac{Tt}{Ts} - 1 \right)$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

Ｓ：スリップ率
Ｋ：定数
Ｒ：プーリ半径
μ：摩擦係数
α：ベルト巻付け角度
Ｔｔ：緊張側張力
Ｔｓ：弛み側張力

と定義されることを特徴とする請求項１に記載の伝動ベルトの振動解析方法。
【請求項３】
前記収束条件は、
前記ステップ幅Ｈの繰返し時間が前記調和関数の変動周期に相当する時間経過する度に生成した前記ベルト張力の時系列データ群について、ｎ番目の時系列データ群とｎ－１番目の時系列データ群とを同時刻のステップ点で比較した差異が所定の判定値以下となること
であることを特徴とする請求項１又は２に記載の伝動ベルトの振動解析方法。
【請求項４】
前記収束条件は、所定の判定値をαとし、緊張側張力Ｔｔ、弛み側張力Ｔｓとしたときに、
｜Ｔｔ（ｎ）／Ｔｓ（ｎ）－Ｔｔ（ｎ－１）／Ｔｓ（ｎ－１）｜＜α
と定義されることを特徴とする請求項３に記載の伝動ベルトの振動解析方法。
【請求項５】
少なくとも駆動及び従動プーリからなるプーリと、これらに巻き掛けられた伝動ベルトとを備えた伝動ベルト駆動系の縦方向の振動を解析するのに際し、前記各プーリと当該各プーリと隣り合ったプーリとの間のベルト部分をフォークトモデルによりモデル化した振動解析モデルを用い、前記駆動プーリの角速度と、前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度と、前記各プーリのベルト速度及びベルト変位と、前記各ベルト部分のベルト張力と、前記各プーリとベルト間のスリップ率と、を、収束条件を満たすまでステップ幅Ｈで繰り返し計算する伝動ベルトの振動解析装置であって、
前記駆動プーリの角速度は、前記駆動プーリが備えるクランク軸の回転を模擬した調和関数を含んだ計算式から計算し、
前記各ベルト部分のベルト張力は、前記駆動プーリを含む各プーリのベルト速度と各プーリのベルト変位とを前記フォークトモデルに適用して計算し、
前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度は、前記各ベルト部分のベルト張力と前記各プーリの負荷トルクと前記各プーリの回転慣性モーメントとから計算した前記各プーリの角加速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算し、
前記各プーリ上のスリップ率は、前記各ベルト部分のベルト張力を変数とする所定のスリップ率関数から計算し、
前記各プーリのベルト変位は、前記各プーリ上のスリップ率と前記各プーリの角速度か

ら計算した前記各プーリのベルト速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算することを特徴とする伝動ベルトの振動解析装置。

【請求項６】

少なくとも駆動及び従動プーリからなるプーリと、これらに巻き掛けられた伝動ベルトとを備えた伝動ベルト駆動系の縦方向の振動を解析するのに際し、コンピュータに、前記各プーリと当該各プーリと隣り合ったプーリとの間のベルト部分をフォークトモデルによりモデル化した振動解析モデルを用い、前記駆動プーリの角速度と、前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度と、前記各プーリのベルト速度及びベルト変位と、前記各ベルト部分のベルト張力と、前記各プーリとベルト間のスリップ率と、を、収束条件を満たすまでステップ幅Ｈで繰り返し計算させるためのプログラムであって、

前記駆動プーリの角速度は、前記駆動プーリが備えるクランク軸の回転を模擬した調和関数を含んだ計算式から計算し、

前記各ベルト部分のベルト張力は、前記駆動プーリを含む各プーリのベルト速度と各プーリのベルト変位とを前記フォークトモデルに適用して計算し、

前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度は、前記各ベルト部分のベルト張力と前記各プーリの負荷トルクと前記各プーリの回転慣性モーメントとから計算した前記各プーリの角加速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算し、

前記各プーリ上のスリップ率は、前記各ベルト部分のベルト張力を変数とする所定のスリップ率関数から計算し、

前記各プーリのベルト変位は、前記各プーリ上のスリップ率と前記各プーリの角速度から計算した前記各プーリのベルト速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算することを特徴とするプログラム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、伝動ベルトの振動解析方法及び装置、並びにプログラムに関するものである。特に、振動解析モデルを用いて、縦方向の振動解析を行う伝動ベルトの振動解析方法及び装置、並びにプログラムに関する。

【背景技術】

【０００２】

従来から、伝動ベルトを用いて動力伝達を行う駆動系（以下、「伝動ベルト駆動系」と略する。）については、ベルトのスリップにより生じるスリップ音の発生や、スリップによる発熱等による伝動ベルトの短寿命化などの防止のために、負荷、ベルト張力、プーリの回転数、ベルト速度、プーリ径、プーリレイアウトなどを考慮して設計が行われている。そして、伝動ベルト駆動系の設計は、振動解析モデルを用いて振動の解析を行う振動解析技術に基づいて行われている。

この振動解析技術は、一般に、振動解析モデルを用いて、伝動ベルト駆動系に加わるベルトの張力、プーリの角加速度、プーリの角速度、ベルト速度、ベルト変位、スリップ率等をできる限り精度良く計算している。そして、振動解析技術により計算した数値を元に、実際の伝動ベルト駆動系の設計を行えるようにしている。

【０００３】

例えば、特許文献１の技術においては、伝動ベルト駆動系全体を振動モデル化し、固有値解析によりモーダルパラメータを算出して変動張力計算を行い、静的的張力計算結果とあわせて合成張力計算を行うことにより、スリップ率を検出する振動解析技術が開示されている。

【０００４】

また、特許文献２の技術においては、ベルトスパン部分をバネとしてモデル化し、ベルトスパン部分に加わる歪が引張り歪か圧縮歪かにより、バネ定数を変える振動計算モデルに基づいて、振動計算を行う振動解析技術が開示されている。

【０００５】

また、特許文献３の技術においては、プーリ上のベルトを長手方向に微小区間の節点に分割して、節点間を弾性体要素又は剛体要素で連結した振動解析モデルを用い、これによりベルトとプーリは接離して振動解析を行う振動解析技術が開示されている。また、この振動解析モデルでは、ベルト要素を微小区間の節点に分割している。

【０００６】

【特許文献１】特開平１－２８８６５６号公報

【特許文献２】特開平７－２５５９５３９号公報

【特許文献３】特開２００１－３１１４５６号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００７】

しかしながら、従来の振動解析技術における振動解析モデルでは、ベルトのスリップ率は、オイラーの式（アイテルワインの式）に代表される所要の伝達動力を摩擦伝動で担保する条件式により求められており、時々刻々と変わるスリップ率を正確に表現するものではない。従って、従来の振動解析技術における振動解析モデルで行った伝動ベルト駆動系の振動解析では、計算により得た値と実測値とに差が生じ、伝動ベルト駆動系の振動解析を精度良く行うことができないという問題がある。かかる問題と供に、従来の振動解析技術において、スリップ率を時系列で把握するには実測によるほかなく、振動解析モデルを用いた伝動ベルト駆動系の振動解析を行うことが困難であるため、実験装置をその都度くみ上げて試験をする必要があり、振動解析を行うのに大変な労力がかかるという問題もある。

【０００８】

本発明は、上記問題点に鑑みてなされたものであり、振動解析モデルを用いて、伝動ベルト駆動系の振動解析を精度良く行うことできる伝動ベルトの振動解析方法及び装置、並びにプログラムを提供するものである。

【課題を解決するための手段及び効果】

【０００９】

本発明に係る伝動ベルトの振動解析方法は、少なくとも駆動及び従動プーリからなるプーリと、これらに巻き掛けられた伝動ベルトとを備えた伝動ベルト駆動系の縦方向の振動を解析するのに際し、前記各プーリと当該各プーリと隣り合ったプーリとの間のベルト部分をフォークトモデルによりモデル化した振動解析モデルを用い、前記駆動プーリの角速度と、前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度と、前記各プーリのベルト速度及びベルト変位と、前記各ベルト部分のベルト張力と、前記各プーリとベルト間のスリップ率と、を、収束条件を満たすまでステップ幅Ｈで繰り返し計算する伝動ベルトの振動解析方法であって、前記駆動プーリの角速度は、前記駆動プーリが備えるクランク軸の回転を模擬した調和関数を含んだ計算式から計算し、前記各ベルト部分のベルト張力は、前記駆動プーリを含む各プーリのベルト速度と各プーリのベルト変位とを前記フォークトモデルに適用して計算し、前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度は、前記各ベルト部分のベルト張力と前記各プーリの負荷トルクと前記各プーリの回転慣性モーメントとから計算した前記各プーリの角加速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算し、前記各プーリ上のスリップ率は、前記各ベルト部分のベルト張力を変数とする所定のスリップ率関数から計算し、前記各プーリのベルト変位は、前記各プーリ上のスリップ率と前記各プーリの角速度から計算した前記各プーリのベルト速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算することを特徴とする。

【００１０】

本発明に係る伝動ベルトの振動解析装置は、少なくとも駆動及び従動プーリからなるプーリと、これらに巻き掛けられた伝動ベルトとを備えた伝動ベルト駆動系の縦方向の振動を解析するのに際し、前記各プーリと当該各プーリと隣り合ったプーリとの間のベルト部分をフォークトモデルによりモデル化した振動解析モデルを用い、前記駆動プーリの角速度と、前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度と、前記各プーリのベルト速度及びベ

ルト変位と、前記各ベルト部分のベルト張力と、前記各プーリとベルト間のスリップ率と、を、収束条件を満たすまでステップ幅Ｈで繰り返し計算する伝動ベルトの振動解析装置であって、前記駆動プーリの角速度は、前記駆動プーリが備えるクランク軸の回転を模擬した調和関数を含んだ計算式から計算し、前記各ベルト部分のベルト張力は、前記駆動プーリを含む各プーリのベルト速度と各プーリのベルト変位とを前記フォークトモデルに適用して計算し、前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度は、前記各ベルト部分のベルト張力と前記各プーリの負荷トルクと前記各プーリの回転慣性モーメントとから計算した前記各プーリの角加速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算し、前記各プーリ上のスリップ率は、前記各ベルト部分のベルト張力を変数とする所定のスリップ率関数から計算し、前記各プーリのベルト変位は、前記各プーリ上のスリップ率と前記各プーリの角速度から計算した前記各プーリのベルト速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算することを特徴とする。

【００１１】

本発明に係るプログラムは、少なくとも駆動及び従動プーリからなるプーリと、これらに巻き掛けられた伝動ベルトとを備えた伝動ベルト駆動系の縦方向の振動を解析するのに際し、コンピュータに、前記各プーリと当該各プーリと隣り合ったプーリとの間のベルト部分をフォークトモデルによりモデル化した振動解析モデルを用い、前記駆動プーリの角速度と、前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度と、前記各プーリのベルト速度及びベルト変位と、前記各ベルト部分のベルト張力と、前記各プーリとベルト間のスリップ率と、を、収束条件を満たすまでステップ幅Ｈで繰り返し計算させるためのプログラムであって、前記駆動プーリの角速度は、前記駆動プーリが備えるクランク軸の回転を模擬した調和関数を含んだ計算式から計算し、前記各ベルト部分のベルト張力は、前記駆動プーリを含む各プーリのベルト速度と各プーリのベルト変位とを前記フォークトモデルに適用して計算し、前記駆動プーリ以外の前記各プーリの角速度は、前記各ベルト部分のベルト張力と前記各プーリの負荷トルクと前記各プーリの回転慣性モーメントとから計算した前記各プーリの角加速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算し、前記各プーリ上のスリップ率は、前記各ベルト部分のベルト張力を変数とする所定のスリップ率関数から計算し、前記各プーリのベルト変位は、前記各プーリ上のスリップ率と前記各プーリの角速度から計算した前記各プーリのベルト速度にステップ幅Ｈのルンゲクッタ法を適用して計算することを特徴とする。

【００１２】

これによると、伝動ベルト駆動系の振動解析モデルにおいて、各プーリの角速度の時系列データ、及び、スリップ率関数から求めた各プーリ上のスリップ率から計算したベルト速度の時系列データを取得することができる。そして、有効張力とスリップ率とベルト速度とを用いてスリップ工率を計算することができるため、発音現象、発熱摩擦現象の予測が可能となる。また、全てのプーリについて振動解析を行うことができるため、各プーリの巻付け角、プーリ径、ベルトリブ数等の変更について事前に検討することができる。更に、計算された各プーリ上のスリップ率により、正確なスリップ状態の基で各プーリの角速度とそのプーリ上でのベルト速度の状態を把握することができるため、極小時間で伝動ベルト駆動系の挙動を解析することができ、駆動プーリの加減速駆動に対して正確に応答することができる。

【００１３】

また、前記スリップ率関数は、スリップ率Ｓ、定数Ｋ、プーリ半径Ｒ、摩擦係数μ、ベルト巻付け角度α、緊張側張力Ｔｔ、弛み側張力Ｔｓとしたときに、次式で定義されることが好ましい。

【００１４】

【数１】

$$S=\frac{K}{R\times e^{\mu\alpha}}\times\left(\frac{Tt}{Ts}-1\right)$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

Ｓ：スリップ率

Ｋ：定数

Ｒ：プーリ半径

μ：摩擦係数

α：ベルト巻付け角度

Ｔｔ：緊張側張力

Ｔｓ：弛み側張力

【００１５】

これによると、スリップ率関数を実証的に定めているため、正確にスリップ率の時系列データを表現することができる。

【００１６】

また、前記収束条件は、前記ステップ幅Ｈの繰返し時間が前記調和関数の変動周期に相当する時間経過する度に生成した前記ベルト張力の時系列データ群について、ｎ番目の時系列データ群とｎ－１番目の時系列データ群とを同時刻のステップ点で比較した差異が所定の判定値以下となることが好ましい。

【００１７】

これによると、伝動ベルト駆動系の振動解析を標準化することができる。

【００１８】

また、前記収束条件は、所定の判定値をαとし、緊張側張力Ｔｔ、弛み側張力Ｔｓとしたときに、次式定義されることが好ましい。

【００１９】

｜Ｔｔ（ｎ）／Ｔｓ（ｎ）－Ｔｔ（ｎ－１）／Ｔｓ（ｎ－１）｜＜α

【００２０】

これによると、緊張側張力と弛み側張力の比が最も大きくなる駆動プーリのベルト部分を元に判定値が定められており、伝動ベルト駆動系の振動解析を更に標準化することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【００２１】

以下、図面を参照しつつ、本発明の最良の実施の形態を説明する。

【００２２】

まず、本実施の形態による伝動ベルト駆動系の構成について図４に基づいて説明する。図４は、本発明の実施形態に係る伝動ベルト駆動系Ｔを示す。

なお、この伝動ベルト駆動系Ｔでは、プーリ数が６である３気筒エンジンを例としている。

【００２３】

図４に示すように、プーリ１は、駆動プーリとしてのＶリブドプーリからなるクランクプーリである。このプーリ１は、図示しないエンジンのクランク軸上に回転一体に取り付けられていて、そのクランク軸による所定の回転変動をもって回転する。

【００２４】

そして、プーリ３～６は、従動プーリとしてのＶリブドプーリである。より詳細には、プーリ３は、Ｗ／Ｐ（ウォーターポンプ）プーリである。プーリ４は、ＡＣＧプーリである。プーリ５は、Ｉ／Ｄ（アイドラ）プーリである。プーリ６は、Ａ／Ｃ（エアコン用コ

ンプレッサー）プーリである。

【００２５】

そして、プーリ（駆動プーリ）１、プーリ（従動プーリ）３～６の間には、内周部に複数の並列リブ（図示せず）を有するＶリブベルトからなる伝動ベルトとしてベルト７が内面掛けに巻き掛けられている。

【００２６】

また、プーリ２は、プーリ１の側方のそれよりも高い位置に配置された平プーリからなるテンションプーリである。このプーリ２は、プーリ１とプーリ３との間のベルト部分、すなわち時計回り方向に回行するベルト７において緩み側となるスパン７ｂおよびスパン７ｃをベルト７の内面側に向かって常時押圧してベルト張力を自動調整する乾式オートテンショナを構成している。

なお、プーリ１とプーリ２の間のスパンをスパン７ｂ、プーリ２とプーリ３の間のスパンをスパン７ｃ、プーリ３とプーリ４の間のスパンをスパン７ｄ、プーリ４とプーリ５の間のスパンをスパン７ｅ、プーリ５とプーリ６の間のスパンをスパン７ｆ、プーリ６とプーリ１の間のスパンをスパン７ａとする。そして、ベルト張力とは、スパン（ベルト部分）間のベルト張力のことを意味する。

【００２７】

以上の構成を持つ伝動ベルト駆動系Ｔの縦方向のベルトの振動を解析する本実施形態に係る伝動ベルト駆動系の振動解析方法の処理の手順について、図１に基づいて説明する。図１は、本実施形態に係る伝動ベルト駆動系の振動解析方法の処理の手順を示すフローチャート図である。

尚、以下で説明する本実施形態に係る伝動ベルト駆動系の振動解析方法の処理は、コンピュータにおいても同様に、プログラムとしてＣＰＵにより読み出して実行することができる。また、このプログラムは、ＣＤ－ＲＯＭやＦＤ、ＭＯなどのリムーバブルな記憶媒体に記録しておくことにより、様々なコンピュータの記憶装置にインストールすることが可能である。

【００２８】

まず、ステップＳ１において、振動解析モデルの条件を入力する。ここで、振動解析モデルの条件とは、プーリ数（本実施の形態ではＮ＝６）、オートテンショナの有無（本実施の形態では有）のほか、オルタネータプーリの特性（一方向クラッチ構造の有無）（本実施の形態では無）、及び、各プーリ（本実施の形態ではプーリ１～５）の座標・径・慣性モーメント・定常トルクや、オートテンショナ（本実施の形態ではプーリ２）の寸法・諸特性などをいう。

また、入力された条件を基に、関連する計算を行う。具体的には、基準レイアウト（初張力時のプーリレイアウト）の計算を行う。基準レイアウトの計算では、オートテンショナのＸ，Ｙ座標の計算、接触角、ベルト長さ、各スパン長（基準スパン長）などの計算、基準時の張力の計算、各プーリのスリップファクターの計算を行う。ただし、オートテンショナ回りの基準スパン長は、基準レイアウトでのＡ／Ｔプーリ（本実施の形態ではプーリ２）前後のスパン長（接線の長さ）と、Ａ／Ｔプーリ上の巻付け長さと、前後に隣り合う２つのプーリの合算巻付け長さの２分の１とを、合計した長さを初張力時のＡ／Ｔ回りの基準スパン長と定義する。

【００２９】

次に、ステップＳ２において、各プーリ上でのベルト変位及びプーリの角速度の初期値を入力する。

【００３０】

そして、ループＲ１において、収束条件を満たすまで、以下に説明するステップＳ３～ステップＳ１１の処理を繰り返す。

【００３１】

ループＲ１では、まず、ステップＳ３において、ｎ＋１をｎとして更新する。尚、ｎの初期値は０とする。

【００３２】
次に、ループＲ２において、ｔ≧ｎ×周期となるまで、以下に説明するステップＳ４～ステップＳ１０の処理を繰り返す。ここで、周期とは、後述する駆動プーリ（本実施の形態ではプーリ１）が備えるクランク軸の回転を模擬した調和関数の変動周期を意味する。
【００３３】
ループＲ２では、まず、ステップＳ４において、ｔ＋Ｈをｔとして更新する。尚、ｔの初期値は０とし、Ｈは演算時間間隔とする。
【００３４】
そして、ステップＳ５において、駆動プーリ（本実施の形態ではプーリ１）が備えるクランク軸の回転を模擬した調和関数を含む計算式から駆動プーリ（本実施の形態ではプーリ１）の角速度を求める。好ましくは、クランク軸の回転特性はエンジンにより決まるので、実機計測により得られた速度波形をフーリエ変換して、クランク軸角速度を次式に示す時間関数として設定する。
【００３５】
【数２】

$$\omega_1 = \omega_0 \times \left[1 + \sum_{i=1}^{4} A_i \sin\left(i\lambda t + \delta_i\right) \right]$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

ω_1 ：時刻ｔの瞬間の駆動プーリの角速度

ω_0 ：駆動プーリの平均角速度

A_i ：片振幅回転変動率（ｉ次高調波成分）

λ ：回転変動の角周波数（４気筒では、$\lambda = 2\omega_0$ となる）

δ_i ：駆動プーリの角速度ｉ次高調波成分の位相

【００３６】
そして、ステップＳ６において、各ベルト部分（本実施の形態では、スパン７ａ～７ｆ）のベルト張力を計算する。
以下、ステップＳ６における各ベルト部分のベルト張力の計算について、図２に基づいて、より詳細に説明する。図２は、各ベルト部分のベルト張力の計算の処理の手順を示すフローチャート図である。
【００３７】
まず、ステップＳ６０１において、オートテンショナ（Ａ／Ｔ）前後のスパンかどうかが判断される。
オートテンショナ前後のスパンでない場合（ステップＳ６０１：ＮＯ）、ステップＳ６０２において、一般のベルト張力の計算が行われる。一方、オートテンショナ７前後のスパンの場合（ステップＳ６０１：ＹＥＳ）、ステップＳ６０３においてオートテンショナのベルト張力の計算が行われる。
本実施形態においては、オートテンショナ前後のスパンとは、オートテンショナを形成するプーリ２の隣のスパンであるスパン７ｂ及びスパン７ｃのことをいう。そして、一般のスパンのスパンとはオートテンショナを形成するプーリ２前後のスパン以外のスパン７ａ、７ｄ、７ｅ、７ｆのことをいう。
【００３８】
ここで、伝動ベルトの走行シミュレーションにおいて、時として一部のベルト張力が計算上、マイナス（－）となることがある。しかし、実際にはマイナス（－）になることがないため、この場合の現象を考察しつつ、図５に基づいて、ベルト張力の計算方法について以下に説明する。図５（ａ）～（ｄ）は、２軸伝動ベルト駆動系において、弛み側スパンのベルトの膨らみ現象を示す図である。

図５（ａ）のような単純な２軸の場合を考える。負荷がかかると図５（ｂ）のようにスパンＡのベルト張力が増加し、スパンＢのベルト張力が低下する。さらに負荷を増加するとスパンＢのベルト張力はゼロ近くまで低下する。このような低張力域ではベルトの曲げ剛性が効いていて図５（ｃ）のような直線でなく図５（ｄ）のように膨らんでくる。

しかし、このような膨らみ状態にあっても、ベルトは明白に自然放置状態（ベルトの内部応力が緩和するリング状に復元する状態。）とは異なる状態にある。即ち、この膨らみは略楕円曲線に沿う形状であり、この略楕円形状を維持するためには、ベルトの内部応力に打ち勝つ外力が必要である。なお、リング状態のベルトを略楕円状態に変形させる外力は、一般的にベルトの曲げ応力に対抗する外力といわれる。この外力はベルト張力で与えられるのであるが、本実施の形態にかかる振動解析方法では、駆動プーリに入力される角速度入力（調和関数入力）に対して各従動プーリ軸は角速度変動する。

従って、隣り合う一対のプーリの角速度変動が強制変位入力となって、このスパンのベルト張力を決定する。そして、ベルトの各スパンは図６に示すようなフォークトモデルを仮定して、このベルト張力を計算する。

【００３９】

ステップＳ６０２における一般のベルト張力は、後述するルンゲクッタギルの微分方程式の解法により求められた各プーリ上のベルト変位、ベルト速度から計算される。但し、最張り側スパン（本実施の形態では、プーリ１とプーリ６の間のスパン７ａ）の張力については、ステップＳ５で求められた駆動プーリの角速度により駆動プーリ上の定点を求めることにより計算する。

具体的には次式によりベルト張力を計算する。

【００４０】

【数３】

$$T_i = T_0 + K_i\left(U_{i+1} - U_i\right) + C_i\left(V_{i+1} - V_i\right)$$

なお、K_i, C_iは以下のとおりである。

$$K_i = AE \div LL_i$$

$$C_i = C \div LL_i$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

T_i：ベルト張力

T_0：初張力（標準張力、オートテンショナが標準位置での張力）

K_i：スパンｉのベルトのバネ定数

C_i：スパンｉのベルトの減衰係数

U_i：プーリｉでのベルト変位

V_i：プーリｉ上のベルト速度

AE：ベルトの縦弾性係数

LL_i：スパンｉの長さ（スパン長（接線の長さ）に、前後のプーリの合算巻付け長さの２分の１を加えた値）

C：ベルトの減衰係数

【００４１】

ステップＳ６０３におけるオートテンショナ（Ａ／Ｔ）のベルト張力は、以下の通りに計算する。まず、オートテンショナ（本実施の形態では、プーリ２）のアーム角度からプーリの座標を計算する。そして、ベルトとプーリの接触角を求め、その接触角からオートテンショナ前後のスパンの長さ増分を計算する。以上により、オートテンショナのベルト速度と、ベルト変位と、長さ増分と、によりオートテンショナのベルト張力を求める。

具体的には、次式によりベルト張力を計算する。

【００４２】

【数４】

$$T_i = T_0 + K_i\left(U_{i+1} - U_i + \Delta L\right) + C_i\left(V_{i+1} - V_i\right)$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

ΔL　　：Ａ／Ｔの動きに伴うその部分のスパン長さの増分

【００４３】

ステップＳ６０２またはステップＳ６０３では、通常、直線関係で表現した弾性曲線で張力を計算するため、計算した結果によっては、ベルト張力はマイナス（圧縮状態）になることがある。従って、ステップＳ６０４において、低張力時のベルト張力の補正を行う。

即ち、ステップＳ６０２またはステップＳ６０３で計算したベルト張力Ｔｉが予め定めた値Ｔｓｐより小さい場合、次式により、ベルト張力を補正する。

【００４４】

【数５】

$$T_i = T_{sp} \times \exp\left(\frac{T_i}{T_{sp}} - 1\right)$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

T_i：ベルト張力

T_{sp}：低張力時に補正を行う基準張力

【００４５】

なお、ベルト張力を補正する上述の式は、以下のようにして求められる。

まず、長さの異なる４リブのＶリブベルトを用い、駆動プーリと従動プーリの２軸からなる走行試験機のプーリ径が夫々Φ６０及びΦ１２０である２台の走行試験機に上記長さの異なるリブ数４のリブベルトを取り付けて実験を行った。

負荷は無負荷とし、実験方法は２０００ｒｐｍで回転中に軸間距離を逐次変化させて軸間力との関係をとり、軸間距離は移動側軸受け箱の移動量をダイアルゲージで軸間力はロードセルにて測定した結果を図７（ａ）～（ｄ）に示す。

図７（ａ）～（ｄ）で、縦軸は測定された軸間力を２で割りさらにリブ数４で割って１リブあたりのベルト張力に直したものである。また、横軸は軸間距離の変化量であるが、実験データの直線部分を外挿し、ベルト張力がゼロ（Ｘ軸）と交わる点を０としたものである。なお、図中の点（●）は実験データであり、実線は後述する補正曲線である。

４つの実験では、いずれもベルト張力が３６Ｎ／リブ以下で直線から外れていくことがわかる。この外れはじめるベルト張力をＴｓｐとし、それ以下では補正が必要となる。この補正式にはいろいろ考えられるが、以下では単純な指数関数式にて近似する方法を説明する。

【００４６】

即ち、図８に示すように、伸び（Ｘ）を用いて張力を計算する式を、弾性係数（ＡＥ／Ｌ）による比例式から指数関数式に変更する。

Ａを断面積、Ｅを弾性係数、Ｌを基準長さとすると、図８の応力（張力）－歪み（伸び）の関係式から次の関係が成立する。なお、Ｘ０，Ｔｓｐ，ＡＥ／Ｌは与条件（実験データ）によって決まる定数である。

Ｔｓｐ＝（ＡＥ／Ｌ）×Ｘ０　（式１）

Ｔｓｐ－Ｔａ＝（ＡＥ／Ｌ）×Ｘａ　（式２）

この式１と式２を整理すると、

Ｘ０－Ｘａ＝Ｔａ×（Ｌ／ＡＥ）　（式３）

Ｘ０＝Ｔｓｐ×（Ｌ／ＡＥ）　（式４）

となる。
最後に、Ｔ＝Ｔｓｐ×ｅｘｐ（（Ｘ０－Ｘａ）／Ｘ０－１）と、式３、式４から、伸びＸ＝（Ｘ０－Ｘａ）のときの張力Ｔを計算すると、
Ｔ＝Ｔｓｐ×ｅｘｐ（Ｔａ／Ｔｓｐ－１）
となり、ベルト張力を補正する上述の式が導かれる。
【００４７】
次に、ステップＳ７において、各プーリの角加速度及び角速度を計算する。
以下、ステップＳ７における各プーリの角加速度及び角速度の計算について、図３に基づいて、より詳細に説明する。図３は、各プーリ及びＡ／Ｔアームの角加速度及び角速度の計算の処理の手順を示すフローチャート図である。
【００４８】
図３に示すように、まず、ステップＳ７０１において、補機プーリの角速度を求める。ここで、補機プーリとは、駆動プーリを除いたプーリのことを意味する。本実施の形態では、補機プーリは、プーリ３、４、５、６が該当する。
具体的には、各補機プーリの慣性モーメントと、補機プーリに加えられる定常トルクと、ルンゲクッタギルの微分方程式の解法と、次式を用いて、角加速度を計算する。尚、各補機プーリの角速度は、次式により求めた角加速度にステップ幅Ｈ時間のルンゲクッタ法を適用して計算する。
【００４９】
【数６】

$$(T_i - T_{i-1}) \times R_i = II_i \times \omega_i' + TQ_i \text{ より}$$

$$\omega_i' = \frac{(T_i - T_{i-1}) \times R_i - TQ_i}{II_i}$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。
ω_i'：プーリｉの回転角加速度
R_i：プーリｉの半径（ｉ＝３～Ｎ）
II_i：プーリｉの慣性モーメント
TQ_i：プーリｉの補機の定常トルク（ｉ＝３～Ｎ）

【００５０】
次に、ステップＳ７０２において、オートテンショナ（Ａ／Ｔ）のアームにかかるトルクを計算する。
具体的には、本実施の形態において、ベルト７によるプーリ２への荷重の大きさと方向、及びオートテンショナのアームの長さ、アーム角度などの幾何学的関係から、ベルト張力によるオートテンショナのアームにかかるトルクが求められる。
【００５１】
そして、ステップＳ７０３で、オートテンショナ（Ａ／Ｔ）にかかるトルクと摩擦トルクの差（ＰＰ）を計算する。
具体的には、次式によりＰＰを計算する。
【００５２】

【数７】

$$P = K_0 + K \times \phi - BQ$$

$$PP = P - AQ$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

P ：Ａ／Ｔに摩擦がないときのトータルトルク

K_0 ：Ａ／Ｔの押し付けトルク

K ：Ａ／Ｔのバネ定数（トルク勾配）

ϕ ：Ａ／Ｔの位置（角度）

BQ ：Ａ／Ｔにかかるトルク

AQ ：Ａ／Ｔの減衰（摩擦）トルク

【００５３】

次に、ステップＳ７０４で、ＰＰ＜０（摩擦トルクの方が大きい）かつオートテンショナ角速度が反転したかどうか、即ちオートテンショナ（Ａ／Ｔ）がとまった瞬間があるかどうかが判断される。

【００５４】

オートテンショナがとまった瞬間があると判断された場合（ステップＳ７０４：ＹＥＳ）は、ステップＳ７０５において、オートテンショナ（Ａ／Ｔ）の角速度及び角加速度を０とする。

一方、オートテンショナ（Ａ／Ｔ）がとまった瞬間がないと判断された場合（ステップＳ７０５：ＮＯ）は、ステップＳ７０６において、オートテンショナ（Ａ／Ｔ）の角加速度及び角速度を計算する。

具体的には、次式によりオートテンショナの角加速度を計算する。尚、オートテンショナのアームの角速度は、次式により求めた角加速度にステップ幅Ｈ時間のルンゲクッタ法を適用して計算する。

【００５５】

【数８】

$P < AQ, \dfrac{\delta\phi}{\delta t} = 0$の場合、

$$\frac{\delta^2\phi}{\delta t^2} = 0$$

$P < AQ, \dfrac{\delta\phi}{\delta t} \neq 0$の場合、及び$P > AQ$の場合、

$$\frac{\delta^2\phi}{\delta t^2} = \left(\frac{P - AQ}{II_{AT}}\right) \times signum(P)$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

II_{AT} ：Ａ／Ｔの慣性モーメント

【００５６】

そして、ステップＳ８において、スリップ率を計算する。

具体的には、次式のスリップ率関数により、スリップ率を計算する。

【００５７】

【数１】

$$S=\frac{K}{R\times e^{\mu\alpha}}\times\left(\frac{Tt}{Ts}-1\right)$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

Ｓ：スリップ率

Ｋ：定数

Ｒ：プーリ半径

μ：摩擦係数

α：ベルト巻付け角度

Ｔｔ：緊張側張力

Ｔｓ：弛み側張力

【００５８】

ここで、スリップ率関数における定数Ｋは、実験データを根拠に決定する。具体的には、図９に示す巻付け角αを変量としたスリップ率とトルクの実験結果及び図１０に示す初張力を変量としたスリップ率とトルクの実験結果により決定する。尚、トルクは、緊張側張力をＴｔ、弛み側張力をＴｓ、プーリ径Ｒとすると、（Ｔｔ－Ｔｓ）×Ｒを計算することにより求められる。

【００５９】

図９に示す実験は、５つのプーリからなる５軸レイアウトの伝動ベルト駆動系を想定し、プーリ径φ８０ｍｍ、初張力２５ｋｇｆという条件で行った。そして、図１０に示す実験は、２のプーリからなる２軸レイアウトの伝動ベルト駆動系を想定し、プーリ径φ８０ｍｍ、巻付け角１８０°という条件で行った。

図９中、△印はα＝６１°の実験値であり、●印はα＝８６°の実験値である。そして、図１０中、△印は初張力２４ｋｇｆの実験値であり、●印は初張力４８ｋｆｇの実験値であり、◇印は初張力７２ｋｇｆの実験値である。

【００６０】

かかる実験値をもとに、スリップ率関数の定数Ｋを求める。尚、求めた定数Ｋを適用したスリップ率関数のシミュレーション結果も図９及び図１０に示す。

図９中、点線はα＝６１°のシミュレーション結果であり、実線はα＝８６°のシミュレーション結果である。そして、図１０中、実線は２４ｋｇｆのシミュレーション結果であり、太線は初張力４８ｋｆｇのシミュレーション結果であり、点線は初張力７２ｋｇｆのシミュレーション結果である。

【００６１】

次に、ステップＳ９において、ステップＳ８で求めたスリップ率に基づいて各プーリ上のベルト速度及びベルト変位を計算する。

具体的には、次式により、ベルト速度を計算する。ベルト変位は、次式により求めたベルト速度にステップ幅Ｈ時間のルンゲクッタ法を適用して計算する。

【００６２】

【数９】

$$DZ(i)=\{Z(N+i)\times R(i)\}/(1-S)$$
$$DZ(1)=\omega_1\times R(1)\times(1-S)$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

$DZ(i)$：プーリｉのベルト速度

$DZ(1)$：駆動プーリ（プーリ１）のベルト速度

$Z(N+i)$：プーリｉのベルト変位

$R(i)$：プーリｉのプーリ半径

ω_1：駆動プーリの角速度

Ｓ：スリップ率

【００６３】

そして、ループＲ２の終了条件が判断され、時刻ｔ≧ｎ×周期となると、ループＲ２を終了する。

【００６４】

ループＲ２を終了すると、ステップＳ１０において、以上により求めたベルト張力、各プーリの角速度、スリップ率、ベルト速度等のデータを、上述した調和関数の変動周期の１周期分の時系列データとして記録媒体に記録すると供に、当該データをディスプレイ或いはプリンタなどの出力装置に出力する。

【００６５】

次に、ステップＳ１１において、ｎがＭよりも大きいかどうかを判断する。ここで、Ｍは、予めユーザにより設定される任意の最大計算回数であり、調和関数の変動周期Ｍ周期分経過した時点で（ステップＳ１１：ＹＥＳ）、収束しないものとして振動解析の処理を終了させることを意味している。従って、調和関数の変動周期Ｍ周期分経過するまでは（ステップＳ１１：ＮＯ）、処理を続行する。

【００６６】

そして、ループＲ１の終了条件が判断され、収束条件を満たすと、ループＲ１を終了し、処理を終了する。

【００６７】

ここで、収束条件は、調和関数の変動周期前後一周期についての駆動プーリ上のベルト張力比の差で判定する。即ち、ステップＳ１０において記録したｎ周期目の駆動プーリ上の緊張側ベルト張力の時系列データと弛み側ベルト張力の時系列データの比と、ｎ－１周期目の駆動プーリ上の緊張側ベルト張力の時系列データと弛み側ベルト張力の時系列データの比とを、同時刻のステップ点で比較し、各ステップ点の差異が所定の基準値よりも小さい場合は、収束条件を満たすものとする。具体的には、次式で表される。尚、所定の基準値は、ユーザが予め設定する。

【００６８】

【数１０】

$$\left|T_t(n)/T_s(n)-T_t(n-1)/T_s(n-1)\right|<\alpha$$

ここで、記号の定義は以下のとおりである。

$T_t(n)$：ｎ周期目の緊張側張力

$T_s(n)$：ｎ周期目の弛み側張力

$T_t(n-1)$：ｎ－１周期目の緊張側張力

$T_s(n-1)$：ｎ－１周期目の弛み側張力

α：基準値

【００６９】

尚、本実施の形態においては、緊張側ベルト張力は、スパン７ａのベルト張力に該当し、弛み側ベルト張力は、スパン７ｂのベルト張力に該当する。

【００７０】

ここで、図１～３に示されている伝動ベルトの振動解析方法の各ステップは、伝動ベルトの振動解析装置の各部（手段）として、例えば汎用のパーソナルコンピュータによって構成されている。かかるパーソナルコンピュータには、ＣＰＵ、ＲＯＭ、ＲＡＭ、ハードディスク、ＦＤやＣＤの駆動装置などのハードウェアが収納されており、ハードディスクには、プログラム（このプログラムは、ＣＤ－ＲＯＭやＦＤ、ＭＯなどのリムーバブルな記録媒体に記録しておくことにより、様々なコンピュータにインストールすることが可能である）を含む各種のソフトウェアが記録されている。そして、これらのハードウェアおよびソフトウェアが組み合わされることによって、上述の各ステップが構築されている。

【００７１】

また、伝動ベルトの振動解析方法の各ステップで得られるデータは、図示しないディスプレイに表示されたり、プリンタで印刷されたりすることで、伝動ベルトの振動解析装置の操作者に通知される。

【００７２】

このように、本実施の形態に係る伝動ベルトの振動解析方法及び装置、並びにプログラムによれば、伝動ベルト駆動系Ｔの振動解析モデルにおいて、各プーリの角速度の時系列データ、及び、スリップ率関数から求めたスリップ率から計算したベルト速度の時系列データを取得することができる（図１のステップＳ５～Ｓ９）。そして、有効張力とスリップ率とベルト速度とを用いてスリップ工率を計算することができるため、発音現象、発熱摩擦現象の予測が可能となる。また、全てのプーリについて振動解析を行うことができるため、各プーリの巻付け角、プーリ径、ベルトリブ数等の変更について事前に検討することができる。更に、計算されたスリップ率により（図１のステップＳ８）、正確なスリップ状態の基で各プーリの角速度とそのプーリ上でのベルト速度の状態を把握することができるため、極小時間で伝動ベルト駆動系Ｔの挙動を解析することができ、駆動プーリ１の加減速駆動に対して正確に応答することができる。

【００７３】

また、伝動ベルト駆動系Ｔの振動解析モデルにおいて、スリップ率関数を実証的に定めているため（図１のステップＳ８、図９及び図１０参照）、正確にスリップ率の時系列データを表現することができる。

【００７４】

また、伝動ベルト駆動系Ｔの振動解析モデルにおいて、緊張側張力と弛み側張力の比が最も大きくなる駆動プーリ１のベルト部分を元に収束条件が定められており（図１のループＲ１）、伝動ベルト駆動系Ｔの振動解析を更に標準化することができる。

【００７５】

以上、本発明の好適な実施の形態について説明したが、本発明は、前記実施の形態に限

定されるものではなく、特許請求の範囲に記載した限りにおいてさまざまな振動解析が可能なものである。

【００７６】

例えば、上記実施の形態のような伝動ベルト駆動系Ｔ以外の伝動ベルト駆動系に対しても適用することができる。例えば、上記実施の形態においては、オートテンショナが具備された伝動ベルト駆動系Ｔについて説明しているが、オートテンショナが具備されていない伝動ベルト駆動系に対しても適用することができる。

【００７７】

また、図２のステップＳ６０４におけるベルト張力の補正は、上記実施の形態における指数関数式に限られず、張力が小さくなるほど減衰するがゼロにならないような曲線関係の式であれば他にも色々考えられる。

【実施例】

【００７８】

次に、本発明を具体的に実施した実施例について、図１１～図１４に基づいて説明する。

本実施例で用いた伝動ベルト駆動系は、上述した図４に示す伝動ベルト駆動系Ｔである。尚、実際には、伝動ベルト駆動系Ｔにおいて、プーリ１～６のプーリ径を、それぞれ、φ１３０ｍｍ、φ８０ｍｍ、φ１１０ｍｍ、φ５５ｍｍ、φ８０ｍｍ、φ１１５ｍｍとし、駆動プーリ１の回転数を９００ｒｐｍ、ＡＣＧプーリ４を無負荷として振動解析の実験を行った。

【００７９】

図１１は、Ｉ／Ｄプーリ（プーリ５）前後のスパン（スパン７ｅ、７ｆ）のベルト張力についてのシミュレーション結果及び実験結果を示す図である。尚、図１１中、点線は実際に計測を行った実験データであり、太線は本発明を適用したシミュレーション結果であり、実線は従来技術を適用したシミュレーション結果である。

図１１に示すように、実験データと比較すると、従来技術を適用したシミュレーション結果は最大ベルト張力が高くなっており、又、時間遅れが生じている。これに対して、本発明を適用したシミュレーション結果はほぼ一致する。従って、本発明は、振動解析モデルを用いて伝動ベルト駆動系Ｔの振動解析を精度良く行えることがわかる。

【００８０】

図１２は、オートテンショナープーリ（プーリ２）のセンター位置についてのシミュレーション結果及び実験結果を示す図である。尚、図１２中、点線は実際に計測を行った実験データであり、太線は本発明を適用したシミュレーション結果であり、実線は従来技術を適用したシミュレーション結果である。

図１２に示すように、実験データと比較すると、従来技術を適用したシミュレーション結果は大きくはずれており、本発明を適用したシミュレーション結果はほぼ一致する。従って、本発明は、振動解析モデルを用いて伝動ベルト駆動系Ｔの振動解析を精度良く行えることがわかる。

【００８１】

図１３は、クランクプーリ（プーリ１）とＡＣＧプーリ（プーリ４）のプーリ角速度（周速度）についてのシミュレーション結果を示す図である。尚、図１３中、実線は本発明に適用したクランクプーリ１のプーリ角速度であり、太線は本発明を適用したＡＣＧプーリ４のプーリ角速度についてのシミュレーション結果である。

図１３に示すように、クランクプーリ１と比較したＡＣＧプーリ４のプーリ角速度のシミュレーション結果から、本発明は振動解析モデルを用いて伝動ベルト駆動系Ｔの振動解析を精度良く行えることが分かる。

【００８２】

図１４は、ＡＣＧプーリ（プーリ４）とＡ／Ｃプーリ（プーリ６）のベルトとプーリ間のスリップ率についてのシミュレーション結果を示す図である。尚、図１４は、スリップ率をパーセント表示で表している。また、図１４中、実線は本発明を適用したＡＣＧプー

リのスリップ率であり、太線は本発明を適用したＡ／Ｃプーリのスリップ率である。
ここで、図１１に示すように、Ｉ／Ｄプーリ５の両側ベルト部分（スパン７ｅ、７ｆ）についてのベルト張力がゼロ近くまで下がっている時間がある。また、図１３に示すように、ＡＣＧプーリ４のプーリ角速度が下がっている（減速している）部分がある。そして、図１４に示すように、Ａ／Ｃプーリ６にはプラスの負荷がかかっており、Ａ／Ｃプーリのプーリ角速度はベルト速度に対して小さくなり、Ａ／Ｃプーリ６とベルト７の間スリップ率はプラスとなるが、図１４のシミュレーション結果も同様の結果となっている。一方で、ＡＣＧプーリ５にはベルトの減速に伴いマイナスの負荷トルクが作用するため、ＡＣＧプーリ５とベルト７の間のスリップ率はマイナスとなるが、図１４のシミュレーション結果も同様の結果となっている。従って、本発明は、振動解析モデルを用いて伝動ベルト駆動系Ｔの振動解析を精度良く行えることがわかる。

【図面の簡単な説明】

【００８３】

【図１】本実施形態に係る伝動ベルト駆動系の振動解析方法の処理の手順を示すフローチャート図である。

【図２】各ベルト部分のベルト張力の計算の処理の手順を示すフローチャート図である。

【図３】各プーリ及びＡ／Ｔアームの角加速度及び角速度の計算の処理の手順を示すフローチャート図である。

【図４】本発明の実施形態に係る伝動ベルト駆動系Ｔを示す。

【図５】（ａ）～（ｄ）は、２軸伝動ベルト駆動系において、弛み側スパンのベルトの膨らみ現象を示す図である。

【図６】フォークトモデルを示す図である。

【図７】（ａ）～（ｄ）は、２軸からなる走行試験機において低張力時の張力を実験した結果である。

【図８】ベルト張力を補正する式を示す図である。

【図９】巻付け角αを変量としたスリップ率とトルクの実験結果を示す図である。

【図１０】初張力を変量としたスリップ率とトルクの実験結果を示す図である。

【図１１】Ｉ／Ｄプーリ前後のスパンのベルト張力についてのシミュレーション結果及び実験結果を示す図である。

【図１２】オートテンショナープーリのセンター位置についてのシミュレーション結果及び実験結果を示す図である。

【図１３】クランクプーリとＡＣＧプーリのプーリ角速度についてのシミュレーション結果を示す図である。

【図１４】ＡＣＧプーリとＡ／Ｃプーリのベルトとプーリ間のスリップ率についてのシミュレーション結果を示す図である。

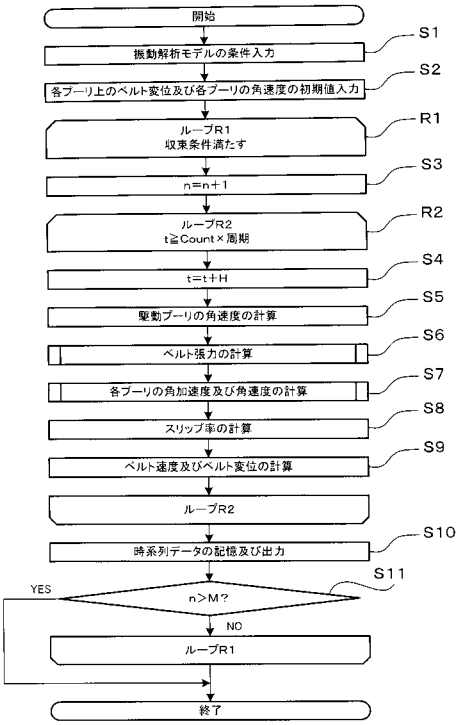
【符号の説明】

【００８４】

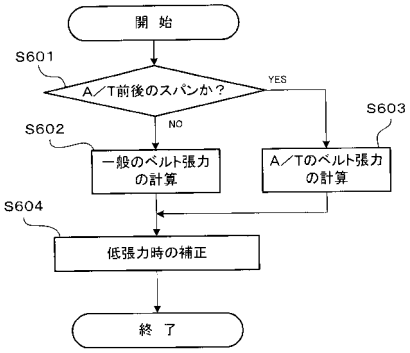
１　　駆動プーリ（クランクプーリ）
２　　従動プーリ（Ａ／Ｔプーリ）
３　　従動プーリ（Ｗ／Ｐプーリ）
４　　従動プーリ（ＡＣＧプーリ）
５　　従動プーリ（Ｉ／Ｄプーリ）
６　　従動プーリ（Ａ／Ｃプーリ）
７　　伝動ベルト
７ａ　スパン（ベルト部分）
７ｂ　スパン（ベルト部分）
７ｃ　スパン（ベルト部分）
７ｄ　スパン（ベルト部分）
７ｅ　スパン（ベルト部分）
７ｆ　スパン（ベルト部分）

T　　伝動ベルト駆動系

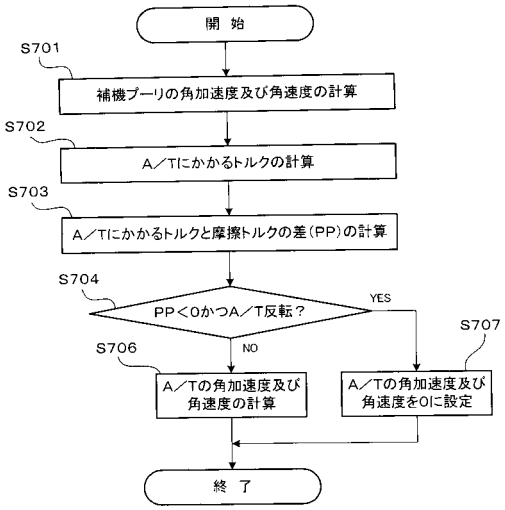
【図１】



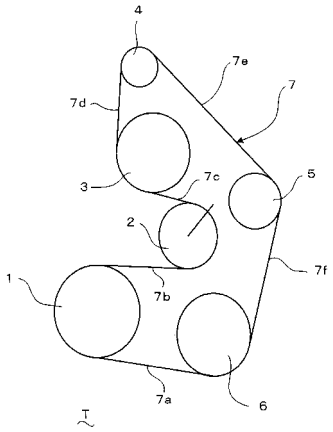
【図２】



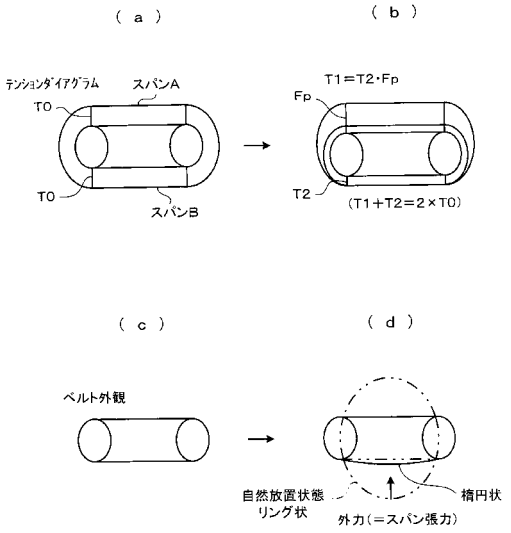
【図３】


開 始
S701
補機プーリの角加速度及び角速度の計算
S702
A／Tにかかるトルクの計算
S703
A／Tにかかるトルクと摩擦トルクの差(PP)の計算
S704
PP＜0かつA／T反転？
YES
S707
NO
S706
A／Tの角加速度及び角速度の計算
A／Tの角加速度及び角速度を0に設定
終 了

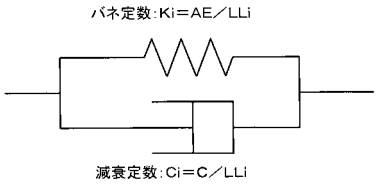
【図４】


4
7e
7
7d
3
7c
5
2
7f
1
7b
7a
6
T

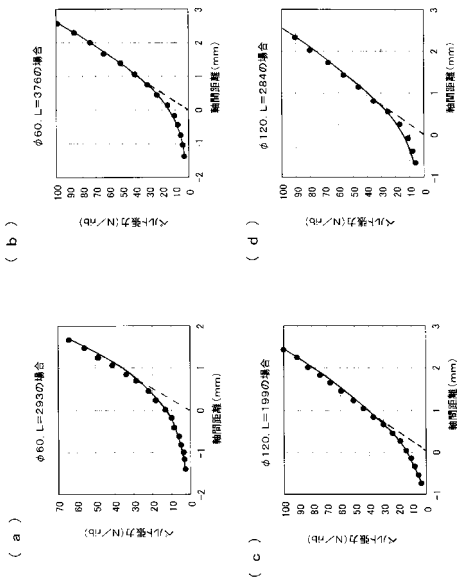
【図５】


(a)
(b)
ﾃﾝｼｮﾝﾀﾞｲｱｸﾞﾗﾑ
スパンA
T0
T0
スパンB
T1＝T2・Fp
Fp
T2
(T1＋T2＝2×T0)
(c)
(d)
ベルト外観
自然放置状態
リング状
外力(＝スパン張力)
楕円状

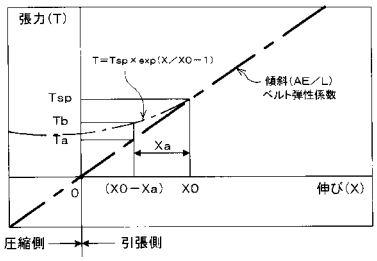
【図６】


バネ定数:Ki＝AE／LLi
減衰定数:Ci＝C／LLi

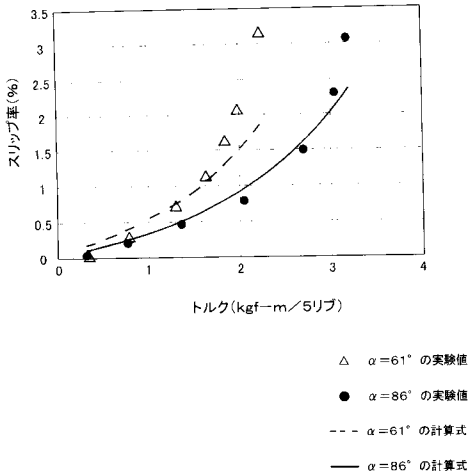
【図７】


φ60, L=3760の場合
φ120, L=2840の場合
φ60, L=2930の場合
φ120, L=1990の場合
軸間距離(mm)
スパン張力(N／本)
(a)
(b)
(c)
(d)

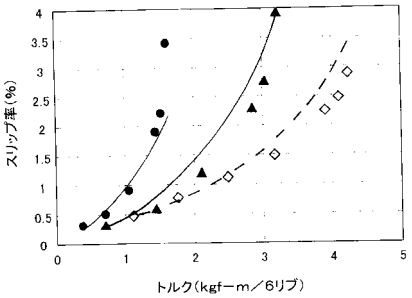
【図８】



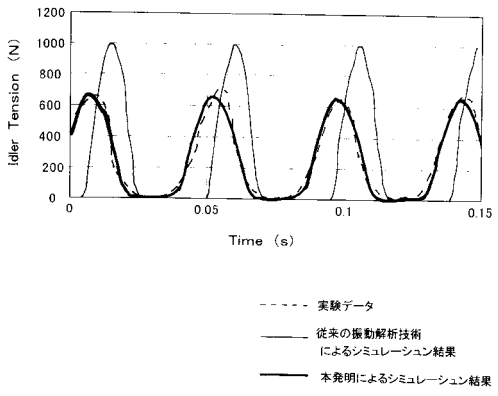
【図９】



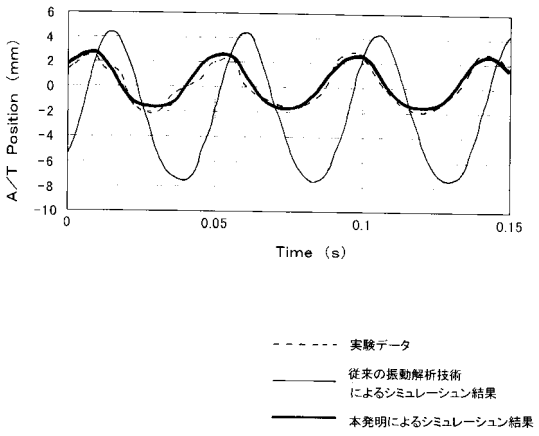
【図１０】



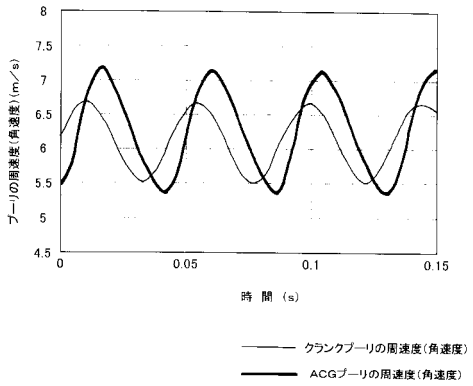
【図１１】



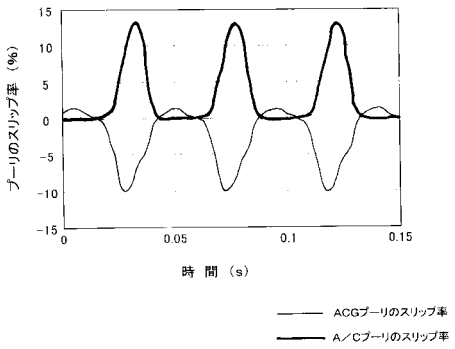
【図１２】



【図１３】


8
7.5
7
6.5
6
5.5
5
4.5
プーリの周速度(角速度)(m／s)
0
0.05
0.1
0.15
時 間 (s)
クランクプーリの周速度(角速度)
ACGプーリの周速度(角速度)

【図１４】


15
10
5
0
−5
−10
−15
プーリのスリップ率 (%)
0
0.05
0.1
0.15
時 間 (s)
ACGプーリのスリップ率
A／Cプーリのスリップ率

フロントページの続き

(56)参考文献 特開平０１－２８８６５６（ＪＰ，Ａ）
特開平０７－２２９５３９（ＪＰ，Ａ）
特開２００１－３１１４５６（ＪＰ，Ａ）
特開２００３－２６２５６７（ＪＰ，Ａ）
特開２００４－０９３４９０（ＪＰ，Ａ）
高橋　弘好　他2名，”エンジン補機ベルト駆動系の動的シミュレーション－スリップ現象の予測－”，バンドー　テクニカルレポート　Ｎｏ．７，日本，バンドー株式会社経営企画部，２００３年　2月26日，１６～２０頁

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｇ０１Ｍ　１３／０２
Ｆ１６Ｈ　７／０２
Ｇ０６Ｆ　１７／５０
ＪＳＴＰｌｕｓ（ＪＤｒｅａｍＩＩ）