

ガスタービン駆動大型排水ポンプ用 スパイラルベベルギアの開発

High-Speed Spiral Bevel Gear for Large Gas Turbine Drive Drainage Pump

技術本部 東 崎 康 嘉^{*1} 古 川 豊 秋^{*2}
高砂製作所 益 田 将 寛^{*3}

近年、洪水時の河川排水や下水・雨水排出を目的として、排水ポンプ場が大型化される傾向にある。またポンプ駆動用原動機として、冷却水を必要とせず、騒音・振動が小さいガスタービンが採用されつつある。駆動用原動機がガスタービンとなっても、高速（周速 117 m/s）で大きな馬力（25 000 PS）をポンプに直交伝達できるスパイラルベベルギアを開発した。本報では、(1)歯当たりを考慮した高周速運転時の動荷重、歯元曲げ応力の解析手法、(2)テレメーターを用いた歯元曲げ応力計測値と解析値との比較検証、について報告する。

Drain pump stations have been enlarged to drain water due to floods, sewers, and torrential rain, implementing low-noise low-vibration gas turbines that require no cooling water. To use gas turbine as mover, we developed spiral bevel gears that transmit a high rotational speed of 117 m/s and a high power of 25 000 PS through crossed shafts. We reviewed the calculation of dynamic load and tooth root stress in driving high pitch line velocity in tooth mating and found that the analytical results of dynamic load agreed with experimental results obtained from experiments using telemetry.

1. ま え が き

最近、治水安全度の向上を目指して排水ポンプ場が大型化される傾向にある。これまでの排水ポンプでポンプの駆動源として用いられてきたディーゼルエンジンは、ガスタービンに比べて大きな設置スペースが必要であり、冷却水系の信頼性、周囲環境（振動・騒音・排気）への対応でも課題を有している。

このため、当該設備のポンプ駆動源として、機動性と信頼性に優れたガスタービンの排水ポンプ場への適用が進められており、大容量の排水ポンプが駆動できるガスタービンの動力が伝達可能なスパイラルベベルギアのニーズがある⁽¹⁾。

高周速（117 m/s）、大馬力（25 000 PS）条件で排水ポンプを駆動するガスタービンの動力を伝達可能なスパイラルベベルギアを開発し、運転を行った。

2. 当社排水ポンプの特徴

本章では、吐出し量 50 m³/s 級の大型排水機場に適用できる当社のポンプの水路の高流速化並びに高比速度化設計技術について概略紹介する。

2.1 水路の高流速化

水路の設計における留意点は以下のとおりである。

- (1) 流速増加による損失の増加は極力低減させる。
- (2) 水中渦を発生させない。

今回の開発においては、水路を含めたポンプ全体の寸法を従来設計による吐出し量 25 m³/s 級の既設排水場と同一、若しくはそれ以下とすることを目的として設計を行った。

したがって、吸水路流速は従来排水機場（ $V_s=1.0$ m/s）の 2 倍以上、吐出し水路についても低損失高流速型かつへん

平形状を実現する必要が生じた。このような要求を背景として、吸水路形状については、機場建設時の掘削深さを最も低減できる傘形を、吐出し水路については、損失を最も低減できるベンド型を基本形状として設計した。

2.2 ポンプの高比速度・小型化

大型排水機場に適用可能なポンプの仕様を表 1 に示す。

ポンプの小型化を図るには、羽根車の回転数をできるだけ高くした、すなわち、高比速度化設計を行うことが有効であるが、この限界を決定づける第一の要因はキャビテーション性能である。

また、効率についても高比速度になるほど低下する傾向があり、実用的なレベルでの高比速度化の限界は、キャビテーション性能及び効率面から、ほぼ比速度 $N_s=300$ m·m³/s 級の可動翼軸流羽根車を適用することとした。

3. 高周速スパイラルベベルギアの開発

横型ガスタービンを用いて、2 章で述べた立軸ポンプを駆動するための直交型歯車として、大きな動力を伝達できるスパイラルベベルギアが求められている。低速大トルクの条件

表 1 大型排水機場に適用可能なポンプの仕様
Specification of pump applicable to large drain pump station

	仕 様
ポンプ形式	立軸軸流ポンプ・吐出しベンド型
羽根車径 (mm)	4 000 (従来設計：4 600)
吐出し量 (m ³ /s)	50
全揚程 (m)	2.7
原動機出力 (kW)	2 000 以下

*1 長崎研究所トライボロジー研究室 工博

*3 ポンプ・水車部ポンププラント設計課

*2 長崎研究所主幹

表2 スパイラルベベルギアの運転実績
Drive results of spiral bevel gears

伝達馬力 (kW)	低速軸回転速度 (rpm)	高速軸回転速度 (rpm)	モジュール	歯 数	歯 幅 (mm)	歯車周速度 (m/s)
3 766	6 324	2 640	7.6	38/91	98	95.6
1 765	4 271	2 206	6.8	4 791	90	71.5
3 766	6 324	2 494	8.8	2 871	110	81.5
1 765	4 271	3 178	9.5	3 243	70	68.0
3 000	10 000	3 721	9.77	6 643	106	81.8

で直径の大きな歯車を用いれば、歯面荷重を減少することが可能となるが、スパイラルベベルギアは使用される歯切り盤によってその外径が限定されてくる。したがって、限られた外径の条件下で大容量化するためには、高周速化することによりトルクを低下させて歯面荷重を減少させる必要がある。

現在、日本で等高歯を歯切りする最大の機械（クリンゲルンベルグ AMK 1 602，最大加工外径 2 000 mm）で歯切りされたスパイラルベベルギアの周速の最も早い実績は、表 2 に示すように最大伝達馬力が 3 766 kW で、周速は 95.6 m/s 程度である。

また、研究事例としては、ヘリコプター用減速機でピッチ円周速 113 m/s (2 100 kW) における歯元曲げ応力の計測⁽²⁾，さらには動力循環式試験機を用いたピッチ円周速 107 m/s の状態での動荷重計測⁽³⁾及び小馬力 (60 kW) ではあるが、周速 120 m/s での焼付限界を超えるスパイラルベベルギアを運転する試み⁽⁴⁾が行われている。

上記の実績を超える大容量高周速条件で使用されるスパイラルベベルギアについて、実際に運転を行って歯車の動荷重を計測し、解析による予測との対応を確認した。

3. 1 目的

スパイラルベベルギアにおいて大きな動力を高周速で伝達した場合、動荷重の発生が懸念される。動荷重を予測する手法を、研究例の少ないクリンゲルンベルグ方式で歯切りされたスパイラルベベルギアについて開発することを目標とした。具体的には、クリンゲルンベルグ方式で歯切りされた等高歯の歯形を求め、F.E.M.でモデル化して剛性変動を計算することで動荷重及び強度（歯元曲げ応力）評価を行う手法を開発した。

また、開発した手法の予測精度を試験装置を用い実施した後、歯車周速度が 100 m/s を超える高周速条件下で、従来公表された実績よりも約 1 桁大きな馬力 18 755 kW (25 000 PS) のガスタービンで駆動される高周速スパイラルベベルギアの設計を行い、予測精度の確認のための運転を行った。

3. 2 解析手法

3. 2. 1 歯型創成

クリンゲルンベルグ方式の歯切り盤の場合、円板に工具（カッタヘッド）を装着し歯形状を創成していく。図 1 にカッタヘッドとワークの関係を示す。図に示すように、カッタヘッドは円運動を行い、歯切りされるワークは O を中心とする別の円運動を行う。したがって、歯切りされる曲線は、これら両方の運動を総合した相対運動に従って形成される。図 1

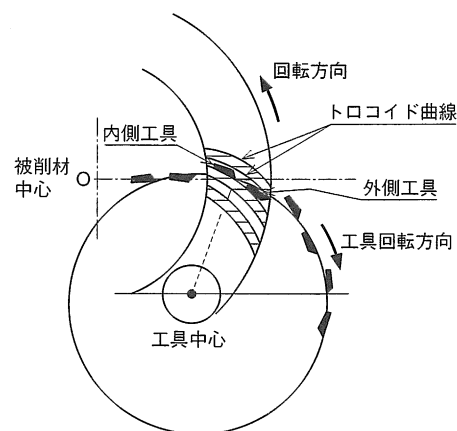


図1 スパイラルベベルギアの歯切りメカニズム
クリンゲルンベルグ方式の歯切り盤における
カッタヘッドとワークの関係を示す。
Mechanism of gear cutting

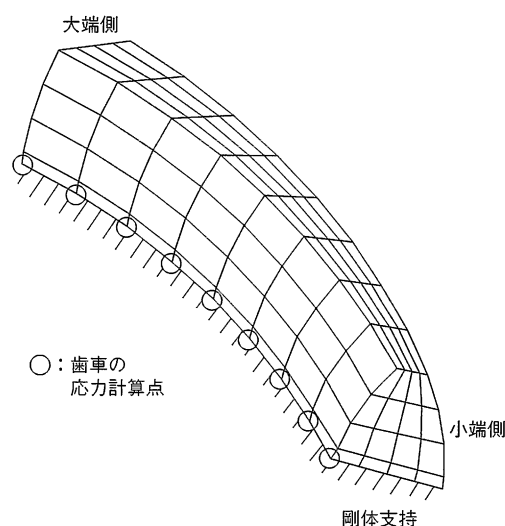


図2 小歯車のF.E.M.モデル
荷重計算用の小歯車F.E.M.モデルを示す。
F.E.M. model of bevel pinion

に示されているトコイド曲線はこのような条件の下にでき上がったものである。

3. 2. 2 F.E.M.モデル

本計算手法では、歯面上の接触点で受け持つ荷重を求めるために、前項で示した工具の運動をもとにF.E.M.計算用の歯形を作り、その歯形を歯幅方向に9個、歯たけ方向に5個分割し、歯面上の座標(i, j)に単位集中荷重を加えコンプライアンスを求め影響係数とした。図2に小歯車のF.E.M.モデルを示す。歯の基部は固定支持とし、歯元曲げ応力の計算点を○印で示した。

3. 2. 3 動荷重解析

図3に本解析手法の手順を示す。この手法は、準静的解析により歯面間作用力と相対変位の非線形的な相互関係を任意点数分求めて影響係数として記憶させておき、それと軸系の振動特性とを部分合成法により結びつけ歯車軸系の運動方程式として構成し、時刻歴に積分し解析する区分線形的手法で、平行軸インボリュート歯車には既に適用している。

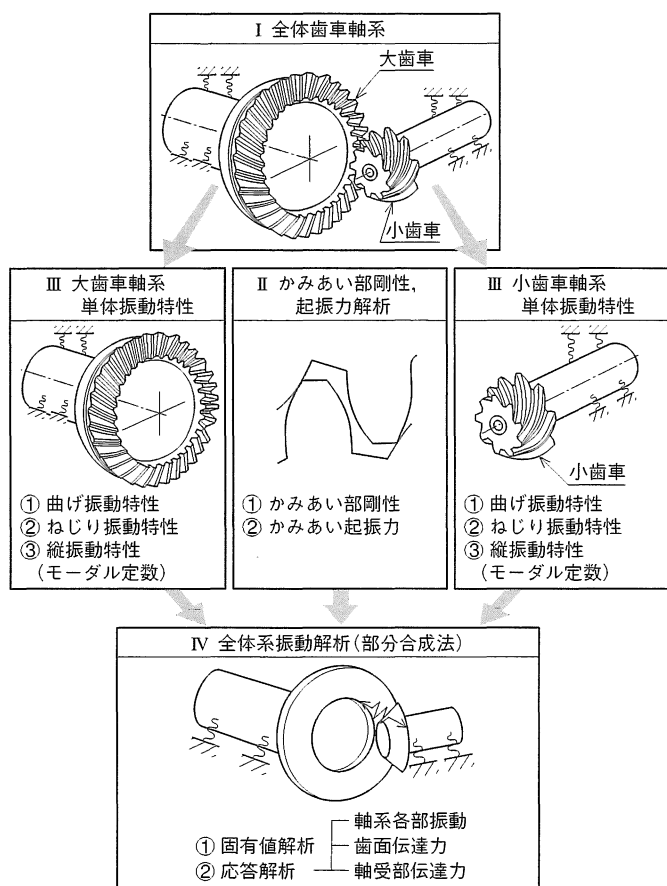


図3 動荷重解析のフローチャート スパイラルベベルギアの動荷重解析手順を示す。
Calculating flow chart of dynamic loads

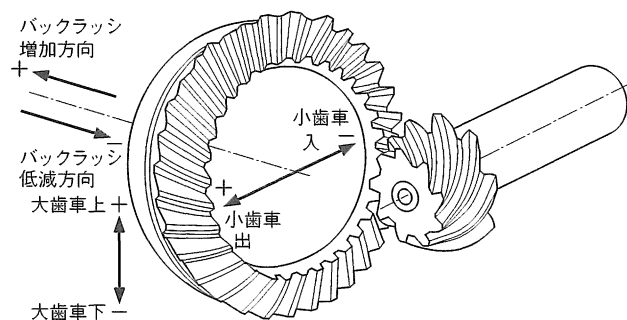


図4 スパイラルベベルギアの移動 スパイラルベベルギアの歯当たり位置調節のための位置関係移動方向を示す。
Gear movements for calculating

スパイラルベベルギアのかみ合い剛性と歯当たり位置とは密接な関係がある。そのため、図1に示す工具の運動から得られた歯面形状を元に図4に示すように歯車を三次元的に移動させ、試験時と同じ歯当たりとなるようにして剛性変動を求め動荷重解析を行った。

4. 歯車諸元検討

4.1 モジュールの選定

前記計算手法を用い、大型排水ポンプが駆動可能なガスタービン (18 755 kW, 4 000 rpm) の動力を直交減速して伝達することが可能なスパイラルベベルギアの成立諸元について検討した。

浸炭歯車の疲労限界の最低値は 700 N/mm^2 である⁽⁵⁾ため、動荷重の影響を見込んだ歯元曲げ応力を小さくするために、モジュール m と歯幅 b の適正な選定が必要となる。

クリンゲンベルグ式歯切り盤で歯切りされる歯車の歯幅 b は、円すい距離 Re の $1/3$ 以下もしくはモジュール 15 倍 ($15m$) 以下の内の小さい方以下という条件を満足しなければならない。

そのために、モジュールと円すい距離と下記に示す式(1)の関係がある減速比 $i (=z_2/z_1)$ をパラメータにして計算した。

$$Re = \frac{mz_2}{2 \sin(\tan^{-1} \frac{z_2}{z_1})} \quad (1)$$

ここで、

Re : 円すい距離

m : モジュール

z_1 : 小歯車歯数

z_2 : 大歯車歯数

式(1)において、 $i (=z_2/z_1)$ を大きくすると分母が小さくなり、円すい距離は長くなる。

筆者らが先に行ったピッチ円周速 110 m/s ⁽⁶⁾での検証では、動荷重/静荷重の比が $7.6 \sim 14.4$ 倍であったため、最初から動荷重を考慮した検討を行った。

歯車の精度は JIS 0 級と仮定して動的な歯元応力を計算した結果を図5に示す。モジュールと減速比が大きくなるに従って歯元応力が小さくなる傾向にある。この結果より、出力回転数を 2100 rpm (減速比 2.13) 程度にし、モジュール $21 \sim 23$ で成立することが分かった。

4.2 単一ピッチ誤差の検討

スパイラルベベルギアを高周速で運転する時に発生する動荷重を抑えるためには、歯車のピッチ誤差を小さくする必要がある。適正な歯車精度を見出すために、JIS で規定されている単一ピッチ誤差と歯元曲げ応力の関係について検討した。

計算で得られた結果を図6に示す。歯車の精度が悪くなるに従って、歯元曲げ応力が大きくなる。JIS 1 級でも成立可能

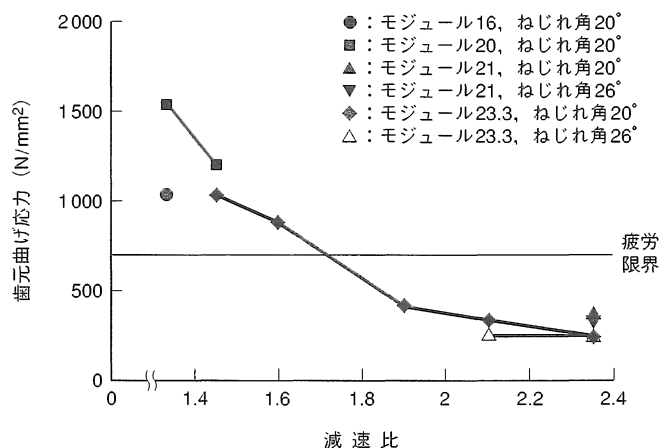


図5 歯元応力と回転数の関係 (歯車精度 JIS 0 級) 歯車精度を JIS 0 級と仮定した場合の歯元応力計算結果を示す。
Relation between root stress and rotational speed (JIS 0 class gear)

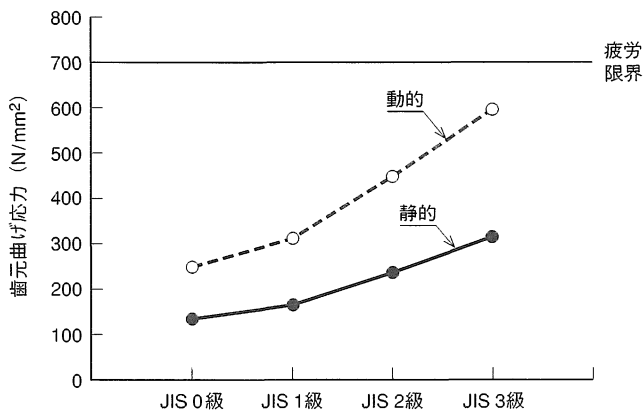


図6 単一ピッチ誤差と歯元曲げ応力の関係 歯車の単一ピッチ誤差と歯元曲げ応力の関係を示す。
Relation between gear accuracy and tooth root stress

表3 歯車諸元
Specification of spiral bevel gear

	小歯車	大歯車
歯数	24	51
モジュール (mm)	23.3	
ピッチ円直径 (mm)	559	1 188
歯幅 (mm)	215	
ねじれ角 (deg)	20	
圧力角 (deg)	20	
ねじれ方向	左	右
材料	SNCM 420	SNCM 420
歯面硬さ (HS)	78~85	78~85

であるが、安全側として歯車の精度は JIS 0 級として製作することにした。

4.3 供試歯車

表3に今回選定した歯車諸元を示す。クリンゲルンベルグ式歯切盤で歯切りされた等高歯かさ歯車であり、モジュール 23.3 mm、ねじれ角 20 度で減速比は 2.13 で単一ピッチ誤差は実測最大で小歯車が 9 μm 、大歯車が 4 μm であり JIS 0 級を満足するようにした。

4.4 計測結果との比較

図7に、歯元応力計測データとの比較を示す。18 755 kW、4 000 rpm の条件で実測最大約 275 N/mm² に対し予測値 250 N/mm² の結果となり、実測結果と良好に対応している。また、実機歯車の歯面に焼付の生じないことも確認している。

5. 排水ポンプ用ガスタービンのシリーズ化

当社では、横軸ガスタービンの出力軸方向を立軸に変換可能なスパイラルベベルギアの開発を終了させるとともに、さらに出力軸立型ガスタービンを開発している。大出力領域に対応した MFT-8 L 形ガスタービン以外に、小出力領域に適用すべくガスタービン全体を立軸化し、20~30% のポンプ場平

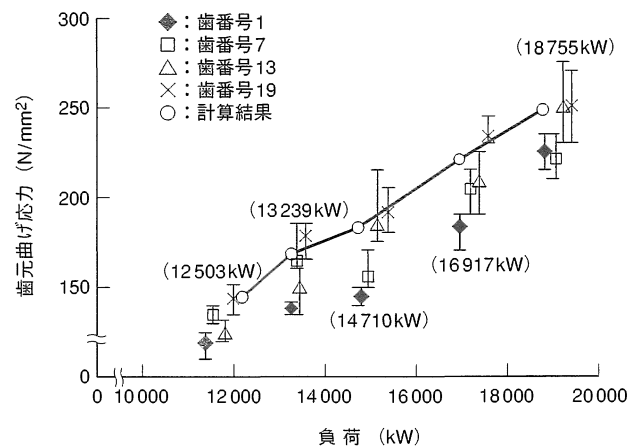


図7 歯元応力計測結果と計算結果の比較 歯元応力の実測値と計算結果の比較を示す。
Relation between root stress and power

面積縮減を果す立形ガスタービンも開発している⁽⁷⁾。

また、最近の傾向としては、ガスタービンの採用や立軸化が排水ポンプ場の建設コスト縮減・信頼性向上などのポイントとなっている。

6. おわりに

大きな動力を伝達する直交型減速機を高周速化し、コンパクトな減速機の開発を目的とし、大型スパイラルベベルギアの高周速運転時の問題点として予想される動荷重の予測手法を作成し、大型排水ポンプが駆動可能なガスタービン (18 755 kW、4 000 rpm) を用いて高周速回転試験を実施し、従来実績のない大馬力である 18 755 kW で歯車ピッチ円周速 117 m/s の条件で運転可能なスパイラルベベルギアが、予想値と通りに運転されることを確認した。

参考文献

- (1) 土肥昭昌ほか、大型排水機場向け新技術の開発、三菱重工技報 Vol.35 No.3 (1998) p.186~189
- (2) Oswald, F.B., Gear tooth stress measurements on the UH-60 A helicopter transmission, NASA TP-2698 (1987)
- (3) 田中直行ほか、曲り歯かさ歯車の動荷重、日本機械学会第74期全国大会講演論文集(4) No.96-15 (1996) p.143
- (4) 平沢博ほか、高速かさ歯車のスコリング強さと性能に関する実験的研究、日本機械学会論文集(C編), Vol.51 No.466 (1985) p.1320~1328
- (5) 小路博ほか、浸炭焼入れ歯車の最適表面硬化層厚さについて、日本船舶機械学会誌 Vol.10 No.8 (1975) p.672~680
- (6) 東崎康嘉ほか、高周速まがり歯かさ歯車の動荷重評価、日本機械学会論文集(C編) Vol.65 No.629 (1999) p.283~290
- (7) 上松一雄ほか、ポンプ駆動用 L 形 MFT-8 L ガスタービンの開発、三菱重工技報 Vol.36 No.1 (1999) p.38~41