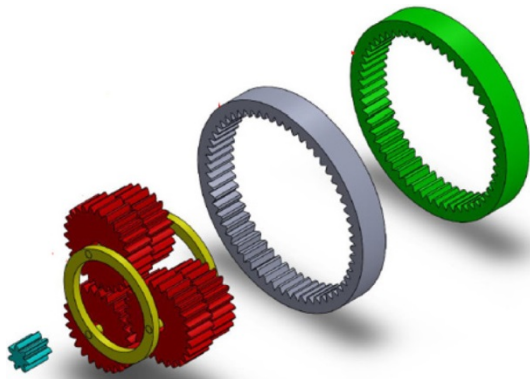


移動体向け小型・大減速バイラテラルギヤの開発

Bilateral Gear that Enable Downsizing of Drive Unit for Mobile Vehicle



西浦 謙佑*1
Kensuke Nishiura

大高 一馬*1
Kazuma Otaka

正田 功彦*2
Kastuhiko Shoda

藤本 康孝*3
Yasutaka Fujimoto

電動化の進展に伴い、高速モータと減速機で構成されるギヤドモータの需要が高まっている。特に、市場伸長が予測される自動車などのモバイル用途では駆動装置の小型化ニーズが高く、小型で大減速を可能とする変速装置を先行開発することで先行者利得が見込まれる。本研究では、駆動装置の大幅な小型化を可能とする新しい大減速機構として、横浜国立大学が開発したバイラテラルギヤに着目し、当社にて、移動体向けに 50kW 仕様のギヤを設計・試作した。また、負荷試験を実施し、動力伝達効率、温度及び振動について検証した。本報では試作したバイラテラルギヤの概要と負荷試験結果について述べる。

1. はじめに

モータと減速機で構成される駆動装置を小型化するためには、小型・大変速の減速機と高速モータを組み合わせることが有効である。しかしながら、一般的な歯車による減速比は最大でも4～5程度であり、大変速を得るためには多段で構成する必要があるため減速機が大型化する問題があった。また、従来の大減速機構であるハーモニックドライブやサイクロ減速機は動力伝達効率が70～80%と低く、適用が困難であった。そこで本研究では、横国大で開発されたバイラテラルギヤ⁽¹⁾に着目した。本ギヤは効率と信頼性に優れた遊星歯車に、異なる仕様の内歯車を組み合わせることで大減速を可能とした機構であり、高効率で小型・大減速が実現可能と考えられる。しかしながら、従来のバイラテラルギヤはロボットへの適用を想定した1kW以下の低出力機が開発されていたが、自動車などのモバイル用途に適用される出力数十kW、回転数10000rpm以上の高出力・高回転数のギヤは開発されていなかった。そこで当社では、移動体への適用を想定した出力50kW、回転数17800rpmのバイラテラルギヤを設計・試作し、負荷試験により検証した。

2. バイラテラルギヤの構造

バイラテラルギヤの構造を図1に示す。基本構造は2段遊星歯車と類似しているが、入力となる太陽歯車、同軸に配置された2つの遊星歯車(遊星歯車1と遊星歯車2)、固定内歯車及び出力内歯車で構成される。遊星歯車1が固定内歯車とかみ合い、遊星歯車2が出力内歯車とかみ合う。

バイラテラルギヤの変速原理を図2に示す。従来の遊星歯車は内歯車を固定し、キャリアを出力とするが、バイラテラルギヤは内歯車を2分割し、一方を固定、もう一方を出力軸としている。さらに、2つの内歯車とかみ合う遊星の歯数を変えることで任意の速比を得ている。上記原理により

*1 総合研究所 機械研究部

*2 総合研究所 機械研究部 主席研究員 工博

*3 横浜国立大学 教授 工博

バイラテラルギヤは2段で変速されることになるので、大減速比が得られる。

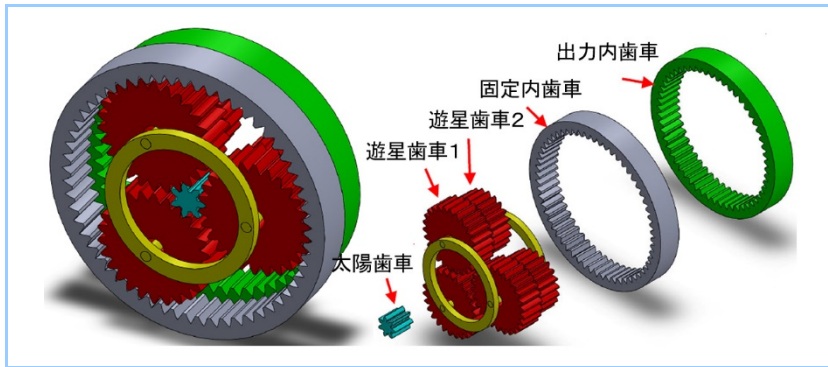


図1 バイラテラルギヤの構造

基本構造は2段遊星歯車と類似しているが、入力となる太陽歯車、同軸に配置された2つの遊星歯車、固定内歯車および出力内歯車で構成される。

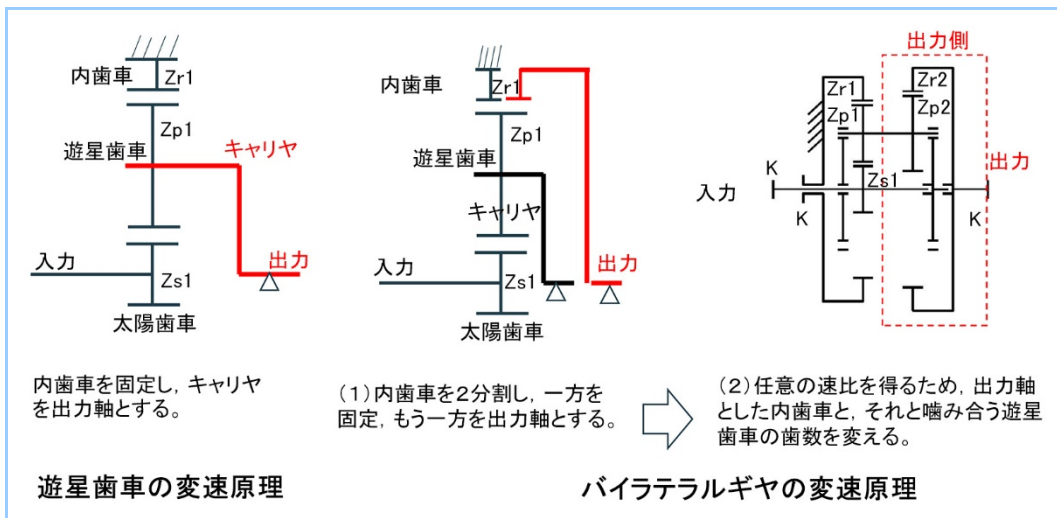


図2 バイラテラルギヤの変速原理と従来の遊星歯車との比較

遊星歯車に、異なる仕様の内歯車を組合せることで大減速を可能とした構造である。

3. バイラテラルギヤの設計

バイラテラルギヤは図3に示す手順に基づき設計した。

まず、モータと減速機で構成される駆動装置の体格と減速比の関係を評価し、体格低減に有効な減速比を選定した。今回事例とした製品の条件、すなわち出力 50kW、出力回転数 500rpm の条件で、駆動装置の体格と減速比の関係を計算した結果を図4に示す。図に示すように、減速比が大きくなるほど体格は低減するが、減速比が 30 以上になると体格低減効果は小さくなる。そこで減速比は 30~40 を選定した。

次に、この減速比となるよう各歯車の歯数を選定し、横国大と共同開発した歯車仕様選定プログラム⁽¹⁾を用いて動力伝達効率が最大となる各歯車の転位係数、ねじれ角を計算した。さらに、導出した諸元に対して、当社にて開発された歯車強度解析手法⁽²⁾を適用して強度解析を行い、疲労強度を満足する歯幅とモジュールを選定した。

最終的に選定されたバイラテラルギヤの歯車諸元を表1に示す。減速比は 35.8、入力回転数は 17800rpm となった。表1に示す歯車諸元と出力トルクから各軸に作用する荷重を計算し、製品の要求寿命を満足する軸受仕様や、キャリア及びハウジング等の詳細構造の設計を行った。

上記手順に基づき設計された試作バイラテラルギヤの構造図を図5に示す。

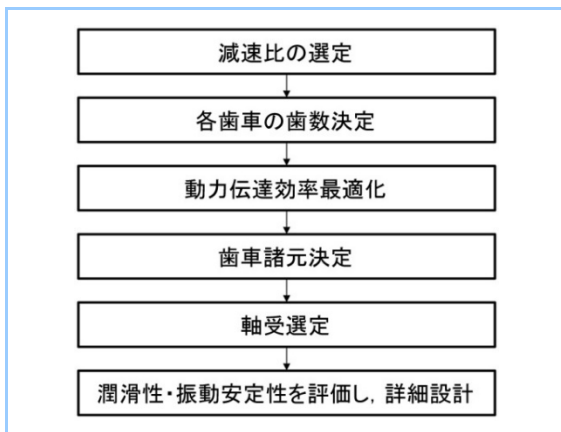


図3 バイラテラルギヤの設計手順
本手順に従って試作バイラテラルギヤの設計を行った。

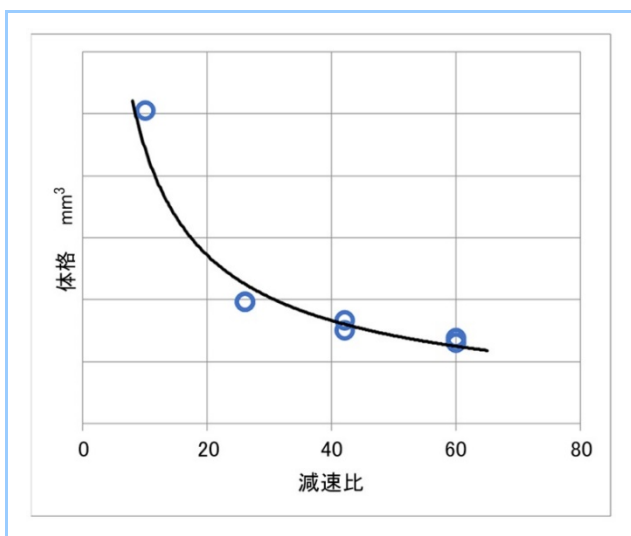


図4 駆動装置の体格と減速比の関係
減速比が大きくなる程体格は低減するが、減速比が 30 以上になると体格低減効果は小さくなる。

表1 試作バイラテラルギヤの歯車諸元

	太陽歯車	遊星歯車1	固定内歯車	遊星歯車2	出力内歯車
歯数	23	47	117	35	105
モジュール	1.5			1.5	
歯幅	25 mm			38 mm	

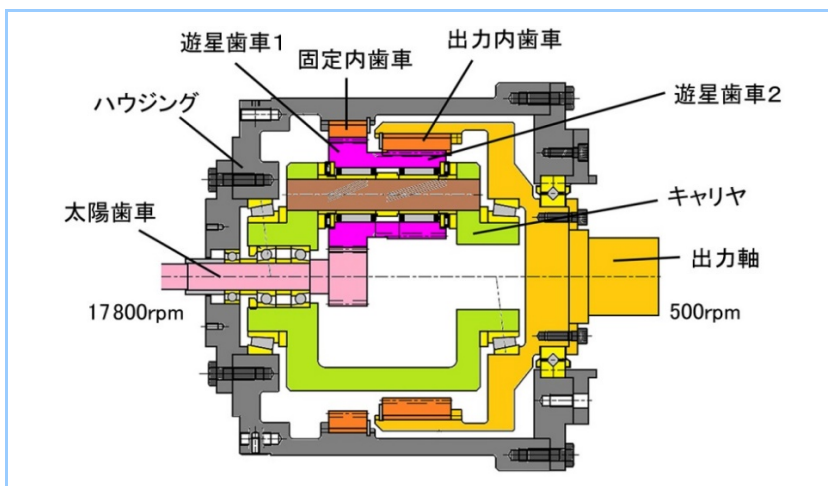


図5 試作バイラテラルギヤの構造
50kW バイラテラルギヤの構造を示す。

4. 負荷試験による検証

上記バイラテラルギヤを製作し、負荷試験によって想定通りの性能が得られるかを検証した。試験装置構成図を図6に示す。モータの回転数を遊星増速機とベルト増速機により 17800rpm まで増速させ、ブレーキにより出力軸に負荷トルクを作用させた。本試験では、当該減速機の信頼性・性能に関する製品適用課題の抽出を目的として、表2に示す項目を計測した。

効率の実験値と事前予測値(計算値)の比較を図7に示す。図において、横軸は負荷(%), 縦軸は効率(%)を示す。効率は太陽歯車軸と出力軸のトルクより算出した。なお歯車損失の計算は横国大ツール, 軸受損失の計算はNSK 資料⁽³⁾を参照し計算した。図に示すように、実験値と計算値はほぼ対応することを確認した。また、ハーモニックドライブと対比して 15%以上の効率向上を計測した。

1段目内歯車温度の計測結果を図8に示す。本結果は、回転数を 17800rpm に保持した状態で、負荷を増加させたときの温度変化を示す。図において、横軸は負荷(%), 縦軸は温度(°C)を示す。温度と出力はほぼリニアな相関が得られており、異常な温度上昇は確認されなかった。

ハウジングの振動は 1.8mm/s であり、ISO が定める振動許容値⁽⁴⁾4mm/s に対して十分小さく問題ないレベルであった。

以上より動力伝達効率, 温度及び振動は想定通りであり, 問題ないことを確認した。

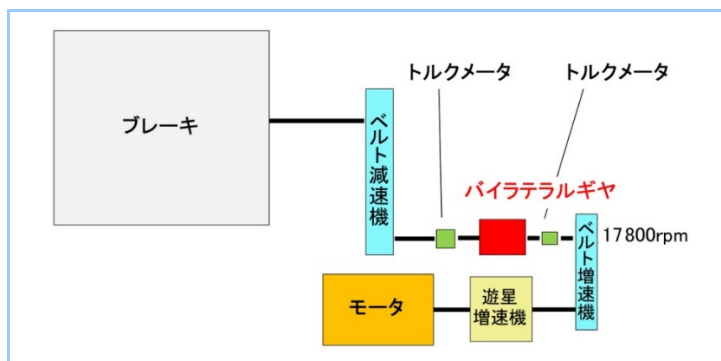


図6 バイラテラルギヤの負荷試験装置構成図

モータの回転数を遊星増速機とベルト増速機により 17800rpm まで増速させ、ブレーキにより出力軸に負荷トルクを作用させた。

表2 試作バイラテラルギヤの計測項目

計測項目一覧
① バイラテラルギヤ太陽歯車軸トルク
② バイラテラルギヤ出力軸トルク
③ 固定内歯車外周面の温度
④ ハウジングの振動速度

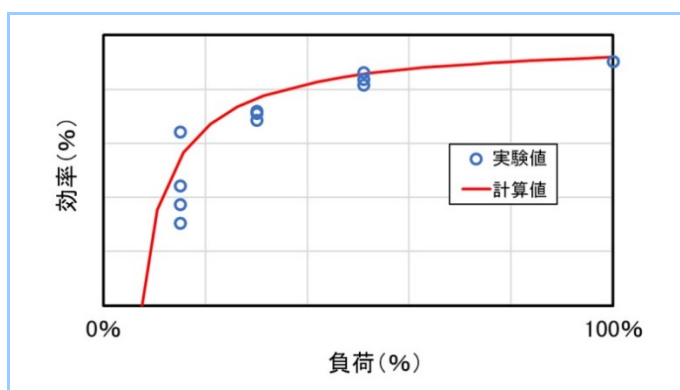


図7 バイラテラルギヤの効率計測結果

効率の実験値と計算値は概ね一致することを確認した。

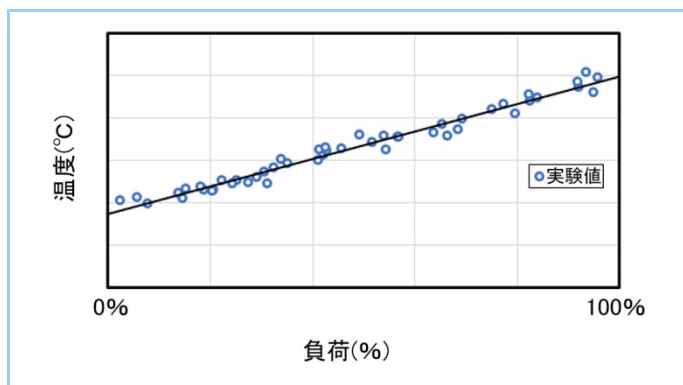


図8 内歯車の温度計測結果

負荷と温度はほぼ比例関係であることを確認した。

5. まとめ

本報では、移動体への適用を想定した出力 50kW、回転数 17800rpm のバイラテラルギヤを設計・試作し、負荷試験により動力伝達効率、温度及び振動は想定通りであったことを報告した。バイラテラルギヤは駆動装置の大幅な小型化に有効な減速機構であり、高出力・高回転数が要求される自動車などのモバイル用途においても十分実用化可能であることを示した。また、当該ギヤは遊星歯車と類似する構造であるため、ハーモニックドライブのように組立に特別なノウハウは必要とせず、製造性も優れると考える。今後、当該ギヤの当社輸送機器製品への適用を推進し、新たな車両コンセプト創出に繋げる。

参考文献

- (1) 藤本康孝, バックドライブが可能なロボット用高効率減速機の開発, [D] 平成 29 年電気学会産業応用部門大会講演論文集 (2017)
- (2) 正田功彦ほか, 遊星歯車装置の荷重分担率及び起振力解析法の研究, 三菱重工技報 Vol.30 No.1 (1993-1) pp.73-77
- (3) NSK, CAT No. 728i NSK テクニカルレポート
- (4) ISO8579-2, Acceptance code for gears-part2: Determination of mechanical vibrations of gear units during acceptance testing