

平行軸歯車減速機構の同心軸ギヤ開発

工藤 裕二

従来の平行軸歯車減速機構のギヤは、ギヤ出力軸がモーターの中心からオフセットした構造です。これに対し、新たに開発した **CS** ギヤは平行軸歯車減速機構でありながら、ギヤ出力軸が組み合わせるモーターの中心と同心構造のため、モーター取付板などの装置設計がよりしやすくなります。また、設計の刷新により従来品に比べ許容トルクと許容ラジアル荷重が大幅に向上しました。**CS** ギヤは、2相ステッピングモーター **PKP** シリーズとブラシレスモーター **BLH** シリーズコネクタタイプにラインアップしました。ここでは、**CS** ギヤの構造や特徴を説明します。

1. はじめに

1950年代、脚取付タイプ(ベッドタイプ)の製品が主流の時代に、オリエンタルモーターは使いやすいフランジタイプのもーターを発売しました。1951年に**H**シリーズを発売し、出力ごとに取付角寸法・取付ピッチを統一した小型ACもーターの「標準化」を進めました(図1参照)。それにともない、もーターのフランジ取付タイプの利点を生かすため平行軸歯車減速機構による専用平行軸ギヤをラインアップしました。

取付角寸法・取付ピッチの互換性を持って減速比の異なるギヤに変更が可能となりました(図2参照)。



図1 ACもーター **H**シリーズ



図2 平行軸ギヤ **2G**

この後、オリエンタルモーターは、もーターを小型・高出力へと発展させてきました。それに合わせて、平行軸ギヤの、高トルク、高強度、長寿命、低騒音という性能向上に取り組んできました。

従来の平行軸ギヤは、組み合わせるもーターの出力軸(以下、もーターシャフト)に対してギヤ出力軸がオフセットした構造でした。

今回、平行軸ギヤでありながらもーターシャフトとギヤ出力軸が同心構造の、同心軸ギヤ(**CS**ギヤ)を開発しました(図3、4参照)。ステッピングもーター**PKP**シリーズ取付角42mm **CS**ギヤードタイプは、2020年の"超"モノづくり部品大賞において、機械・ロボット部品賞を受賞しました。ここでは、**CS**ギヤの構造や特徴を説明します。



図3 ステッピングもーター **PKP**シリーズ
CSギヤードタイプ

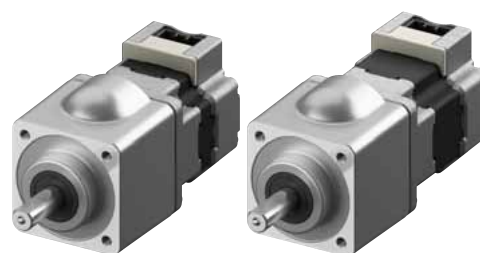


図4 ブラシレスもーター **BLH**シリーズ
CSギヤードタイプ

2. 平行軸ギヤ

2.1 構造

図5に平行軸歯車減速機構の平行軸ギヤ構造を示します。平行軸ギヤでは、モーターシャフトを避けてギヤ出力軸を配置するため、ギヤ出力軸は中心からオフセットする構造が一般的です。出力段にできるだけ大きな歯車を配置することで、高い許容トルクが得られることや、さまざまな減速比のギヤ設計が可能となります。オフセット量は歯車設計に密接に関係するため、綿密に検討する必要があります(図6参照)。

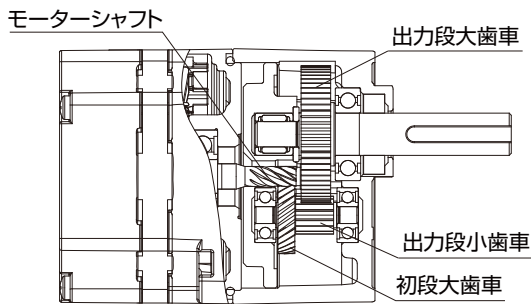


図5 平行軸ギヤの構造

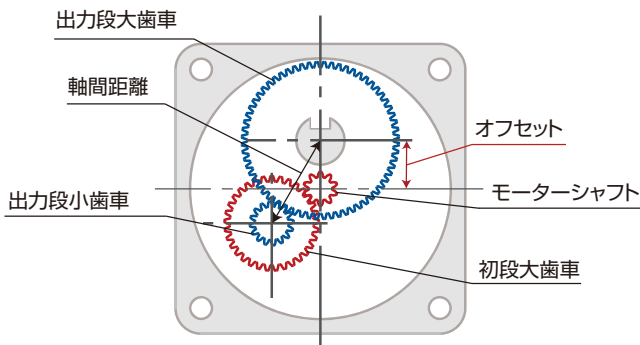


図6 平行軸ギヤの歯車配置 (正面)

オリエンタルモーターでは、**BL**モーター用の**GFS**、**GFV**ギヤやACモーター用**GN**、**GV**ギヤ、2相**PKP**モーターの**SH**ギヤードなど幅広くラインアップしています。

2.2 装置への組み付け

従来の平行軸ギヤを装置に組み付ける場合は、ギヤ取付角の中心から出力軸がオフセットしているため、装置側の回転軸の中心に対し、ギヤ出力軸のオフセット量を考慮した取付板設計が必要です(図7参照)。

これに対し、ギヤ中心に出力軸がある同心軸ギヤでは、装置側の回転軸中心で取付板設計が可能となり、装置設計がよりしやすくなります。

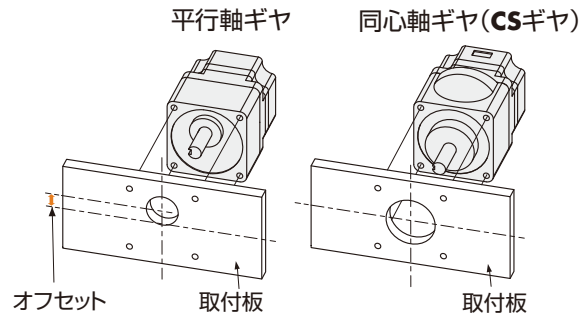


図7 装置への組み付け

3. 同心軸ギヤ

3.1 遊星歯車減速機構

同心軸ギヤの代表的な機構に、遊星歯車減速機構があります。特徴として、複数の遊星歯車にトルクが分散するため、平行軸ギヤに比べて許容トルクを大幅に上げることが可能です。オリエンタルモーターでは、**PS**ギヤ(図8参照)や**PN**ギヤが遊星歯車減速機構の同心軸ギヤです。

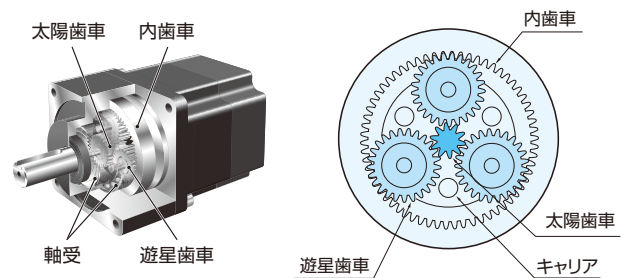


図8 遊星歯車減速機構の例 (PSギヤ)

遊星歯車減速機構は高精度な内歯車の加工が必要となり、遊星歯車を保持するための複数個の軸受が必要です。このため、平行軸歯車減速機構のギヤに比べ製造工数や部品点数が大幅に増えます。また、減速比ごとにモーターシャフト(太陽歯車)の歯車諸元を変える必要があるため、ギヤ減速比ごとに専用モーターが必要となります(図9参照)。

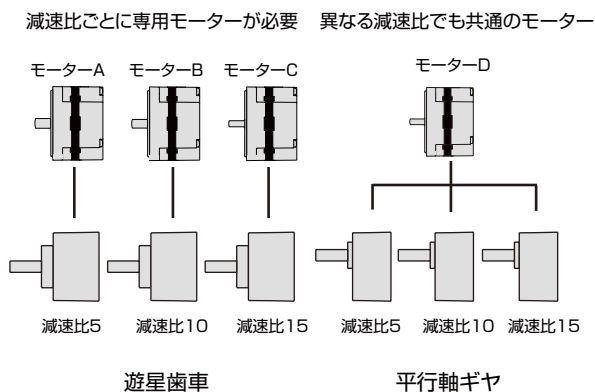


図9 組み合わせモーター比較

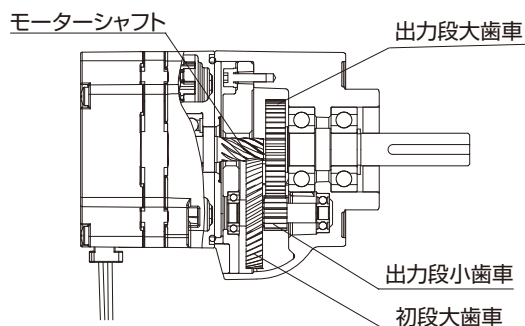


図11 CSギヤの構造

3.2 CSギヤの開発

3.2.1 平行軸ギヤ構造の刷新

今回開発した**CS**ギヤでは、従来の平行軸ギヤ構造を継承しつつも同心軸が実現できる構造を検討しました。

まず、従来の平行軸ギヤは、モーターの取付角寸法の投影面内にギヤ外形が収まるように、ギヤ設計をおこなうのが基本でした。この設計制約と同心構造を両立しようとする場合、モーターシャフトと初段大歯車の軸間距離が制約されるため、各歯車対の軸間距離が短くなってしまい、その結果出力段大歯車が小径になってしまいます。このため、減速比10を超える減速比設計や、大きなトルク伝達が困難です。この問題を克服するためには、歯車対の軸間距離を長くして、出力段大歯車を大径化する必要があります(図10参照)。

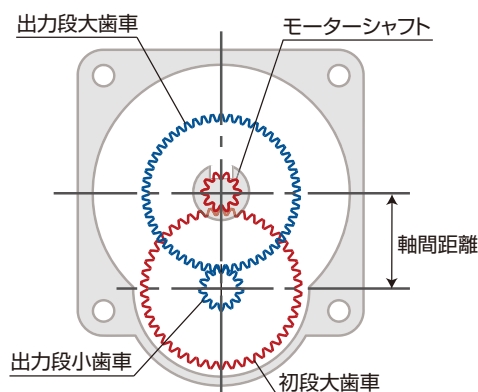


図12 CSギヤの同心構造(正面)

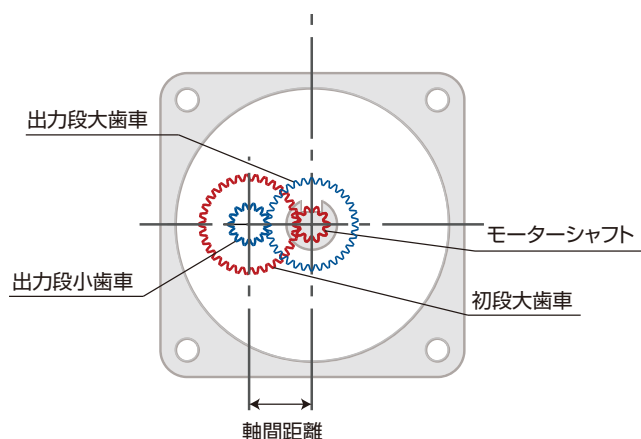


図10 従来の平行軸ギヤ設計による同心構造(正面)

そこで、**CS**ギヤでは、取付穴ピッチを維持したまま、ギヤケース形状に一部膨らみを持たせ、その空間に初段大歯車を配置することで軸間距離を確保しました。(図11, 12参照)これによって、出力段大歯車を大径化することが可能になり、減速比が20まで設計でき、大きなトルク伝達も可能となりました。

3.2.2 ギヤケース曲面形状

ギヤケースの膨らみは、ギヤケースの外接円の内側に収まるような、特殊な曲面形状とし、できるだけ周囲への影響を少なくするため、モーターリード線の引き出し方向側に設けました(図13参照)。

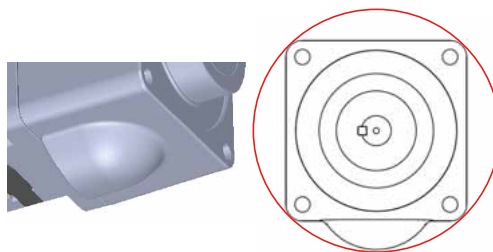


図13 ギヤケース特殊形状

3.2.3 軸受支持構造の改善

従来の設計で平行軸ギヤを同心構造とした場合は、ギヤ出力軸の軸受をギヤケースと中間フランジで支持する必要があります(図14参照)。この構造では、部品数が増加し、ギヤの全長も長くなります。そこで、**CS**ギヤでは出力軸の軸受をギヤケースのみで支持する構造を採用し、中間フランジを廃止しました(図15参照)これにより部品数が減り、ギヤ全長が短くなりました。

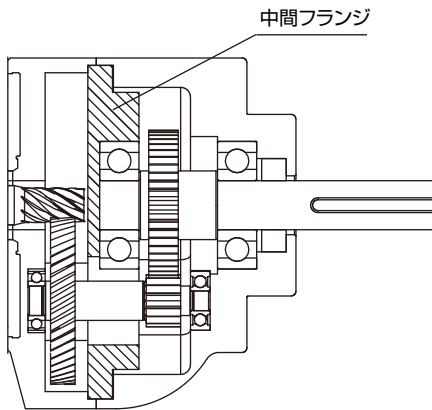


図14 軸受支持構造 (中間フランジ有り)

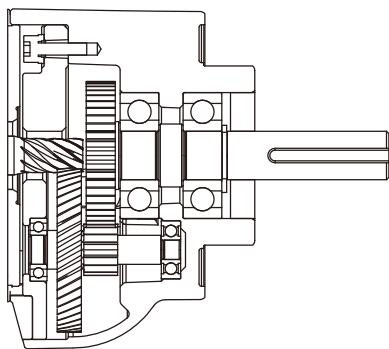


図15 軸受支持構造 (中間フランジ無し)

3.2.4 許容トルク、ラジアル荷重の向上

CSギヤは初段、出力段の歯車の大型化に加え、歯車に熱処理を施したことで、**SH**ギヤより許容トルクが約2倍と大幅に向上しています(図16参照)。

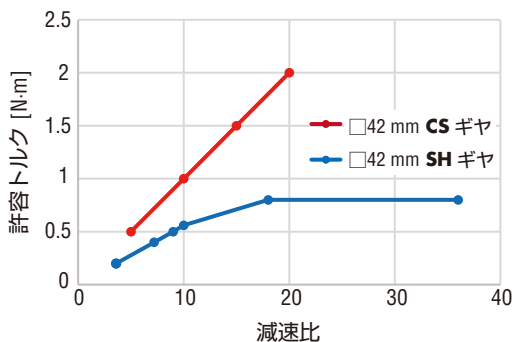


図16 PKPシリーズ 許容トルク比較

また、歯車の軸間距離が長くなることで、軸受の大型化が可能となり、許容ラジアル荷重が**SH**ギヤより最大で4倍に向上しました。ベルトで高負荷伝達が必要なときに、適正な張力管理を行うことが可能になります(図17参照)。

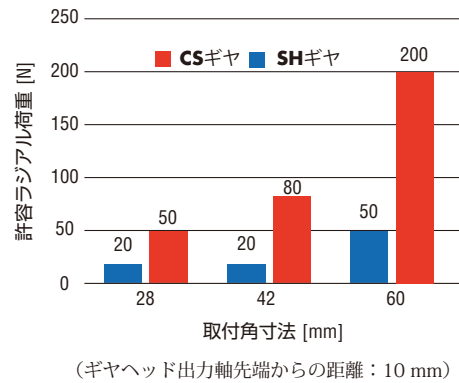


図17 PKPシリーズ ラジアル荷重比較 (減速比 10)

3.2.5 製品の小型、高トルク化

従来のブラシレスモーター**BLH**シリーズは、取付角42 mmでは出力15 W、取付角60 mmでは出力30 Wでしたが、今回、許容トルクが向上した**CS**ギヤとの組み合わせにより、取付角42 mmと小型ながら出力30 Wまで可能な製品を新たにラインアップしました(図18参照)。

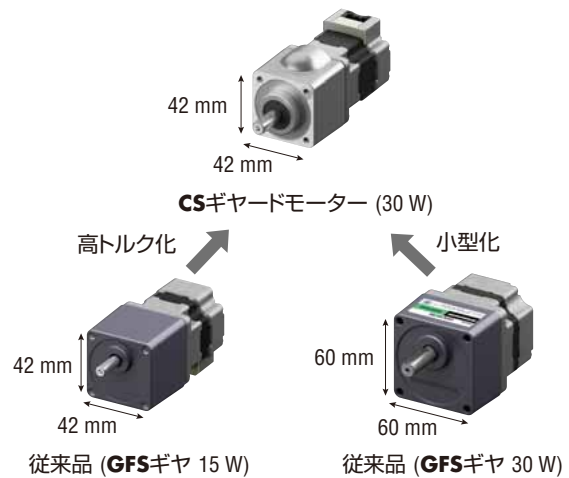


図18 BLHシリーズサイズ比較 (減速比 10)

これにより、取付角42 mmの従来品のBLHシリーズ(出力15 W)で、減速比10を使用している場合、同じ取付角42 mmのCSギヤードタイプ(出力30 W)に変更すると、同じ減速比であれば2倍の許容トルクまで駆動することができます。同一のトルクであれば、減速比5を採用することで回転速度を2倍まで使用範囲を広げることが可能です(図19参照)。

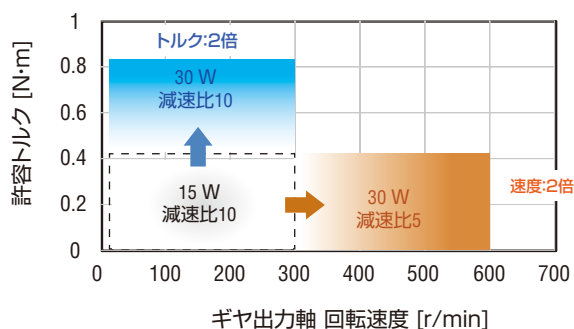


図19 BLHシリーズ従来品とCSギヤタイプ特性比較

また、許容ラジアル荷重も従来品より向上します(図20参照)。装置の小型化や高性能化に貢献します。

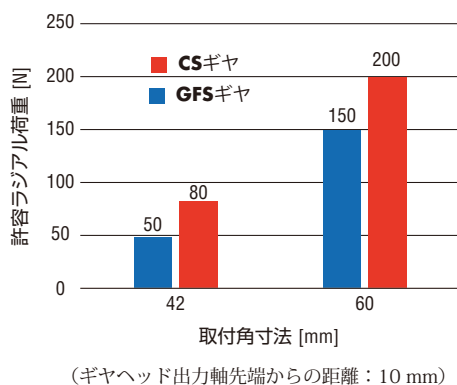


図20 BLHシリーズ許容ラジアル荷重比較(減速比10)

4. まとめ

従来の平行軸ギヤの設計制約を見直すことで、平行軸歯車減速機構の同心軸ギヤの製品化を実現しました。歯車や軸受の大型化および、歯車の熱処理を加えることで、ギヤの許容トルクやラジアル荷重の向上も達成しました。従来品と同出力ながらモーターが小型化することで、装置の小型化・軽量化に貢献します。今後もお客様の要望に応える製品を開発していきます。

参考文献

- (1) 塚本 成紀,「新遊星減速機PSギヤの開発」,RENGA, No.174, (2011), p16
- (2) 大塚 衛,「GVギヤヘッドの高強度・長寿命設計」,機械設計, Vol.42-No.8, (1998), p86-88

筆者



工藤 裕二

AC・BLモーター事業部