

ミキサートラック用ダイレクトドライブ減速機



堀川 克弘
katsuhiko horikawa



辻 幹洋
mikihiro tsuji

【概要】

ミキサートラック用の駆動装置として1981年にダイレクトドライブ（以降D/D）減速機（平歯車+遊星方式）を開発、1984年に軽量廉価型として遊星差動方式のD/D減速機を開発した。

その後、国内需要は低迷しミキサートラックの社内生産は停止、KYB(株)からOEM供給を受けることとなり、それに伴い国内でのD/D減速機の生産は停止したが、海外向けミキサートラックについては中国・昆山工場にて2021年まで生産を継続した。その後、価格競争の厳しい海外市場においては、他社製の減速機を採用し極東開発工業の減速機の歴史は40年で幕を閉じた。

本稿では長らく極東開発製ミキサートラックの駆動装置として採用した遊星差動方式のD/D減速機について記録する。

【ABSTRACT】

In 1981, the company developed a direct drive (hereinafter referred to as D/D) reducer (spur gear + planetary type) as a drive unit for mixer trucks, and in 1984 developed a planetary differential type D/D reducer as a lightweight, low-cost model.

After that, domestic demand slumped and in-house production of mixer trucks was halted, and the company began receiving OEM supplies from KYB Corporation. As a result, domestic production of D/D reducers was halted, but production continued at the Kunshan plant in China for mixer trucks for overseas use until 2021. However, fierce price competition in overseas markets led to a shift to third-party reducers and the end of 40 years of history for Kyokuto Kaihatsu Kogyo's reducers.

This article records the planetary differential type D/D reducer that was used for a long time as a drive unit for mixer trucks manufactured by Kyokuto Kaihatsu.

1. ミキサートラックのドラム駆動方式

• チェーン駆動方式

チェーンを介してドラムを回転させる方式で、「図1-1」に示すように遊星歯車減速機付き油圧モータ側に小スプロケット、ドラム側に大スプロケットが配置される。チェーンを使用している都合、張り調整や潤滑が必要でありメンテナンス性が悪いことが課題であった。

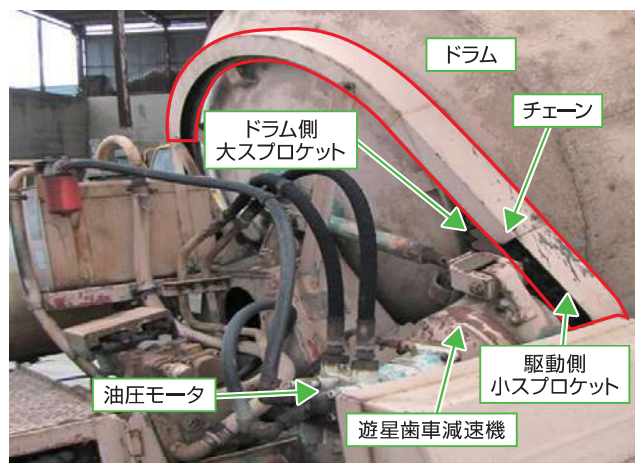


図1-1 チェーン駆動方式

• ダイレクトドライブ方式

チェーン駆動方式に対しメンテナンス性及び外観の向上を図るため、ドラムを直接駆動するダイレクトドライブ方式が生まれ、ミキサートラック専用D/D減速機の開発が行われた。



図1-2 ミキサートラック「ダイレクトミックス」

2. D/D減速機の種類

●2段平歯車+遊星歯車減速機

ドラムを直接駆動する減速機に不可欠な要素は、高減速比（1/130前後）、高出力トルク及び揺動機構の3点である。

揺動機構はドラムと減速機の芯ずれと、走行時のシャシのねじれ、たわみ、振動などを吸収するために必要であった。

開発にあたっては、米国チャレンジックブラザーズ社（Challenge-Cook Bros.）の技術に基づき、2段平歯車と遊星歯車の組合せ機構の減速機（以下CCB型と呼ぶ）を開発、CCB型減速機搭載のミキサートラックは「図1-2」に示すように「ダイレクトミックス」の商品名で販売に至った。

「図2-1」にCCB型減速機の内部構造を示す。油圧モータはケースのドラム側に位置し、2段平歯車で減速されたものが更に遊星歯車で減速される。また揺動機構は、ドラム取付けフランジが揺動する外部揺動式である。

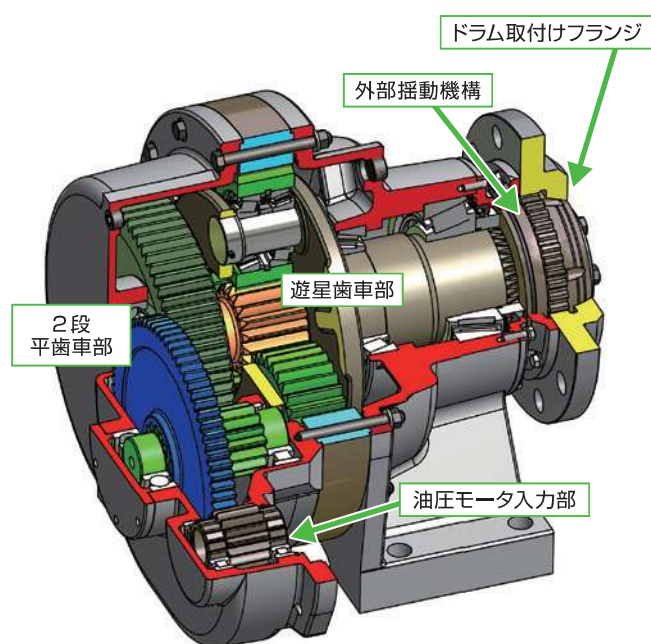


図2-1 CCB型内部構造

●2段遊星歯車減速機

「図2-2」は2段遊星歯車減速機で、世界的には本方式が主流となっており、現在昆山工場にて生産しているミキサートラックも本方式の減速機を採用している。

遊星歯車減速機を2段重ねた構造であり、揺動機構は減速機内部の自動調心ころ軸受けが揺動する内部揺動式である。

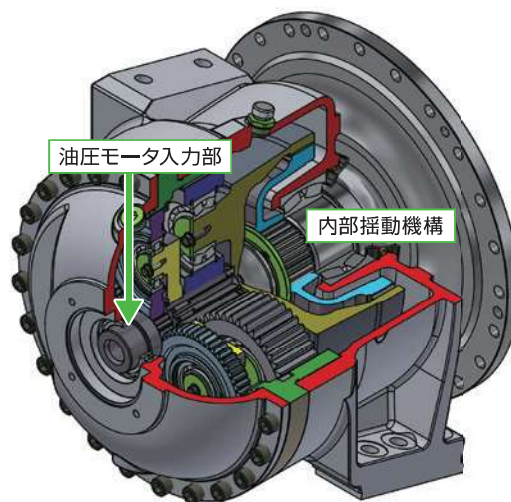


図2-2 2段遊星歯車減速機内部構造

●遊星差動歯車減速機

CCB型減速機に対し、軽量化及び原価低減を目的に「図2-3」の遊星差動歯車減速機を開発した。本稿では内製機として長期間市場に供給した遊星差動歯車減速機について述べる。揺動機構は、外部揺動式である。

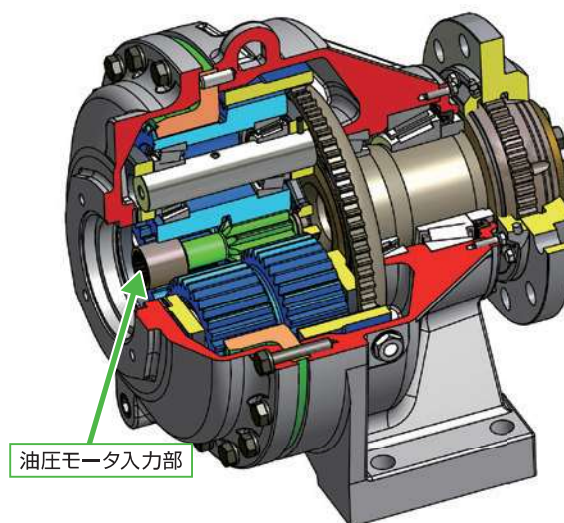


図2-3 遊星差動歯車減速機内部構造

3. 減速機の仕様

ミキサートラックにおいてD/D減速機がドラムから受ける荷重、ドラムを回転するための動力を算出し減速機の仕様を決定する。

ドラム内の生コンをドラム回転方向に持ち上げるのに必要なトルクを求め、これらから最もトルクが高くなるレベルを求める。ドラムの回転中心以上の生コンは負（マイナス）のトルクが働くため、生コン質量と重心位置のバランスにより、生コンを持ち上げるトルクが最も高くなるレベル位置が存在する。

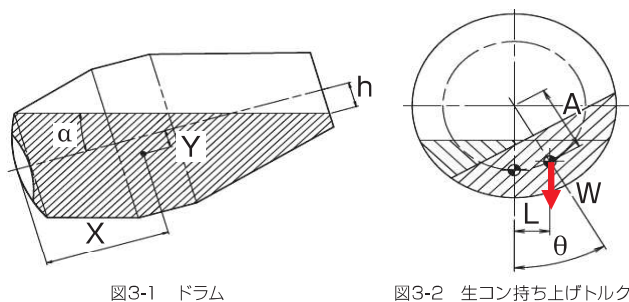


図3-1 ドラム

図3-2 生コン持ち上げトルク

α : ドラム傾斜角 °
 h : レベル mm
 X : 重心位置 X mm
 Y : 重心位置 Y mm
 L : 重心の移動距離 mm
 A : 重心位置(重心 Y) mm
 θ : 生コン持ち上げ角度 °
 W : 積載量 N
 T : 生コンを持ち上げるのに必要なトルク N・m

図3-1及び図3-2により重心の移動距離Lは

$$L = A \cdot \sin \theta$$

したがって生コンを持ち上げるのに必要なトルクTは

$$T = W \cdot L$$

これらの仕様を基に、減速機内で使用するベアリングを選定し、ギヤの強度、ケース類の強度を決定する。

4. 遊星差動歯車機構について

・特徴

遊星歯車機構はあまり大きな減速比は望めず、実用的に1段で1/8程度である。これに対し、差動歯車機構は1段で大きな減速比を容易に得ることが出来る。なお減速比が大きくなるにつれて比例的に効率が悪くなると言われているが、遊星との複合である本機構では90%以上の効率を確保することができている。

「図4-2」の遊星差動歯車機構において、入力はサンギヤ(Z_1)より一体となった段付歯車のプラネタリーギヤ(Z_2)と(Z_3)に伝わる。インターナルギヤ(Z_4)が固定されているため、プラネタリーギヤは自転しながら公転し、その公転をキャリアで取り出している。ここまでは遊星運動で遊星1段減速であるが、更にプラネタリーギヤ(Z_2)にインターナルギヤ(Z_5)が噛み合っており、(Z_2, Z_3)、(Z_4, Z_5)歯車間に歯数差があるとインターナルギヤ(Z_5)にはその歯数差によって生じる「ずれ」の回転が現れ、これが差動運動となる。

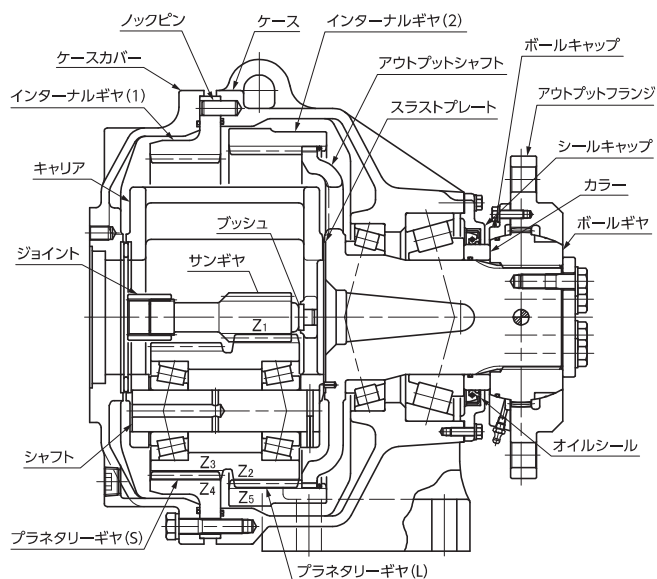


図4-1 8m³用減速機「VB99-11」内部構造図

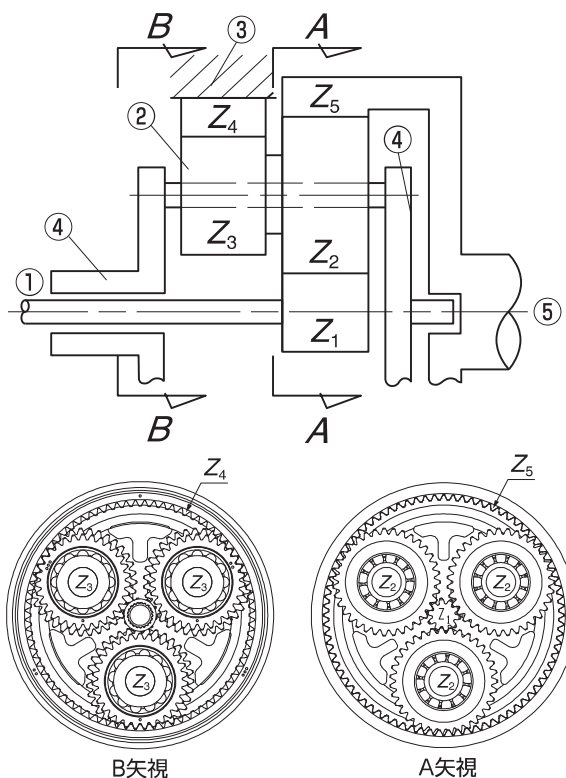


図4-2 遊星差動歯車機構

・減速比

「図4-2」において以下のように定める。

- ・サンギヤの歯数 : Z_1
- ・プラネタリーギヤ(差動)の歯数 : Z_2
- ・プラネタリーギヤの歯数 : Z_3
- ・固定インターナルギヤの歯数 : Z_4
- ・出力インターナルギヤの歯数 : Z_5
- ・減速比=⑤軸の回転数/①軸の回転数 = R

減速比は以下の手順で求める。

【表4-1 遊星差動歯車減速比の計算手順】

手順	操作	サンギヤ Z_1 入力	プラネタリー ギヤ Z_2, Z_3	インターナル ギヤ Z_4 固定	キャリア	インターナル ギヤ Z_5 出力
①	キャリアを 固定し、 サンギヤを 1回転させる。	+1	$-\frac{Z_1}{Z_2}$	$-\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$	0	$-\frac{Z_1}{Z_5}$
②	全体を $\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$ だけ 回転させる。	$1 + \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$	$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} - \frac{Z_1}{Z_2}$	0	$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$	$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} - \frac{Z_1}{Z_5}$
③	全体を $1 + \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$ で割る。	+1	$\frac{Z_1 \cdot Z_3 - Z_1}{Z_2 \cdot Z_4 - Z_2}$ $1 + \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$	0	$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$ $1 + \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$	$\frac{Z_1 \cdot Z_3 - Z_1}{Z_2 \cdot Z_4 - Z_2}$ $1 + \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$

したがって減速比Rは

$$R = \frac{\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} - \frac{Z_1}{Z_5}}{1 + \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}} = \frac{Z_1}{Z_1 + \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_3}} \cdot \left(1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_3 \cdot Z_5} \right)$$

8m³用減速機「VB99-11」ではR=1/132となる。

●成立条件

遊星差動歯車が成立するためには、以下の7項目を満足させる必要がある。

①サンギヤの歯数

$$Z_1 \geq 10$$

②プラネタリーギヤの歯数

$$Z_2 = Z_3 + a$$

③インターナルギヤの歯数

$$Z_4 = Z_1 + Z_2 + Z_3$$

④インターナルギヤの歯数

$$Z_5 = Z_1 + 2 \cdot Z_2 = Z_4 + a$$

⑤歯数差

$$a \geq 4$$

$$\text{但し } a = Z_2 - Z_3 = Z_5 - Z_4$$

⑥プラネタリーギヤの等配

$$\frac{Z_1 + Z_5}{n} = \text{整数}$$

但し n: プラネタリーギヤの個数

⑦プラネタリーギヤの外径

$$d_{k2} < 2 \cdot A \cdot \sin\left(\frac{180^\circ}{n}\right)$$

d_{k2} : プラネタリーギヤ Z_2 外径

A: サンギヤとプラネタリーギヤの軸間距離

5. ギヤ (歯車) について

ギヤは設計上、要求されるトルク、回転数から歯元の曲げ、面圧等の強度計算を行い、それに耐え得る材質、焼入れを選定している。

高強度、高耐久性が求められる歯車は、肌焼鋼（低炭素の構造用鋼）に浸炭焼入れを施すのが一般的であり、耐摩耗性と靱性を両立させるべく、表面硬度が高く、かつ内部はやわらかい状態を作り出している。

また、要求される精度、強度を確保するべく、ギヤ製造に際し工夫を凝らした行程を採用している。

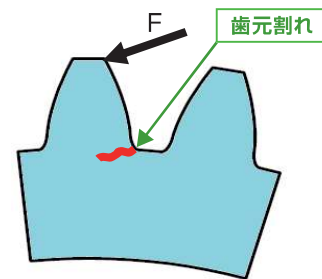


図5-1 歯元割れ

●プレスクエンチ

インターナルギヤは、そのまま浸炭焼入すると大きく歪むため、焼入時「図5-2」に示すプレスクエンチ装置を用いる。

浸炭焼入後に再加熱を行い、プレスクエンチ装置にワークをセットし、エキスパンダを押し下げることで6分割のセグメンタルプッシュがインターナルギヤの内径を加圧し、同時にフランジ面もプレスリングプレートで加圧し、この状態で焼き入れる。

これにより、インターナルギヤ内径の真円度及び円筒度の歪を抑制し、またフランジ面の平面度及び直角度を確保する。

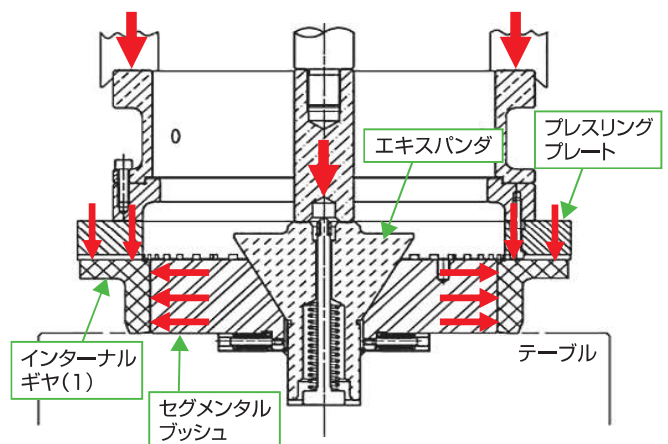


図5-2 プレスクエンチ装置

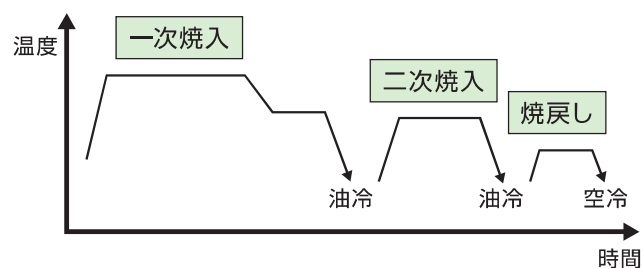


図5-3 インターナルギヤ・ヒートサイクル

●ハードショットピーニング

ショットピーニングは冷間加工の一種で無数の鉄球あるいは非鉄金属の丸い玉（ショット）を高速度で金属表面に衝突させることをいい、浸炭焼入後の金属に施工することにより表面硬度を向上させることができる。また、表面層に付与された圧縮残留応力が繰返し荷重を相殺する為、疲れ強さが向上する。浸炭焼入後の表面に生じる異常層の改善にも寄与することもできる。

ハードショットピーニングはショットピーニングより更に硬い鋼球をより速く投射しており、歯元表面におよそ-1000MPaの圧縮残留応力が生じ、疲れ寿命の大幅な向上が得られる。

なお国内生産時はショットピーニングを施工していたが、中国昆山工場においてはハードショットピーニングを施工していた。

6. ベアリング(軸受)について

減速機内部に配置された各ギヤは滑らかに回転する必要があるため、シャフトを介してベアリングで保持されている。各ギヤが受ける荷重に対し許容荷重、回転数、耐久性等考慮し適切なベアリングを選定する。

アウトプットシャフトを受けるベアリングはアウトプットフランジを介してドラムの荷重を受けることとなる。そのため、ドラム及び最大積載時の生コン重量に走行振動等考慮したうえで許容荷重に余裕をもって選定する必要がある。

7. ケース

各ギヤに発生する荷重及びドラム荷重をケースで受けることを考慮し強度検討、形状、材質選定を行う。

内部に部品を配置するための空洞を要することや、ベアリング用のボスなどを配置する都合から複雑形状となるため鋳造にて製作する。

水タンクを減速機上部に搭載する機種もあり、その場合は水タンク荷重に対し走行による加速度影響を加味した強度検討を行う。

8. 耐久試験

評価試験の一例として、耐久試験装置を示す「写真8-1」。トルク負荷を発生させるため、「写真8-3」のように評価対象の減速機と向かい合わせて同じ減速機を配置している。負荷減速機側の油圧モータの圧力を調整することにより、ブレーキとして働くため、トルクが発生する。またドラム荷重相当の推力を発生させるため、「写真8-4」のようにシリンダにてラジアル荷重を与えている。

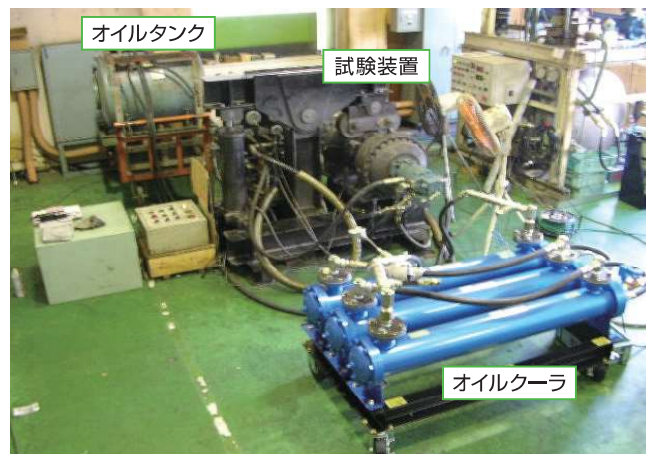


写真8-1 耐久試験装置全景



写真8-2 油圧ポンプ



写真8-3 試験装置前面



写真8-4 試験装置背面

9. あとがき

最後に減速機の開発、生産に尽力された諸先輩方に深く感謝の意を表します。