

科学研究費助成事業 研究成果報告書

令和 6 年 6 月 5 日現在

機関番号：12701

研究種目：基盤研究(A)（一般）

研究期間：2021～2023

課題番号：21H04556

研究課題名（和文）エネルギー回生可能な革新的双方向アクチュエータの実現

研究課題名（英文）Highly energy-regenerative bilateral actuators

研究代表者

藤本 康孝（Fujimoto, Yasutaka）

横浜国立大学・大学院工学研究院・教授

研究者番号：60313475

交付決定額（研究期間全体）：（直接経費） 32,100,000円

研究成果の概要（和文）：アクチュエータでは、ロボットなど小型で大きなトルクが必要となる用途において1/100程度の大きな減速比の減速機が用いられている。従来の減速機のエネルギー効率は力行動作時で約70%、回生動作時で約55%であり、繰り返し動作の多い産業用ロボットではエネルギー損失が課題である。本研究では、遊星歯車と内歯車の歯数差を可能な限り小さくした遊星数1の差動型2K-H複合遊星減速機の効率を最適化計算により最大化した。これを実現する新構造の減速機を3種類製作し比較を行ったところ、効率測定実験では最大効率は約10%向上し84%であった。また、周波数解析により偏心による振動の影響を明らかにした。

研究成果の学術的意義や社会的意義

減速機はモータのトルク不足を補う目的で用いられアクチュエータには必要不可欠な要素であるにも関わらずその効率向上の研究はほとんど行われてこなかった。ロボットや搬送機械で用いられる1/100程度の減速比の減速機については、力行動作時に30%もの損失があるばかりか、回生動作時には45%もの損失があり、実際には回生電力を利用せずに回生抵抗で熱として放出してしまっている。本研究の減速機効率の最大化手法により、ロボットや搬送装置でのエネルギー損失を低減でき、製造現場全体の大幅な省エネルギー化を実現できる。さらに、複数台組み合わせることにより瞬時消費電力の総和を抑え、負荷を平準化につなげることができる。

研究成果の概要（英文）：In actuators, reduction gearboxes with a large reduction ratio of 1/100 are used in applications such as robots, which are compact and require large torque. The energy efficiency of conventional reduction gears is about 70% in power operation and about 55% in regenerative operation, and energy loss is an issue for industrial robots that require frequent repetitive motion. In this study, the efficiency of a differential type 2K-H composite planetary gearbox with a single large planetary gear was maximized by optimization calculations, in which the difference in the number of teeth between the planetary gear and the internal gear was minimized as much as possible. Three types of reduction gears with a new structure were manufactured and compared, and the efficiency measurement experiment showed that the maximum efficiency was 84%, which was improved by approximately 10%. Frequency analysis revealed the influence of vibration caused by eccentricity.

研究分野：電気電子工学

キーワード：アクチュエータ 減速機 回生効率

1. 研究開始当初の背景

現在、多くの産業機器や輸送機器において、力学的エネルギー発生装置であるアクチュエータが用いられている。代表的なものとして電動アクチュエータと油圧アクチュエータがあり、近年ではエネルギー効率の観点から電動化が進んでいる。電動アクチュエータは減速機、モータ、電力変換回路から構成され、ロボットや搬送装置など小型で大きなトルクが必要となる用途においては、1/100 程度の大きな減速比の減速機が用いられている。従来の 1/100 の減速機のエネルギー効率は力行動作時で約 70%、回生動作時で約 55%であり、特に繰り返し動作の多い産業用ロボットなどでは、多くのエネルギー損失が生じてしまう。

もし、力行動作時・回生動作時のエネルギー効率がともに 100%であるならば、把持対象物を持ち上げて他の場所に移動させるピックアンドプレースのようなタスクや、スポット溶接、アセンブリなどのタスクにおいては、一度、運動に変換した力学的仕事のほぼすべてを回収できるはずである。本研究では、減速機・モータ・電力変換回路を含めたアクチュエータとして、回生動作時のエネルギー変換効率の限界を決定している要因を明らかにすることを旨とする。

アクチュエータを構成する要素のうち、永久磁石同期モータの力行・回生時の効率は 90~95% であり、また電力変換回路の効率も 95%以上である。一方で減速機の効率は力行時 70%、回生時 55%と低い値にとどまっており、アクチュエータの効率向上におけるボトルネックとなっている。そこで近年、新しい原理の減速機構が提案されてきている[1][2]。米国スタンフォード大学の派生組織である SIR International の A. Kernbaum らにより、転がり接触により減速動作を行う Abacus Drive が提案され、低減速比の減速機が試作されている[1]。また、Italian Institute of Technology の Roy Featherstone により、転がり接触により回転運動を直線運動に変換するネジ機構 Ring Screw Mechanism が提案・開発されている[2]。しかし、これらの機構は特殊な形状のため、製作が非常に難しいという問題がある。

一方で、申請者らは広く用いられているインボリュート歯形の歯車からなる減速機構の高効率化に取り組んでいる[3]。そこでは、減速機の循環動力の速度（循環電流、横流に相当）が小さくなるように構造を見直すとともに、歯面の摩擦損失（抵抗損失に相当）が小さくなるように幾何学的パラメータの最適化を行い、回生時の損失を大幅に低減することに成功している。

[1] A. S. Kernbaum and C. Salisbury, Pure rolling cycloids with variable effective diameter rollers, US Patent, US10670119(B2), 2020.

[2] R. Featherstone, Linear drive mechanics of the screw and nut type with perfect rolling contact, US Patent, US10364871(B2), 2019.

[3] H. Matsuki, K. Nagano, and Y. Fujimoto, Bilateral drive gear - a highly backdrivable reduction gearbox for robotic actuators, IEEE Trans. Mechatronics, 2019.

2. 研究の目的

小型で大きなトルクが必要となるロボットや搬送装置などで用いられる減速比 1/100 程度の減速機のエネルギー効率が低いため運動エネルギーを十分回収できない。アクチュエータの体格、定格トルク、定格出力、力行・回生効率にはそれぞれトレードオフの関係があるが、本研究ではボトルネックとなっている減速機の力行効率・回生効率の理論限界、および、減速機、モータ、電力変換回路からなるアクチュエータ全体の力行効率・回生効率の理論限界を解明することを目的とする。また、力行効率・回生効率 98%を目指した新構造の減速機の提案と実証を行う。

3. 研究の方法

力行効率・回生効率の理論モデルに基づいて、歯数、転位係数、歯末のたけ係数の3つのパラメータを変数とし、減速機の成立条件を制約条件として力行効率・回生効率の最大化を図る。算出したパラメータに基づき、減速機の設計を行い、減速機の試作を行う。テストベンチを用いた測定では、力行動作の場合は減速機を減速動作させ、様々な負荷における入出力トルクおよび入出力角速度を測定し、力行効率のマップを算出する。回生動作の場合は減速機を増速動作させ、同様に様々な負荷における入出力トルクおよび入出力角速度を測定し、回生効率のマップを算出する。測定に当たっては、事前の慣らし運転やグリスの選定に留意する。最終的に達成しうる最高効率の上限を明らかにする。

まず、図1に示す差動型 2K-H 複合遊星減速機について効率式の導出を行う。内歯車と遊星歯車の歯数差が小さければ小さいほど高い基準効率が得られることから、遊星歯車の数を 1 とし内歯車の歯数に近い歯数の遊星歯車を採用する。

各歯車のかみ合いの速度関係式は以下のように表される。

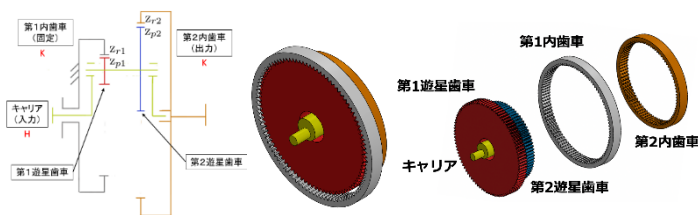


図1: 差動型 2K-H 複合遊星減速機

$$r_{r1}(\omega_{r1} - \omega_c) = r_{p1}(\omega_{p1} - \omega_c), \quad r_{r2}(\omega_{r2} - \omega_c) = r_{p2}(\omega_{p2} - \omega_c), \quad \omega_{p1} = \omega_{p2} \stackrel{\text{def}}{=} \omega_p \quad (1)$$

ただし、 ω_* は歯車の角速度、 ω_c はキャリアの角速度、 r_* は歯車のピッチ円半径を表す。キャリアを入力、第2内歯車を出力とし、 ω_p を消去して整理すると、減速比 G が得られる。

$$\omega_{r2} = (1 - I)\omega_c = G\omega_c, \quad I = \frac{r_{r1}r_{p2}}{r_{r2}r_{p1}} = \frac{z_{r1}z_{p2}}{z_{r2}z_{p1}}$$

ここで、 z_* は歯車の歯数である。また、(1)において仮想スリップ v_* を導入し、整理すると歯車とキャリアの角速度と仮想スリップの関係を表す線形関係式が得られる。

$$v_{r1p1} = r_{r1}(\omega_{r1} - \omega_c) - r_{p1}(\omega_p - \omega_c), \quad v_{r2p2} = r_{r2}(\omega_{r2} - \omega_c) - r_{p2}(\omega_p - \omega_c)$$

$$\begin{bmatrix} v_{r1p1} \\ v_{r2p2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_{p1} & r_{r1} & 0 & -r_{r1} + r_{p1} \\ -r_{p2} & 0 & r_{r2} & -r_{r2} + r_{p2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_p \\ \omega_{r1} \\ \omega_{r2} \\ \omega_c \end{bmatrix}$$

これより、保存系の場合、仮想仕事の原理より歯車 i から歯車 j に働くピッチ円接線力 f_{ij} と歯車とキャリアのトルクの関係式が得られる。

$$\begin{bmatrix} \tau_p \\ \tau_{r1} \\ \tau_{r2} \\ \tau_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_{p1} & -r_{p2} \\ r_{r1} & 0 \\ 0 & r_{r2} \\ -r_{r1} + r_{p1} & -r_{r2} + r_{p2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{r1p1} \\ f_{r2p2} \end{bmatrix} \quad (2)$$

遊星歯車は直接外部と力の受け渡しを行わないため $\tau_p = 0$ とおき、上式を f_* について解くと、 $f_{r1p1} = \tau_c / (r_{r1}(1 - I))$, $f_{r2p2} = -\tau_c / (r_{r2}(1 - I))$ となり、また、キャリアに対する内歯車の相対角速度は $\omega_{r1} - \omega_c = -\omega_c$, $\omega_{r2} - \omega_c = -I\omega_c$ とされる。

$0 < I < 1$ の場合の力行時、すなわち $\tau_c > 0, \omega_c > 0$ のとき、第1内歯車の相対角速度 $\omega_{r1} - \omega_c < 0$ 、第1内歯車から第1遊星歯車に働く接線力 $f_{r1p1} > 0$ より相対動力は第1遊星歯車から第1内歯車に伝達する。また、第2内歯車の相対角速度 $\omega_{r2} - \omega_c < 0$ 、第2内歯車から第2遊星歯車に働く接線力 $f_{r2p2} < 0$ より相対動力は第2内歯車から第2遊星歯車に伝達する。非保存系の場合、動力を受け取る側の歯車には、歯車対の基準効率分の動力しか伝達しない。速度関係は理想的な歯車のかみ合いによって歯数比の角速度が実現されることを勘案すると、駆動側の接線力に基準効率分を乗じた接線力が受動側の歯車に加わるとみなすことができる。相対動力の向きから、力の関係式(2)は以下のように修正される。

$$\begin{bmatrix} \tau_p \\ \tau_{r1} \\ \tau_{r2} \\ \tau_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_{p1} & -r_{p2}\eta_2 \\ r_{r1}\eta_1 & 0 \\ 0 & r_{r2} \\ -r_{r1}\eta_1 + r_{p1} & -r_{r2} + r_{p2}\eta_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{r1p1} \\ f_{r2p2} \end{bmatrix}$$

この式から $f_{r1p1}, f_{r2p2}, \tau_{r1}$ を消去し、 $\tau_p = 0$ として τ_{r2} について解くと $\tau_{r2} = -\tau_c / (1 - \eta_1\eta_2 I) = -\tau_{out}$ となり、この両辺に $\omega_{r2} = (1 - I)\omega_c$ を掛けて整理すると順駆動効率 η_f が求まる。

$$\eta_f = \frac{\tau_{out}\omega_{r2}}{\tau_c\omega_c} = \frac{1 - I}{1 - \eta_1\eta_2 I}$$

$I > 1$ の場合の力行時では、第1内歯車の相対角速度 $\omega_{r1} - \omega_c < 0$ 、第1内歯車から第1遊星歯車に働く接線力 $f_{r1p1} < 0$ より相対動力は第1内歯車から第1遊星歯車に伝達する。また、第2内歯車の相対角速度 $\omega_{r2} - \omega_c < 0$ 、第2内歯車から第2遊星歯車に働く接線力 $f_{r2p2} > 0$ より相対動力は第2遊星歯車から第2内歯車に伝達する。

$$\begin{bmatrix} \tau_p \\ \tau_{r1} \\ \tau_{r2} \\ \tau_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_{p1}\eta_1 & -r_{p2} \\ r_{r1} & 0 \\ 0 & r_{r2}\eta_2 \\ -r_{r1} + r_{p1}\eta_1 & -r_{r2}\eta_2 + r_{p2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{r1p1} \\ f_{r2p2} \end{bmatrix}$$

この式から $f_{r1p1}, f_{r2p2}, \tau_{r1}$ を消去し、 $\tau_p = 0$ として τ_{r2} について解くと $\tau_{r2} = \tau_c\eta_1\eta_2 / (I - \eta_1\eta_2) = -\tau_{out}$ となり、この両辺に $\omega_{r2} = (1 - I)\omega_c$ を掛けて整理すると順駆動効率 η_f が求まる。

$$\eta_f = \frac{\tau_{out}\omega_{r2}}{\tau_c\omega_c} = \frac{\eta_1\eta_2(I - 1)}{I - \eta_1\eta_2}$$

回生時の場合も同様にして、 $\tau_p = 0$ において(2)式を解いて f_* を τ_{r2} を用いて表すと、 $f_{r1p1} = -I\tau_{i2}/r_{r1}$, $f_{r2p2} = \tau_{i2}/r_{r2}$ となり、また、キャリアに対する内歯車の相対角速度は、 $\omega_{r1} - \omega_c = -\omega_{r2}/(1 - I)$, $\omega_{r2} - \omega_c = -\omega_{r2}/(1 - I)$ で表される。

$0 < I < 1$ の場合の回生時、すなわち $\tau_{r2} > 0, \omega_{r2} > 0$ のとき、第1内歯車の相対角速度 $\omega_{r1} - \omega_c < 0$ 、第1内歯車から第1遊星歯車に働く接線力 $f_{r1p1} < 0$ より相対動力は第1内歯車から第1

遊星歯車に伝達する。また、第2内歯車の相対角速度 $\omega_{r2} - \omega_c < 0$ 、第2内歯車から第2遊星歯車に働く接線力 $f_{r2p2} > 0$ より相対動力は第2遊星歯車から第2内歯車に伝達する。相対動力の向きから、力の関係式(2)は以下のように修正される。

$$\begin{bmatrix} \tau_p \\ \tau_{r1} \\ \tau_{r2} \\ \tau_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_{p1}\eta_1 & -r_{p2} \\ r_{r1} & 0 \\ 0 & r_{r2}\eta_2 \\ -r_{r1} + r_{p1}\eta_1 & -r_{r2}\eta_2 + r_{p2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{r1p1} \\ f_{r2p2} \end{bmatrix}$$

この式から $f_{r1p1}, f_{r2p2}, \tau_{r1}$ を消去し、 $\tau_p = 0$ として τ_c について解くと、 $\tau_c = (I/\eta_1\eta_2 - 1)\tau_c = -\tau_{out}$ となり、この両辺に $(1-I)\omega_c = \omega_{r2}$ を掛けて整理すると逆駆動効率 η_b が求まる。

$$\eta_b = \frac{\tau_{out}\omega_c}{\tau_{r2}\omega_{r2}} = \frac{\eta_1\eta_2 - I}{\eta_1\eta_2(1-I)}$$

$I > 1$ の場合の回生時では、第1内歯車の相対角速度 $\omega_{r1} - \omega_c > 0$ 、第1内歯車から第1遊星歯車に働く接線力 $f_{r1p1} < 0$ より相対動力は第1遊星歯車から第1内歯車に伝達する。また、第2内歯車の相対角速度 $\omega_{r2} - \omega_c > 0$ 、第2内歯車から第2遊星歯車に働く接線力 $f_{r2p2} > 0$ より相対動力は第2内歯車から第2遊星歯車に伝達する。相対動力の向きから、力の関係式(2)は以下のように修正される。

$$\begin{bmatrix} \tau_p \\ \tau_{r1} \\ \tau_{r2} \\ \tau_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_{p1} & -r_{p2}\eta_2 \\ r_{r1}\eta_1 & 0 \\ 0 & r_{r2} \\ -r_{r1}\eta_1 + r_{p1} & -r_{r2} + r_{p2}\eta_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{r1p1} \\ f_{r2p2} \end{bmatrix}$$

この式から $f_{r1p1}, f_{r2p2}, \tau_{r1}$ を消去し、 $\tau_p = 0$ として τ_c について解くと、 $\tau_c = (\eta_1\eta_2 I - 1)\tau_c = -\tau_{out}$ となり、この両辺に $(1-I)\omega_c = \omega_{r2}$ を掛けて整理すると逆駆動効率 η_b が求まる。

$$\eta_b = \frac{\tau_{out}\omega_c}{\tau_{r2}\omega_{r2}} = \frac{\eta_1\eta_2 I - 1}{I - 1}$$

ただし、 η_1, η_2 はそれぞれ P1-R1 間、P2-R2 間の基準効率であり、以下で求められる。

$$\eta_\beta = 1 - \mu\pi \left(\frac{1}{z_{p1}} - \frac{1}{z_{r1}} \right) \epsilon_\alpha, \quad \eta_\gamma = 1 - \mu\pi \left(\frac{1}{z_{p2}} - \frac{1}{z_{r2}} \right) \epsilon_\beta \quad (3)$$

ここで、 ϵ_* はかみ合い因子率で、転位係数や歯末のたけ係数の関数として計算できる。(3)式からわかるように、内歯車と遊星歯車の歯数差が小さければ小さいほど、高い基準効率が得られる。そのため、遊星歯車の数を1とし、トロコイド干渉が起きない限界まで遊星歯車の歯数を大きく取ることとする。

以上の定式化のもと、目標とする減速比範囲 $g_L \leq g \leq g_H$ において歯数と転位係数、歯末のたけ係数を変数として効率の最適化計算を行う。

$$\begin{aligned} & \text{maximize } \eta_f(z_{p1}, z_{r1}, z_{p2}, z_{r2}, x_{p1}, x_{r1}, x_{p2}, x_{r2}, h_{p1}, h_{r1}, h_{p2}, h_{r2}) \\ & \text{subject to } g_L \leq g \leq g_H, r_{c1}(z_{p1}, z_{r1}, x_{p1}, x_{r1}) = r_{c2}(z_{p2}, z_{r2}, x_{p2}, x_{r2}) \\ & \quad -2 \leq x_{p1} \leq 2, -2 \leq x_{r1} \leq 2, -2 \leq x_{p2} \leq 2, -2 \leq x_{r2} \leq 2, \end{aligned}$$

制約条件として、そのほか、隣接条件、かみ合い率条件、歯先円歯厚条件、インボリュート干渉条件、トロコイド干渉条件を考慮する。具体的な計算ステップは以下ようになる。これにより、効率を最大にする歯数と転位係数と求めることができる。

1. 想定する減速機のサイズ等から歯数の範囲を設定。また、目標とする減速比の下限 g_L および上限 g_H を設定する。
2. 設定した歯数の範囲から一組の歯数の組 $z_{p1}, z_{r1}, z_{p2}, z_{r2}$ を選択する。
3. 減速比 g を計算する。
4. 減速比が $g_L \leq g \leq g_H$ かつ、組立条件を満足していれば転位係数と歯末のたけ係数の最適化計算を行い、解を出力する。
5. まだ選択していない歯数の組合せがあれば2に戻る。

4. 研究成果

2K-H 偏心型複合遊星減速機の力行効率・回生効率の理論モデルに基づいて、歯数、転位係数、歯末のたけ係数の3つのパラメータを変数とし、減速機の成立条件を制約条件として力行効率・回生効率の最大化計算を行い、歯面摩擦係数を0.1と仮定した場合で理論効率98%となるパラメータを算出した。求めたパラメータに基づき、減速機的设计と試作を行った。その詳細を表1に示す。

表 1: 製作モデルと諸元、測定効率

	モデル1 balancer	モデル2 carrier meat removal	モデル3 multiple crank
減速比	1/97.33	1/68.31	-1/74
定格トルク [Nm]	8.8	24.3	30.4
理論力行効率 [%]	97.36	98.70	97.90
実測平均力行効率 [%]	70.8	72.30	81.34
実測最高力行効率 [%]	73.6	81.28	84.00
実測平均回生効率 [%]	n/a	n/a	50
実測最高回生効率 [%]	n/a	n/a	68.0
測定範囲: 回転数 [min ⁻¹]	250~500	250~500	250~1000
測定範囲: 負荷トルク [Nm]	1~5	1.8~4	3~13

図1のモデルをそのまま実現すると、公転する遊星歯車の遠心力の影響で半径方向に大きな振動を生じてしまい、実用に耐えない。そこで、まずモデル1では図2のように第1遊星と第2遊星の位相差が180度となるようなクランク形状のキャリア入力軸および受動クランク軸を設けるとともに、balancerを用いて遠心力が相殺される構造とした。

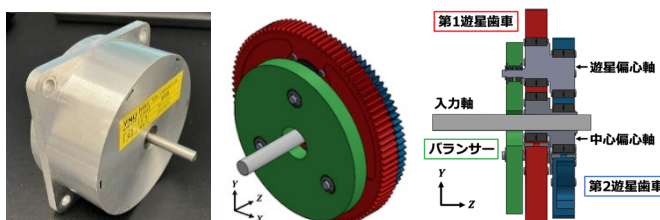


図2: balancer付きモデル (モデル1)

しかし、モデル1では表1に示すように理論効率との差がかなり大きく、クランク軸構造を精度よく製作することが困難であることが分かったため、図3に示すように遠心力の影響をキャリアそのもので打ち消すシンプルな構造を検討し、設計・製作を行った。

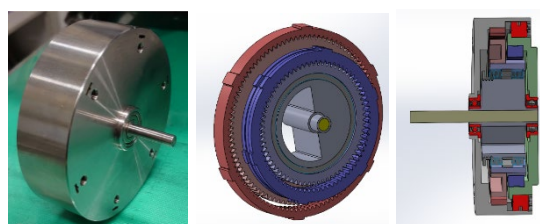


図3: 肉抜きモデル (モデル2)

モデル2ではモデル1よりも偏心が解消され、効率が改善された。しかし、キャリア部に残した削りしろを用いた最終的なbalancer調整に課題が残った。そこでモデル3では、プラノセントリックギヤのクランク軸駆動方式と類似の方式を採用し、図4に示すようにモデル1と同様に第1遊星と第2遊星の位相差が180度となるようにクランク軸を設けるとともに、クランク軸に直接入力軸の回転を伝達する構造を検討し、設計・製作を行った。

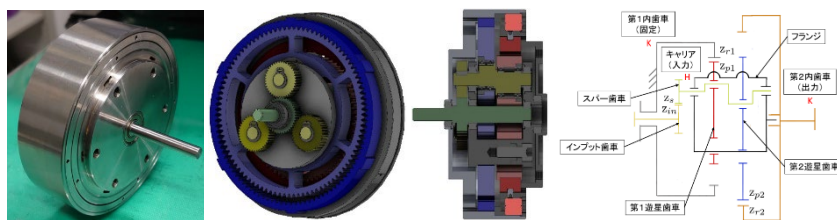


図4: クランク軸モデル (モデル3)

図5のテストベンチを用いた測定では、力行動作については減速機を減速動作させ、様々な負荷における入出力トルクおよび入出力角速度を測定し力行効率を求めた。モデル3の効率マップを図6に示す。

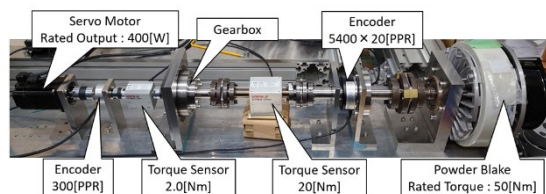


図5: 効率測定用テストベンチ

モデル3において最高効率84%、平均効率81.3%と、従来モデル (モデル1) から10%以上の効率改善が確認された。

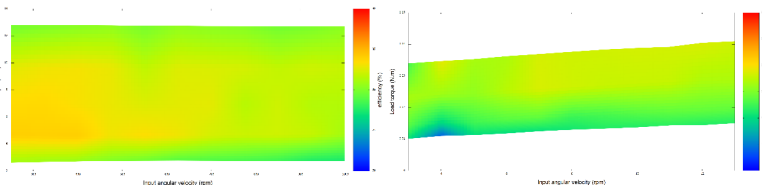


図6: モデル3の力行効率および回生効率測定結果

しかし、モデル3においても理論値98%よりも低い値となった。偏心のない3K複合遊星減速機では93%程度の実測効率が見られていることから、原因として偏心balancerを補償しているものの偏心が残留しており歯のかみ合いに影響していることが考えられる。

そのほか、力行効率および回生効率の数理モデルおよび最適化手法を、実用上重要な複数の複合遊星減速機に拡張し、実験によりモデルの妥当性の評価を行った。ダブルリング型2K-H複合遊星減速機、ダブルサン型2K-H複合遊星減速機、2K-H単純遊星減速機、ステップドピニオン遊星2K-H単純遊星減速機、ダブルリング型3K複合遊星減速機、ダブルサン型3K複合遊星減速機の効率最適化手法を確立した。

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕 計6件（うち査読付論文 6件/うち国際共著 1件/うちオープンアクセス 2件）

1. 著者名 Yuma Sakurai and Yasutaka Fujimoto	4. 巻 1
2. 論文標題 Compensation of Eccentricity for 98% Efficiency 2K-H Compound Planetary Reduction Gearbox	5. 発行年 2023年
3. 雑誌名 proc. IEEJ Int. Workshop on Sensing, Actuation, Motion Control, and Optimization	6. 最初と最後の頁 301 ~ 304
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) なし	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスではない、又はオープンアクセスが困難	国際共著 -
1. 著者名 Satoru Oba and Yasutaka Fujimoto	4. 巻 27
2. 論文標題 Hybrid 3K Compound Planetary Reduction Gearbox with a Roller Transmission Mechanism	5. 発行年 2021年
3. 雑誌名 IEEE/ASME Trans. on Mechatronics	6. 最初と最後の頁 2356 ~ 2366
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1109/TMECH.2021.3101236	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている (また、その予定である)	国際共著 -
1. 著者名 Fuma Shimizu, Masato Koyama, Yasutaka Fujimoto, Kenta Nagano, Hiroshi Matsuki	4. 巻 1
2. 論文標題 Power Regeneration Mathematical Analysis and Gear Ratio Optimization of Geared Wind Powers	5. 発行年 2022年
3. 雑誌名 proc. IEEJ Int. Workshop on Sensing, Actuation, Motion Control, and Optimization	6. 最初と最後の頁 441 ~ 446
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) なし	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスではない、又はオープンアクセスが困難	国際共著 -
1. 著者名 Kenichiro Mori and Yasutaka Fujimoto	4. 巻 1
2. 論文標題 Evaluation of Torque-Sensorless Control for a Knee Exoskeleton Using Back-Drivable Actuators	5. 発行年 2022年
3. 雑誌名 proc. IEEE International Conference on Advanced Motion Control	6. 最初と最後の頁 323 ~ 328
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1109/AMC51637.2022.9729262	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスではない、又はオープンアクセスが困難	国際共著 -

1. 著者名 Timur Hamrayev, Almachius Kahwa, Yasutaka Fujimoto	4. 巻 17
2. 論文標題 Design and test of 3K planetary gear for electric vehicle	5. 発行年 2023年
3. 雑誌名 Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing	6. 最初と最後の頁 JAMDSM0079
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/jamdsm.2023jamdsm0079	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている (また、その予定である)	国際共著 該当する

1. 著者名 Mori Kenichiro, Fujimoto Yasutaka	4. 巻 -
2. 論文標題 Implementation of Motion Intention Prediction to Highly Back-Drivable Exoskeleton	5. 発行年 2023年
3. 雑誌名 proc. IEEE Industrial Electronics Society Annual Conference	6. 最初と最後の頁 -
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1109/IECON51785.2023.10311650	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスではない、又はオープンアクセスが困難	国際共著 -

〔学会発表〕 計4件 (うち招待講演 1件 / うち国際学会 1件)

1. 発表者名 櫻井友馬, 藤本康孝
2. 発表標題 偏心を考慮した効率98%のロボット用2K-H複合遊星歯車減速機の基礎検討
3. 学会等名 電気学会産業応用部門大会
4. 発表年 2022年

1. 発表者名 森健一郎, 藤本康孝
2. 発表標題 高効率減速機を用いた装着型膝関節アシストスーツの評価について
3. 学会等名 電気学会産業計測制御研究会
4. 発表年 2021年

1. 発表者名 永野健太, 下野誠通, 藤本康孝
2. 発表標題 高減速複合遊星歯車機構を用いたロボットアームのための力制御手法の基礎検討
3. 学会等名 電気学会産業計測制御研究会
4. 発表年 2021年

1. 発表者名 Yasutaka Fujimoto
2. 発表標題 Highly Backdrivable High-reduction-ratio Gearboxes for Robotic Actuators
3. 学会等名 IEEE/RSJ IROS Workshop: From Gears to Direct Drive: Recent Trends and Opportunities in Actuation (招待講演) (国際学会)
4. 発表年 2021年

〔図書〕 計0件

〔産業財産権〕

〔その他〕

-

6. 研究組織

	氏名 (ローマ字氏名) (研究者番号)	所属研究機関・部局・職 (機関番号)	備考
研究 分担者	下野 誠通 (Shimono Tomoyuki) (90513292)	横浜国立大学・大学院工学研究院・准教授 (12701)	
研究 分担者	小原 秀嶺 (Obara Hidemine) (50772787)	横浜国立大学・大学院工学研究院・准教授 (12701)	

7. 科研費を使用して開催した国際研究集会

〔国際研究集会〕 計0件

8 . 本研究に関連して実施した国際共同研究の実施状況

共同研究相手国	相手方研究機関
---------	---------