

ぜんまいによるブレーキ回生機構の設計と制御
(Design and control of a regenerative brake mechanism
with a spiral spring)

2019 年 1 月

博士 (工学)

櫻庭 崇紘

豊橋技術科学大学

目次

第1章	緒言	1
1.1	研究背景	1
1.2	関連研究	3
1.2.1	天然ゴムを用いた回生機構に関する研究	4
1.2.2	ねじりバネを用いた回生機構に関する研究	8
1.2.3	ぜんまいを用いた回生機構に関する研究	12
1.3	研究目的	15
1.4	論文の構成	16
第2章	ぜんまいによるブレーキ回生機構の特性解析	17
2.1	概要	17
2.2	装置構成と定義	17
2.3	消費電力量モデル	20
2.4	回生率の予測	25
2.5	台形速度軌道の最適化	29
2.6	制御系設計	38
2.7	まとめ	39
第3章	ぜんまいとクラッチを用いた回生機構の設計	41
3.1	概要	41
3.2	ダブルクラッチを用いた回生機構	41
3.2.1	機構設計	41
3.2.2	実験	45
3.2.3	考察	53
3.3	シングルクラッチを用いた回生機構	53
3.3.1	提案機構および装置設計	54
3.3.2	実験	62

	3.3.3 考察	74
3.4	回生機構の変更と移動制御	74
	3.4.1 実験	76
	3.4.2 考察	102
3.5	まとめ	102
第4章	ぜんまいと歯車を用いた回生機構	105
4.1	概要	105
4.2	磁力歯車を用いた回生機構	105
	4.2.1 機構設計	105
	4.2.2 実験	110
4.3	遊星歯車機構を用いた回生機構	115
	4.3.1 機構設計	115
	4.3.2 実験	120
4.4	考察	124
4.5	まとめ	125
第5章	結言	127
5.1	結論	127
5.2	今後の展望	129
	参考文献	131
	謝辞	143

第1章

緒言

1.1 研究背景

世界的な人口増加や工業化によりエネルギー需要が高まり [1], 世界のエネルギー消費量は2010年から2030年の間に33%増加すると予想されている [2,3]. 化石燃料は1次エネルギー消費供給源の82%を占め二酸化炭素の排出に大きく影響しているほか, 排出量の増加はエネルギー消費の増加と非効率的なエネルギー使用に起因する [2-4]. 製造業でもエネルギー消費削減が求められており [5,6], エネルギー価格の比較的急速な上昇, 厳しい環境政策, 環境保護に対する消費者意識の高まりという状況に置かれている [7]. また, 1次エネルギーの石油や天然ガスは可採年数が2013年時点で50年程度とされていることや [8], 日本はエネルギー資源の大半を輸入に頼っていることなどからも一層の省エネルギー技術が望まれており [9-11], その実現には消費エネルギーの削減やエネルギー利用の高効率化 [1,12], エネルギーの回収・再利用(エネルギー回生)などが挙げられる [13-37].

化石燃料の枯渇や環境問題への懸念からハイブリッド技術や省エネルギー技術は広く研究されており [10,33,35,37-68], ハイブリッド自動車(Hybrid Electric Vehicle: HEV)は地球温暖化問題の解決や燃費向上の促進などの理由から市場で評価を得ている [69,70]. HEVに搭載されている回生機構はモータとバッテリーを用いて回生エネルギーを蓄え, 必要に応じて使用することでエネルギーを効率的に利用でき [38,69,71], 高い燃費性能を実現している. しかし, 従来型の自動車と比較し製造/廃棄コストや環境負荷が増加するという問題や [72], 広く利用されるリチウムイオンバッテリーは廃棄時にリチウムやコバルトのようなレアメタルを効率的に回収するリサイクル技術に課題があり [73,74], 将来的なバッテリー原料不足が懸念されている [73].

エネルギー回生機構として他にもフライホイール式 [36,75-79], 油圧式 [36,80-83], 機械式 [84-87] などの方法も研究されており, 減速時に回生ブレーキ, 発進時にアシストを行うことからRBLA(Regenerative Brake and

Launch Assist) と呼ばれている [85]. 機械式 RBLA として, エネルギー貯蔵に弾性材料である天然ゴム, ねじりバネ, ぜんまいを用いた研究事例が存在する [84–86]. 天然ゴムを用いた研究では回生エネルギーのゴム丸棒への貯蔵が検討され, 減速時に丸棒をねじることでブレーキ回生を行いエネルギーを蓄え, 蓄えたエネルギーを発進時に放出し加速する [84]. 実験では材料の特性や回生率が調査され, 実験結果から回生率は約 90% であると報告されている [84]. ねじりバネを用いた研究では可変変速機と差動歯車を用いてタイヤとバネを接続する機構が提案され, 可変変速機の伝達比を変更することで加速/減速の両方に対応可能である [85]. 提案機構を従来型の自動車に搭載する場合, シミュレーション結果から 5.1% の燃費向上が期待できると報告されている. ぜんまいを使用した研究では自転車の駆動系に関する回生機構が提案され, 遊星歯車機構を用いてタイヤとぜんまいを接続し, ぜんまいの巻上げ/解放により減速/加速を行う [86]. 実験結果より回生率は約 80% であり, モータとバッテリーによる既存システムと比較し高い優位性が示されたと報告されている. モータとバッテリーによる回生機構では, 減速時は移動体の運動エネルギーを電気エネルギーに変換しバッテリーに貯蔵, アシスト時はその反対を行うため, 変換ロスによる効率低下が問題である. しかし, 上記の機械式 RBLA は減速時に運動エネルギーでバネ等を直接巻き上げ, アシスト時も復元トルクで移動体に運動エネルギーを与えるため, 比較的高効率であることが特長である. また, ねじりバネやぜんまいはステンレス鋼などの鉄鋼材料が使用され, 環境負荷やリサイクルにおいても優位性が高い [74, 88].

日本では高齢化が進む中, 移動手段の 1 つとして電動車椅子などのパーソナルモビリティの需要が高まっている [16, 89–91]. 電動車椅子は, 自力で長距離を移動することが困難な高齢者にとって行動範囲が広がりうる便利な移動支援機器であり, 多機能化や高性能化などの要求課題が存在するが [92, 93], 使用者の移動範囲はバッテリー容量により制限されるため走行距離の向上が望まれている [94]. 電動車椅子は搭載されたバッテリーの電力でモータを駆動するため, 走行距離を延長するにはバッテリー容量の増加や, 減速時のモータによるブレーキ回生が考えられる. しかし前者は車体重量や価格, 充電時間の増加につながり [95], 後者は現状では回生率に問題がある [24, 96, 97]. 例としてブレーキ回生が重要視されている鉄道車両の回生率は 30% 程度であり [24, 26, 97], 電動車椅子においてはそれを下回ると容易に予測することができる. 本研究で提案するぜんまい回生機構は, 高効率なブレーキ回生を実施することにより移動距離の向上が期待される.

機械式 RBLA は単純な移動/搬送装置への応用も考えられる [98–106]. ガントリーローダやクレーンに代表される自動搬送装置は，世界中の工場で自動化や高速化を目的として広く利用されており，発展途上国での需要や市場規模は飛躍的に増大している [98]. 地球環境および資源不足の問題からエネルギー効率の向上が注目されているが [107]，搬送装置は自動車や電車と比較して移動質量が小さく，従来のエネルギー回生技術の応用は難しい．一方，ぜんまい回生機構の回生率はモータとバッテリーによる回生機構より優れているため，ガントリーローダのような加速/等速/減速の移動工程を繰り返す搬送装置において，減速時の損失エネルギーを効率的に回収することができる．

しかし上記の機械式 RBLA は天然ゴム，ねじりバネ，ぜんまい内のエネルギー貯蔵量により入出力トルクが変化する．そのため，移動装置の駆動力生成ではエネルギー貯蔵量に応じたアシスト力を計算する必要があり，制御が難しくなる．本研究では上記の研究事例を参考に『定トルクぜんまい』による回生機構を搭載した移動装置を設計した．これにより常に一定トルクでのアシストが可能のため移動制御が容易である．また，ぜんまい回生機構の自動車や自転車，電動車椅子，自動搬送装置への応用を目的とし，機構の開発/改良や目標速度軌道への追従制御，回生率向上のための伝達機構設計を行い，実験検証した結果について述べる．

1.2 関連研究

本節では，本研究で対象とするぜんまい回生機構に特に関係する研究について詳しく説明し，現状の課題を明らかにする．機械式 RBLA は従来のモータとバッテリーによる回生機構と比較し高い回生率を有するが，正転逆転どちらにもトルクを出力できるモータと異なり，Fig. 1.1 に示すように弾性材料にエネルギーを貯蔵する回転方向とエネルギーを放出する回転方向が異なる．しかし通常，移動装置は加速/減速とも一方向に移動するため，機械式 RBLA の応用には任意のタイミングで回転方向を逆転可能な伝達機構(以後，回転逆転機構)が必要となり，Myszka らは可変変速機と差動歯車 [85]，大滝らは遊星歯車機構による仕組み [86] を提案している．また，弾性材料は貯蔵したエネルギーを放出しようとするため，弾性変形を維持しエネルギー解放を防ぐ機構も必要である．

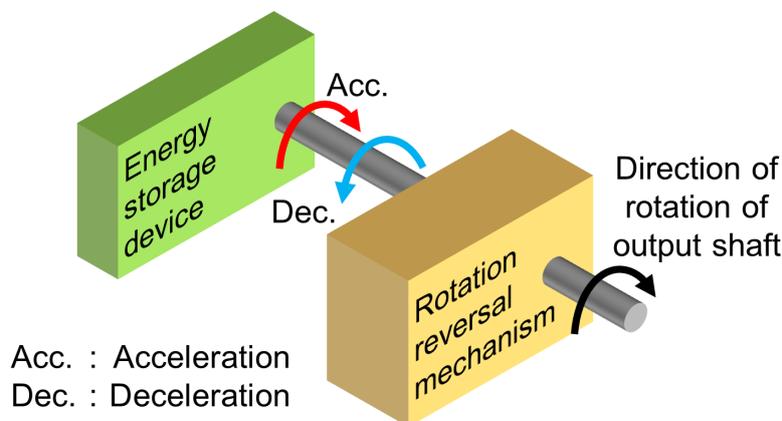


Fig. 1.1 Rotation reversal mechanism

1.2.1 天然ゴムを用いた回生機構に関する研究

研究内容

Hoppie は車両のブレーキ回生において、エネルギー貯蔵に天然ゴムを使用した機械式 RBLA を提案している [84]。回生機構の自動車への応用は、高速道路のような一定速度で長距離走行する場合には省エネルギー効果を十分発揮できないが、都市バスや配送バンのような走行サイクル中の停止回数が多い車両では高い省エネルギー効果が期待できる。エネルギー貯蔵方式は機械式である弾性変形式の他に、フライホイール式、バッテリー式、圧縮ガス式、揚水式、磁気式があるが、弾性変形式は比較的単純な機構で実現できる。

Fig. 1.2 に弾性エネルギーの貯蔵方法の比較を示す。(a) の引張式は他の (b) ~ (e) と比較し弾性体の単位体積当たりのエネルギー量が優れるが、変移に応じた総体積当たりのエネルギー量は (e) のねじり方式に対しわずかに優れているにすぎない。回生機構の自動車への応用では、弾性体の体積より総体積が重要であることや、エネルギーの入出力で回転運動を直線運動に変換する必要があるため、引張方式は予想されたほど有望ではない。(f) の傾斜ねじり棒方式は弾性体の単位体積当たりのエネルギー量を増加させる目的で調査されたが、製造コストが高いという問題がある。

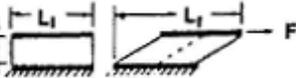
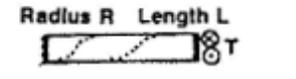
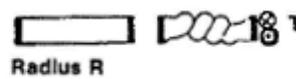
Energy Storing Scheme	Strain	E/V_{Elast}	E/V_{Total}
a) Tension 	$\frac{L_2 - L_1}{L_1}$	$\frac{1}{2} E \epsilon^2$	$\frac{1}{2} E \epsilon^2 \left(\frac{1}{1 + \epsilon} \right)$
b) Linear Shear 	$\frac{L_2 - L_1}{t}$	$\frac{1}{2} G \epsilon^2$	$\frac{1}{2} G \epsilon^2 \left(\frac{1}{1 + \epsilon t / L_1} \right)$
c) Compression 	$\frac{L_1 - L_2}{L_1}$	$\frac{1}{2} G \epsilon^2 \left(5 + \frac{10\epsilon}{3} \right) \leq$	$\frac{1}{2} G \epsilon^2 \left(\frac{1.078}{\epsilon^2} \right)$
d) Rotational Shear Radii R_1, R_0 Length L 	$\frac{2\theta}{1 - (R_1/R_0)^2}$	$\frac{1}{2} G \epsilon^2 \left(\frac{R_1}{R_0} \right)^2 \leq$	$\frac{1}{2} G \epsilon^2 \left(\frac{1}{4} \right)$
e) Torsion Radius R Length L 	$\frac{R\theta}{L}$	$\longleftrightarrow \frac{1}{2} G \epsilon^2 \left(\frac{1}{2} \right) \longleftrightarrow$	
f) Graded Torsion Bar Radius R Length L 	$\frac{R\theta}{L}$	$\longleftrightarrow \frac{1}{2} G \epsilon^2 \left[\frac{1}{2} F(G(r)) \right] \longleftrightarrow$	
g) Torsionally Induced Tension Radius R Length L 	Unknown	See Equation 1	

Fig. 1.2 Comparison of elastomeric energy storing schemes [84]

(g) のねじれ誘起張力式と他の方式を比較するため、天然ゴム丸棒を4本束ねたエネルギー貯蔵材料を用いる小規模実験装置を使用し、回転角度とトルクとの関係を調査する試験を実施した。Fig. 1.3に回転角度とトルクの実験結果を示す。 $\theta \leq \theta_{min}$ における応力特性は従来のねじり棒と同様であるが、 $\theta \geq \theta_{min}$ では丸棒の座屈が生じるような応力分布があり、『ノット』が発生した。

最適な弾性材料を決定するため、Table 1.1に示すように合成ポリブタジエン、ポリエステル、ポリウレタン、未充填天然ゴム、合成天然ゴム(シスポリイソブレン)を調査した。合成ポリブタジエン、ポリエステル、ポリウレタンは疲労寿命やヒステリシス損失に問題がある一方、未充填天然ゴムや合成天然ゴムは有望である。

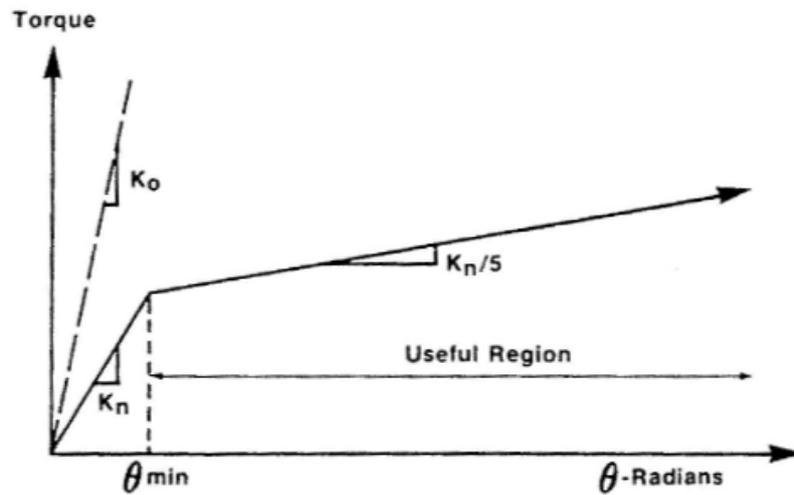


Fig. 1.3 Empirical torque-rotation characteristics of elastomeric torsion bars [84]

Table 1.1 Properties of various erastomers [84]

Material	Hysteresis loss	Fatigue life cycles	comments	Hardness (durometer)
Polybutadiene	50%	3	Poor tear resistance	60A
Hytrel [®] -polyester ^a	50%	3	High modulus Low fatigue life	65D
K-Prene [®] polyurethane ^b	50%	4	Hight modulus Low fatigue life	60D
Polyisoprene	10-20%	>400	Acceptable	45A
syntheric natural rubber		Not tested to failure	hysteresis and fatigue life	
Filled natural rubber	5-10%	500	Acceptable hysteresis	45A
Unfilled natural rubber	5-10%	Unlubricated >95000 Lubricated	Low fatigue life Acceptable hysteresis and fatigue life	35A

^aA product of du Pont.

^bA product of Houdaille Industries.

小規模実験に続き、4本の押し出しゴム丸棒で構成され1150kgの自動車が約13.2m/sで移動するための運動エネルギー 10^5 Jを貯蔵可能なフルサイズの実験装置を評価した。実験結果から弾性体に伝達されたエネルギーがその後弾性体により再供給される割合である回生率は約90%であり、大量のエネルギーが高出力レベルで効率的に伝達可能であることが実証された。しかし、

ゴム丸棒を複数本使用すると疲労寿命に影響があり，1本では約 10^5 サイクルに耐えるが，4本では 10^3 サイクルでゴム表面に裂け目が発生した．この現象は小規模/フルサイズ実験装置の両方で発生した．エネルギーを貯蔵するためゴム丸棒をねじると，Fig. 1.3に示すようにある角度 θ_{\min} でノットが発生する．この対策としてエネルギー貯蔵前にゴム丸棒を軸方向に伸展させ，ノットが発生するまでの回転角度を遅らせることが考えられ，ゴム丸棒の最終長さとの初期長さの比 λ とノット発生角度の関係が小規模装置で調査された．Fig. 1.4に回転角度とトルクの変化および伸展によるノット発生角度の実験結果を示す．Fig. 1.4のトルク曲線終端付近の急激な変化はノットの形成を表しており， λ の増加によりノットの発生する回転角度に著しい変化が見られる．ノットが発生しないようゴム丸棒を進展させた状態で繰り返し試験を実施したところ，約 10^5 サイクルの疲労寿命が確認された．また， $\lambda=4$ が使用される場合，弾性体の総体積あたりのエネルギー量は(a)の引張式よりわずかに優れていることも明らかにされた．

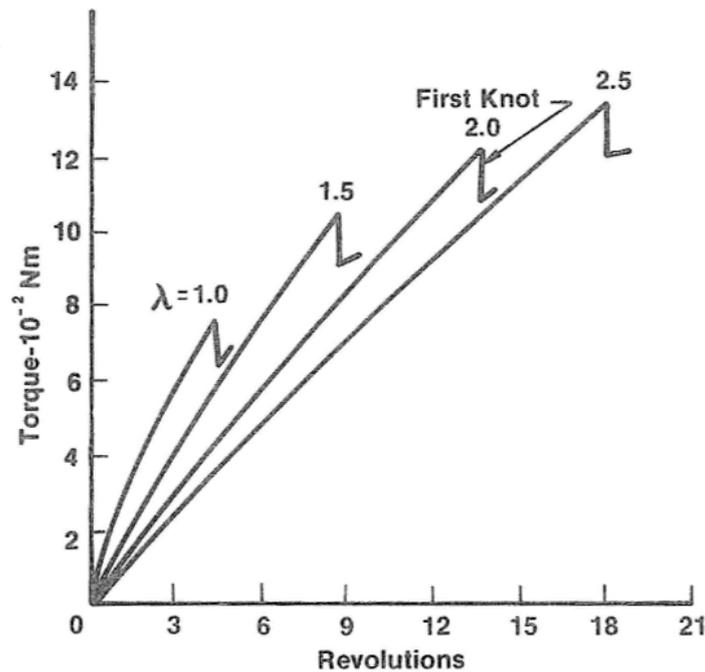


Fig. 1.4 Effect of initial axial elongation λ [84]

問題点

同研究では90%という高い回生率が示されているが，実験では油圧モータで回転させてエネルギーを貯蔵したゴム丸棒が出力するトルクを測定しており，提案機構の自動車への搭載やフライホイール等の取り付けなどは行われていない．そのため弾性エネルギーと運動エネルギーの変換を考慮した回生率の測定が必要である．また，車両駆動軸への具体的な接続方法が示されていないため，回転逆転機構を用いた実現可能な応用方法の検討が必要である．エネルギー貯蔵に使用されるゴム丸棒はFigs. 1.3, 1.4から回転角度に応じた出力トルクの変化が確認できるが，車両の移動制御においてコントローラが複雑化するため，エネルギー貯蔵量により出力トルクが変化しない弾性材料の使用が望ましい．

1.2.2 ねじりバネを用いた回生機構に関する研究

研究内容

Myszkaらは自動車の非駆動軸への取り付けを想定した機械式RBLAとして，可変変速機と差動歯車を用いる機構を提案しており，エネルギー貯蔵にねじりバネを使用している [85]．ゴムはエネルギー密度が高いが，ひずみが大きい場合における材料の疲労寿命の調査が十分ではない．一方，バネは設計手法がよく知られており信頼性の高い動作と耐久性が期待できる．また，バッテリーと比較しエネルギー密度は小さいが，貯蔵エネルギーの迅速な放出が可能であり，自動車の発進補助では有効な代替手段であると考えられる．

Fig. 1.5に提案機構の構成を示す．提案機構の主要な動作メカニズムは下記の4つである．

1. 非駆動軸とカウンターシャフトAは伝達比が不変な歯車で接続され，互いに反対方向に回転する．
2. 非駆動軸とカウンターシャフトBは可変変速機で接続され，任意の伝達比に調整でき，互いに同一方向に回転する．
3. カウンターシャフトA, Bは差動歯車に接続されるが互いに反対方向に回転するため，差動キャリアの回転はカウンターシャフトA, Bの回転差に依存する．差動歯車は自動車の一般的な構成部品の1つであり，小型高耐久であることが証明されている．
4. エネルギー貯蔵用のねじりバネは歯車を介して差動キャリアに接続され

る．同研究ではエネルギー貯蔵に伴う体積変化が少ないため，ねじりバネを使用するが，伸展可能なバンドを用いる場合，差動キャリアにスプールを取り付け，直接巻き付けることが可能である．

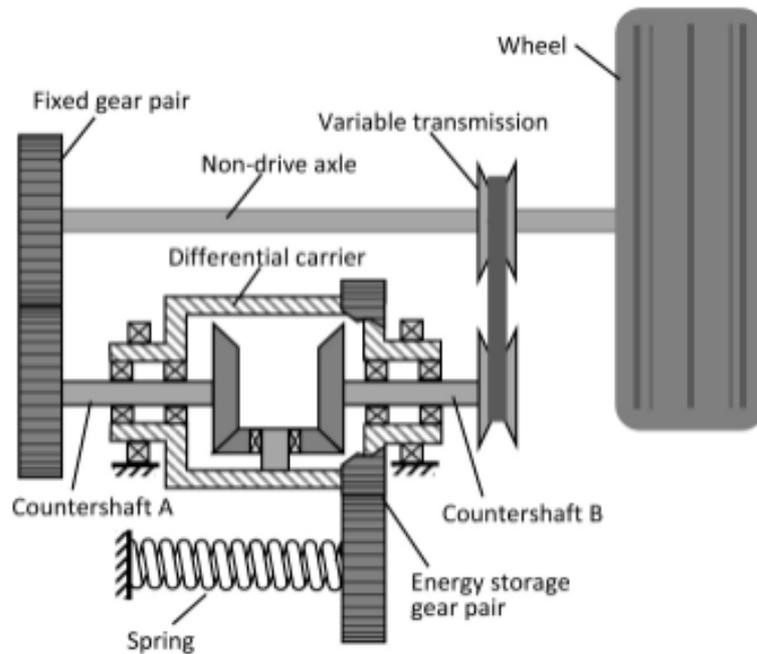


Fig. 1.5 Concept sketch of the RBLA device [85]

Fig. 1.6に加速時の機構の状態を示す [108]. R_A は非駆動軸とカウンターシャフト A との伝達比, R_B は非駆動軸とカウンターシャフト B との伝達比を表す. $R_A > R_B$ となるよう可変変速機を調整することで差動キャリアはカウンターシャフト B と逆方向に回転し, ねじりバネのトルクを非駆動軸に伝達できる. Fig. 1.7に減速時の機構の状態を示す. $R_A < R_B$ となるよう可変変速機を調整することで差動キャリアはカウンターシャフト B と同方向に回転し, 非駆動軸のトルクをねじりバネに伝達できる. 加速/減速トルクは可変変速機で R_B を調整することで制御可能である. Fig. 1.8にねじりバネによる加速/減速を行わないニュートラルの状態を示す. $R_A = R_B$ となるよう可変変速機を調整することで, カウンターシャフト A, B は同一の速度で反対方向に回転する. これにより正味の回転が打ち消され差動キャリアは回転せず, ねじりバネによるエネルギーの貯蔵/放出は行われずニュートラルの状態となり, 非駆動軸にねじりバネのトルクが伝達されない状態となる.

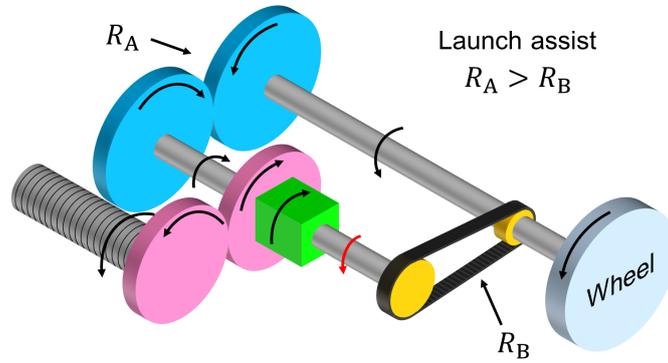


Fig. 1.6 Mechanism of acceleration

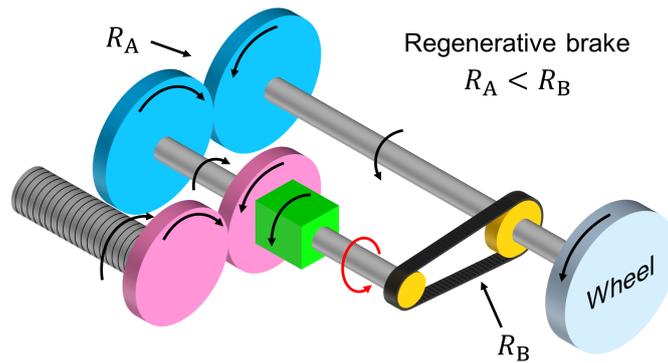


Fig. 1.7 Mechanism of deceleration

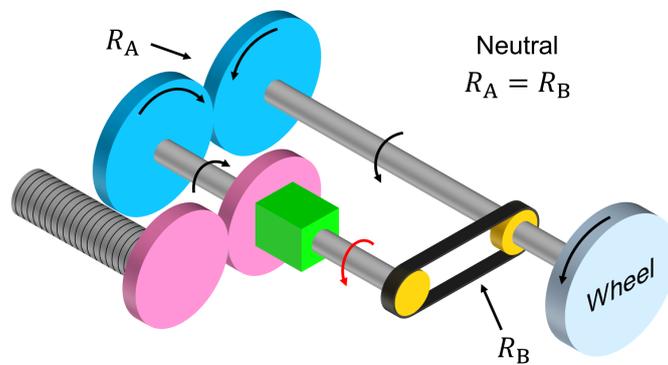


Fig. 1.8 Mechanism of neutral

同研究では省エネルギー効果や実現可能性を検証するため、シミュレーションやベンチトップの試作が行われた。シミュレーションでは質量1150kgのセダン型自動車への搭載を想定し、都市交通における燃費性能を調査するためアメリカ合衆国環境保護庁 (United States Environmental Protection Agency: EPA) の都市運転サイクルが使用された。外径219mm, 長さ933mm, 質量7.1kgのねじりバネによる提案機構を搭載することにより、従来のセダン型自動車の燃費性能は27.4mpgから28.8mpgとなり5.1%の燃費向上効果が示された。また, Fig. 1.9に示すベンチトップが試作され, 提案機構の動作が検証された。本ベンチトップでは非駆動軸に歯数16のスプロケット, カウンターシャフトBに歯数14, 16, 18のスプロケットを取り付け, 組み合わせるスプロケットを変更することで伝達比を変化させ, 加速/減速/ニュートラルの各状態を実現できることが確認された。

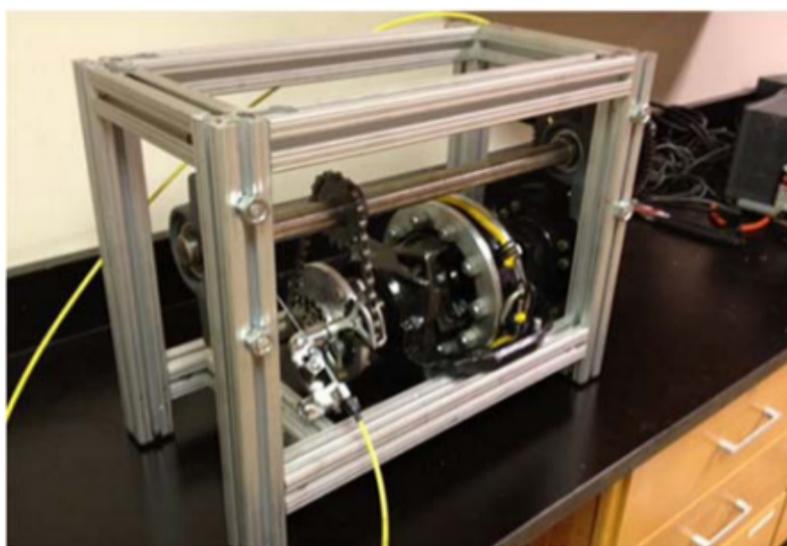


Fig. 1.9 Physical RBLA benchtop prototype [85]

問題点

機械式RBLAは回転逆転機構とエネルギー放出を防ぐ固定機構が必要であり, 同研究では可変変速機と差動歯車による機構でその両方を実現した。可変変速機の伝達比調整のみで操作可能であるため, 制御の単純化や装置の小型化において優位性がある。しかし, エネルギー貯蔵に使用するねじりバネはFig. 1.10に示すように回転角度により出力トルクが変化するため, エネ

ルギ貯蔵量に応じた可変変速機の制御が必要となる。加えて、ねじりバネはエネルギー貯蔵/放出のため回転させると全長が変化するため、差動キャリアの歯車とねじりバネの歯車の噛み合いを維持できる回転角度に限界があると考えられる。また、ベンチトップで提案機構の動作が検証されたが、自動車への搭載やフライホイール等の取り付けにより実際にねじりバネの弾性エネルギーと運動エネルギーの間での変換や、回生率を調査する実験検証はされていない。さらに、提案機構では可変変速機が使用されるがベンチトップでは用いられていないことから、小型で安価な可変変速機は入手しにくいと考えられ、電動車椅子やガントリーローダなど比較的小型の装置への搭載は難しいことが予想される。

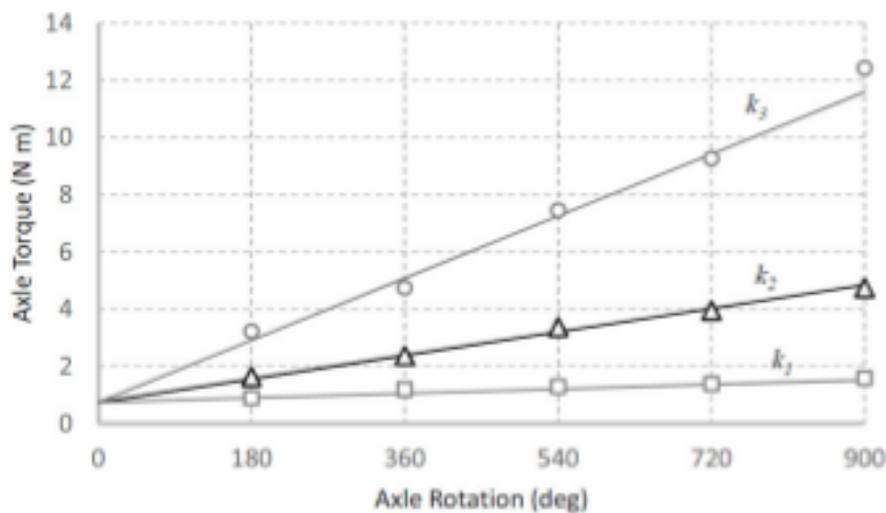


Fig. 1.10 Braking torque while in RB mode [85]

1.2.3 ぜんまいを用いた回生機構に関する研究

研究内容

大滝らはエネルギー貯蔵にぜんまいを用い、遊星歯車機構による回生機構を提案している [86]。同機構は自転車への搭載を想定しており、回生機構の使用を停車時のブレーキ回生とその後の発進アシストのみに限定することで、従来の電動自転車の高価で高重量なモータやバッテリーに代わる簡便な機構を実現した。

Fig. 1.11 に提案機構の構成を示す。同機構に使用されるぜんまいは接触型

の普通型ぜんまいである．回転逆転機構には遊星歯車機構を用いており，太陽歯車にぜんまいの内端およびブレーキ，内歯車にぜんまいの外端およびラチェット機構，遊星キャリアに車輪が取り付けられている．フリー走行時はぜんまいにエネルギーが貯蔵されておらず，太陽歯車，内歯車，遊星キャリアはすべて車輪と同方向，同角速度で回転する．Fig. 1.12にブレーキ回生時の機構の状態を示す．ブレーキを作動させるとぜんまいの内端が固定され，車体の慣性エネルギーが車輪→遊星キャリア→遊星歯車→内歯車→ぜんまい外端へと伝達され，ぜんまいを巻き上げることで車体が減速する．停車時にはラチェットによりぜんまいが巻き戻らない仕組みとなっており，エネルギー解放を防ぐ役割を果たす．Fig. 1.13に発進アシスト時の状態を示す．ブレーキの解放により太陽歯車が回転可能となり，ぜんまいのトルクはぜんまい内端→太陽歯車→遊星歯車→遊星キャリア→車輪へと伝達される．この時，内歯車およびぜんまい外端はラチェットにより回転せず，太陽歯車のトルクは遊星キャリアにのみ伝達する仕組みとなっている．

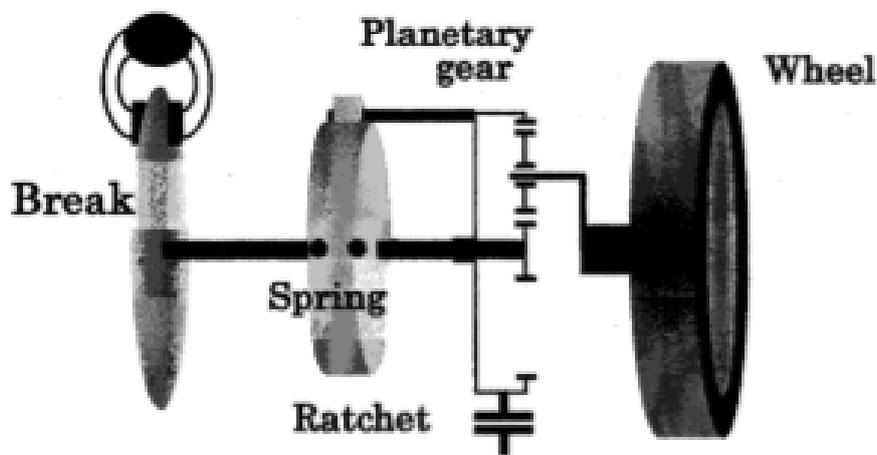


Fig. 1.11 Arrangement of the mechanical devices [86]

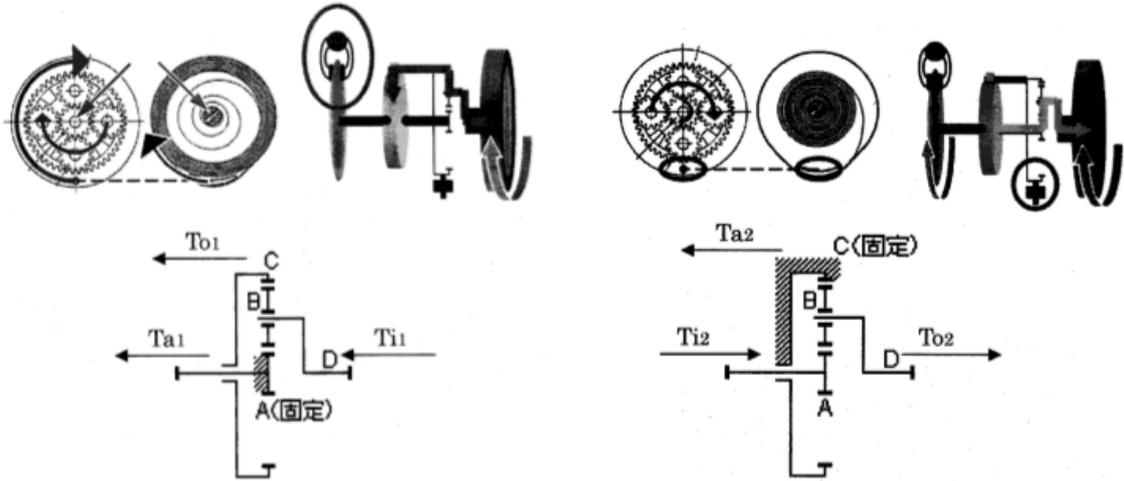


Fig. 1.12 Mechanism of dec. [86]

Fig. 1.13 Mechanism of acc. [86]

同研究では提案機構のベンチトップが製作され、回生率を測定する実験が下記の手順で行われた。

1. 所定の巻き数までぜんまいを巻き上げ、ブレーキを作動させる。
2. ブレーキを解放し、ぜんまいのエネルギーをすべて車輪の運動エネルギーとして与える。
3. ぜんまいのエネルギーをすべて使用した時点でブレーキを作動させ、ブレーキ回生を行う。
4. 車輪が停止するまでブレーキ回生を続け、実験前後のぜんまい巻き数を比較する。

Fig. 1.14 に実験結果を示す。Before はブレーキ解放前のぜんまい巻き数、After は実験終了時のぜんまい巻き数を表す。実験結果から同装置の回生率は 74%~83% であり、既存の自転車用ブレーキ回生の回生率である約 30% を上回ることが確認された。

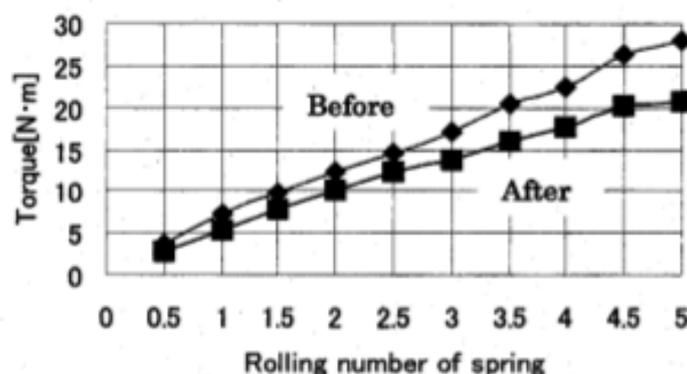


Fig. 1.14 The relation of the rolling number of spring and torque [86]

問題点

同研究では停車時に回生したエネルギーを次の発進アシストにすべて利用することを想定しているため、フリー走行時におけるぜんまいのエネルギー解放を防ぐ機構が不要となり機構の軽量化、簡素化において優位性がある。また、回転逆転機構に遊星歯車機構とブレーキを用いており、ブレーキは自転車の必須部品であるため、提案機構設置に伴う追加コストを抑えることができると考えられる。回生率は約80%であり、既存のモータとバッテリーによる回生機構と比較し高い省エネルギー効果が期待できる。しかし、エネルギー貯蔵に使用する接触型の普通型ぜんまいは巻き数に応じてトルクが変化するため、搭乗者の意図する加速度の実現が難しいことや、高度な移動制御が必要な産業機械への応用は課題がある。製作した実験装置はベンチトップであるため、地上を走行する自転車に搭載しておらず、実際の使用条件での評価が望まれる。

1.3 研究目的

本研究の最終的な目的は、現在主流のモータとバッテリーによる回生機構の問題点である低い回生率や高い環境負荷を、ぜんまいによる回生機構で解決することである。また、自動車や自転車、電動車椅子、自動搬送装置など幅広い分野に応用可能な回生機構とするため、先行研究と比較し下記の点について考慮する。

- エネルギー貯蔵に定トルクぜんまいを使用し，常に一定の出力トルクを用いることで移動制御を単純にする．
- 任意のタイミングでブレーキ回生/加速アシストを行うため，貯蔵エネルギーの解放を防ぐ機構を設ける．
- ベンチトップのみならず，実際に使用される移動装置を想定した実験装置を製作し，実験検証を行う．

本研究では，提案機構の数式モデルを作成し，シミュレーションを用いて省エネルギー効果や最適な運用方法を検討する．また，提案機構は機械部品が複雑に組み合わせられておりパラメータの正確な予想が困難であるため，提案機構を搭載した車輪型移動装置を製作し，回生率や省エネルギー効果を実験的に調査する．その後，任意の速度軌道への高精度な追従を実現するコントローラの作成や，回生率向上のため機構の改良を行う．

1.4 論文の構成

第1章では，本研究の背景を述べ，関連する機械式RBLAの先行研究について説明し，現状の課題を明らかにした．第2章では提案機構の数式モデルを作成し，シミュレーションを行う．シミュレーション結果から提案機構の回生率や最適な速度軌道を予測する．また，高精度な速度制御のための制御系を設計する．第3章では回転逆転機構に電磁クラッチを用いた動力伝達機構を提案する．提案機構の動作を説明し，移動実験により有効性を検証する．第4章では回生率の向上を目的としたぜんまいと歯車を用いた回生機構を提案する．提案機構の動作を説明し，試作したベンチトップを用いた実験で有効性を検証する．第5章では本研究の結論および今後の展望を述べる．

第2章

ぜんまいによるブレーキ回生機構 の特性解析

2.1 概要

本章ではぜんまいによる回生機構がどの程度の省エネルギー効果を有するか検討するため、提案機構の数式モデルを汎用的に使用可能な形で作成し、予想される使用条件の下でシミュレーションを実施した。シミュレーション結果から提案機構の回生率および最適な速度軌道を予測した。

2.2 装置構成と定義

本研究で提案するぜんまいによるブレーキ回生機構の構成を Fig. 2.1 に示す。提案機構は定トルクぜんまい、回転逆転機構、モータ(以後、駆動モータ)、合成軸、負荷(車輪等)から成り、ぜんまいと駆動モータのトルクは合成軸で組み合わせられ、負荷に伝達される。また、数式モデルで使用する定数や変数の定義を Table 2.1 に示す。提案機構を搭載せず負荷に駆動モータを直結させる場合は、 τ_z , n_{ta} , n_{td} , η_{ta} , η_{td} , τ_{ta} , τ_{tn} , τ_{td} , J_{ta} , J_{tn} , J_{td} , C_{ta} , C_{tn} , C_{td} を 0, n_w , η_w を 1 とし, η_m をモータとギアヘッドの伝達効率とする。

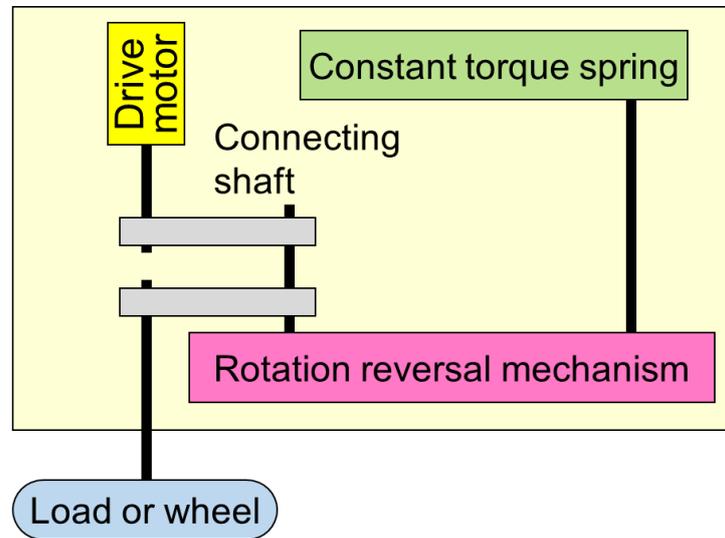


Fig. 2.1 Structure of proposed system

Table 2.1 Parameters for mathematical model

Spiral spring	τ_z	Torque of a spiral spring
Rotation reversal mechanism	n_{ta}	Gear ratio in acceleration
	n_{td}	Gear ratio in deceleration
	η_{ta}	Transmission efficiency in acceleration
	η_{td}	Transmission efficiency in deceleration
	τ_{ta}	Resistance torque in acceleration (Between a motor and connecting shaft is included)
	τ_{tn}	Resistance torque in neutral (Between a motor and connecting shaft is included)
	τ_{td}	Resistance torque in deceleration (Between a motor and connecting shaft is included)
	J_{ta}	Moment of inertia in acceleration
	J_{tn}	Moment of inertia in neutral
	J_{td}	Moment of inertia in deceleration
	C_{ta}	Coefficient of viscous resistance in acceleration
	C_{tn}	Coefficient of viscous resistance in neutral
	C_{td}	Coefficient of viscous resistance in deceleration
Drive motor	I_m	Input current
	R_m	Resistance
	J_m	Moment of inertia (Rotor and gear head)
	C_m	Coefficient of viscous resistance (Rotor and gear head)
	K_m	Torque constant
	n_m	Gear ratio (Gear head, between connecting shaft)
	η_m	Efficiency (Motor, gear head, between connecting shaft)
	τ_{md}	Resistance torque in deceleration (Caused by generation of heat, etc.)
Load, Wheel, Whole system	R_w	Radius of a wheel
	J_w	Moment of inertia (Load and system)
	C_w	Coefficient of viscous resistance (Load and system)
	τ_w	Resistance torque of motion (Caused by wheels, etc.)
	n_w	Gear ratio (Between connecting shaft and load)
	η_w	Transmission efficiency (Between connecting shaft and load)

2.3 消費電力量モデル

本研究では提案機構を移動装置に応用することを想定しているため、指定された目標速度軌道において移動消費電力量の削減量を予測することは重要である。目標とする台形速度軌道を Fig. 2.2 に示す。ここで t , T_a , T_c , T_d , ω , ω_c はそれぞれ経過時間, 加速時間, 等速時間, 減速時間, 負荷の角速度, 等速区間の負荷の角速度である。

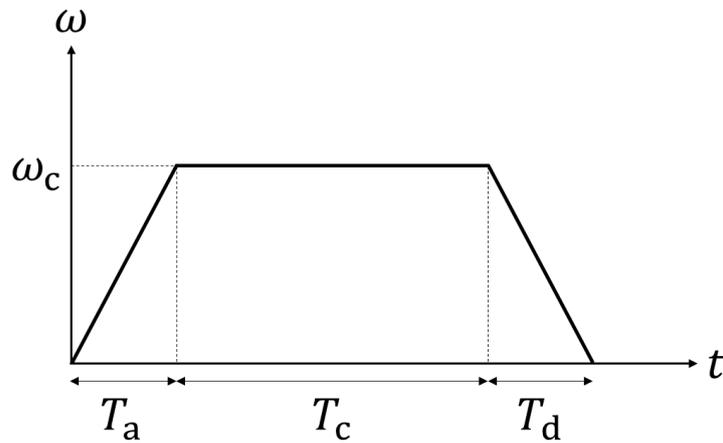


Fig. 2.2 Target trapezoidal velocity trajectory

Fig. 2.2 より, 加速時と減速時の角加速度 $\dot{\omega}_a$, $\dot{\omega}_d$ は下記で与えられる。

$$\dot{\omega}_a = \frac{\omega_c - \omega_0}{T_a} \quad (2.1)$$

$$\dot{\omega}_d = \frac{\omega_e - \omega_c}{T_d} \quad (2.2)$$

ここで ω_0 , ω_e はそれぞれ初期角速度, 最終角速度であり, 移動は停止状態から開始し停止状態で終了することを想定しているため 0 となる。移動全体での回転角度 θ_{all} は下記で与えられる。

$$\theta_{\text{all}} = \theta_a + \theta_c + \theta_d \quad (2.3)$$

ここで θ_a , θ_c , θ_d はそれぞれ加速区間, 等速区間, 減速区間の回転角度であり, 加速区間は

$$\theta_a = \int_0^{T_a} \omega dt \quad (2.4)$$

$$\omega = \omega_0 + \dot{\omega}_a t \quad (2.5)$$

同様に等速区間と減速区間は

$$\theta_c = \int_0^{T_c} \omega dt \quad (2.6)$$

$$\omega = \omega_c \quad (2.7)$$

$$\theta_d = \int_0^{T_d} \omega dt \quad (2.8)$$

$$\omega = \omega_c + \dot{\omega}_d t \quad (2.9)$$

で与えられる．式 (2.4)~(2.9) より， θ_{all} は下記となる．

$$\theta_{\text{all}} = \omega_0 T_a + \frac{1}{2} \dot{\omega}_a T_a^2 + \omega_c T_c + \omega_c T_d + \frac{1}{2} \dot{\omega}_d T_d^2 \quad (2.10)$$

提案機構の回転の運動方程式は加速区間，等速区間，減速区間でそれぞれ下記のように与えられる（ただし，等速区間ではぜんまいを使用しないと仮定する）．

$$\begin{aligned} (J_w + J_m n_m^2 + J_{ta}) \dot{\omega} + (C_w + C_m n_m^2 + C_{ta}) \omega + \tau_w + \tau_{ta} \\ = \eta_w n_w (\eta_{ta} n_{ta} \tau_z + \eta_m n_m K_m I_m) \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} (J_w + J_m n_m^2 + J_{tn}) \dot{\omega} + (C_w + C_m n_m^2 + C_{tn}) \omega + \tau_w + \tau_{tn} \\ = \eta_w n_w \eta_m n_m K_m I_m \end{aligned} \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} (J_w + J_m n_m^2 + J_{td}) \dot{\omega} + (C_w + C_m n_m^2 + C_{td}) \omega + \tau_w + \tau_{td} + \tau_{md} \\ = \eta_w n_w (-\eta_{td} n_{td} \tau_z + \eta_m n_m K_m I_m) \end{aligned} \quad (2.13)$$

式 (2.11)~(2.13) より，駆動モータの印加電流 I_m は加速区間，等速区間，減速区間でそれぞれ下記のようになる．

$$I_m = \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{ta})\dot{\omega} + (C_w + C_m n_m^2 + C_{ta})\omega + \tau_w + \tau_{ta} - \eta_{ta} n_{ta} \tau_z}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.14)$$

$$I_m = \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{tn})\dot{\omega} + (C_w + C_m n_m^2 + C_{tn})\omega + \tau_w + \tau_{tn}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.15)$$

$$I_m = \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{td})\dot{\omega} + (C_w + C_m n_m^2 + C_{td})\omega + \tau_w + \tau_{td} + \tau_{md} + \eta_{td} n_{td} \tau_z}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.16)$$

式 (2.14)~(2.16) を分解し，下記のように表現する．

$$I_m = \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{ta})\dot{\omega}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} + \frac{C_w + C_m n_m^2 + C_{ta}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \omega + \frac{\tau_w + \tau_{ta}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} - \frac{\eta_{ta} n_{ta} \tau_z}{\eta_m n_m K_m} \quad (2.17)$$

$$I_m = \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{tn})\dot{\omega}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} + \frac{C_w + C_m n_m^2 + C_{tn}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \omega + \frac{\tau_w + \tau_{tn}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.18)$$

$$I_m = \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{td})\dot{\omega}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} + \frac{C_w + C_m n_m^2 + C_{td}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \omega + \frac{\tau_w + \tau_{td} + \tau_{md}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} + \frac{\eta_{td} n_{td} \tau_z}{\eta_m n_m K_m} \quad (2.19)$$

式 (2.17)~(2.19) の各項を下記のように表現する．

$$J_a = \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{ta})\dot{\omega}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.20)$$

$$C_a = \frac{C_w + C_m n_m^2 + C_{ta}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.21)$$

$$\tau_{ra} = \frac{\tau_w + \tau_{ta}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.22)$$

$$\tau_{za} = \frac{\eta_{ta} n_{ta} \tau_z}{\eta_m n_m K_m} \quad (2.23)$$

$$J_c = \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{tn}) \dot{\omega}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.24)$$

$$C_c = \frac{C_w + C_m n_m^2 + C_{tn}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.25)$$

$$\tau_{rc} = \frac{\tau_w + \tau_{tn}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.26)$$

$$J_d = \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{td}) \dot{\omega}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.27)$$

$$C_d = \frac{C_w + C_m n_m^2 + C_{td}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.28)$$

$$\tau_{rd} = \frac{\tau_w + \tau_{td} + \tau_{md}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.29)$$

$$\tau_{zd} = \frac{\eta_{td} n_{td} \tau_z}{\eta_m n_m K_m} \quad (2.30)$$

駆動モータの電力 P_m および任意の時間 T までの電力量 E_m は下記で与えられる。

$$P_m = R_m I_m^2 \quad (2.31)$$

$$E_m = \int_0^T P_m dt \quad (2.32)$$

式 (2.20)~(2.23) より，加速時の駆動モータの電力 P_{ma} は下記となる。

$$P_{ma} = R_m (J_a^2 + C_a^2 \omega^2 + \tau_{ra}^2 + \tau_{za}^2 + 2J_a C_a \omega + 2J_a \tau_{ra} - 2J_a \tau_{za} + 2C_a \omega \tau_{ra} - 2\tau_{ra} \tau_{za} - 2C_a \omega \tau_{za}) \quad (2.33)$$

同様に式 (2.24)~(2.26) と (2.27)~(2.30) より，等速時と減速時の駆動モータの電力 P_{mc} , P_{md} は下記となる。

$$P_{mc} = R_m(J_c^2 + C_c^2\omega^2 + \tau_{rc}^2 + 2J_cC_c\omega + 2J_c\tau_{rc} + 2C_c\omega\tau_{rc}) \quad (2.34)$$

$$P_{md} = R_m(J_d^2 + C_d^2\omega^2 + \tau_{rd}^2 + \tau_{zd}^2 + 2J_dC_d\omega + 2J_d\tau_{rd} + 2J_d\tau_{zd} + 2C_d\omega\tau_{rd} + 2\tau_{rd}\tau_{zd} + 2C_d\omega\tau_{zd}) \quad (2.35)$$

また，式 (2.5)，(2.32)，(2.33) より，加速時の駆動モータの電力量 E_{ma} は下記となる．

$$E_{ma} = R_m \left\{ J_a^2 T_a + C_a^2 \left(\omega_0^2 T_a + \frac{1}{2} \omega_0 \dot{\omega}_a T_a^2 + \frac{1}{3} \dot{\omega}_a^2 T_a^3 \right) + \tau_{ra}^2 T_a + \tau_{za}^2 T_a + 2J_a C_a \left(\omega_0 T_a + \frac{1}{2} \dot{\omega}_a T_a^2 \right) + 2J_a \tau_{ra} T_a - 2J_a \tau_{za} T_a + 2C_a \tau_{ra} \left(\omega_0 T_a + \frac{1}{2} \dot{\omega}_a T_a^2 \right) - 2\tau_{ra} \tau_{za} T_a - 2C_a \tau_{za} \left(\omega_0 T_a + \frac{1}{2} \dot{\omega}_a T_a^2 \right) \right\} \quad (2.36)$$

同様に式 (2.7)，(2.32)，(2.34) および (2.9)，(2.32)，(2.35) より，等速時と減速時の駆動モータの電力量 E_{mc} ， E_{md} は下記となる．

$$E_{mc} = R_m T_c (J_c^2 + C_c^2 \omega_c^2 + \tau_{rc}^2 + 2J_c C_c \omega_c + 2J_c \tau_{rc} + 2C_c \omega_c \tau_{rc}) \quad (2.37)$$

$$E_{md} = R_m \left\{ J_d^2 T_d + C_d^2 \left(\omega_c^2 T_d + \frac{1}{2} \omega_c \dot{\omega}_d T_d^2 + \frac{1}{3} \dot{\omega}_d^2 T_d^3 \right) + \tau_{rd}^2 T_d + \tau_{zd}^2 T_d + 2J_d C_d \left(\omega_c T_d + \frac{1}{2} \dot{\omega}_d T_d^2 \right) + 2J_d \tau_{rd} T_d + 2J_d \tau_{zd} T_d + 2C_d \tau_{rd} \left(\omega_c T_d + \frac{1}{2} \dot{\omega}_d T_d^2 \right) + 2\tau_{rd} \tau_{zd} T_d + 2C_d \tau_{zd} \left(\omega_c T_d + \frac{1}{2} \dot{\omega}_d T_d^2 \right) \right\} \quad (2.38)$$

式 (2.36)～(2.38) より，総電力量 E_{all} は下記となる．

$$E_{all} = E_{ma} + E_{mc} + E_{md} \quad (2.39)$$

2.4 回生率の予測

2.3節の数学モデルを使用し、提案機構がどの程度の回生率を有するか予測するため、シミュレーションを実施した。装置構成は後述の3.4節で使用される実験装置を想定し、Fig. 2.3に示すものとした。また、各パラメータはTable 2.2に示すものを使用した。ここで歯車の伝達効率を97%、チェーン・sprocketの伝達効率を96%とした[109–111]。また、装置質量を50kg、タイヤの転がり抵抗 5×10^{-3} とし[112,113]、移動抵抗トルク $\tau_w = 0.0413 \text{Nm}$ とした。

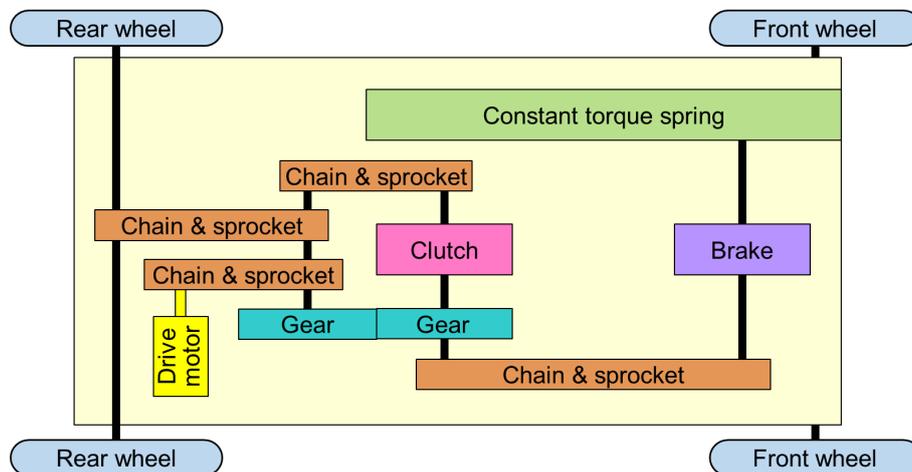


Fig. 2.3 Structure of proposed system for estimating regenerative ratio

Table 2.2 Each parameters for estimating regenerative ratio

Spiral spring	τ_z	5Nm
Rotation reversal mechanism	n_{ta}	1
	n_{td}	1
	η_{ta}	0.931
	η_{td}	0.922
	τ_{ta}	0.5Nm
	τ_{td}	0.5Nm
	J_{ta}	$3.0136 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$
	J_{td}	$3.0136 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$
	C_{ta}	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$
C_{td}	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	
Drive motor	J_m	$15.11 \times 10^{-6} \text{kg.m}^2$
	C_m	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$
	n_m	52
	τ_{md}	0Nm
Load, Wheel, Whole system	R_w	0.165m
	J_w	$685.305 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$
	C_w	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$
	τ_w	0.0413Nm
	n_w	1
	η_w	0.96

シミュレーションでは停止状態の装置をぜんまいのみで速度2m/sまで加速し、加速終了後ただちにぜんまいによるブレーキ回生を実施し装置が停止するまで減速させ、移動で消費するエネルギー E_{motion} と減速で回生するエネルギー $E_{\text{regeneration}}$ から回生率 η_r を下記の式で計算する [26].

$$\eta_r = \frac{E_{\text{regeneration}}}{E_{\text{motion}}} \quad (2.40)$$

ここで、本シミュレーションの条件では減速時にエネルギー消費が発生しないとしたため、 E_{motion} は加速時の消費エネルギーのみとなる。また、ぜんま

いのトルクは巻き数に関係なく一定であるため、 E_{motion} と $E_{\text{regeneration}}$ は加速時に減少する巻き数 n_a および減速時に増加する巻き数 n_d から下記で表される [114].

$$\eta_r = \frac{n_d}{n_a} \quad (2.41)$$

n_a および n_d は下記で表現される.

$$n_a = n_{\text{start}} - n_{\text{change}} \quad (2.42)$$

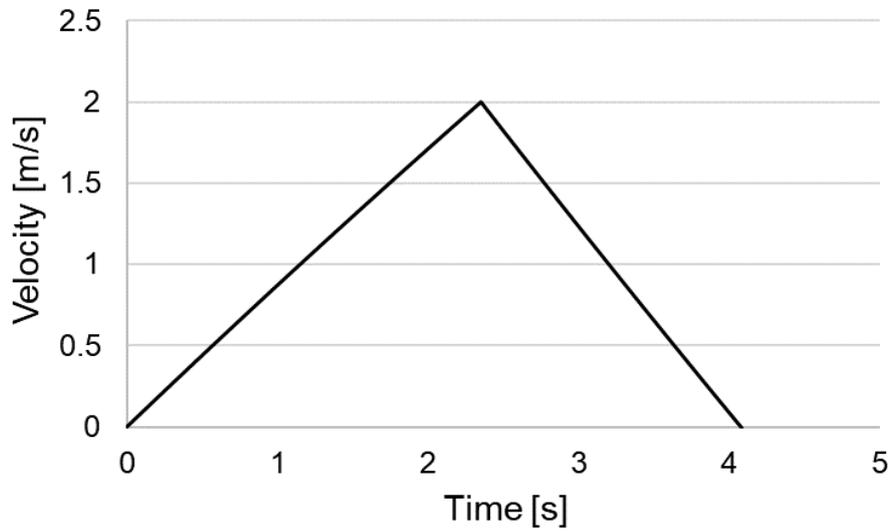
$$n_d = n_{\text{end}} - n_{\text{change}} \quad (2.43)$$

ここで n_{start} , n_{change} , n_{end} はそれぞれ移動開始時, 加速終了時, 移動終了時のぜんまい残り巻き数である. そのため, n_{change} および n_{end} は下記の式で計算される.

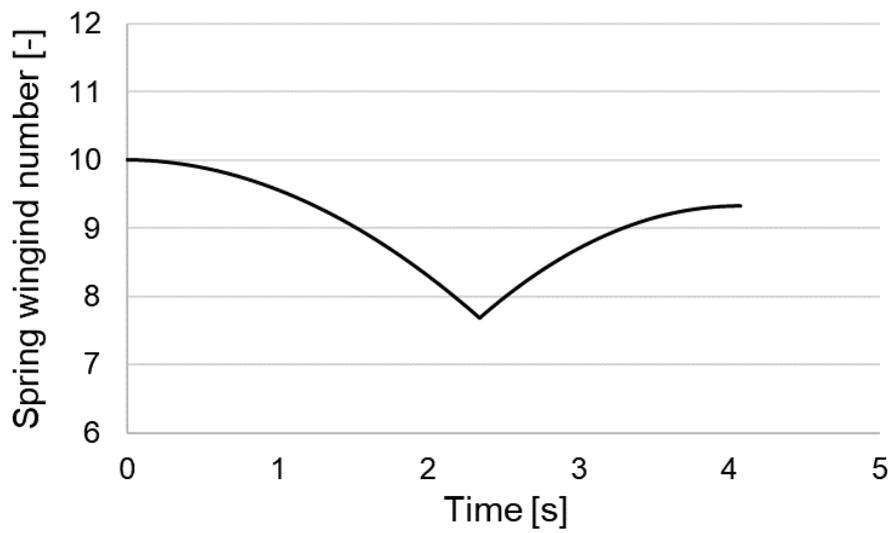
$$n_{\text{change}} = n_{\text{start}} - \frac{n_{t_a}}{2\pi} \int_0^{T_a} \omega dt \quad (2.44)$$

$$n_{\text{end}} = n_{\text{change}} + \frac{n_{t_d}}{2\pi} \int_0^{T_d} \omega dt \quad (2.45)$$

Fig. 2.4 に装置速度と巻き数の時間変化のシミュレーション結果を示す. 式(2.41)より提案機構の回生率は70.8%と算出された. 先行研究 [86] の回生率と比較し提案機構の回生率がやや低い理由として, 先行研究の実験ではタイヤが接地せず空中に浮いた状態であるため地面との抵抗が発生していないことや, 提案機構は歯車やチェーン・スプロケット等の部品点数が多く摩擦損失が比較的大きいため, 回収可能な運動エネルギーが小さくなったことが考えられる. 先行研究と同様にタイヤが設置していない状況を想定し, $\tau_w=0.1 \times 10^{-3} \text{Nm}$ とした場合のシミュレーション結果を Fig. 2.5 に示す. 路面抵抗を排除した場合の回生率は72.2%である. モータとバッテリーによる既存回生機構の回生率は約30%であるのに対し [86], 提案機構はその2倍以上の回生率であるため高い優位性が期待できることを確認した.

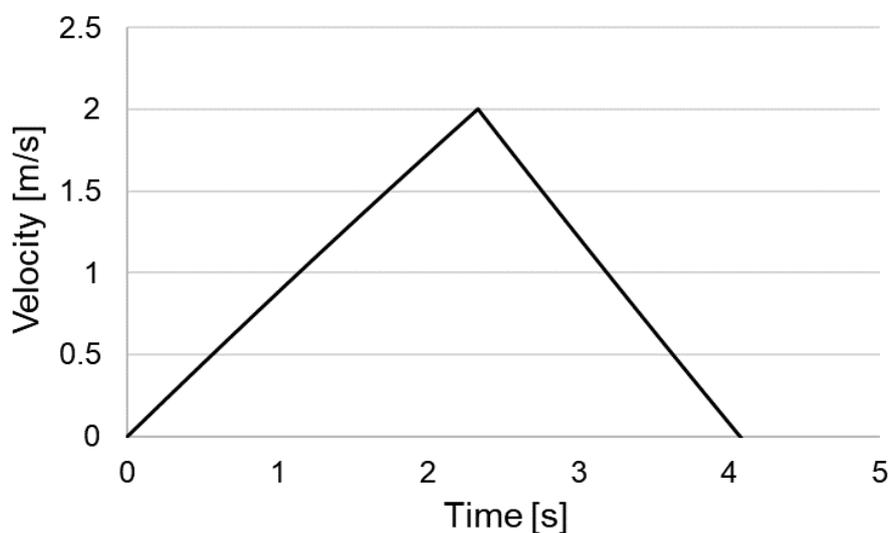


(a) Velocity profile

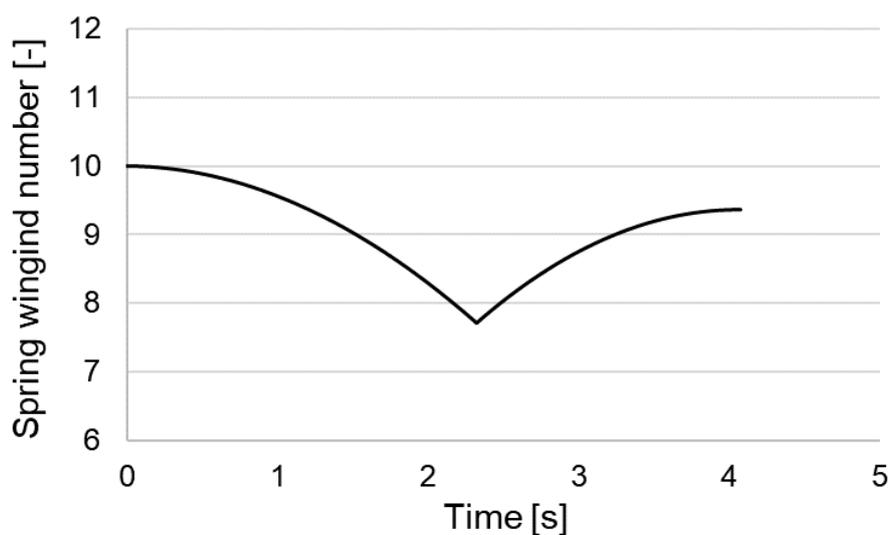


(b) Winding number profile

Fig. 2.4 Simulation results of estimating regenerative ratio



(a) Velocity profile



(b) Winding number profile

Fig. 2.5 Simulation results of estimating regenerative ratio w/o road resistance

2.5 台形速度軌道の最適化

本研究では移動消費エネルギー量の削減を目的とし、回生機構を移動装置に搭載することを提案しているため、最もエネルギー消費を低減する速度軌道の設計が求められる。本節では、『減速区間では、ぜんまいによるブレーキ

回生のみで減速した場合に最も移動消費エネルギーが小さくなる』と仮定し、加速区間で減少する巻き数と減速区間で増加する巻き数が等しくなるという条件の下で台形速度軌道生成方法を説明する。本来は、移動消費エネルギーを最小化する速度軌道は台形ではなく複雑なものとなるが、本研究の主眼は回生機構の設計および性能評価であるため、軌道生成に関し深く追求することを避けた。装置構成はFig. 2.1に示すものとする。

まず、移動において伝達機構および負荷やタイヤでスリップが発生せず、ぜんまいやモータの角度と負荷の角度や装置の移動距離は線形の関係であると仮定する。負荷の角度 θ 、角速度 ω はそれぞれ下記で表される。

$$\theta = \int_0^t \omega dt' \quad (2.46)$$

$$\omega = \int_0^t \dot{\omega} dt' \quad (2.47)$$

負荷の角加速度 $\dot{\omega}$ は下記とする。

$$\dot{\omega} = \begin{cases} \dot{\omega}_{zmra} & (\text{加速区間}) \\ \dot{\omega}_{zrd} - C_{\dot{\omega}d}\omega & (\text{減速区間}) \end{cases} \quad (2.48)$$

ここで、 $\dot{\omega}_{zmra}$ は加速区間においてぜんまいとモータの合成トルクから抵抗トルクを引いた値で実現される角加速度、 $\dot{\omega}_{zrd}$ はぜんまいのトルクから抵抗トルクを引いた値で実現される減速区間での角加速度、 $C_{\dot{\omega}d}$ は減速区間において粘性抵抗により実現される角加速度の係数($C_{\dot{\omega}d} > 0$)であり、式(2.11)~(2.13)からそれぞれ下記で表現される。

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{zmra} &= \frac{\eta_w n_w (\eta_{ta} n_{ta} \tau_z + \eta_m n_m K_m I_{ma}) - (C_w + C_m n_m^2 + C_{ta})\omega - \tau_w - \tau_{ta}}{J_w + J_m n_m^2 + J_{ta}} \quad (2.49) \end{aligned}$$

$$\dot{\omega}_{zrd} = \frac{-\eta_w n_w \eta_{td} n_{td} \tau_z - \tau_w - \tau_{td} - \tau_{md}}{J_w + J_m n_m^2 + J_{td}} \quad (2.50)$$

$$C_{\dot{\omega}d} = \frac{C_w + C_m n_m^2 + C_{td}}{J_w + J_m n_m^2 + J_{td}} \quad (2.51)$$

式(2.49)の I_{ma} は加速区間におけるモータへの印加電流であり、移動状態に合わせて制御することで粘性抵抗による影響を排除し一定の角加速度 $\dot{\omega}_{zmra}$

を実現できる． $\dot{\omega}$ は ω を微分して得られるため，式(2.48)より減速区間では下式となる．

$$\frac{d\omega}{dt} = \dot{\omega}_{zrd} - C_{\dot{\omega}d}\omega \quad (2.52)$$

減速区間の角度 θ_d を求めるため，ラプラス変換を使用する．式(2.52)の両辺を下式のようにラプラス変換する．

$$\mathcal{L}\left[\frac{d\omega}{dt}\right] = s\Omega_{(s)} - \omega_0 \quad (2.53)$$

$$\mathcal{L}[\dot{\omega}_{zrd} - C_{\dot{\omega}d}\omega] = \frac{1}{s}\dot{\omega}_{zrd} - C_{\dot{\omega}d}\Omega_{(s)} \quad (2.54)$$

ここで s は微分演算子である．また， ω_0 は減速区間の初期角速度であるため， ω_c となる．式(2.52)より，式(2.53)と(2.54)は同一であり， $\Omega_{(s)}$ の式に変形すると下記となる．

$$\Omega_{(s)} = \frac{1}{s(s + C_{\dot{\omega}d})}\dot{\omega}_{zrd} + \frac{1}{s + C_{\dot{\omega}d}}\omega_c \quad (2.55)$$

θ_d は ω を積分して得られるため，両辺を s で割り積分すると下式となる．

$$\frac{1}{s}\Omega_{(s)} = \frac{1}{s^2(s + C_{\dot{\omega}d})}\dot{\omega}_{zrd} + \frac{1}{s(s + C_{\dot{\omega}d})}\omega_c \quad (2.56)$$

式(2.56)の右辺を部分分数分解すると下式が得られる．

$$\frac{1}{s^2(s + C_{\dot{\omega}d})}\dot{\omega}_{zrd} = \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}d}} \frac{1}{s^2} + \frac{1}{C_{\dot{\omega}d}^2} \frac{1}{s + C_{\dot{\omega}d}} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}d}^2} \frac{1}{s} \right) \dot{\omega}_{zrd} \quad (2.57)$$

$$\frac{1}{s(s + C_{\dot{\omega}d})}\omega_c = \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}d}} \frac{1}{s} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}d}} \frac{1}{s + C_{\dot{\omega}d}} \right) \omega_c \quad (2.58)$$

式(2.56)～式(2.58)より，ラプラス変換された角度 $\Theta_{(s)}$ は下式となる．

$$\begin{aligned} \Theta_{(s)} &= \frac{1}{s}\Omega_{(s)} \\ &= \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}d}} \frac{1}{s^2} + \frac{1}{C_{\dot{\omega}d}^2} \frac{1}{s + C_{\dot{\omega}d}} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}d}^2} \frac{1}{s} \right) \dot{\omega}_{zrd} + \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}d}} \frac{1}{s} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}d}} \frac{1}{s + C_{\dot{\omega}d}} \right) \omega_c \end{aligned} \quad (2.59)$$

式 (2.59) の両辺を逆ラプラス変換すると下式となる.

$$\mathcal{L}^{-1}[\Theta(s)] = \theta \quad (2.60)$$

$$\begin{aligned} & \mathcal{L}^{-1} \left[\left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} \frac{1}{s^2} + \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}^2} \frac{1}{s + C_{\dot{\omega}_d}} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}^2} \frac{1}{s} \right) \dot{\omega}_{zrd} + \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} \frac{1}{s} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} \frac{1}{s + C_{\dot{\omega}_d}} \right) \omega_c \right] \\ &= \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} t + \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}^2} e^{-C_{\dot{\omega}_d} t} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}^2} \right) \dot{\omega}_{zrd} + \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} e^{-C_{\dot{\omega}_d} t} \right) \omega_c \end{aligned} \quad (2.61)$$

式 (2.60), 式 (2.61) より, θ は下式となる.

$$\theta = \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} t + \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}^2} e^{-C_{\dot{\omega}_d} t} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}^2} \right) \dot{\omega}_{zrd} + \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} e^{-C_{\dot{\omega}_d} t} \right) \omega_c \quad (2.62)$$

式 (2.62) において $t = T_d$ とすることで下式となり, 減速区間の角度 θ_d を求めることができる.

$$\theta_d = \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} T_d + \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}^2} e^{-C_{\dot{\omega}_d} T_d} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}^2} \right) \dot{\omega}_{zrd} + \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} e^{-C_{\dot{\omega}_d} T_d} \right) \omega_c \quad (2.63)$$

加速区間で減少する巻き数と減速区間で増加する巻き数が等しくなるためには, $\theta_a = \theta_d$ とする必要がある.

次に, ぜんまいのみを使用し, 減速区間の初期角速度 (等速区間の角速度) ω_c から停止するまでに必要な時間 T_d を求める方法を下記に示す. 角速度 ω の微分は式 (2.52) で表されるため, 両辺をラプラス変換すると式 (2.55) となり, 部分分数分解すると下式となる.

$$\Omega(s) = \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} \frac{1}{s} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} \frac{1}{s + C_{\dot{\omega}_d}} \right) \dot{\omega}_{zrd} + \frac{1}{s + C_{\dot{\omega}_d}} \omega_c \quad (2.64)$$

両辺を逆ラプラス変換すると下式となる.

$$\omega = \left(\frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} - \frac{1}{C_{\dot{\omega}_d}} e^{-C_{\dot{\omega}_d} t} \right) \dot{\omega}_{zrd} + e^{-C_{\dot{\omega}_d} t} \omega_c \quad (2.65)$$

式 (2.65) において $t = T_d$ とし, 停止状態である $\omega = 0$ を代入すると下式となる.

$$0 = \left(\frac{1}{C\dot{\omega}_d} - \frac{1}{C\dot{\omega}_d} e^{-C\dot{\omega}_d T_d} \right) \dot{\omega}_{zrd} + e^{-C\dot{\omega}_d T_d} \omega_c \quad (2.66)$$

式 (2.66) を $e^{-C\dot{\omega}_d T_d}$ の式に変形すると下式となる。

$$e^{-C\dot{\omega}_d T_d} = \frac{\dot{\omega}_{zrd}}{\dot{\omega}_{zrd} - C\dot{\omega}_d \omega_c} \quad (2.67)$$

両辺対数を取り, T_d の式に変形すると下式となり, 減速に必要な時間を算出できる。

$$T_d = \frac{1}{C\dot{\omega}_d} \ln \left(\frac{\dot{\omega}_{zrd} - C\dot{\omega}_d \omega_c}{\dot{\omega}_{zrd}} \right) \quad (2.68)$$

加速区間の角加速度は式 (2.48) に示すように $\dot{\omega} = \dot{\omega}_{zmra}$ で一定となるため, 初期角速度を 0, 加速区間の時間を T_a として $\dot{\omega}_{zmra}$ を積分すると加速区間の角度 θ_a は下式で表現される。

$$\theta_a = \frac{1}{2} \dot{\omega}_{zmra} T_a^2 \quad (2.69)$$

また, 加速区間の最終角速度は ω_c であることから, 式 (2.47) より下式となる。

$$\omega_c = \dot{\omega}_{zmra} T_a \quad (2.70)$$

式 (2.70) を T_a の式に変形すると下式となる。

$$T_a = \frac{\omega_c}{\dot{\omega}_{zmra}} \quad (2.71)$$

式 (2.71) を式 (2.69) に代入すると, 下式を得る。

$$\theta_a = \frac{\omega_c^2}{2\dot{\omega}_{zmra}} \quad (2.72)$$

$\theta_a = \theta_d$ を式 (2.72) に代入し, $\dot{\omega}_{zmra}$ の式に変形すると下式となる。

$$\dot{\omega}_{zmra} = \frac{\omega_c^2}{2\theta_d} \quad (2.73)$$

式 (2.73) を式 (2.71) に代入すると, 下式となる。

$$T_a = \frac{2}{\omega_c} \theta_d \quad (2.74)$$

移動全体での時間は式 (2.3) と同様に，下式で与えられる．

$$T_{\text{all}} = T_a + T_c + T_d \quad (2.75)$$

式 (2.75) に式 (2.74)，式 (2.68) を代入し， T_c の式に変形すると下式となる．

$$\begin{aligned} T_c &= T_{\text{all}} - T_a - T_d \\ &= T_{\text{all}} - \frac{2}{\omega_c} \theta_d - \frac{1}{C \dot{\omega}_d} \ln \left(\frac{\dot{\omega}_{\text{zrd}} - C \dot{\omega}_d \omega_c}{\dot{\omega}_{\text{zrd}}} \right) \end{aligned} \quad (2.76)$$

移動全体での回転角度 θ_{all} は式 (2.3) で与えられ， $\theta_a = \theta_d$ ， $\theta_c = \omega_c T_c$ であることから，下式となる．

$$\begin{aligned} \theta_{\text{all}} &= \theta_a + \theta_c + \theta_d \\ &= \omega_c T_c + 2\theta_d \end{aligned} \quad (2.77)$$

式 (2.77) に式 (2.76) を代入し整理すると下式となる．

$$\begin{aligned} \theta_{\text{all}} &= \omega_c \left(T_{\text{all}} - \frac{2}{\omega_c} \theta_d - \frac{1}{C \dot{\omega}_d} \ln \left(\frac{\dot{\omega}_{\text{zrd}} - C \dot{\omega}_d \omega_c}{\dot{\omega}_{\text{zrd}}} \right) \right) + 2\theta_d \\ &= \omega_c T_{\text{all}} - \frac{\omega_c}{C \dot{\omega}_d} \ln \left(\frac{\dot{\omega}_{\text{zrd}} - C \dot{\omega}_d \omega_c}{\dot{\omega}_{\text{zrd}}} \right) \end{aligned} \quad (2.78)$$

以上の式から，本節で提案する台形速度軌道を作成できる．

提案機構において駆動モータ以外の電力消費が発生しないと仮定し，作成した速度軌道における消費電力量の算出方法を説明する．まず，加速区間や等速区間におけるモータへの印加電流を算出する式を作成する．式 (2.73) より $\dot{\omega}_{\text{zmra}}$ を求め，式 (2.49) を下式のように変形することで I_{ma} を求めることができる．

$$\begin{aligned} I_{\text{ma}} &= \frac{(J_w + J_m n_m^2 + J_{\text{ta}}) \dot{\omega}_{\text{zmra}} + (C_w + C_m n_m^2 + C_{\text{ta}}) \omega + \tau_w + \tau_{\text{ta}}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \\ &\quad - \frac{\eta_{\text{ta}} n_{\text{ta}} \tau_z}{\eta_m n_m K_m} \end{aligned} \quad (2.79)$$

ここで， I_{ma} は一定ではなく， ω に応じて変化することに注意する．また，等速区間におけるモータへの印加電流 I_{mc} は式 (2.15) から下式で表現できる．

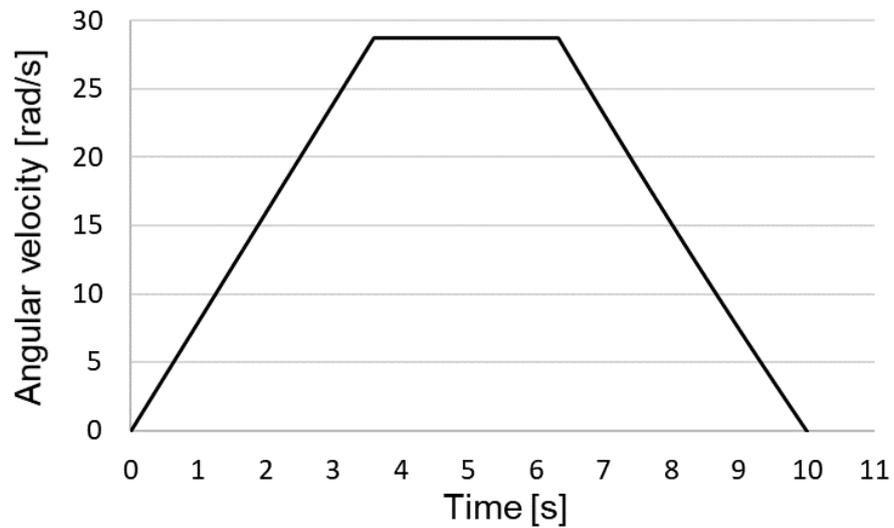
$$I_{\text{mc}} = \frac{(C_w + C_m n_m^2 + C_{\text{tn}}) \omega_c + \tau_w + \tau_{\text{tn}}}{\eta_w n_w \eta_m n_m K_m} \quad (2.80)$$

I_{ma} , I_{mc} を求めた後, 式 (2.31) および式 (2.32) から消費電力量を計算できる.

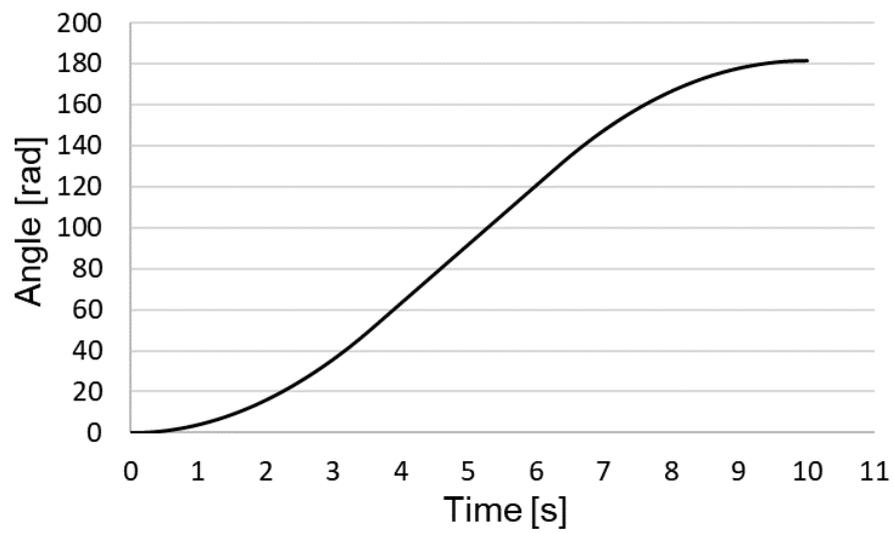
T_{all} と θ_{all} を与え, 台形速度軌道の生成および消費エネルギー量を算出する手順を下記に示す.

1. T_{all} , θ_{all} を決定する.
2. 式 (2.50) で $\dot{\omega}_{zrd}$ を求める.
3. 式 (2.51) で $C_{\dot{\omega}_d}$ を求める.
4. 式 (2.78) を満たす ω_c を求める.
5. 式 (2.68) で T_d を求める.
6. 式 (2.63) で θ_d を求める.
7. 式 (2.73) で $\dot{\omega}_{zmr_a}$ を求める.
8. 式 (2.71) で T_a を求める. ここまでの計算で速度軌道の生成に必要な値が全て求まる.
9. 式 (2.79) で I_{ma} を求める.
10. 式 (2.80) で I_{mc} を求める.
11. 式 (2.31) および式 (2.32) から消費電力量を求める.

Fig. 2.6 に提案する台形速度軌道生成法で作成した速度軌道の角速度と角度の時間変化を示す. 装置構成は Fig. 2.3 に示すものとし, 各パラメータは Table 2.3 を使用した. 移動時間 T_{all} および角度 θ_{all} が指定した値と一致していることが確認できる.



(a) Angular velocity profile



(b) Angle profile

Fig. 2.6 Simulation results of optimizing target trajectory

Table 2.3 Each parameters for optimizing target trajectory

Condition of motion	T_{all}	10
	θ_{all}	181.818rad (30m)
Spiral spring	τ_z	5Nm
Rotation reversal mechanism	n_{ta}	1
	n_{td}	1
	η_{ta}	0.931
	η_{td}	0.922
	τ_{ta}	0.5Nm
	τ_{tn}	0.3Nm
	τ_{td}	0.5Nm
	J_{ta}	$3.0136 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$
	J_{tn}	$2.293 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$
	J_{td}	$3.0136 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$
	C_{ta}	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$
C_{tn}	$5 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	
C_{td}	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	
Drive motor	J_{m}	$15.11 \times 10^{-6} \text{kg.m}^2$
	C_{m}	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$
	K_{m}	$30.2 \times 10^{-3} \text{Nm/A}$
	n_{m}	52
	η_{m}	0.708
	τ_{md}	0Nm
Load, Wheel, Whole system	R_{w}	0.165m
	J_{w}	$685.305 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$
	C_{w}	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$
	τ_{w}	0.404Nm
	n_{w}	1
	η_{w}	0.96

2.6 制御系設計

産業機械として使用される移動装置において任意の速度軌道への追従性能は重要である [107,115]. しかし, 移動中にぜんまいアシストが加わると装置の挙動が大きく変化することに加え, 3章で説明する回生機構に使用される電磁クラッチは作動時間の遅延を考慮する必要がある. そのため, 本節では外乱オブザーバによるロバスト速度制御を応用するため, 制御系を設計した.

駆動モータのトルク τ_m は下記のようにPID制御で与えられる [116,117].

$$\tau_m = K_p e + K_i E_i + K_d (e - e') \quad (2.81)$$

ここで K_p は比例ゲイン, K_i は積分ゲイン, K_d は微分ゲイン, e は現在の速度誤差, e' は1サンプリング時間前の速度誤差, E_i は現在の積算速度誤差である. e と e' は下記で与えられる.

$$e = v_d - v_f \quad (2.82)$$

$$e' = v'_d - v'_f \quad (2.83)$$

ここで v_d は現在の目標速度, v_f はローパスフィルタを施した現在の装置速度, v'_d は1サンプリング時間前の目標速度, v'_f はローパスフィルタを施した1サンプリング時間前の装置速度である. E_i は下記で与えられる.

$$E_i = E'_i + e \quad (2.84)$$

ここで E'_i は1サンプリング時間前までの積算速度誤差である.

外乱オブザーバは Fig. 2.7 に示すよう制御系に加えられるため [117–119], ぜんまいアシストによるトルクは外乱として検出され, 目標速度軌道に追従するため駆動モータのトルクを調節する. Fig. 2.7 において, J は装置の慣性モーメント, \hat{J} は仮定した装置の慣性モーメント, s は微分演算子, ω_{LPF} は車輪角速度に対するローパスフィルタのカットオフ周波数, ω_{LPFd} は推定外乱トルクに対するローパスフィルタのカットオフ周波数, ω は車輪角速度, ω_f はローパスフィルタを施した車輪角速度, τ_{dist} は外乱トルク, $\hat{\tau}_{distf}$ は推定外乱トルク, η_{obs} は外乱オブザーバの効果を調整する係数 ($0 < \eta_{obs} < 1$), R_w は車輪半径である.

補償されたモータトルク τ'_m は下記で与えられる [118,119].

$$\tau'_m = \tau_m + \tau_a \quad (2.85)$$

ここで，外乱補償トルク τ_a は下記で与えられる [118,119].

$$\tau_a = (\tau'_m - \hat{J}s\omega_f) \frac{\omega_{LFPd}}{s + \omega_{LFPd}} \eta_{obs} \quad (2.86)$$

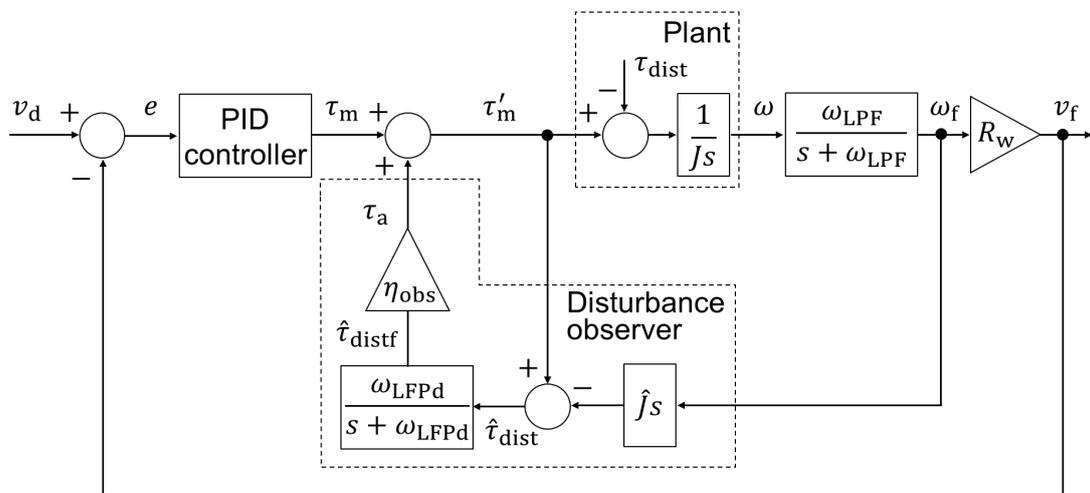


Fig. 2.7 Block diagram of disturbance observer

2.7 まとめ

本章では本研究で提案する複数の回生機構に使用可能な数式モデルを作成し，その運動や消費電力を計算する式を求めた．また，作成したモデルを用いた回生率の予測や，台形速度軌道において移動消費エネルギーが最小となる軌道生成方法を提案し，目標速度軌道への追従性向上のため制御系を設計した．

回生率のシミュレーション結果から，提案機構は約70%の回生率を有することが期待できると確認された．これは既存のモータとバッテリーによる回生機構の回生率を大きく上回るものであるが，使用したパラメータの根拠が十分ではないため，実機による検証や信頼性の高いパラメータの推定方法を検討する必要がある．

台形速度軌道の最適化では，減速区間をぜんまいのみで減速した場合において加速/減速区間のぜんまい巻き数に変化しない速度軌道の生成方法を提

案した。移動条件である移動時間と移動角度(移動距離)を与えて軌道を生
成し、提案法で作成した軌道が条件を満たしていることが確認された。今
後、ぜんまいトルクと移動消費エネルギーの関係を導出することや、台形に限
定せず最も省エネルギー効果の高い軌道生成法の検討が望まれる。

制御系設計では、外乱オブザーバによるロバスト速度制御を応用し、ぜん
まいアシストの切り替わり時など装置の挙動が大きく変化する状況でも目
標速度軌道への追従性能が期待できる制御系を設計した。本提案法も、有効
性を実機で検証する必要がある。

第3章

ぜんまいとクラッチを用いた回生機構の設計

3.1 概要

本研究は最終的にぜんまいによるブレーキ回生機構の搬送装置への応用を目指しているが、その前段階として自動車や自転車、電動車椅子への応用を想定し、提案機構を搭載した車輪移動装置を製作した。本章では回転逆転機構に電磁クラッチを用いた回生機構を提案し、3.2節ではダブルクラッチを用いた機構、3.3, 3.4節ではシングルクラッチを用いた機構を使用しており、製作した実験装置の構成や提案機構の動作を説明し、実施した実験やシミュレーションとその結果について示す。

3.2 ダブルクラッチを用いた回生機構

本節では回転逆転機構にダブルクラッチ (Electromagnetic double clutch : EMDC) を用いた提案機構を搭載した実験装置を製作し、提案機構の有無による移動消費電力量の変化から省エネルギー効果を検証した。移動全体で40%以上の消費電力量削減が確認されたが、装置および回生機構の問題点も明らかとなった。

3.2.1 機構設計

Figs. 3.1, 3.2に実験装置の外観と構成を示す。実験装置は、駆動モータ、前輪ブレーキ、ぜんまいにより駆動され、駆動モータは自動車の内燃機関や自転車のペダルの代用を想定し、軸にワンウェイクラッチを使用している。駆動モータによる最大加速度は 0.2388m/s^2 、前輪ブレーキによる減速度は 0.3914m/s^2 、ぜんまいによる加速度は 0.5924m/s^2 である。ぜんまいが使用さ

れない時は、電磁ブレーキ (Electromagnetic brake : EMB) を作動させることで巻き上げられたぜんまいの解放を防ぐ。移動速度とぜんまい巻き数を検出するため前輪軸とぜんまい軸にロータリーエンコーダが取り付けられ、移動装置は搭載されたノート PC とマイコンにより制御される。

Fig. 3.3 に本研究で使用した定トルクぜんまいの構造を示す。減速時は出力軸が矢印の方向に回転され、バネ板が出力軸に巻き上げられエネルギーが貯蔵される。巻き上げられたぜんまいはエネルギーを解放しようとするため、矢印と反対方向に出力軸を回転させるトルクが生成され、このトルクを加速時のアシストに使用する。先行研究では引張バネや渦巻型ぜんまいが使用されており、それらの出力トルクは巻き数に応じて変化するが、本研究で使用する定トルクぜんまいの出力トルクは巻き数による変化がない。

Figs. 3.4, 3.5 に加減速時における提案機構の動作を示す。加速時、解放されたぜんまいのトルクは歯車により回転方向が逆転された後、チェーン・スプロケットを介して後輪に伝達される。減速時、後輪のトルクはチェーン・スプロケットのみを介してぜんまいに伝達され、ぜんまいが巻き上げられる。ぜんまいと後輪の接続に歯車を使用するかチェーン・スプロケットを使用するかは、EMDC により選択可能である。

Fig. 3.6 に実験装置で使用されるセンサーを示す。本装置には駆動モータ、前輪軸、ぜんまい軸に取り付けられたロータリーエンコーダと、バッテリーに取り付けられた電力計が用いられる。駆動モータの回転速度は駆動モータに取り付けられたエンコーダの信号を用いて制御される。装置の移動速度と移動距離は前輪軸に取り付けられたエンコーダで測定される。ぜんまいは貯蔵軸から出力軸にバネ板が巻き上げられることによりエネルギーを蓄えるが、ぜんまいの巻き数が機械的な限界を超えて破損することのないよう巻き数を測定する必要がある。前輪軸とぜんまい軸のエンコーダの信号は、搭載されたマイコンで装置の移動制御に使用される。



Fig. 3.1 Experimental system w/ EMDC

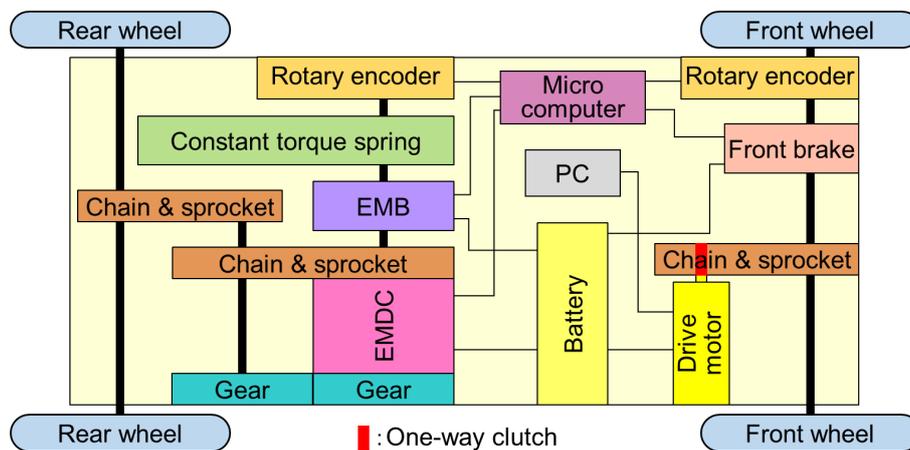


Fig. 3.2 Structure of experimental system w/ EMDC

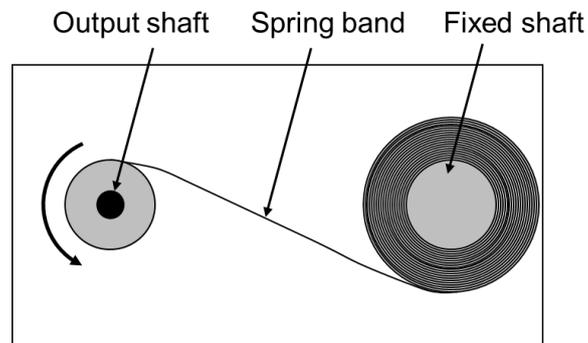


Fig. 3.3 Structure of constant torque spring

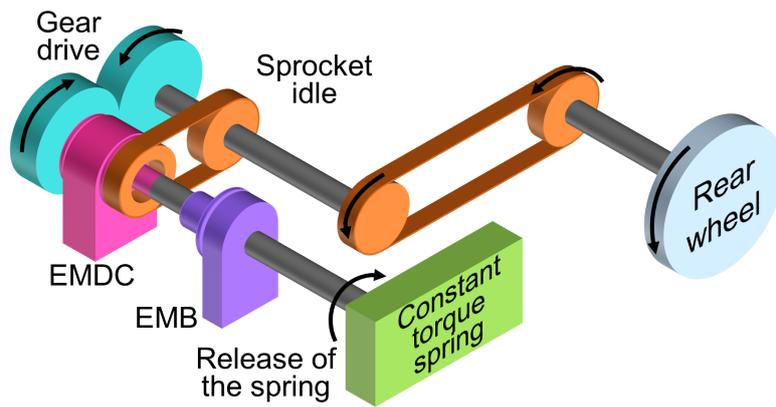


Fig. 3.4 Acceleration mechanism of regenerative system w/ EMDC

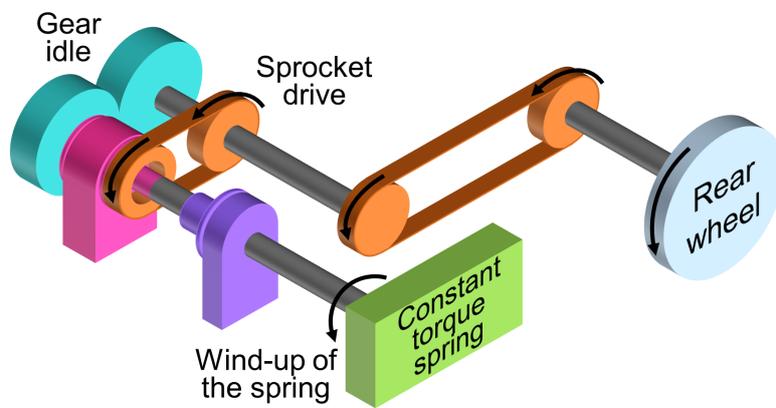


Fig. 3.5 Deceleration mechanism of regenerative system w/ EMDC

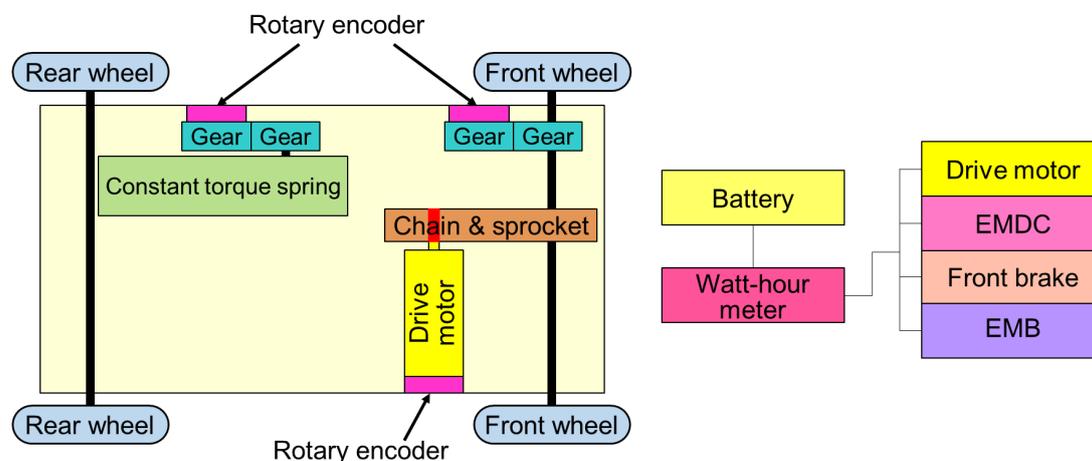


Fig. 3.6 Sensor locations of experimental system w/ EMDC

3.2.2 実験

本節では提案機構の有無に応じ，Fig. 3.7のフローチャートに基づく実験を実施した．提案機構を使用しない従来型移動による実験では，移動装置は駆動モータのみで10km/hまで加速され，その後一定速度で駆動される．スタートから30m進んだ地点で駆動モータの使用を終了し，前輪ブレーキを作動し装置が停止するまで減速させる．一方，提案機構を使用する提案型移動による実験では，移動装置はぜんまいのみで8km/hまで加速され，8km/hから10km/hまでは駆動モータのみで加速される．その後，一定速度で駆動され，スタートから30m進んだ地点で駆動モータの使用を終了し，ぜんまいの巻き上げによるブレーキ回生を用いて3km/hまで減速し，3km/hから装置が停止するまで前輪ブレーキで減速させる．

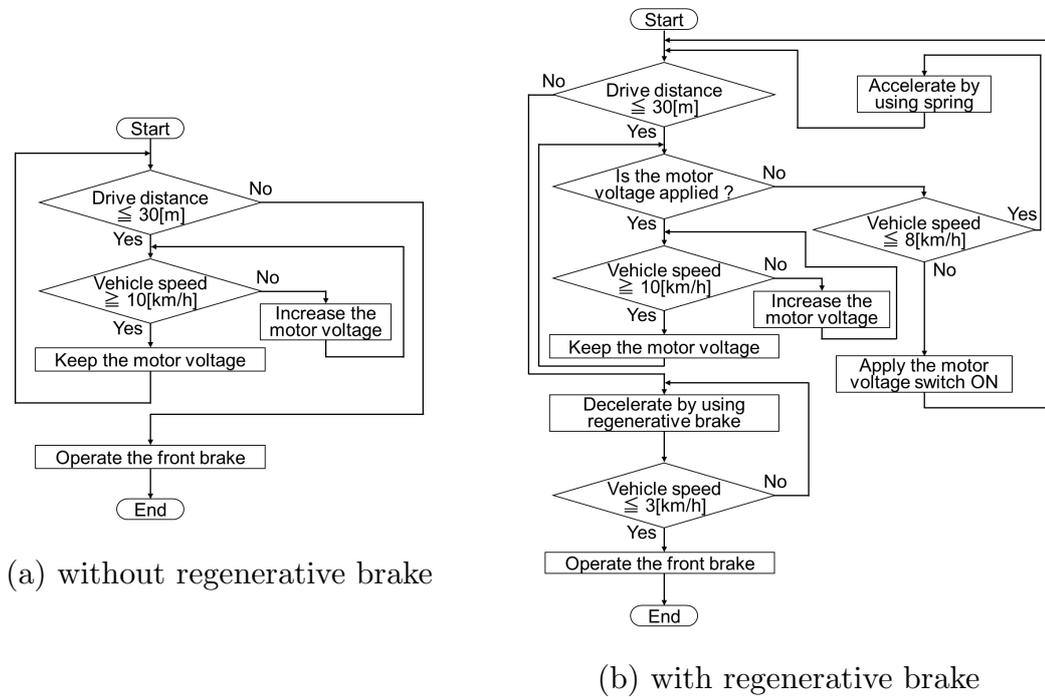


Fig. 3.7 Control flowchart for experiments

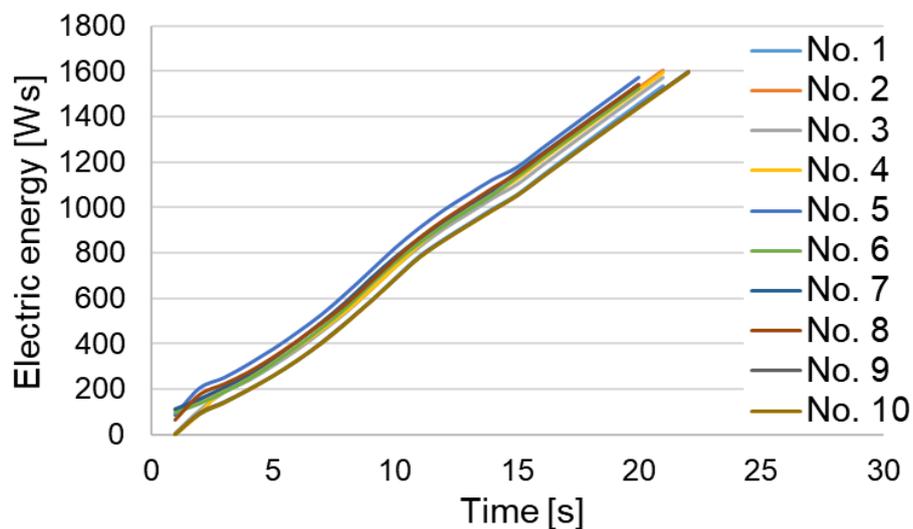
実験結果

Fig. 3.8 に従来型移動と提案型移動の実験結果と消費電力量の時間変化を示す．従来型移動の消費電力量は10回全ての実験において経過時間に対し単調に増加している．消費電力量の平均は，従来型移動では1567.8Ws, 提案型移動では863.5Wsであり44.9%削減された．

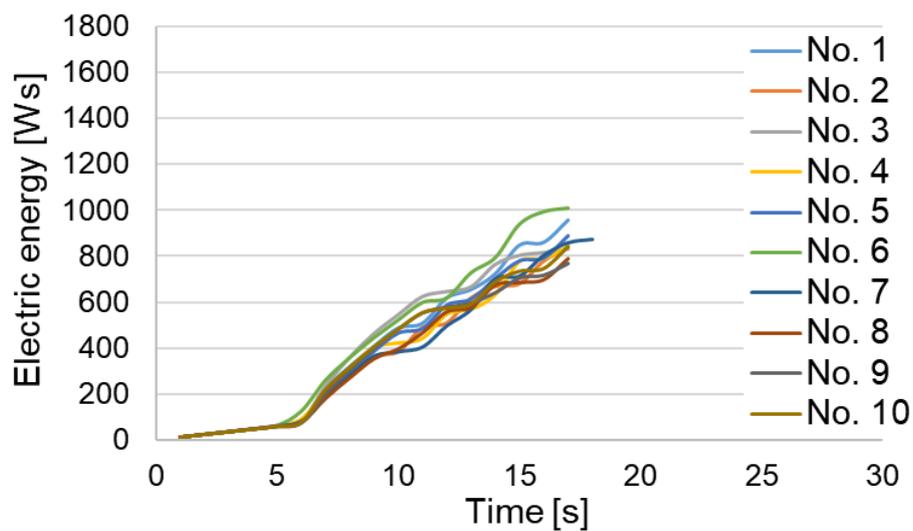
Fig. 3.8b より，実験開始から約6sまではぜんまい内に蓄えられたエネルギーが移動に使用されるため，電力消費が少なく傾きが平坦であることが確認できる．ぜんまいによる加速が終了した後，消費電力量は経過時間に対し単調に増加している．Fig. 3.8a と比較し，提案機構を使用した場合は各実験における消費電力量の分散が増加する．この理由として，本節では駆動モータと前輪軸の接続にワンウェイクラッチを内蔵したスプロケットが使用するため，駆動モータの動作が不安定となることが考えられる．ワンウェイクラッチの内蔵により，自動車や自転車などの動力伝達機構の状態を模擬することができるが，前進用のトルクのみ伝達可能であるため速度制御が難しくなるという問題があり，駆動モータの消費電力量は各実験で異なる．

Fig. 3.9 に両実験における消費電力量の時間変化の1例を示す．提案機構

は加速/減速時にそれぞれ平均42.3%と51.1%の消費電力量を削減した。



(a) without regenerative brake



(b) with regenerative brake

Fig. 3.8 Experimental results of consumed electric energy in EMDC system

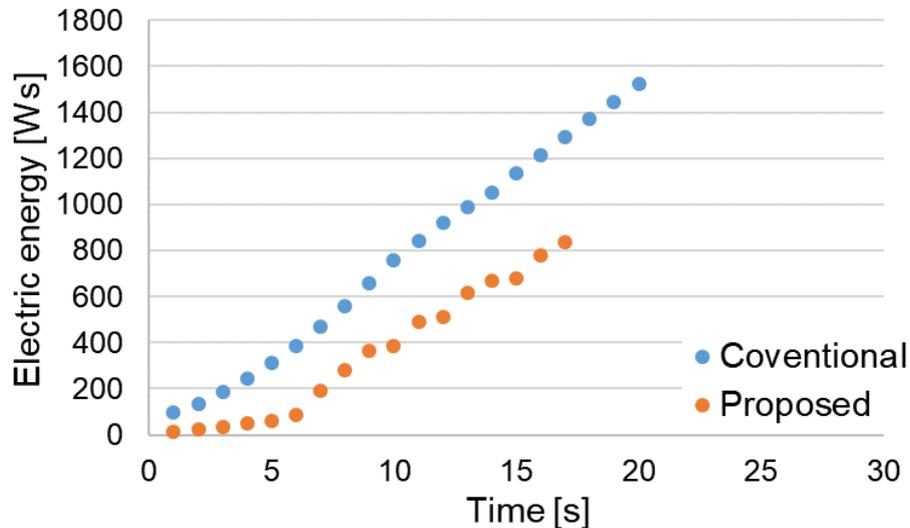
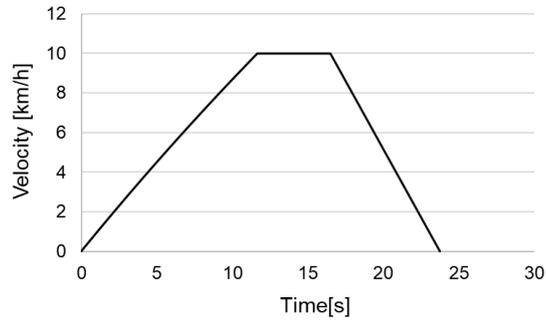


Fig. 3.9 Comparison of consumed electric energy with/without regenerative brake in EMDC system

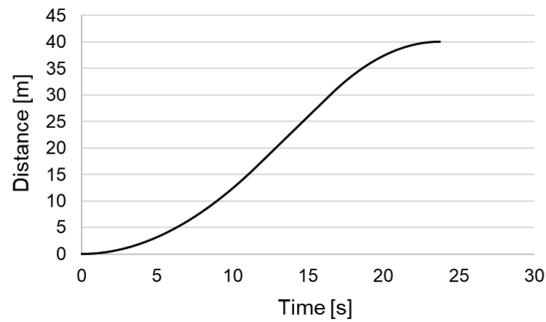
シミュレーション

2章の数式モデルにおいて実験結果と一致するようパラメータを調節し、シミュレーションを実施した。従来型移動と提案型移動の装置速度、移動距離、消費電力、消費電力量の時間変化のシミュレーション結果をそれぞれ Figs. 3.10, 3.11 に示す。また、シミュレーションで使用および調節した各パラメータを Table 3.1 に示す。未知パラメータである C_{ta} , C_{tn} , C_{td} , C_m , C_w は装置の移動速度が小さいため $10 \times 10^{-6} \text{Nm}\cdot\text{s}/\text{rad}$ とした。加速時と減速時の抵抗トルク τ_{ta} , τ_{td} は 1.35Nm となり、これは歯車で増幅し伝達効率をかけたぜんまいトルクの 27.6% である。この比較的大きな抵抗トルクは、加速時のぜんまいアシストで消費するエネルギーを増大させることや、減速時に装置の回生可能な運動エネルギーを減少させるため、可能な限り低減する必要がある。提案機構を搭載しない場合の移動抵抗トルクは τ_w のみであるが、提案機構を搭載した状態ではモータ駆動時にニュートラル時の抵抗トルク $\tau_{tn} = 0.7 \text{Nm}$ が増加する。 τ_{tn} の増加により駆動モータの消費電力量が増加するため、可能な限り低減する必要がある。本節で使用する実験装置の構成は Fig. 3.2 に示すものであり、ぜんまいから後輪への伝達は歯車とチェーン・スプロケットが1段ずつ、もしくはチェーン・スプロケットが2段であり、伝達効率は 0.92 程度であることが予想される。しかし、伝達効率 η_{ta} お

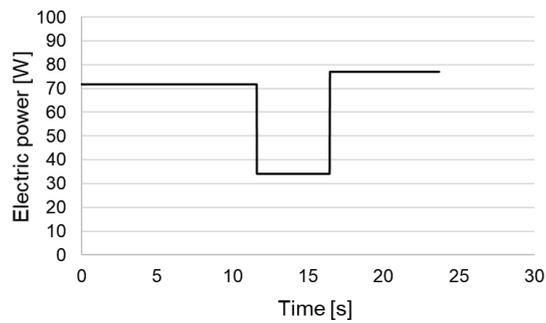
よび η_{td} は 0.49 であり、2.4 節で使用した値と比較し著しく低い。この原因として、歯車やチェーン・sprocket の使用方法に問題があると考えられる。後輪軸にトルクを伝達するチェーンのテンショナーは専用の物ではなく、木片を押し当てることによりチェーンの張力を調整している。そのため、チェーンと木片の摩擦により大きな抵抗や伝達損失が発生していると考えられる。また、Fig. 3.12 に示すように、EMDC に取り付けられた歯車/sprocket の対となる歯車/sprocket との距離 l_{gear} と $l_{sprocket}$ は同一とする必要があり、 l_{gear} は使用する歯車のピッチ円直径で決定されるため $l_{sprocket}$ を調節する必要がある。 $l_{sprocket}$ はチェーンのコマ数を変更することで調整可能だが、その値は断続的となるため任意の長さにすることが困難である。そのため l_{gear} と $l_{sprocket}$ は一致せず、歯車の歯面接触抵抗が増えたり、sprocket の歯面同士が直線上からずれてチェーンのねじりが発生し、伝達効率が低下したと考えられる。



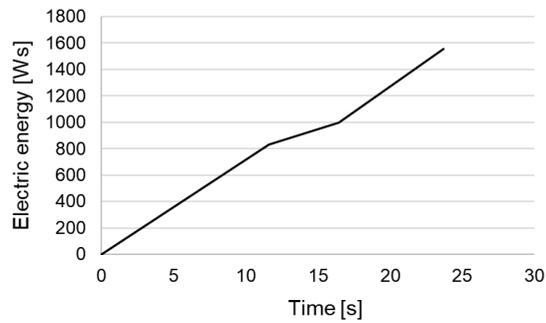
(a) Velocity profile



(b) Distance profile

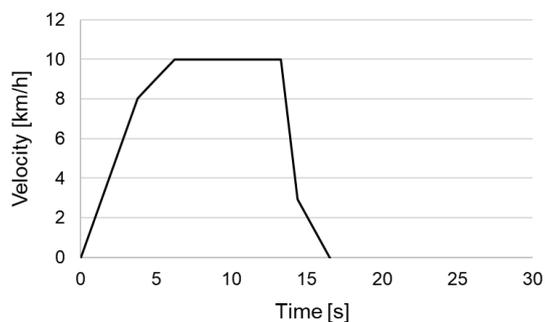


(c) Consumed electric power profile

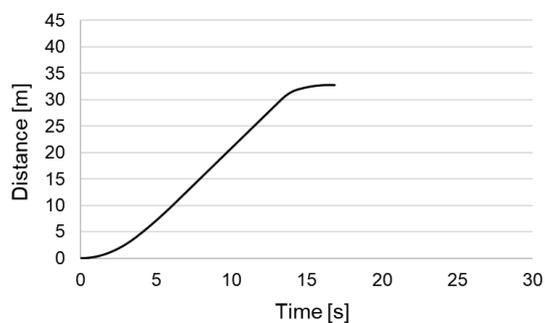


(d) Consumed electric energy profile

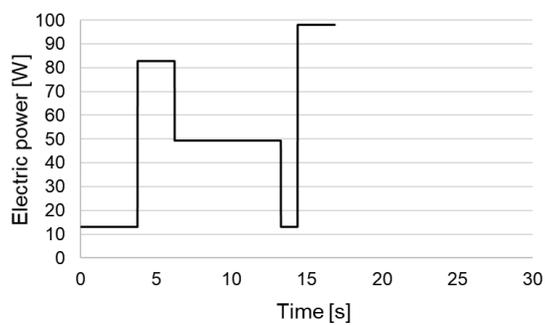
Fig. 3.10 Simulation results without regenerative brake in EMDC system



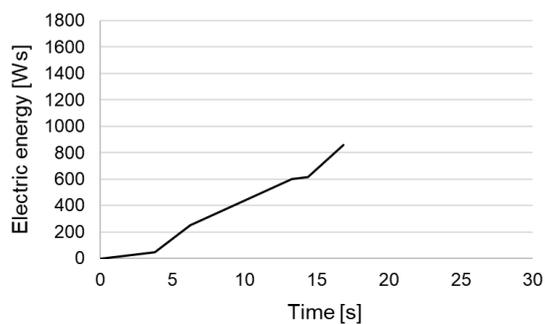
(a) Velocity profile



(b) Distance profile



(c) Consumed electric power profile



(d) Consumed electric energy profile

Fig. 3.11 Simulation results with regenerative brake in EMDC system

Table 3.1 Each parameters for simulation in EMDC system

		Conventional	Proposed	
Spiral spring	τ_z	0Nm	5Nm	known
	n_{ta}		2	known
	n_{td}		2	known
	η_{ta}		0.49	unknown
	η_{td}		0.49	unknown
	τ_{ta}		1.35Nm	unknown
Rotation	τ_{tn}	0.7Nm	0.7Nm	unknown
reversal	τ_{td}		1.35Nm	unknown
mechanism	J_{ta}		$3.039 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{tn}	$2.865 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	$2.865 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{td}		$3.039 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	C_{ta}		$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{tn}	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{td}		$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	R_m	2.79Ω	2.79Ω	unknown
	J_m	$15.11 \times 10^{-6} \text{kg.m}^2$	$15.11 \times 10^{-6} \text{kg.m}^2$	known
Drive	C_m	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	unknown
motor	K_m	$30.2 \times 10^{-3} \text{Nm/A}$	$30.2 \times 10^{-3} \text{Nm/A}$	known
	n_m	32.5	32.5	known
	η_m	0.590	0.590	unknown
	R_w	0.165m	0.165m	known
	J_w	$682.377 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	$682.377 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	unknown
Load,	C_w	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	$10 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	unknown
Wheel,	τ_w	1.09Nm	1.09Nm	unknown
Whole system	n_w	1	1	known
	η_w	1	1	unknown

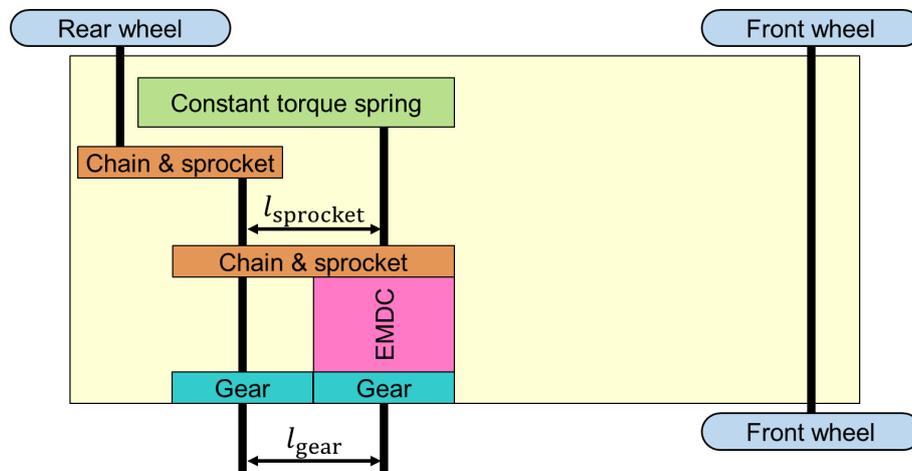


Fig. 3.12 Distance of gears and sprockets

3.2.3 考察

本節では車輪移動装置への搭載を目的とし，EMDCを用いた回生機構を提案した．従来型と提案型の移動機構を，製作した実験装置を用いた検証実験により比較し，提案機構による40%以上の消費電力量削減を確認した．

しかし，装置に使用されているEMDCは出力不足によるクラッチ板のスリップが発生し，減速時にブレーキ回生を実施できていない．確実に装置の運動エネルギーを回生するため，EMDCの交換もしくは機構の変更が必要である．また，カーブを含む移動経路などの複雑な実験のため，提案機構の機能追加や改良が課題である．

3.3 シングルクラッチを用いた回生機構

3.2節では回転逆転機構にEMDCを用いたぜんまい回生機構を製作したが，EMDCの出力トルク不足によりブレーキ回生を実施できていなかった．EMDCは回転逆転機構を簡素化できるため有望であるが，出力トルクを増加させるとクラッチが大型化し，取り付ける歯車やスプロケットの入手が難しくなる．一方，シングルクラッチ (Electromagnetic clutch : EMC) は一般的に用いられるため比較的安価であることや，クラッチに取り付ける部品の制約が少ないというメリットを持つ．そのため，本節ではクラッチ要求トルクの適切な算出方法を用いて決定した十分な能力を持つEMCを使用し，動力伝達

機構を変更した。製作した回生機構の動作原理を説明し、加速区間の消費電力量削減に焦点を当てた実験検証の結果について述べる。実験結果から加速区間と移動全体でそれぞれ32.6%, 23.7%の消費電力量削減が確認された。

3.3.1 提案機構および装置設計

構造と仕様

Figs. 3.13, 3.14, Table 3.2に実験装置の外観, 構成, 仕様を示す。提案機構には駆動モータ, ぜんまい, ディスクブレーキがあり, それぞれのトルクはFig. 3.15に示すように合成され後輪に伝達され, 装置を駆動する。本実験装置は操舵機構を有していないため直進のみ移動可能である。加速トルクは駆動モータとぜんまいにより, 減速トルクはディスクブレーキとぜんまいにより生成されるが, 本節では加速区間の消費電力量削減を目的としているため, 減速はディスクブレーキのみが使用された。ディスクブレーキは合成軸に取り付けられたブレーキディスク, 自転車用Vブレーキ, ブレーキを駆動するモータ(以後, ブレーキモータ)により構成され, 摩擦力により装置を減速させるためエネルギー回生の機能は持たない。駆動モータのトルクはチェーン・スプロケット(伝達比1.25)により合成軸に伝達される。ぜんまいのトルクはチェーン・スプロケット(伝達比0.5)により電磁クラッチに伝達され, 電磁クラッチと合成軸の接続は加速時は歯車で, 減速時はスプロケットが使用される。ぜんまいが使用されない時は, EMBを作動させることで巻き上げられたぜんまいの解放を防ぐ。装置の移動速度とぜんまい巻き数の測定には, それぞれ前輪軸とぜんまい軸に取り付けられたロータリーエンコーダが用いられる。

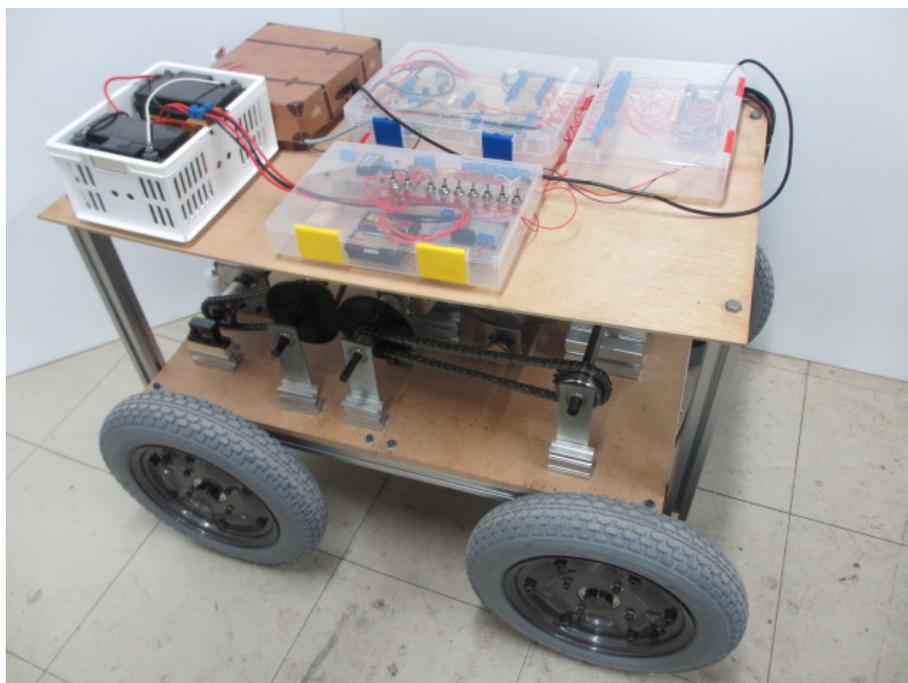


Fig. 3.13 Experimental system w/ EMC

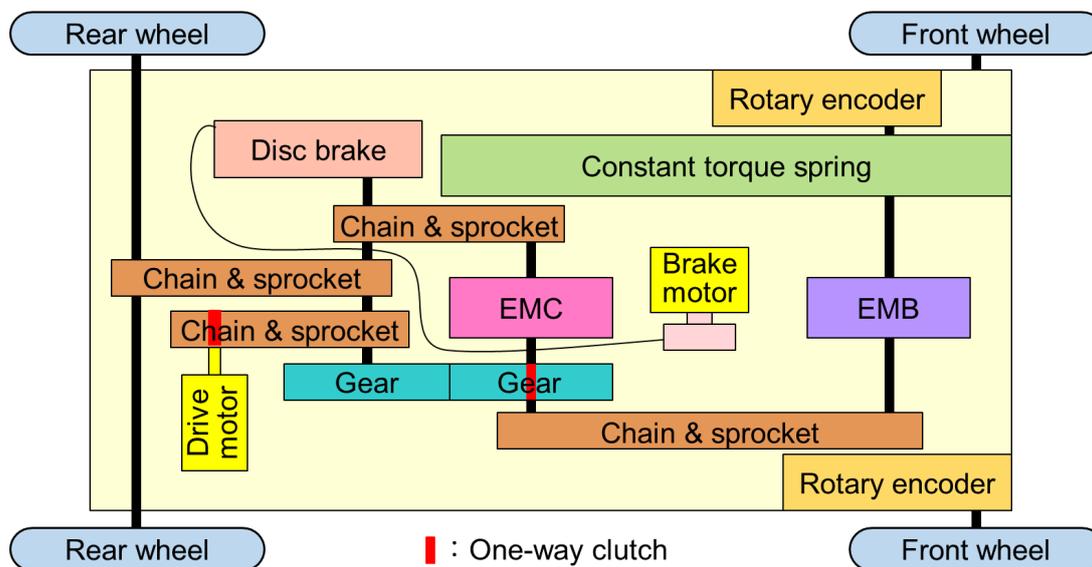


Fig. 3.14 Structure of experimental system w/ EMC

Table 3.2 System specification in EMC system

Length × Width × Hight	850 × 620 × 640mm
Weight	53kg
Drive motor	150W, 24V
Gear head of the drive motor	Gear ratio 26:1
Rotary encoder of the drive motor	256pulses/rev.
Linear pull brake for disk brake	Shoe 16.0mm
Brake motor	8.0W, 24V Gear ratio 150:1
Spiral spring	516.88kgf · mm Maximum winding 58
Electromagnetic brake	10Nm, 15W
Electromagnetic clutch	20Nm, 20W
Rotary encoder	1000pulses/rev.

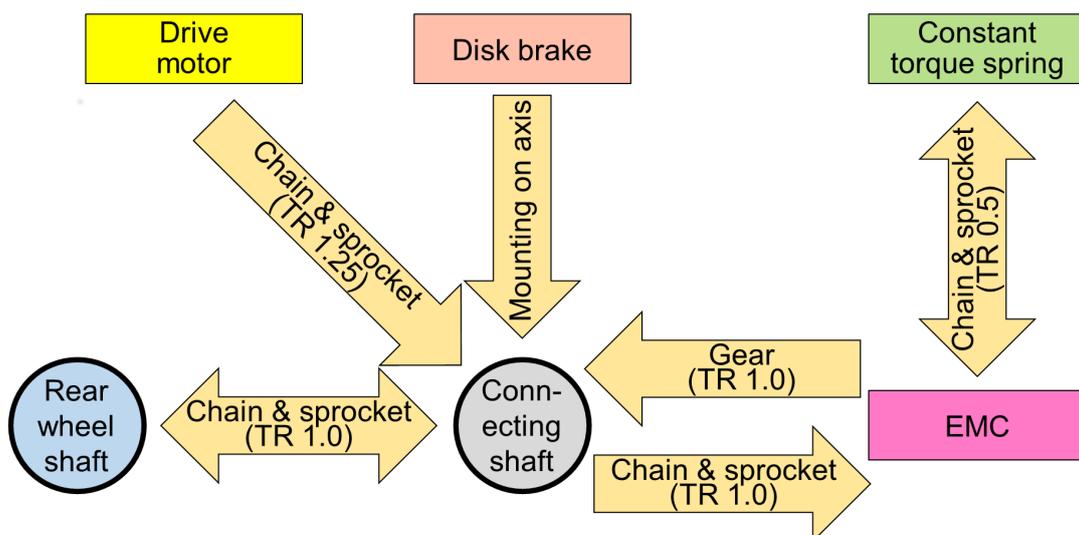


Fig. 3.15 Combined torques applied to rear wheels in EMC system

回生機構

Fig. 3.16 に提案機構の構成を示す．ぜんまいはチェーン・スプロケットにより電磁クラッチに接続され，歯車またはチェーン・スプロケットにより合成軸にトルクが伝達される．駆動モータのトルクはチェーン・スプロケットにより合成軸に伝達される．

Fig. 3.17 に加速時の状態を示す．スプロケット内のワンウェイクラッチがロックする方向に回転するため，駆動モータのトルクは合成軸および後輪に伝達される．ぜんまいのトルクはチェーン・スプロケットにより歯車に伝達され，回転方向を逆転した後に合成軸および後輪に伝達される．この時，歯車内のワンウェイクラッチはロックする方向に回転する．合成軸の回転に従い，電磁クラッチに接続されたチェーン・スプロケットも回転するが，クラッチを解放しているため他の軸に影響を与えない．

Fig. 3.18 に減速時の状態を示す．本節の実験でブレーキ回生は減速に使用されないが，提案機構はブレーキ回生を実施する構造を有している．減速時，電磁クラッチを接続すると後輪の回転はチェーン・スプロケットによりぜんまいに伝達され，ぜんまいが後輪のトルクにより巻き上げられる．この時，歯車内のワンウェイクラッチは空転する方向に回転する．

Fig. 3.19 に駆動モータのみを使用する時の状態を示す．装置を一定速度で駆動する時などは駆動モータのみが使用され，そのトルクはチェーン・スプロケットにより合成軸および後輪に伝達される．この時，スプロケット内のワンウェイクラッチはロックする方向に回転されトルクを伝達できるが，歯車内のワンウェイクラッチは空転する方向に回転し，電磁クラッチの解放により電磁クラッチに接続されたチェーン・スプロケットも空転するため，駆動モータのトルクは後輪にのみ伝達される．

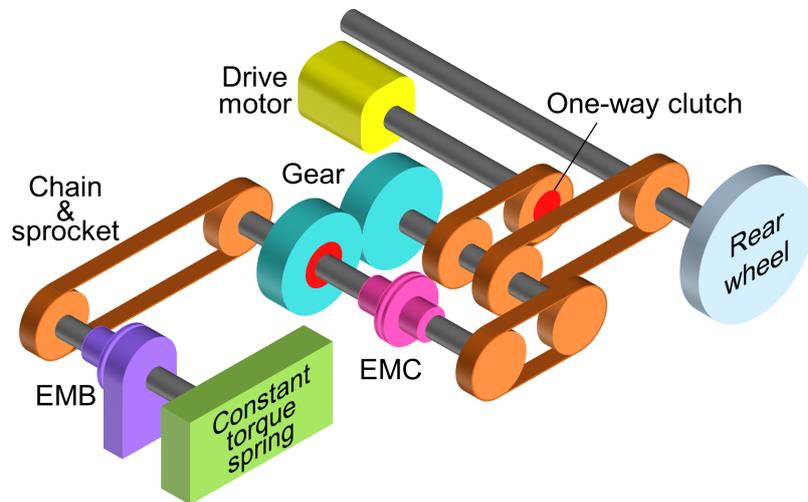


Fig. 3.16 Mechanical design of regenerative system in EMC system

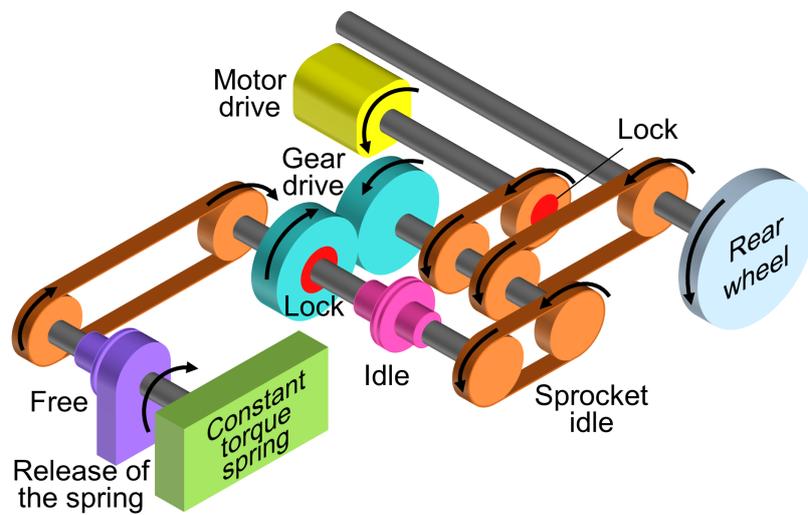


Fig. 3.17 Acceleration mechanism of regenerative system in EMC system

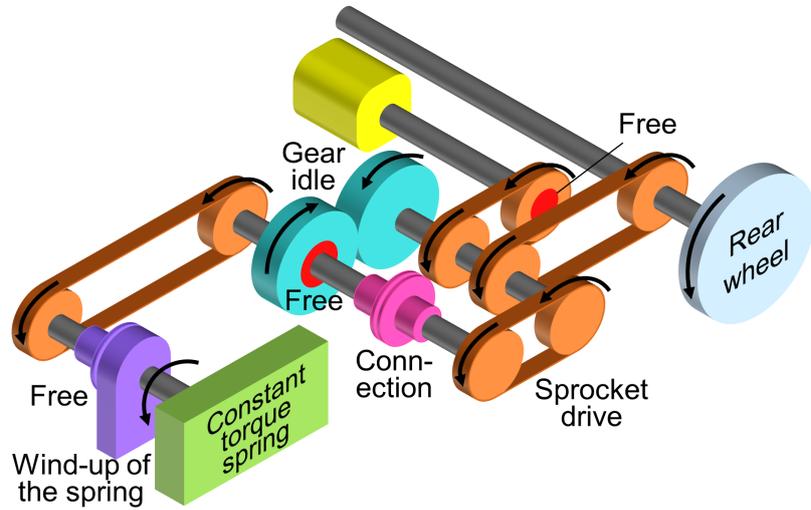


Fig. 3.18 Deceleration mechanism of regenerative system in EMC system

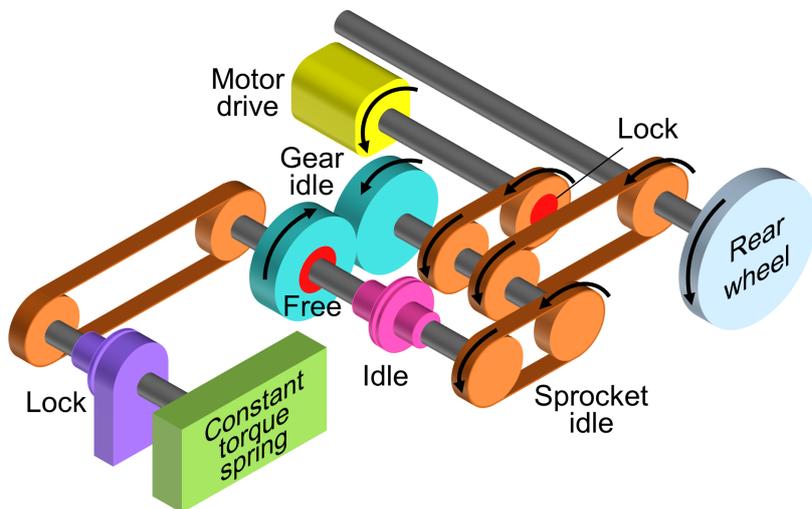


Fig. 3.19 Mechanism of motor drive in EMC system

電磁クラッチ

ブレーキ回生時、ぜんまいは電磁クラッチにより後輪と接続されるが、電磁クラッチのトルクが不十分であればクラッチ板のスリップが発生する。しかし、必要以上にトルクを大きくすると消費電力量が大きくなり、省エネルギー化に寄与しなくなる。そのため、ブレーキ回生に必要な電磁クラッチの

トルクを適切に設計することが重要である．電磁クラッチの所要トルク τ_{clutch} は下記で与えられる [120].

$$\tau_{\text{clutch}} = (\tau_{\text{ad}} \pm \tau_l)K \quad (3.1)$$

ここで τ_{ad} は加速/減速トルク， τ_l は負荷トルク， K は安全率である．本章では Table 3.3 に示される安全率のうち，一般的使用である $K=2.5$ を使用した． τ_{ad} は下記で計算される [120].

$$\tau_{\text{ad}} = \frac{\tilde{J} \cdot n_{\text{rot}}}{9.55t_{\text{ae}}} \quad (3.2)$$

ここで \tilde{J} は電磁クラッチで連結する慣性モーメントの合計， n_{rot} は電磁クラッチ軸の回転速度， t_{ae} は電磁クラッチの実連結時間である． t_{ae} は加速/減速においてぜんまいを使用する時間とした．

Table 3.3 Safety factor standards [120]

Load	Condition	Coefficient K
Light	Low speed and small inertia	1.5
	Frequently usage and small inertia	2~2.2
	General usage and normal inertia	2~2.2
	Frequently usage	2.2~2.4
Normal	Low frequency usage and small inertia	2~2.4
	Normal usage	2.4~2.6
	Large inertia	2.7~3.2
Heavy	Usage with impact	3.5~4.5

ディスクブレーキ

Fig. 3.20 にディスクブレーキの構造を示す．ディスクブレーキは合成軸に取り付けられたブレーキディスク，自転車用Vブレーキ，プーリ付きのブレーキモータにより構成される．ブレーキモータでワイヤを引くことによりブレーキパッドがディスクブレーキを挟み込み，摩擦力を用いて装置を減速する．

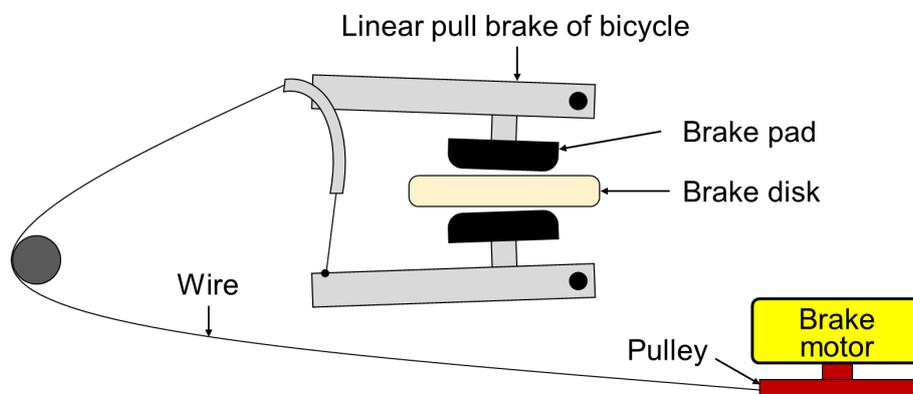


Fig. 3.20 Mechanism of disk brake in EMC system

電気回路

Fig. 3.21 に本実験装置で使用する電気回路の構成を示す。BeagleBone Blackはコントローラとして使用されるマイコンであり、ロータリーエンコーダからのフィードバック信号を用いて駆動モータ、ブレーキモータ、EMB, EMCを制御する。BeagleBone Blackから駆動モータへの指令電圧は、オペアンプにより増幅された後、モータドライバに入力され駆動モータを制御する。ブレーキモータ, EMB, EMCの制御において、BeagleBone Blackからの指令電圧はモータドライバもしくはFET(Field Effect Transistor)に入力されるが、モータ等の逆起電力やノイズなどの悪影響を除去するためフォトカプラを経由する。

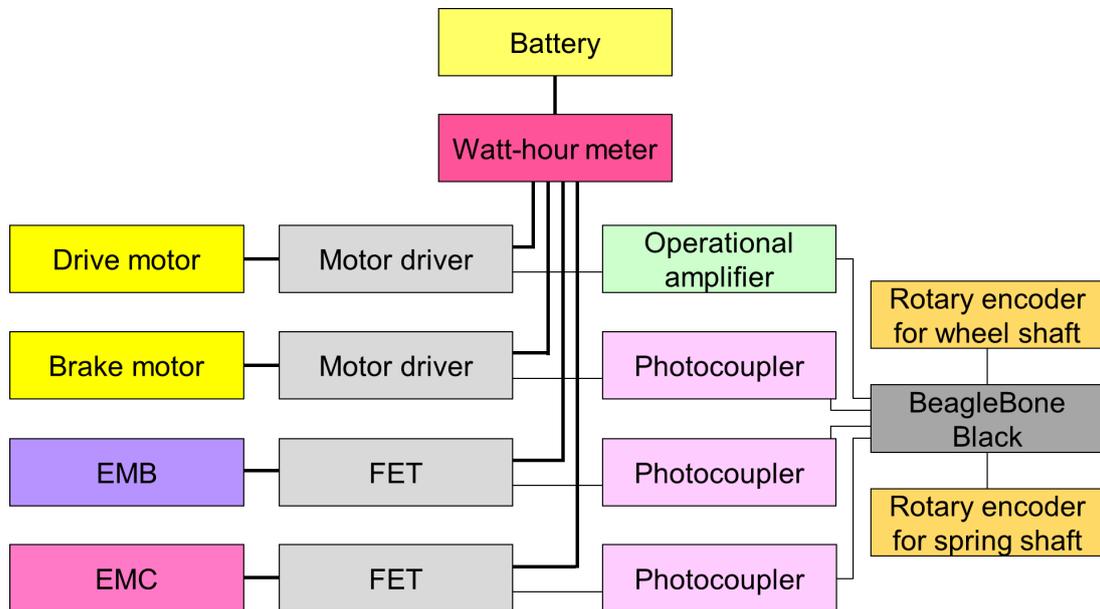


Fig. 3.21 Electric circuit structure of experimental system in EMC system

3.3.2 実験

本節では提案するブレーキ回生機構の有無により、移動消費電力量がどのように変化するか調査するため、加速/等速/減速区間を含む下記の3つの移動実験を実施した。

- 『従来機構による移動実験』
提案機構を使用せず、駆動モータとディスクブレーキのみで移動する。
- 『提案機構による移動実験(同一加速度)』
提案機構を使用するが、従来機構による移動実験と速度軌道が同一となるよう制御する。
- 『提案機構による移動実験(最大加速度)』
提案機構を使用し、出力可能な最大トルクで移動する。

各実験は同一の条件で5回実施し、消費電力量の平均値を比較した。

従来機構による移動実験

従来機構による移動実験では提案するブレーキ回生機構を使用しない従来型の駆動機構が用いられ、加速/等速区間は駆動モータが、減速区間ではディ

スクブレーキが使用された。駆動モータのトルク τ_m は下記で与えられる。

$$\tau_m = K_p(v_c - v) + \tau_r \quad (3.3)$$

また、 τ_r は

$$\tau_r = F_r R_w \quad (3.4)$$

である。ここで K_p は比例ゲイン、 v_c は等速区間における移動速度、 v は現在の移動速度、 τ_r は移動抵抗トルク(ここで τ_r は移動装置内外の抵抗トルクをすべて含む)、 F_r は移動抵抗力、 R_w は車輪半径であり、 F_r は実験的に同定された。駆動モータトルクの制御には電流制御が用いられるが、駆動電力はモータドライバが供給可能な最大電力より小さくする必要があるため、 $\tau_m \leq 4.97\text{Nm}$ とした。加速区間では、移動速度が 0 から 1.80m/s の間は最大加速度とするため、駆動モータのサチレーションを考慮し $K_p=8.76\text{Ns}$ とした。実験は下記の手順により実施された。

1. 式 (3.3) で求めた駆動モータのトルクにより、1.80m/s まで加速する。
2. 式 (3.3) で求めた駆動モータのトルクにより、2.00m/s まで加速する。
3. 式 (3.3) で求めた駆動モータのトルクにより、一定速度 (2.00m/s) で移動する。
4. スタートから 10m 進んだ地点でディスクブレーキを作動させ減速し、停止させる。

提案機構による移動実験 (同一加速度)

提案機構による移動実験 (同一加速度) は提案機構の応用により移動消費電力量を削減することを目的としており、比較のため速度軌道が従来機構による移動実験と同一となるよう、駆動モータのトルクを制御する。駆動モータのトルクは下記で与えられる。

$$\tau_m = \tau_{mzr} - \tau_z + \tau_r \quad (3.5)$$

ここで τ_{mzr} は駆動モータ、ぜんまい、移動抵抗の合成トルクである。従来機構による移動と同一の加速度とするため、合成トルクは下記で与えられる。

$$\tau_{mzr} = R_w M a_{acc} \quad (3.6)$$

ここで M は装置質量, a_{acc} は目標加速度である. 速度0から1.80m/sを一定加速度区間とし, a_{acc} は従来機構での移動実験における最大加速度とした. 本実験は「直前に行われた移動実験で減速区間のブレーキ回生が実施された」と仮定し, 加速区間で使用するぜんまいのエネルギーは実験前に巻き上げられる. 装置の加速には駆動モータとぜんまいの両方を使用する方法と, 駆動モータのみを使用する方法の2種類あり, 本実験では加速区間中に前者から後者へ切り替わる. これは加速区間での消費巻き数が減速区間で回収可能な巻き数を上回らないようにするためであり, 切り替えを行う際の速度を考慮する必要がある. 加速中のぜんまい巻き数の変化は下記で計算される.

$$n = \frac{l}{2\pi R_w} n_t \eta_w \quad (3.7)$$

ここで n はぜんまいの消費/回収可能巻き数, l は加速/減速区間におけるぜんまい使用時の移動距離, η_t はぜんまいから合成軸への伝達比(ここで本節では $n_t = n_{ta} = n_{td}$ である), η_w は合成軸から後輪への伝達比である. ぜんまいで移動する加速区間と減速区間の距離 l_a と l_d はそれぞれ下記のように計算される.

$$l_a = \frac{v_{\text{accE}}^2 - v_{\text{acc0}}^2}{2a_{\text{acc}}} \quad (3.8)$$

$$l_d = \frac{v_{\text{dec0}}^2 - v_{\text{decE}}^2}{2a_{\text{dec}}} \quad (3.9)$$

ここで v_{acc0} は加速区間の初期速度, v_{accE} は加速区間におけるぜんまい使用時の到達速度, v_{dec0} は減速区間の初期速度, v_{decE} は減速区間におけるぜんまい使用時の到達速度, a_{dec} は減速度である. すなわち, 加速時のぜんまい使用区間は装置速度が v_{acc0} から v_{accE} の間, 減速時は v_{dec0} から v_{decE} の間となる. a_{acc} と a_{dec} は下記で与えられる.

$$a_{\text{acc}} = \frac{F_a}{M} \quad (3.10)$$

$$a_{\text{dec}} = \frac{F_d}{M} \quad (3.11)$$

ここで F_a と F_d はそれぞれ, 加速/減速区間の駆動力である. F_a と F_d は下記で与えられる.

$$F_a = F_m + F_z - F_r \quad (3.12)$$

$$F_d = F_b + F_z + F_r \quad (3.13)$$

ここで F_m , F_z , F_b はそれぞれ駆動モータ, ぜんまい, ディスクブレーキによる駆動力である. F_z は下記で与えられる.

$$F_z = \frac{\tau_z}{R_w} \quad (3.14)$$

式(3.7)~(3.13)より, 加速区間におけるぜんまい使用時の到達速度が次のように与えられる.

$$v_{accE} \leq \sqrt{\frac{F_m + F_z - F_r}{F_b + F_z + F_r} (v_{dec0}^2 - v_{decE}^2) + v_{acc0}^2} \quad (3.15)$$

実験は下記の手順で実施された.

1. 駆動モータのトルク 1.90Nm とぜんまいのトルク 1.44Nm により, 装置を 1.80m/s まで一定加速度で加速する.
2. ぜんまいの使用を終了し, 式(3.3)で求めた駆動モータのみのトルクにより, 装置を 2.00m/s まで加速する.
3. 式(3.3)で求めた駆動モータのトルクにより, 一定速度 (2.00m/s) で移動する.
4. スタートから 10m 進んだ地点でディスクブレーキを作動させ減速し, 停止させる.

提案機構による移動実験 (最大加速度)

提案機構による移動実験 (最大加速度) は駆動モータのトルクとぜんまいのトルクを組み合わせ, 提案機構が出力可能な最大トルクを用いて必要な移動時間を削減することが目的である. 駆動モータのトルクは式(3.3)で計算され, $K_p=8.76Ns$ とした.

本実験は下記の手順で実施された

1. 式(3.3)で求めた駆動モータのトルクとぜんまいのトルク 1.44Nm を組み合わせた最大トルクで, 装置を 1.80m/s まで加速する.

2. ぜんまいの使用を終了し，式(3.3)で求めた駆動モータのみのトルクにより，装置を2.00m/sまで加速する．
3. 式(3.3)で求めた駆動モータのトルクにより，一定速度(2.00m/s)で移動する．
4. スタートから10m進んだ地点でディスクブレーキを作動させ減速し，停止させる．

実験結果

Table 3.4に各実験の移動時間，加速度/減速度の平均値を，Fig. 3.22に従来機構(Conventional)，提案機構(同一加速度)(ide. acc.)，提案機構(最大加速度)(max. acc.)の各速度軌道の1例を示す．速度軌道はカットオフ周波数5rad/sのローパスフィルターが施されており，各5回の実験の再現性は確認されている．

提案機構(同一加速度)では，装置速度0から1.80m/sまでの加速度が従来機構による加速度と同一となるよう，事前に計算した駆動モータトルクを用いている．しかし完全に一致させることは難しく，加速に用いる合成トルク τ_{mzt} が想定よりも小さいことに起因する誤差が発生し，加速度が1.4%減少した．提案機構(最大加速度)における加速度は，従来機構の加速度より31.2%大きく移動時間が10.1%削減された．

Table 3.5に各実験の消費電力量の平均値を，Figs. 3.23, 3.24に消費電力，消費電力量の時間変化を示す．「Ex. 1~Ex. 5」は実験番号を表し，各5回の実験の再現性が確認できる．Fig. 3.23の従来機構と提案機構(同一加速度)において約9sから11sの間はディスクブレーキを使用する減速区間であるが，提案機構ではぜんまいの解放を防ぐためEMBが使用されるため，従来機構より電力消費が大きい．提案機構(同一加速度)では従来機構と比較し，加速区間で32.6%，全区間では23.7%の消費電力量削減が確認された．提案機構(最大加速度)では従来機構と比較し，全区間で6.2%の消費電力量増加となった．

これらの結果より，ぜんまいによるブレーキ回生機構は移動消費電力の削減に効果的であることや，比較的少量の消費電力量の追加で加速能力を向上できることが確認された．

Table 3.4 Summary of experimental results of time and acc. in EMC system

	Conventional	Proposed (ide. acc.)	Proposed (max. acc.)
Acc. time [s]	6.87	6.94	5.23
CV time [s]	1.29	1.07	1.78
Dec. time [s]	2.24	2.33	2.35
Total time [s]	10.4	10.3	9.35
Acc. [m/s^2]	0.292	0.288	0.383
Dec. [m/s^2]	0.849	0.816	0.809

CV: constant velocity

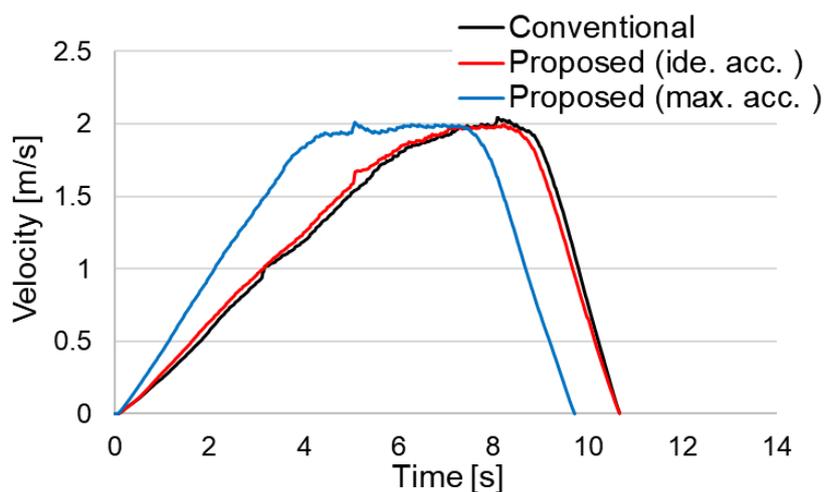
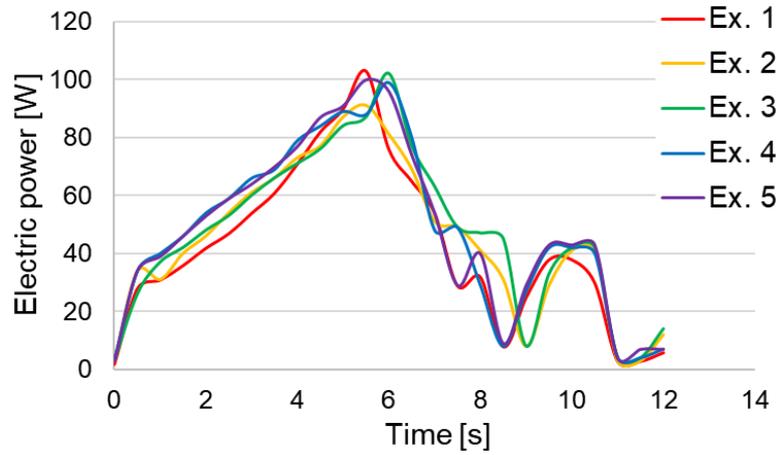


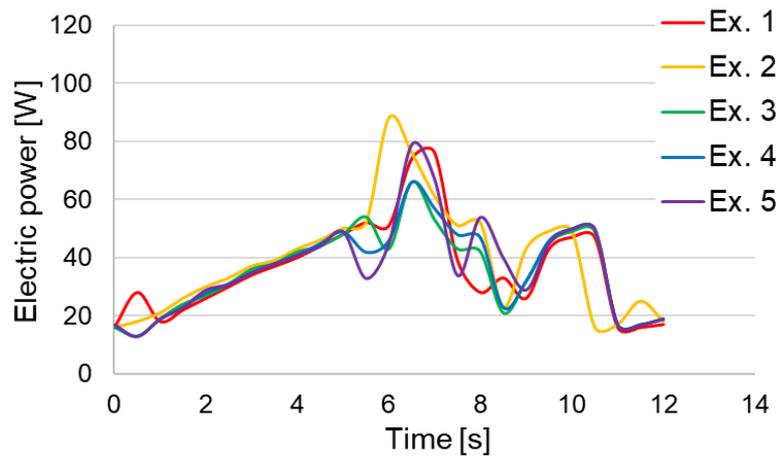
Fig. 3.22 Experimental results of velocity profile in EMC system

Table 3.5 Summary of experimental results of consumed electric energy in EMC system

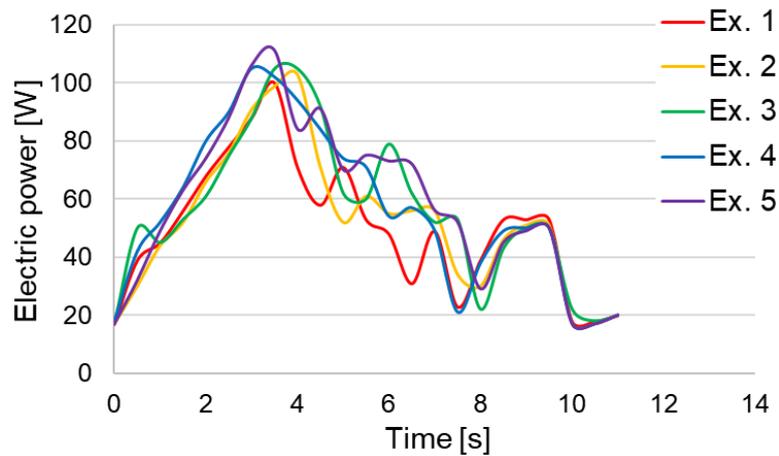
	Conventional	Proposed (ide. acc.)	Proposed (max. acc.)
Acc. [Ws]	861	580	784
CV [Ws]	115	87.6	197
Dec. [Ws]	157	197	217
Total [Ws]	1130	865	1200



(a) without regenerative brake

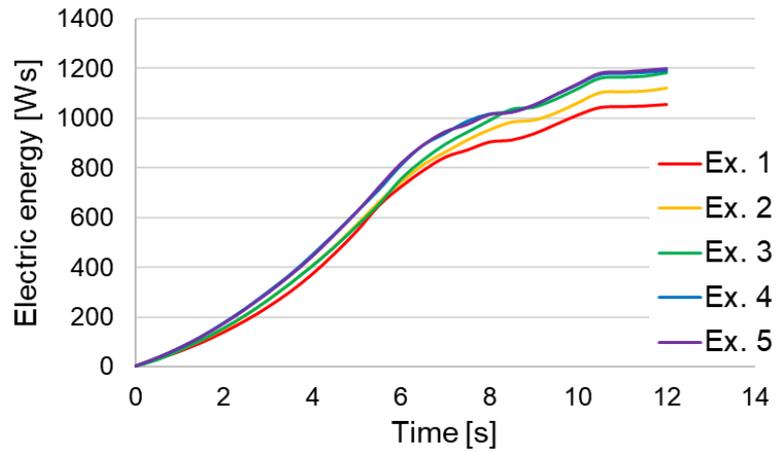


(b) with regenerative brake (identical acceleration)

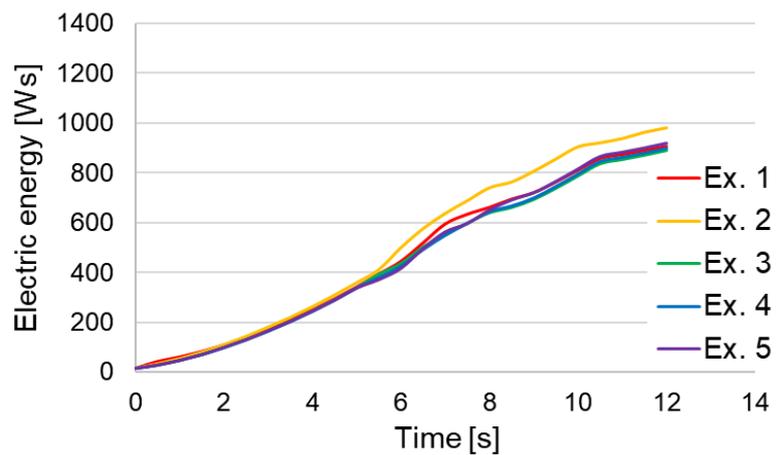


(c) with regenerative brake (maximum acceleration)

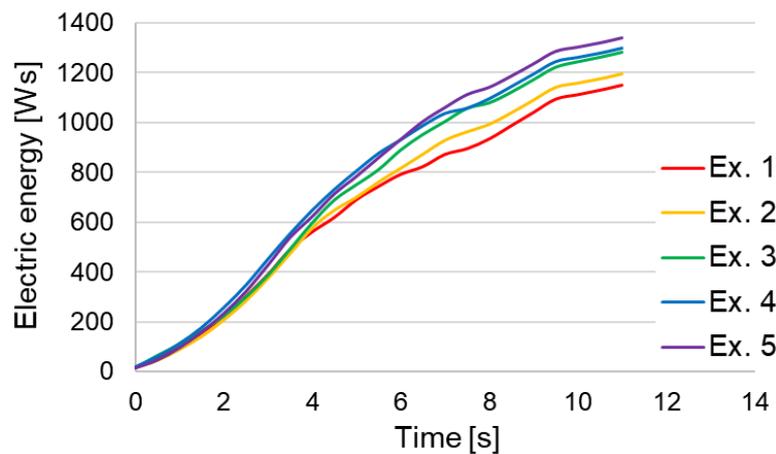
Fig. 3.23 Experimental results of consumed electric power in EMC system



(a) without regenerative brake



(b) with regenerative brake (identical acceleration)

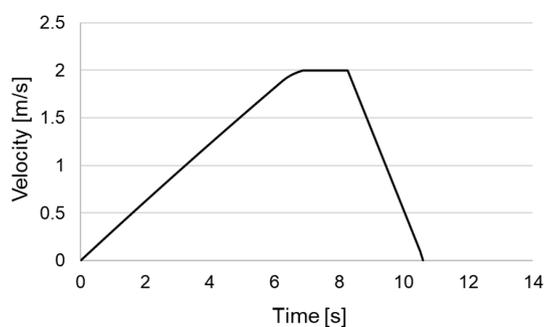


(c) with regenerative brake (maximum acceleration)

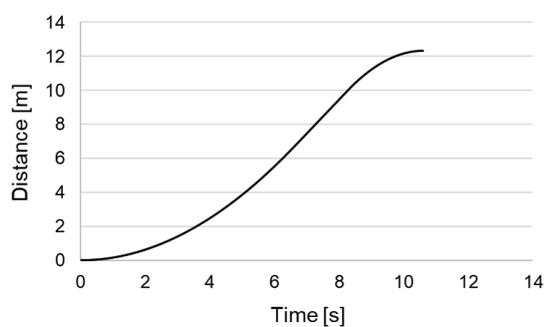
Fig. 3.24 Experimental results of consumed electric energy in EMC system

シミュレーション

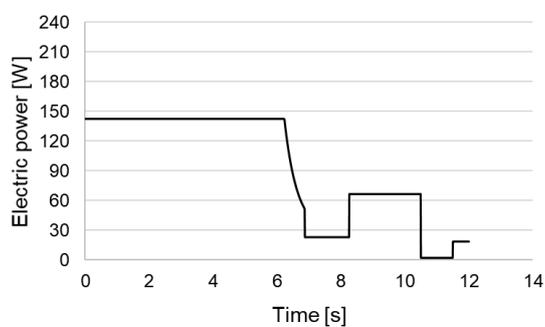
2章の数式モデルにおいて実験結果と一致するようにパラメータを調節し、シミュレーションを実施した。従来機構，提案機構(同一加速度)による移動実験の装置速度，移動距離，消費電力，消費電力量の時間変化のシミュレーション結果をそれぞれ Figs. 3.25, 3.26 に示す。また，シミュレーションで使用および調節した各パラメータを Table 3.6 に示す。本シミュレーションでは実験と同様に，装置速度 1.8~2.0m/s では速度偏差に応じた比例制御を使用した。移動抵抗によりオフセットが生じるため目標速度を 2m/s としたままでは目標速度に到達できない。そのため，従来機構による移動実験では $v_c = 2.087\text{m/s}$ ，提案機構による移動実験では $v_c = 2.056\text{m/s}$ とした。未知パラメータである C_{ta} , C_{tn} , C_{td} , C_m , C_w は装置の移動速度が小さいため $0.01 \sim 1 \times 10^{-3}\text{Nm}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 程度とし，実験結果の速度軌道に近い軌道となるよう調節した。本装置ではチェーンにテンショナーを使用していないため，3.2.2 節で記述したようなテンショナーによる抵抗や伝達損失が存在しない。そのため，3.2.2 節と比較し τ_{ta} , τ_{tn} , τ_{td} の低減や η_{ta} , η_{td} の向上が確認できた。しかし， η_{ta} および η_{td} は 0.72 であり，2.4 節で使用した値と比較し依然として低い。これは装置の伝達機構の剛性が低く，軸やチェーンのたわみやねじれに起因する抵抗，歯車同士の軸間のずれから生じる歯面の接触抵抗などが影響していると考えられる。また，本装置ではぜんまいトルクを歯車で半減し後輪軸に伝達しているため，伝達効率をかけたぜんまいトルクは 1.8Nm であり， τ_{ta} はその 31.8% となる。ぜんまいトルクはアシストトルクとして不足していることが考えられるため，設計時における抵抗トルクの予測精度向上や適切なぜんまいトルクの算出方法を検討する必要がある。本装置の駆動モータは最大出力が 150W のものを使用しているが，Fig. 3.26c では約 210W の電力が消費されているため，シミュレーションにおける電力および電力量の計算方法を精査する必要がある。また，Fig. 3.23 に示す消費電力の時間変化のグラフでは，移動速度の増加にともない消費電力量も増加している。これはモータもしくはモータドライバの特性に起因するものと考えられるが，本シミュレーションでは表現できておらず，さらなる調査が求められる。



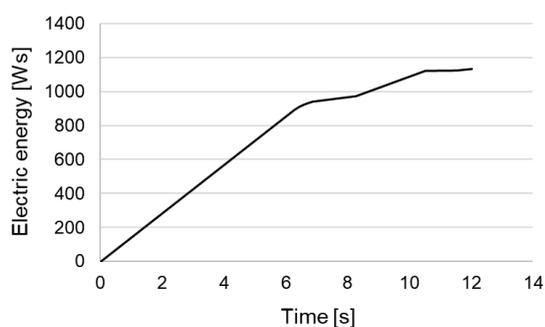
(a) Velocity profile



(b) Distance profile

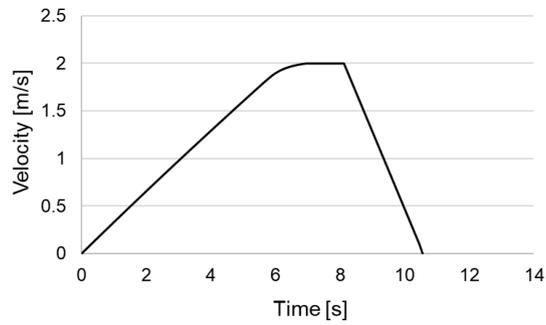


(c) Consumed electric power profile

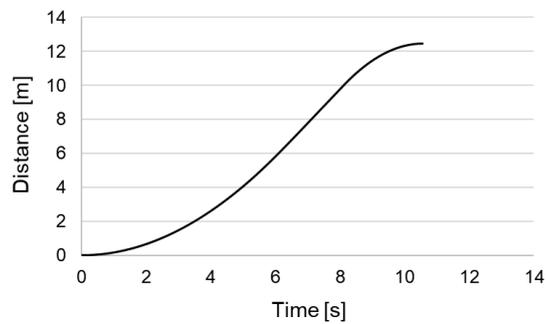


(d) Consumed electric energy profile

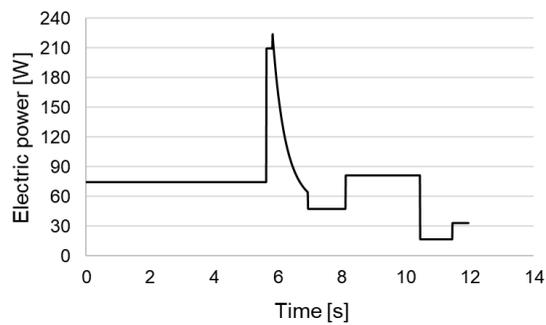
Fig. 3.25 Simulation results without regenerative brake in EMC system



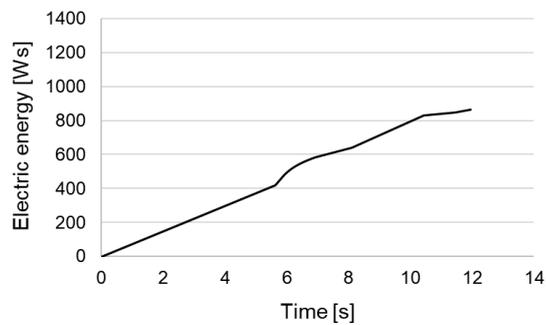
(a) Velocity profile



(b) Distance profile



(c) Consumed electric power profile



(d) Consumed electric energy profile

Fig. 3.26 Simulation results with regenerative brake in EMC system (identical acceleration)

Table 3.6 Each parameters for simulation in EMC system

		Conventional	Proposed	
Spiral spring	τ_z	0Nm	5Nm	known
	n_{ta}		0.5	known
	n_{td}		0.5	known
	η_{ta}		0.72	unknown
	η_{td}		0.72	unknown
	τ_{ta}		0.572Nm	unknown
Rotation	τ_{tn}	0.2Nm	0.2Nm	unknown
reversal	τ_{td}		0.572Nm	unknown
mechanism	J_{ta}		$3.675 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{tn}	$2.682 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	$2.682 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{td}		$3.675 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	C_{ta}		$1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{tn}	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{td}		$1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	R_m	5.67Ω	8.38Ω	unknown
	J_m	$15.11 \times 10^{-6} \text{kg.m}^2$	$15.11 \times 10^{-6} \text{kg.m}^2$	known
Drive	C_m	$12 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	$12 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	unknown
motor	K_m	$30.2 \times 10^{-3} \text{Nm/A}$	$30.2 \times 10^{-3} \text{Nm/A}$	known
	n_m	32.5	32.5	known
	η_m	0.627	0.627	unknown
	R_w	0.165m	0.165m	known
	J_w	$897 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	$897 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	unknown
Load,	C_w	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
Wheel,	τ_w	0.644Nm	0.644Nm	unknown
Whole system	n_w	1	1	known
	η_w	0.85	0.85	unknown

3.3.3 考察

本節では提案するぜんまいによるブレーキ回生機構の変更を行い，実験検証により実現可能性を確認した．実験結果から，提案機構を用いて駆動モータとぜんまいのトルクを合成し装置を駆動することにより，総消費電力量が平均23.7%削減された．また，平均1.4%の誤差で任意の加速度を生成した．提案機構による最大加速度を用いた実験では，平均6.2%の消費電力量が増加したが，移動時間は平均10.1%減少した．本節の実験は加速/等速/減速で構成される二地点間動作であるため，複数個所を経由する連続した移動実験により提案機構の有効性を実証することが課題である．

3.4 回生機構の変更と移動制御

3.3節では提案機構の改良を行い，EMDCからEMCに変更した機構の動作確認と加速区間での省エネルギー効果を検証する実験を実施した．本節では電動車椅子や自動搬送装置のような産業機械への応用を目的とするため，3.3節まで自動車や自転車への応用を想定し使用していたディスクブレーキと駆動モータ部のワンウェイクラッチを取り外し，減速時は駆動モータによるブレーキとぜんまいによる回生ブレーキを使用するよう実験装置の一部を変更した．また，不具合が生じていた電磁クラッチも交換した．Figs. 3.27, 3.28, 3.29に本節で使用する実験装置の外観，構造，提案機構を示す．本節では変更を加えた実験装置の回生率，ブレーキ回生を含めた省エネルギー効果，目標速度軌道への追従性能を調査した．提案機構は駆動モータのみで移動する従来機構と比較し加速区間での省エネルギー化を実現したが，EMCやEMBの消費電力量が大きいため移動全体での消費電力量削減効果は相殺された．しかし，EMCやEMBの代わりに電力を消費しない機構を用いることで38.9%の省エネルギー化の可能性が確認された．また，電動車椅子やガントリーローダ等の産業機械では速度制御が重要とされる場合があるが，ぜんまいアシストの入力等の瞬間は大きな駆動トルク変動が発生し装置の挙動が著しく変化する．本節の実験では，外乱オブザーバを応用することで目標速度軌道への追従性能が最大で39.8%向上した．

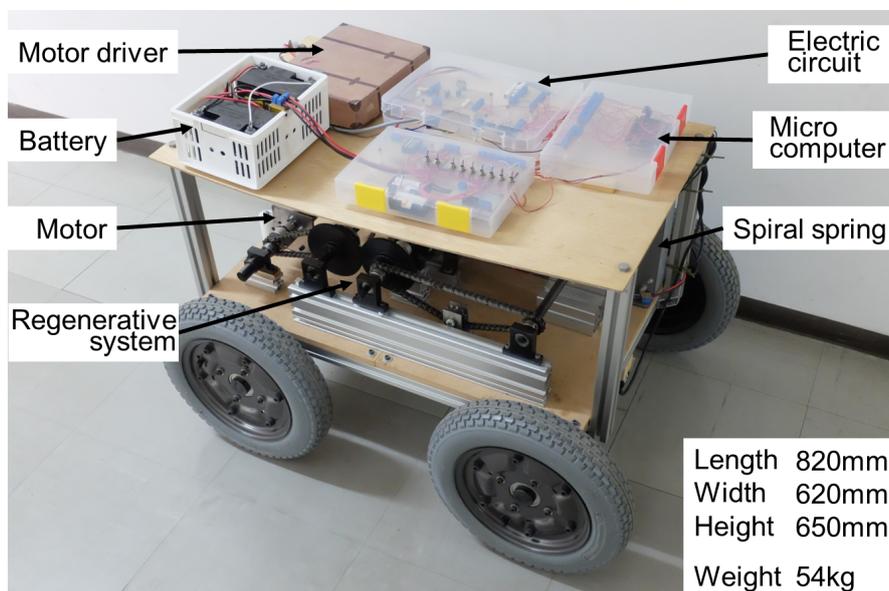


Fig. 3.27 Modified experimental system w/ EMC

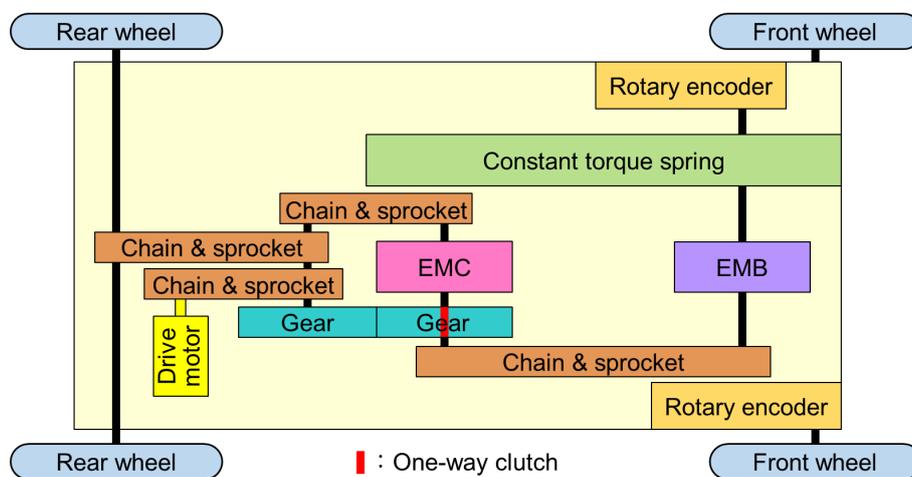


Fig. 3.28 Structure of modified experimental system w/ EMC

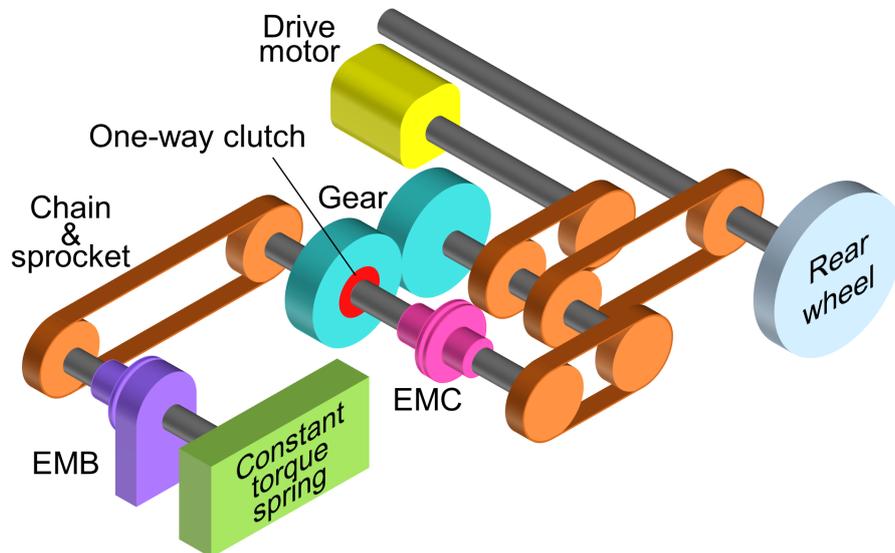


Fig. 3.29 Mechanical design of regenerative system in modified EMC system

3.4.1 実験

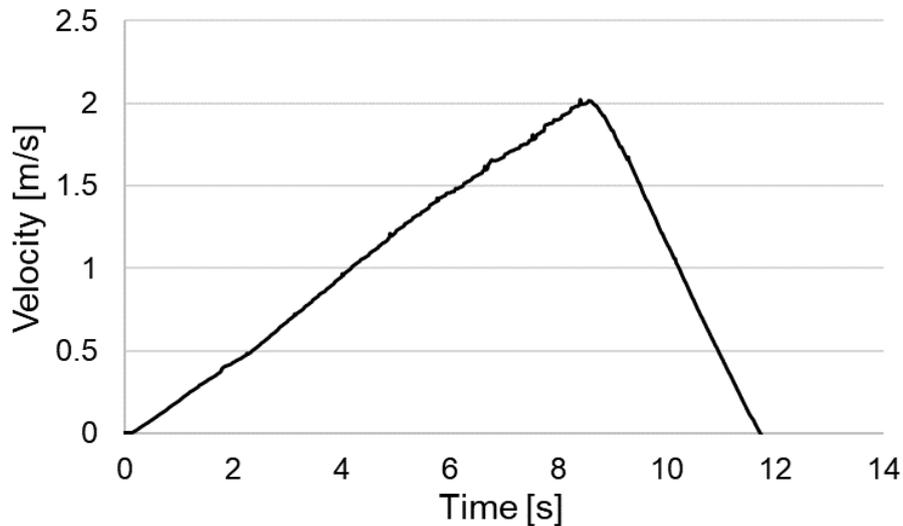
本節では提案機構の特性、省エネルギー効果、提案制御法の有効性を調査するため、下記の5つの実験を実施した。

- 『回生率の測定』
提案機構の回生率を調査する。
- 『消費電力量の比較』
提案機構の省エネルギー効果を調査する。
- 『ポンピングブレーキによる減速』
ポンピングブレーキにより減速度を制御する。
- 『S字速度軌道への追従』
加速区間においてS字目標速度軌道に対する追従性能を調査する。
- 『減速度平滑化』
ポンピングブレーキが引き起こす周期的な減速度変動を駆動モータにより低減する。

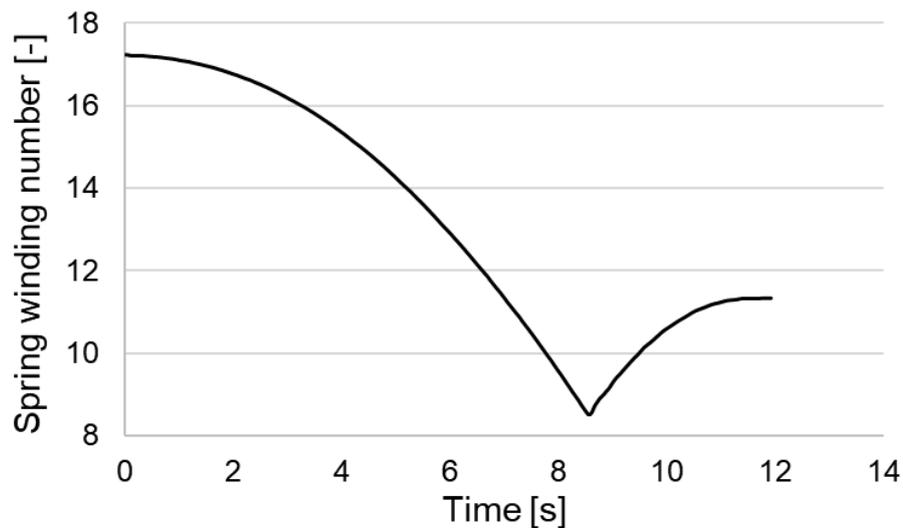
回生率の測定

回生率の測定では提案機構の回生率を実験的に調査するため、停止状態の装置をぜんまいのみで速度 2m/s まで加速し、加速終了後ただちにぜんまいによるブレーキ回生を実施し装置が停止するまで減速させ、加速で消費する巻き数 n_a と減速で増加する巻き数 n_d から回生率 η_r を式 (2.41) で計算した。本実験は 5 回実施し、その平均値を本提案機構の回生率 η_r とした。

Fig. 3.30 に装置速度と巻き数の時間変化の 1 例を示す。5 回の実験の再現性は確認されている。式 (2.41) より提案機構の回生率は 30.8% と算出された。この値は先行研究や 2.4 節のシミュレーション結果を大きく下回る。提案機構の回生率が低い理由として、先行研究の実験ではタイヤが接地せず空中に浮いた状態であるため地面との抵抗が発生していないことや、提案機構は歯車やチェーン・スプロケット等の部品点数が多く摩擦損失が比較的大きいため、回収可能な運動エネルギーが小さくなったことが考えられる。後者はより滑らかな機械部品を使用するなど、機構の改良で改善される可能性がある。



(a) Velocity profile



(b) Winding number profile

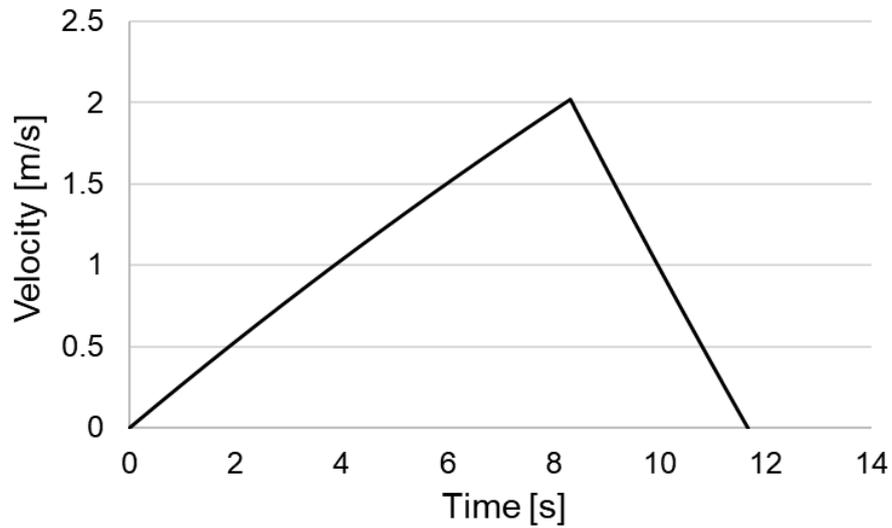
Fig. 3.30 Experimental results of regenerative ratio in modified EMC system

回生率の測定 (シミュレーション)

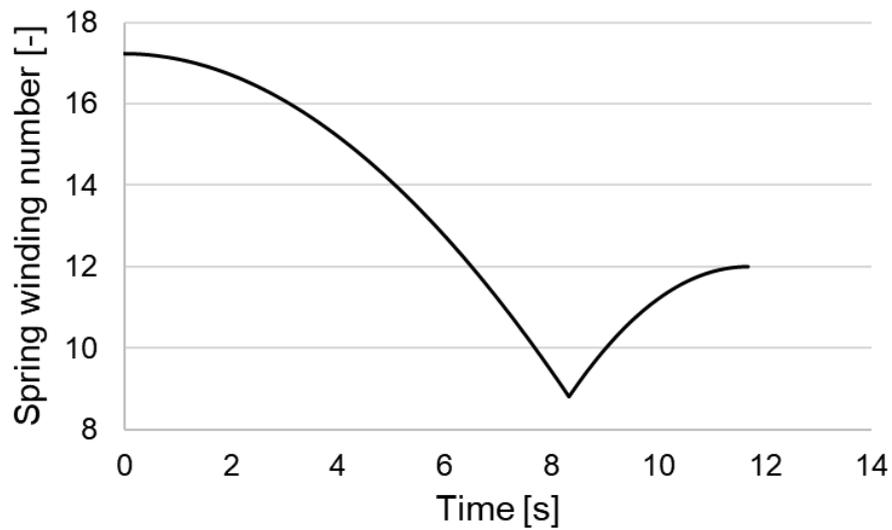
2章の数式モデルにおいて実験結果と一致するようにパラメータを調節し、シミュレーションを実施した。装置速度と巻き数の時間変化のシミュレーション結果を Fig. 3.31 に示す。また、シミュレーションで使用および調節した各パラメータを Table 3.7 に示す。未知パラメータである C_{ta} , C_{tn} , C_{td} ,

C_m , C_w は装置の移動速度が小さいため $0.01 \sim 1 \times 10^{-3} \text{Nm}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 程度とし、実験結果の速度軌道に近い軌道となるよう調節した。3.3節ではチェーンのテンショナーを使用していないため逆転機構内部の抵抗を低減できたが、チェーンに適切な張力を与えることができず歯飛びが発生していた。本節の装置ではベアリングで保持されたアイドラーをテンショナーとして用いることでチェーンに張力を付加できたが、抵抗トルク τ_{ta} , τ_{td} が増加した。装置全体の移動抵抗トルク τ_w は3.3節と比較し大幅に小さくなっている。これは3.3節までの実験ではタイヤの空気圧が考慮されていなかったが、本節では実験前に適正な空気圧となるよう調節したためである。巻き数のシミュレーション結果より回生率は37.8%と算出された。この値は実験結果よりも7%大きいため、パラメータの調整が不十分である可能性や電磁クラッチでわずかなスリップが発生していることが考えられる。

先行研究と同様にタイヤが設置していない状況を想定し、 $\tau_w = 0.1 \times 10^{-3} \text{Nm}$ とした場合のシミュレーション結果を Fig. 3.32 に示す。路面抵抗を排除した場合の回生率は45.5%である。



(a) Velocity profile

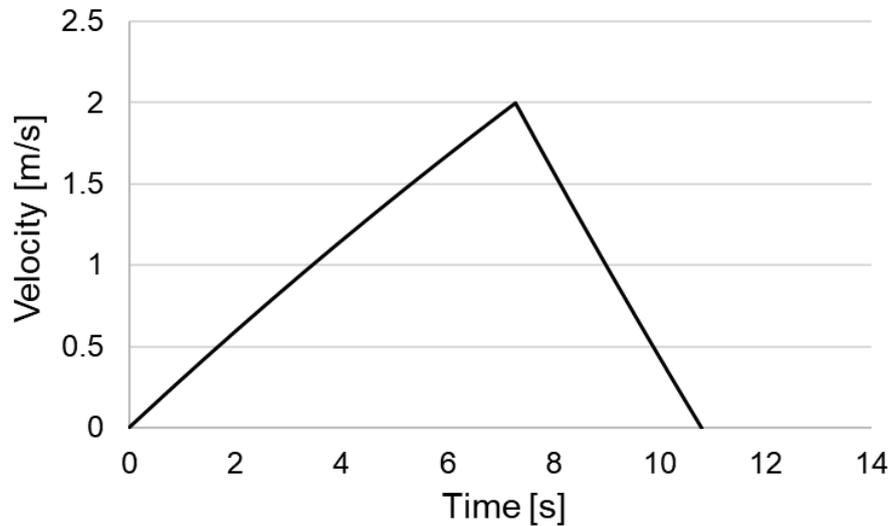


(b) Winding number profile

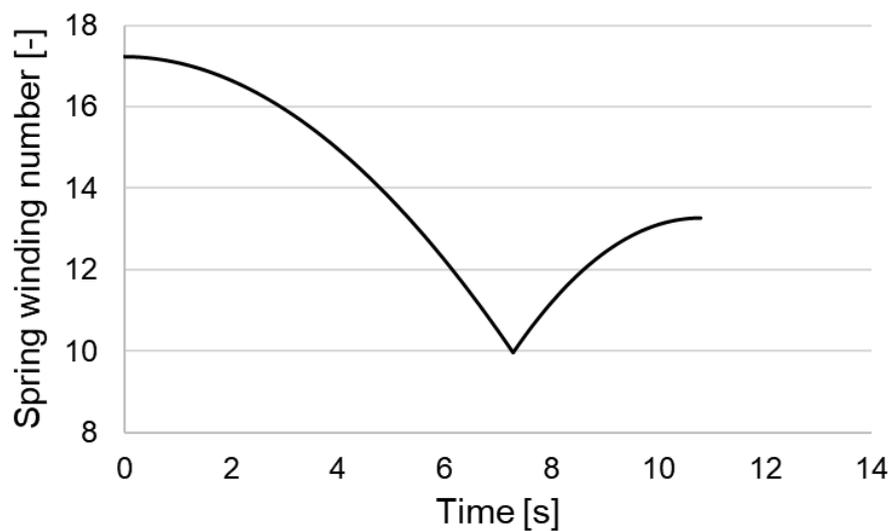
Fig. 3.31 Simulation results of regenerative ratio in modified EMC system

Table 3.7 Each parameters for simulation of regenerative ratio in modified EMC system

Spiral spring	τ_z	5Nm	known
	n_{ta}	1	known
	n_{td}	1	known
	η_{ta}	0.702	unknown
	η_{td}	0.72	unknown
	τ_{ta}	0.788Nm	unknown
Rotation	τ_{tn}	0.1Nm	unknown
reversal	τ_{td}	0.792Nm	unknown
mechanism	J_{ta}	$3.014 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{tn}	$2.293 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{td}	$3.014 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	C_{ta}	$1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{tn}	$1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{td}	$1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	J_m	$15.11 \times 10^{-6} \text{kg.m}^2$	known
Drive	C_m	$12 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	unknown
motor	K_m	$30.2 \times 10^{-3} \text{Nm/A}$	known
	n_m	52	known
	η_m	0.612	unknown
	R_w	0.165m	known
Load,	J_w	1.106kg.m^2	unknown
Wheel,	C_w	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
Whole system	τ_w	0.22Nm	unknown
	n_w	1	known
	η_w	0.83	unknown



(a) Velocity profile



(b) Winding number profile

Fig. 3.32 Simulation results of regenerative ratio in modified EMC system w/o road resistance

消費電力量の比較

消費電力量の比較ではぜんまい回生機構の省エネルギー効果を調査するため、モータのみで移動する『従来型移動 (Electric Motor Only : EMO)』と加速/減速でぜんまいとモータを併用する『提案型移動 (With Regenerative

Brake : WRB)』の2種類を実施し、各移動方法における消費電力量の5回平均の値を比較した。従来型移動では、まず停止状態の装置を駆動モータの最大トルクで速度2m/sまで加速し、一定速度で移動した後、スタートから10m進んだ地点で駆動モータによるブレーキで装置を減速し、停止させる。提案型移動では、まず停止状態の装置を駆動モータトルクとぜんまいのアシストトルクで速度2m/sまで加速し、駆動モータで一定速度で移動した後、スタートから10m進んだ地点でぜんまい巻き上げによるブレーキ回生で装置を減速し、停止させる。比較のため、提案型移動では従来型移動と同一の速度軌道となるよう駆動モータのトルクが調節されているほか、加速時のぜんまい消費エネルギーが減速時に回収可能なエネルギー量を上回らないよう、ぜんまいの使用区間を0から1.4m/sとした。

Fig. 3.33に両実験の速度軌道の一例を、Fig. 3.34に加速/等速/減速の各区間の消費電力量の平均を示す。Figs. 3.35, 3.36に消費電力、消費電力量の時間変化を示す。図中の「Ex. 1~Ex. 5」は実験番号であり、5回の実験での再現性が確認できる。EMOは駆動モータにより減速するため減速区間で負の電力が発生するが、本節ではバッテリーに逆流防止回路が搭載されていると仮定し、負の電力区間はモータドライバの電力消費のみが発生するとした。提案型移動では従来型移動と比較し加速区間の消費電力量を24.5%削減でき、移動全体では6.6%の削減となった。

提案機構はぜんまいの連結やエネルギー解放防止のため、加速区間の一部/等速区間/減速区間で定常的に電力を消費するEMCやEMBを使用するため、従来型移動と比較し等速/減速区間での消費電力量が大きく、特に減速区間では約4倍の電力を消費した。

本節では作動時に電力を消費するEMC/EMBが使用したが、今後の研究で定常的な電力供給を必要としない機構を開発すると仮定し、WRBの消費電力からEMC/EMBの電力を除外した場合(WRB (w/o C. B.)), 従来型移動と比較し移動全体で38.9%の消費電力量削減が期待できる。

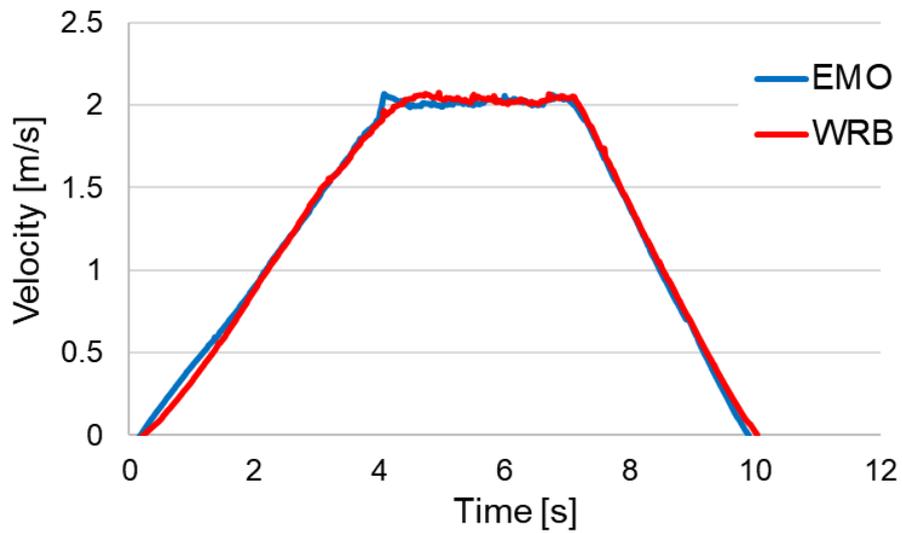


Fig. 3.33 Experimental results of velocity profile for energy comparison in modified EMC system

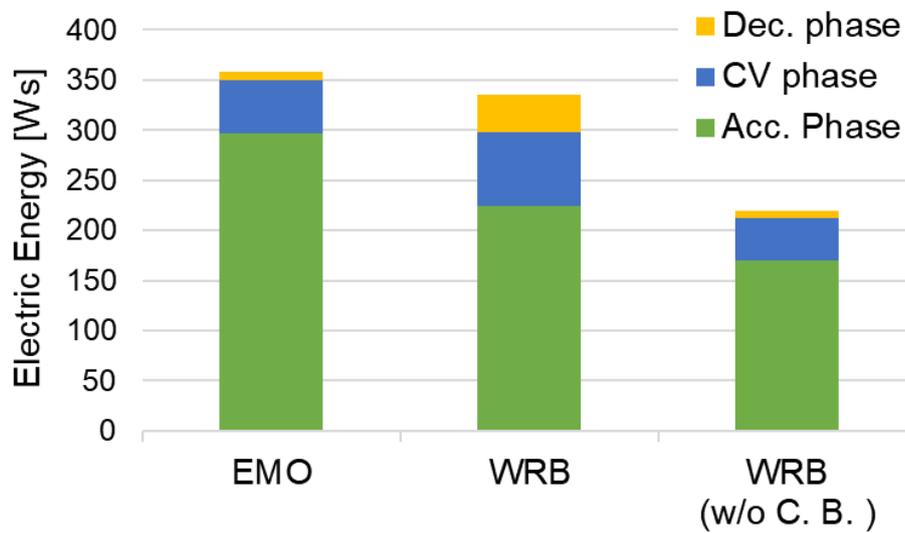
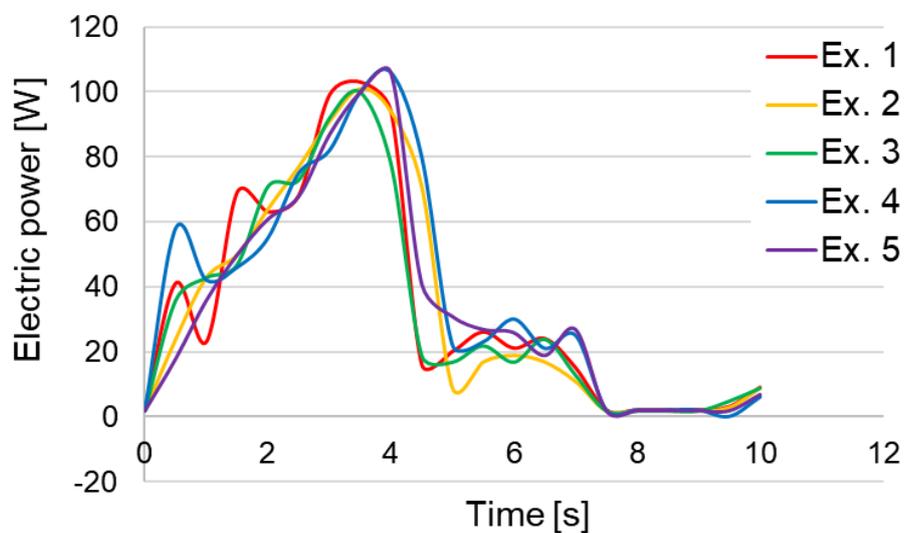
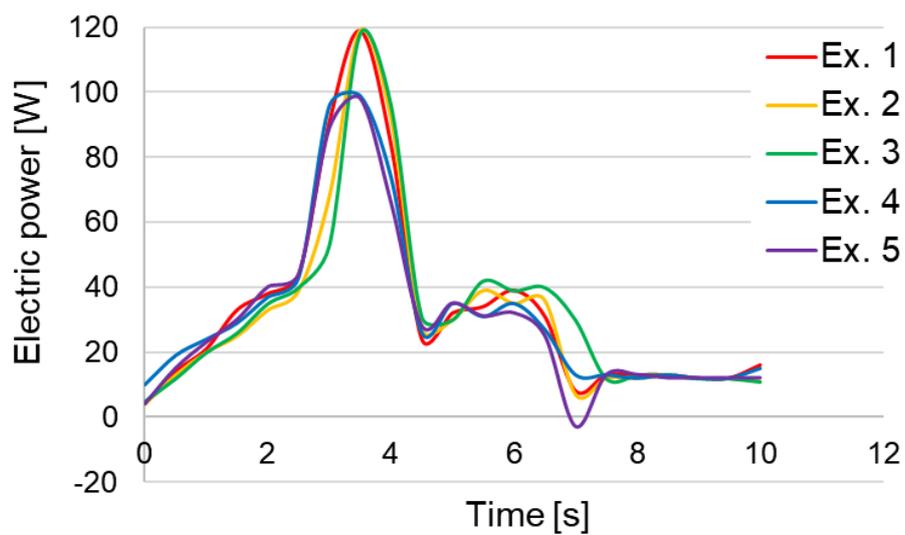


Fig. 3.34 Summary of experimental results of consumed electric energy in modified EMC system

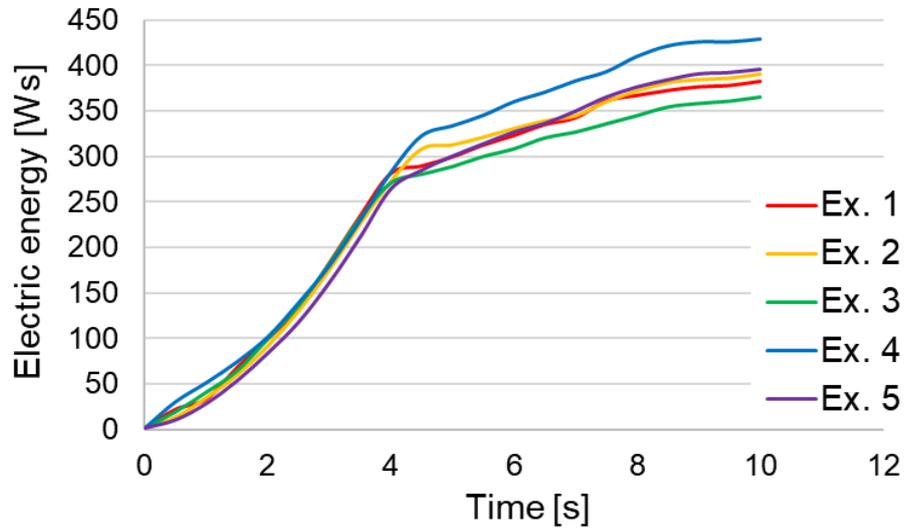


(a) EMO

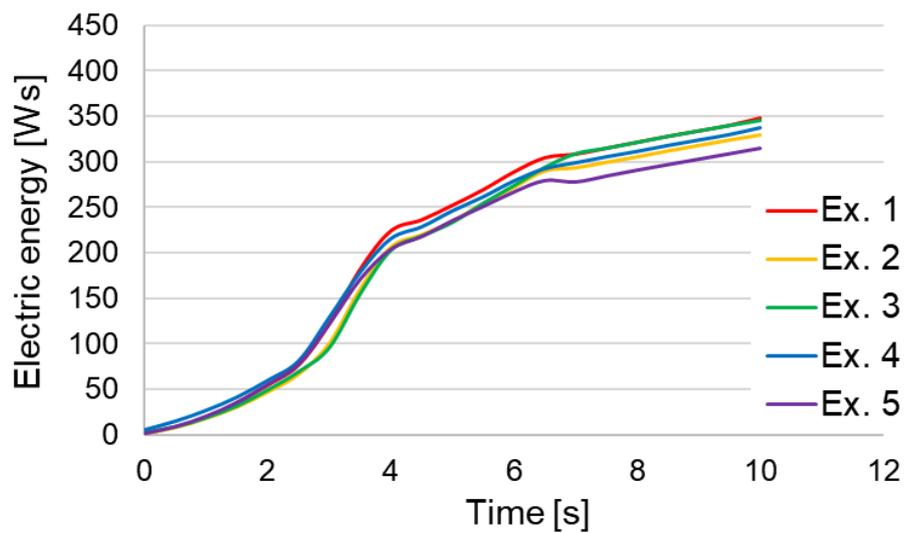


(b) WRB

Fig. 3.35 Experimental results of consumed electric power in modified EMC system



(a) EMO



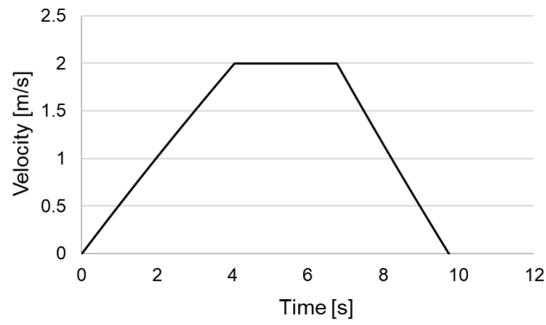
(b) WRB

Fig. 3.36 Experimental results of consumed electric energy in modified EMC system

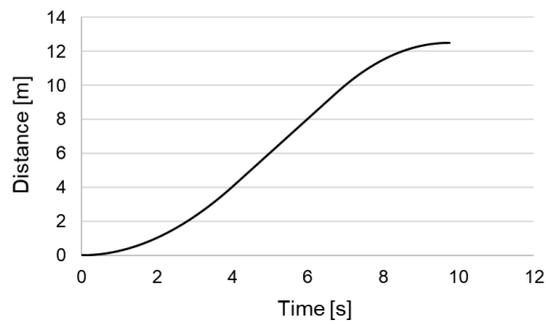
消費電力量の比較 (シミュレーション)

2章の数式モデルにおいて実験結果と一致するようパラメータを調節し、シミュレーションを実施した。EMO, WRBによる移動実験の装置速度, 移動距離, 消費電力, 消費電力量の時間変化のシミュレーション結果をそれぞれ

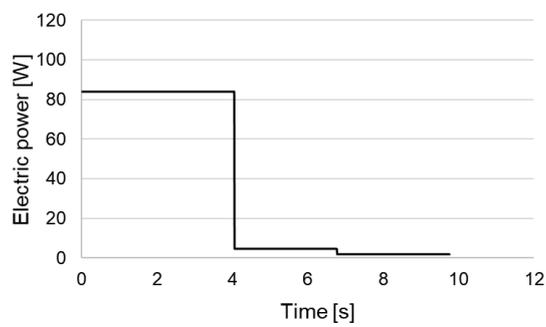
Figs. 3.37, 3.38 に示す．また，シミュレーションで使用および調節した各パラメータを Table 3.8 に示す．本シミュレーションでは実験と同様に EMO の減速区間は駆動モータで減速しているが，実験で減速時に使用した印加電流から算出される減速トルクは減速区間の速度軌道を再現するには過小であることが明らかとなり，モータによる減速では印加電流によるトルク以上の減速トルクが生成されていると考えられる．本研究ではモータが装置の運動エネルギーの一部を熱として発散させていると仮定し，減速時の抵抗トルク $\tau_{md} = 2.13 \text{ Nm}$ を用いてシミュレーション結果を実験結果と一致させた．未知パラメータである C_{ta} , C_{tn} , C_{td} , C_m , C_w は装置の移動速度が小さいため $0.01 \sim 1 \times 10^{-3} \text{ Nm}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 程度とし，実験結果の速度軌道に近い軌道となるよう調節した．ニュートラル時の抵抗トルク τ_{tn} は 0.1 Nm であり，3.2, 3.3 節と比較し低減できたが，回生率の測定(シミュレーション)で記述したように加速時と減速時の抵抗トルク τ_{ta} , τ_{td} が増加している． τ_{ta} は伝達効率をかけたぜんまいトルクの 22.5% であり，さらなる低減が望まれる．ぜんまいから後輪軸までの伝達機構は厚さ 12mm の木板にぜんまい，EMB, EMC, 駆動モータ，ベアリングを配置し，回転軸をベアリングで保持し，歯車，スプロケットを設置したものであるため，各要素部品の固定が脆弱である．特にスプロケット間の距離の変化はチェーンの緩みと歯飛びを発生させるため，本実験装置ではテンショナーを使用しチェーンに強制的に張力を与え歯飛びを防止しており，これが大きな抵抗トルクの原因と考えられる．この問題の解決には，チェーン・スプロケットを使用せず歯車のみで伝達機構を構成することや，強固なハウジングを用いた伝達機構とすることが考えられる．



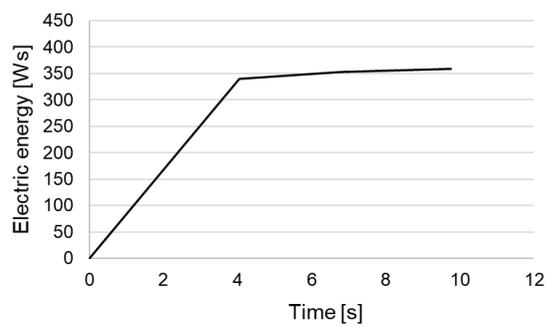
(a) Velocity profile



(b) Distance profile

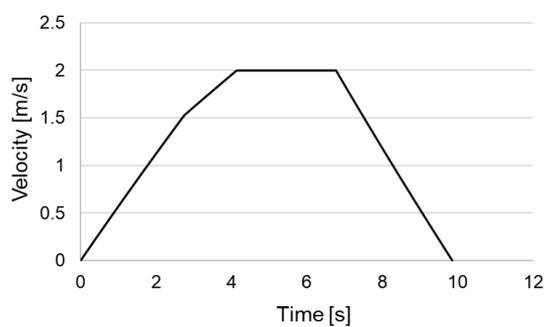


(c) Consumed electric power profile

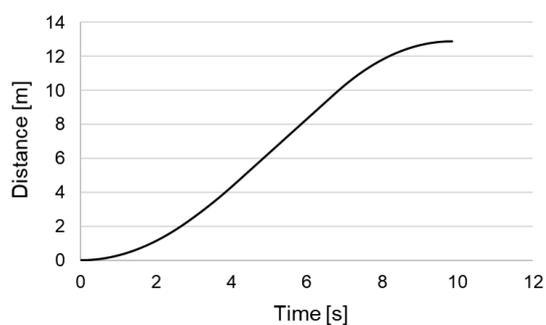


(d) Consumed electric energy profile

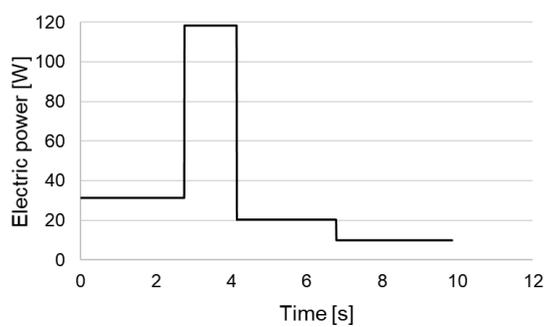
Fig. 3.37 Simulation results with EMO in modified EMC system



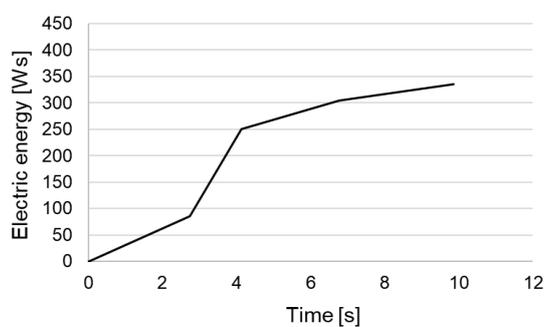
(a) Velocity profile



(b) Distance profile



(c) Consumed electric power profile



(d) Consumed electric energy profile

Fig. 3.38 Simulation results with WRB in modified EMC system

Table 3.8 Each parameters for simulation of EMO/WRB in modified EMC system

		EMO	WRB	
Spiral spring	τ_z	0Nm	5Nm	known
	n_{ta}		1	known
	n_{td}		1	known
	η_{ta}		0.702	unknown
	η_{td}		0.72	unknown
	τ_{ta}		0.788Nm	unknown
Rotation	τ_{tn}	0.1Nm	0.1Nm	unknown
reversal	τ_{td}		0.792Nm	unknown
mechanism	J_{ta}		$3.014 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{tn}	$2.293 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	$2.293 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{td}		$3.014 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	C_{ta}		$1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{tn}	$1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	$1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{td}		$1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	R_m	3.31Ω	4.09Ω	unknown
	J_m	$15.11 \times 10^{-6} \text{kg.m}^2$	$15.11 \times 10^{-6} \text{kg.m}^2$	known
	C_m	$12 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	$12 \times 10^{-6} \text{Nm.s/rad}$	unknown
Drive	K_m	$30.2 \times 10^{-3} \text{Nm/A}$	$30.2 \times 10^{-3} \text{Nm/A}$	known
motor	n_m	52	52	known
	η_m	0.612	0.612	unknown
	τ_{md}	2.13Nm	0Nm	unknown
	R_w	0.165m	0.165m	known
	J_w	1.106kg.m^2	1.106kg.m^2	unknown
	C_w	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	τ_w	0.22Nm	0.22Nm	unknown
Load, Wheel, Whole system	n_w	1	1	known
	η_w	0.83	0.83	unknown

ポンピングブレーキによる減速

生産工場で使用する産業機械は繰り返し動作を行うものが多いが，電動車椅子では操作者の要求に応じた減速度を実現する必要がある．しかし提案機構は構造上，ぜんまいトルクの制御ができず一定のトルクで加速/減速を行う．そこで，本節では減速度の調整にブレーキ回生の ON/OFF を周期的に切り替えるポンピングブレーキを提案する．

減速時に使用される EMC は連結/解放を瞬時に完了することができず，作動時間の遅延が発生する．具体的には，EMC 連結時のアーマチュア吸引時間 T_{add1} や解放時のトルク消滅時間 T_{add2} が存在するため，ブレーキ回生の ON/OFF 切り替えでは T_{add1} と T_{add2} が考慮された [121]．ポンピングブレーキの ON の割合 η_{duty} は下記で与えられる [122]．

$$\eta_{duty} = \frac{\text{breaking time}}{\text{total dec. time}} \quad (3.16)$$

η_{duty} はデューティ比やブレーキ出力と言い換えることが可能である．ポンピングブレーキは下記の手順で実施された．

1. EMC の連結を ON に切り替え，アーマチュア吸引時間 T_{add1} を待つ．
2. ブレーキ ON の割合 η_{duty} の時間を待つ．
3. EMC の連結を OFF に切り替え，トルク消滅時間 T_{add2} を待つ．
4. ブレーキ OFF の時間とアーマチュア吸引時間 T_{add1} を待つ．
5. 装置が停止するまで 2~4 を繰り返す．

本実験では，減速度と下記のぜんまい回収率 R を異なるデューティ比で比較した [54]．

$$R = \frac{n_{duty}}{n_{100}} \quad (3.17)$$

ここで n_{100} はデューティ比 100% での回生巻き数， n_{duty} 各デューティ比における回生巻き数である．回収率 R は回生率 η_r と異なり，減速時のブレーキ出力の変化に応じたぜんまい回生巻き数の変化に注目している．実験で使用するデューティ比 η_{duty} は 20%，40%，60%，80%，100% の 5 つとし，停止状態の装置をぜんまいと駆動モータのトルクにより 2m/s まで加速した後，各ブレーキ出力によるブレーキ回生で停止させた．加速時のぜんまいアシスト区間は消費電力量の比較と同一の条件とした．

Fig. 3.39 に速度軌道の一例を，Figs. 3.40, 3.41 に各ブレーキ出力における減速度とぜんまい回収率 R の平均値を示す．Fig. 3.40 より，ブレーキ出力と減速度におおよそその線形性が関係が確認でき，減速度はブレーキ出力により制御可能である．Fig. 3.41 より，ブレーキ出力と回収率 R に非線形の関係が確認できる．これは減速区間において移動抵抗等により回生可能な運動エネルギーが減少することが原因として考えられ，ブレーキ出力を下げ減速時間を長くするほど損失が増加する．

また，ポンピングブレーキによる減速度調整は減速度が周期的に変化し，振動の発生や搭乗者が不快を感じる要因となる．この問題の解決には最適な減速度となるようチェーン・sprocketの伝達比を設計する方法や，モータによる減速度の平滑化が考えられ，後者の試みを減速度平滑化の実験で示す．

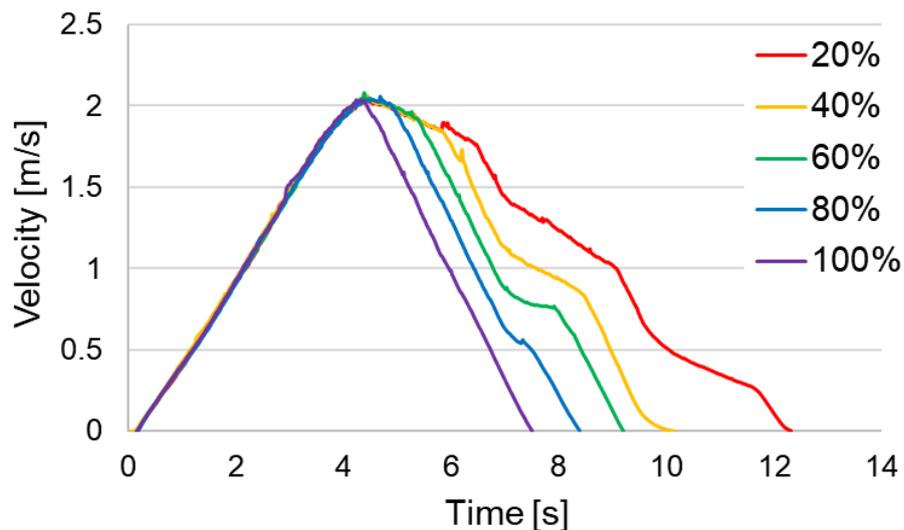


Fig. 3.39 Experimental results of velocity profile for different duty ratio of pumping brake in modified EMC system

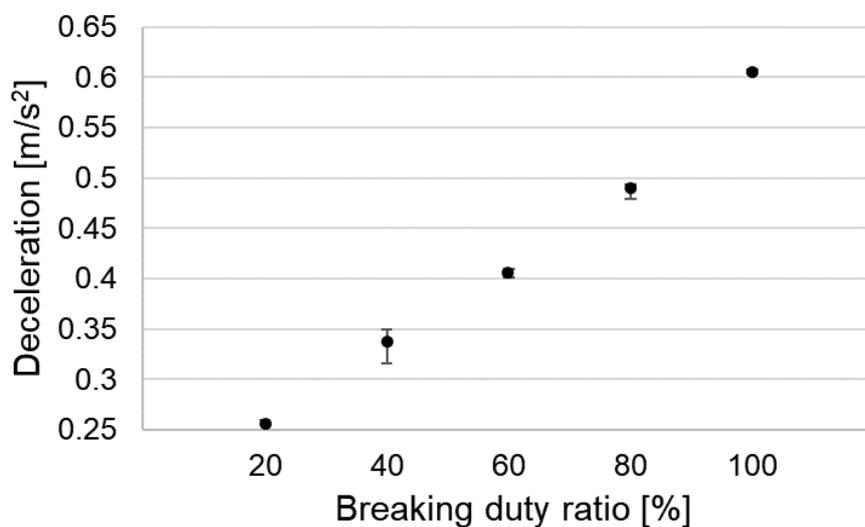


Fig. 3.40 Experimental results of deceleration versus breaking duty ratio

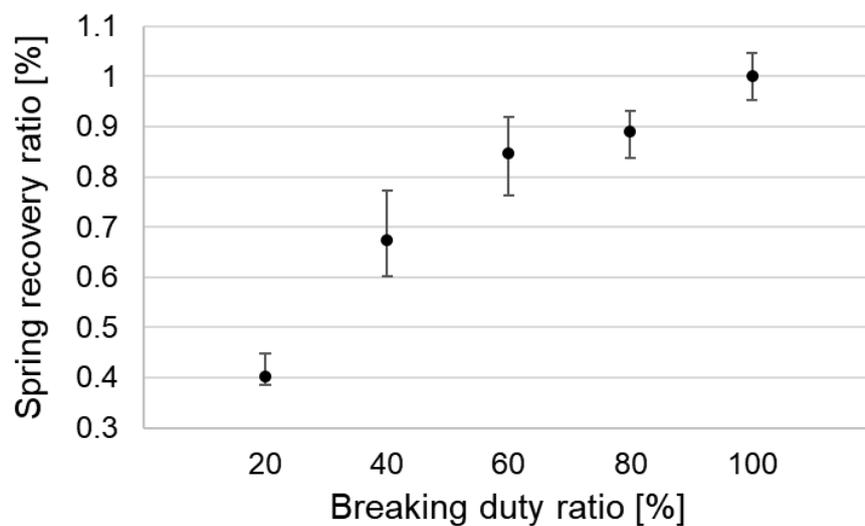


Fig. 3.41 Experimental results of spring recovery ratio versus breaking duty ratio

S 字速度軌道への追従

S 字速度軌道への追従では加速区間における S 字目標速度軌道に対し，外乱オブザーバによる速度制御の追従性能を調査するため下記の 4 種類の移動実験が実施され，目標速度軌道への追従誤差を二乗平均平方根誤差 (Root

Mean Square Error : RMSE) で比較した.

- (a1) ぜんまいアシストを使用せず駆動モータのみで移動し, 駆動モータは式 (2.81) の PID コントローラにより制御する.
- (a2) 駆動モータとぜんまいアシストが使用され, 駆動モータは式 (2.81) の PID コントローラにより制御する.
- (a3) 駆動モータとぜんまいアシストが使用され, 駆動モータはぜんまいアシストの有無を考慮し下記の式 (3.18) で算出される τ_m'' で制御する.
- (a4) 駆動モータとぜんまいアシストが使用され, ぜんまいアシストは外乱とみなし, 駆動モータは式 (2.85) で制御する.

$$\tau_m'' = \begin{cases} \tau_m - \tau_{zr} & (\tau_d \geq \tau_{zr}) \\ \tau_m & (\tau_d < \tau_{zr}) \end{cases} \quad (3.18)$$

ここで τ_m は式 (2.81) で計算される駆動モータのトルク, τ_{zr} はぜんまいトルクから摩擦等による抵抗トルクを引いたアシストトルクである. τ_d は目標速度軌道への追従に必要なトルクであり, 下記で与えられる [123].

$$\tau_d = R_w M a_d \quad (3.19)$$

ここで R_w は車輪半径, M は装置質量である. a_d は S 字目標速度軌道を時間微分したものであり, 下記で与えられる [123].

$$a_d = \frac{\pi}{T_a} \sin\left(\frac{\pi t}{T_a}\right) \quad (3.20)$$

また, S 字目標速度軌道は下記で与えられる [123].

$$v_d = 1 - \cos\left(\frac{\pi t}{T_a}\right) \quad (3.21)$$

ここで t は経過時間, T_a は加速区間の時間である.

本実験では PID ゲインとして $K_p=20\text{Ns}$, $K_i=0.3\text{N}$, $K_d=0.1\text{Ns}$ が使用され, これらの値は試行錯誤的に決定した. また, $T_a=10.0\text{s}$, $R_w=0.165\text{m}$, $\tau_{zr}=2.29\text{Nm}$ とし, 装置は目標速度軌道に従い停止状態から 2m/s まで加速する. カットオフ周波数 ω_{LPF} と ω_{LPFd} は式 (3.21) で示される目標速度軌道のサイクル 0.314rad/s のそれぞれ 16 倍, 8 倍である 5rad/s , 2.5rad/s とした.

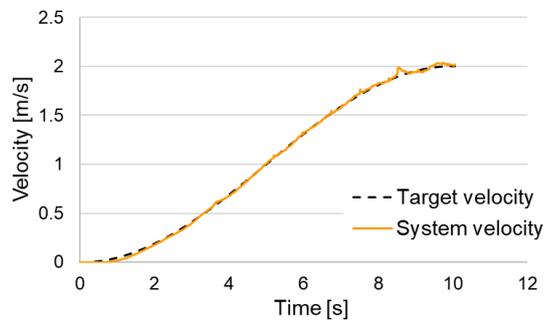
Fig. 3.42 に (a1)~(a4) の目標速度軌道, 実際の速度軌道, ぜんまいアシスト区間の一例を示す(ただし, (a1) ではぜんまいアシストは使用されない). Fig. 3.43 に目標速度軌道と実際の速度の RMSE の平均を, Fig. 3.44 に (a1) を

基準とした各消費電力量の平均を示す(ただし, 消費電力量は駆動モータへの印加電流から計算され, Fig. 3.34の「w/o C. B.」のようにEMC/EMBの電力は除外されている).

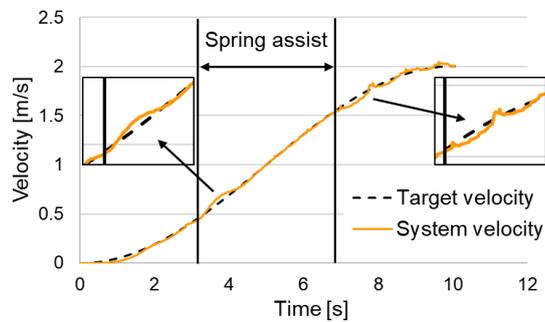
Fig. 3.42より, (a2)と(a3)ではぜんまいアシストが開始された3.1s付近から目標速度軌道との追従誤差が拡大したことが確認できる. この理由として, (a2)はぜんまいアシストによる急激なトルク増加に瞬時に反応できず, 駆動トルクが過大となったことが考えられる. また, EMBは過渡応答時間が大きいいため瞬時にぜんまいアシストの有無が切り替わらず, (a3)ではアシストトルクが完全に立ち上がりきらないうちに駆動モータトルクが弱められ, 駆動トルク不足となり装置速度が目標速度より小さくなったと考えられる. 対照的に, ぜんまいアシストを解除した瞬間はアシストトルクが完全に消滅していないため駆動トルクが過大となり, 7.3s付近から装置速度が目標速度より増加した. (a2)ではぜんまいアシストの消滅による急激なトルク減少により駆動トルク不足となり, 装置速度が目標速度より小さくなった. 一方(a4)では比較的良好な目標速度軌道追従が確認でき, これはぜんまいアシストトルクは外乱として検出し駆動モータトルクを制御するため, アシストトルクの過渡応答時間の影響を受けることなく目標速度軌道に追従することができたと考えられる.

Fig. 3.43より, (a4)はぜんまいアシストを使用しない(a1)を除き実験全体を通しRMSEの値が最も低く, (a2), (a3)と比較しそれぞれ平均14.5%, 17.2%改善された. しかし, (a1)と比較し16.3%悪化した.

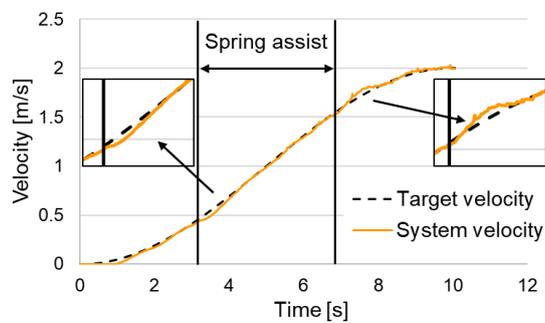
Fig. 3.44より, ぜんまいアシストを使用する(a2)~(a4)は, 駆動モータのみで移動する(a1)と比較し約25%の省エネルギー効果が確認できる. (a4)は(a2), (a3)と比較し消費電力量の増加は微小であるため, 省エネルギー化と追従性能向上が両立可能であると評価できる.



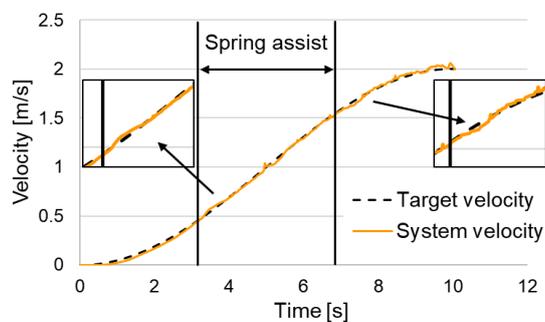
(a) (a1)



(b) (a2)



(c) (a3)



(d) (a4)

Fig. 3.42 Experimental results of velocity profile in acc. period with (a1)-(a4)

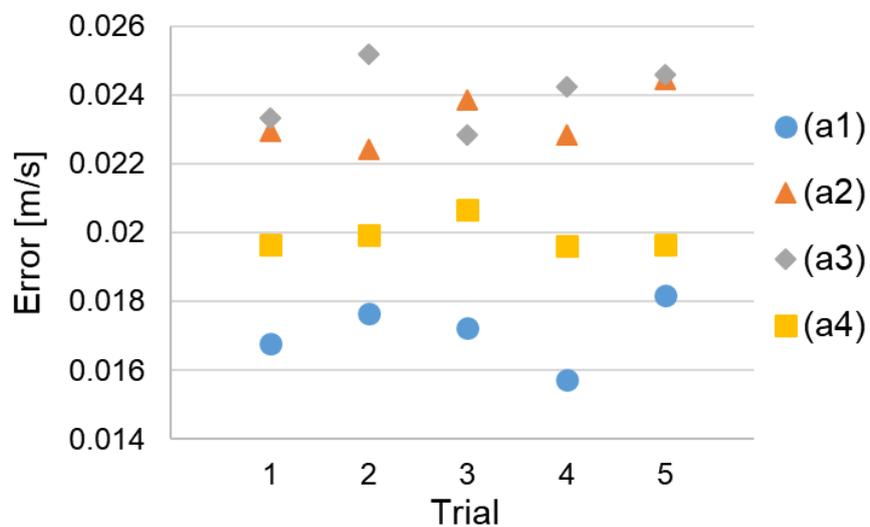


Fig. 3.43 Experimental results of root mean square error in acc. period with (a1)-(a4)

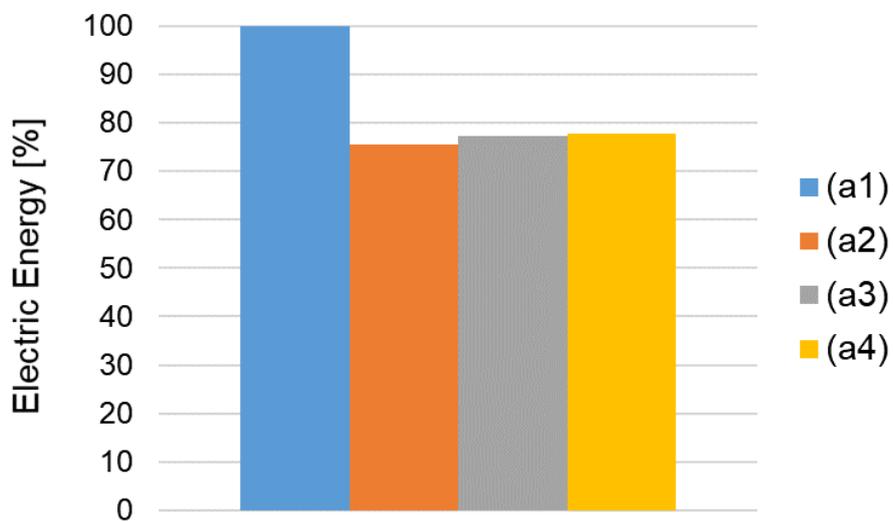


Fig. 3.44 Experimental results of consumed electric energy in acc. period with (a1)-(a4)

減速度平滑化

ポンピングブレーキによる減速では減速度を調節するためぜんまいによるポンピングブレーキを使用した。周期的に減速度が変動し、振動の発生や電動車椅子搭乗者が不快を感じる要因となった。本実験ではぜんまいアシストと駆動モータのトルクを組み合わせ、ポンピングによる減速度変動の低減を試みた。駆動モータの制御方法および各パラメータについてはS字速度軌道への追従と同様とし、ポンピングブレーキによる減速でデューティ比20%における減速度の平均が 0.256m/s^2 であったことから、目標速度軌道は2から0m/sまで一定の減速度 0.256m/s^2 とした。

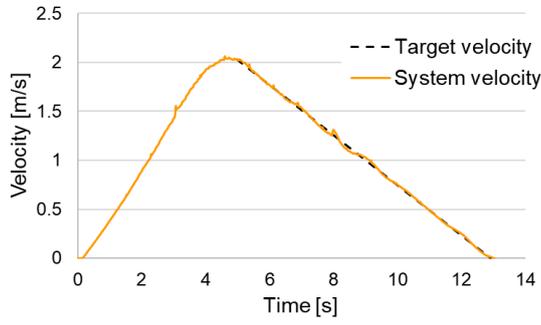
本実験は下記の手順で実施された。

1. 停止状態の装置を駆動モータにより0から2m/sまで加速する。
2. 駆動モータにより2m/sで等速移動する。
3. スタートから6m進んだ地点で、各制御方法で減速を開始する。
4. 装置が停止するまで減速を継続する。

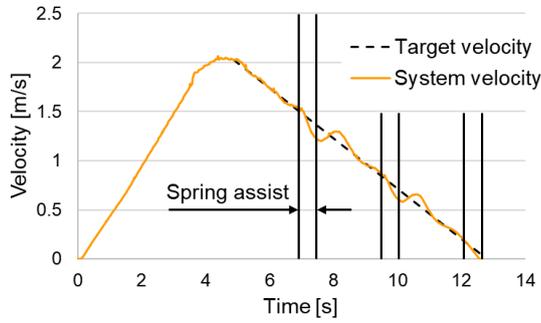
Figs. 3.45~3.47に一連の結果を示す。Fig. 3.45より、(a1)では駆動モータのみで減速されるため、大きな追従誤差は確認されなかった。(a2)では約7sと10sの1, 2度目のアシストにおいて明らかな誤差が見られ、約12sの3度目のアシストでは誤差が大きくなる前に装置が停止したと考えられる。(a3)では式(3.18)に示すようにぜんまいアシスト区間において必要なトルクからぜんまいトルクを引いた値を駆動モータトルクとしている。1度目のぜんまいアシストでは大きな誤差は見られないが、2, 3度目のアシストでは明らかな誤差が発生した。この結果から、減速トルクは装置速度に依存し、速度が小さいほど大きな減速トルクが必要となる。この原因の一つとして、粘性抵抗の影響が考えられ、装置速度に比例して粘性抵抗が大きくなり、減速に必要なトルクが減少したと推測できる。(a4)では1度目の減速でぜんまいアシストトルクが過大であり、装置速度が目標速度より小さくなった。この理由は、外乱オブザーバは装置の移動状態からぜんまいアシスト等の影響を検出するため、コントローラは速度誤差が発生した後でなければ制御入力を加えることができないためである。しかしFig. 3.46より、(a4)は(a2)や(a3)と比較し速度誤差が小さいことが確認でき、RMSEの平均はそれぞれ28.3%, 39.8%改善された。

Fig. 3.47より、ぜんまいアシストを使用した(a2)~(a4)は、駆動モータのみで減速する(a1)と比較し消費電力量の増加が確認できる。これはぜんま

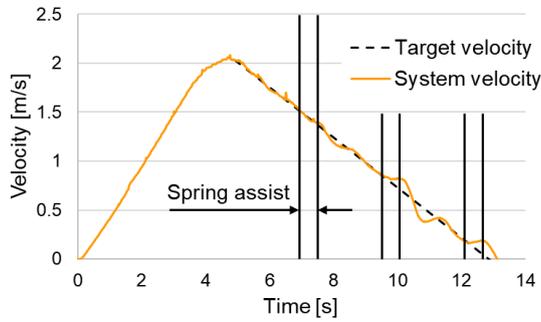
いアシストトルクが減速に必要なトルクよりも大きいため，過大なアシストトルクを打ち消すための駆動モータトルクが必要であることが原因である．特に (a3) では (a2) や (a4) と比較しアシスト時に必要以上の駆動モータトルクが入力されていたため，目標速度軌道への追従性能が悪化し，消費電力量も増加した．(a4) は (a2) と比較し消費電力量はほぼ同一である．これらの結果から，提案制御法は目標速度軌道への追従に効果的であるが，設計段階において使用条件に合わせた最適な減速トルクを供給するためのぜんまいトルクを決定する必要がある．



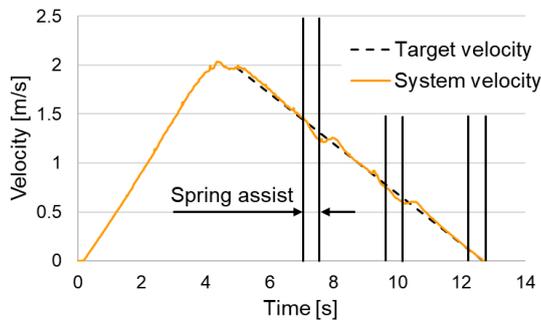
(a) (a1)



(b) (a2)



(c) (a3)



(d) (a4)

Fig. 3.45 Experimental results of velocity profile in dec. period with (a1)-(a4)

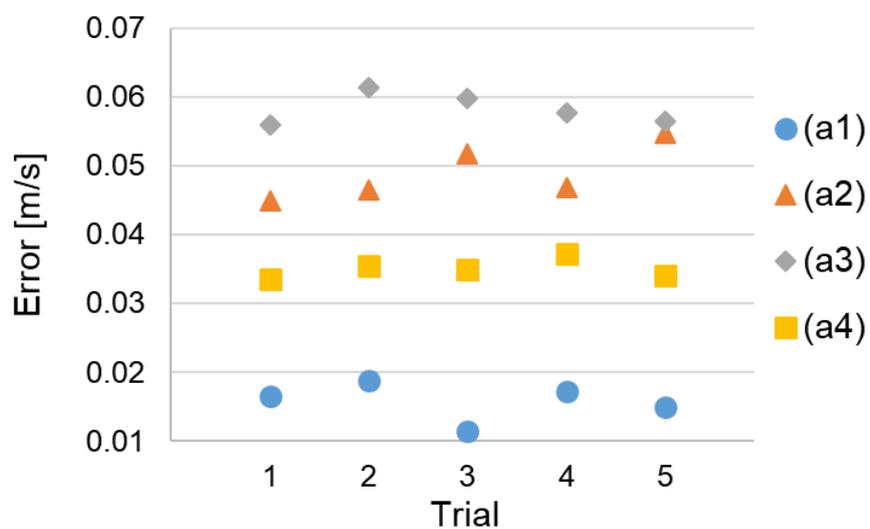


Fig. 3.46 Experimental results of root mean square error in dec. period with (a1)-(a4)

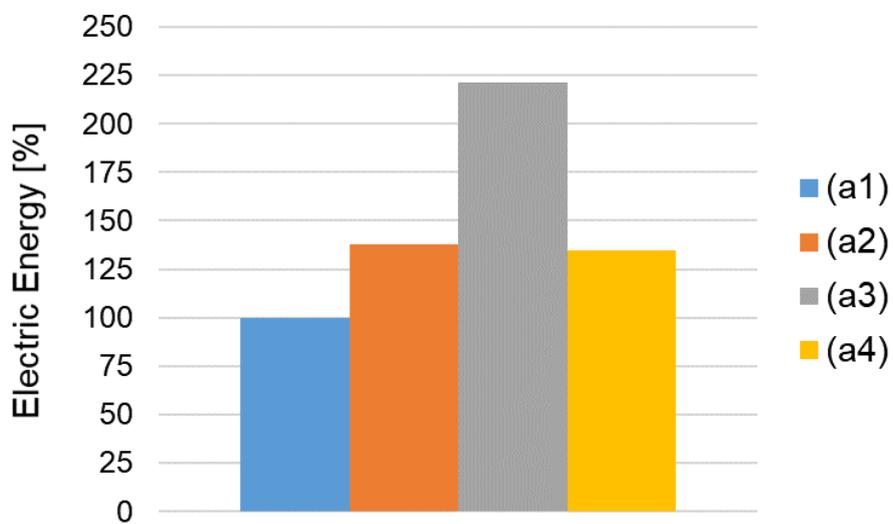


Fig. 3.47 Experimental results of energy consumption in dec. period with (a1)-(a4)

3.4.2 考察

本節では3.3節から変更されたぜんまい回生機構の特性と有効性を調査し、加速区間では提案機構による消費電力量削減効果が確認された。しかし、等速/減速区間では機構内のEMC/EMBで電力が消費されるため、エネルギー回生の効果が相殺されていた。この問題の解決には、EMC/EMBに代わる定常的に電力を消費しない機械的機構に変更する必要がある、その改良が実現した場合38.9%の消費電力量削減が期待できる。

また、電動車椅子の乗り心地や産業機械への応用のため外乱オブザーバによる速度制御法を提案した。加速区間での目標速度軌道への追従性能が向上し、17.2%の追従誤差が改善された。ぜんまいによるポンピングブレーキは減速区間全体では減速度の調整が可能であるが、断続的なアシストは振動、搭乗者の不快感、消費エネルギー量増加を引き起こすため、駆動モータによる減速度平滑化を実施し、外乱オブザーバにより目標速度軌道への追従誤差が39.8%改善された。しかし、減速度平滑化による電力消費が発生するため、設計段階における使用条件に合わせた最適なぜんまいトルクの選定が求められる。

提案機構に用いるぜんまいはバッテリーと比較しエネルギー密度が小さいため、輸送機器等の移動装置への搭載は難しい場合がある。しかし、提案機構は駆動機構自体が移動する必要がない産業機械への応用に適していることが考えられるため[124,125]、本節で明らかとなった問題点を解決し実用機による検証が課題である。

3.5 まとめ

本章では電磁クラッチを使用した回生機構を提案し、その特性や省エネルギー効果を調査するため検証実験を実施した。

EMDCを用いた機構はぜんまいによるブレーキ回生機構として最初に製作されたものであり、その実現可能性が確認されたが問題点も明らかとなった。特に、クラッチのトルク不足に伴うクラッチ板のスリップにより回生動作が十分に行われていなかったため、その後の機構設計ではクラッチトルクの計算方法が考慮された。

EMCを用いた機構では回生率や省エネルギー効果の検証、外乱オブザーバによる制御系の性能が調査された。回生率は先行研究や2.4節のシミュレー

シヨン結果と比較し低い値となり，提案機構内部に大きな抵抗トルクが発生していることが確認された．また，提案機構は加速区間における消費エネルギー低減に効果的であるが，EMC/EMBの消費電力が回生による省エネルギー効果を相殺しているため，電力消費が発生しない機械的な機構への変更が求められる．外乱オブザーバによる提案制御系は，実験検証において目標速度軌道への良好な追従性能が確認され，他の制御法と比較し追従誤差を低減できた．

第4章

ぜんまいと歯車を用いた回生機構

4.1 概要

3章までぜんまいによるブレーキ回生機構を搭載した移動装置による実験検証を行い、提案機構の省エネルギー効果や目標速度軌道への追従性能などを調査したが、EMC/EMBの電力消費によりエネルギー回生効果が相殺されることが確認された [128]. この結果から回生機構自体をさらに研究する必要があると判断し、本章ではEMCの代わりに電力を消費しない機械的な要素である磁力歯車や遊星歯車機構、EMBの代わりにディスクブレーキを使用した提案機構のベンチトップを製作した. 実験では提案機構の加速/減速メカニズムが設計通りに動作することが確認され、回生率は磁力歯車を用いた機構 (Magnetic Gear Based System : MGBS) では約30%, 遊星歯車機構を用いた機構 (Planetary Gear Based System : PGBS) では約47%となった.

4.2 磁力歯車を用いた回生機構

4.2.1 機構設計

Figs. 4.1, 4.2に磁力歯車による提案機構を搭載した実験装置の写真と構造を示す. 負荷には直径/幅/質量が330mm/65mm/3.2kgのタイヤを使用し、駆動トルクは定トルクぜんまいと駆動モータにより生成される. 回転逆転機構は磁力歯車, 送りねじ, ボールスプラインで構成される. ぜんまいのトルクはボールスプラインと磁力歯車を経由し出力軸に伝達され, 必要に応じて駆動モータのトルクが加えられる. 磁力歯車は磁力でトルク伝達を行う非接触歯車であり, 送りねじをモータ (以後, 切り替えモータ) で回転することで磁力歯車の位置を変更することができる.

加速/減速ではいずれも磁力歯車を介してぜんまい軸が出力軸と接続されるが, 出力軸は常に1方向にのみ回転するのに対し, ぜんまいは加速と減速

で回転方向が反対になるため回転逆転機構が必要となる。3章までは回転逆転機構にEMDCやEMCを使用してきたが、ブレーキ回生での使用中に電力を消費し、ぜんまいによる回生効果が相殺されていた[128]。そのため、本節では電力を消費しない磁力歯車を3つ使用し、ぜんまい回転方向の逆転を実現した。

巻き上げられたぜんまいのエネルギー解放を制御するため、ぜんまい軸を固定する機構が必要となる。3章まではEMBを使用してきたが、加速時のぜんまいアシスト終了後から移動終了時まで常に電力を消費し、ぜんまいによる回生効果が相殺されていた[128]。そのため、本章では電力を消費しないディスクブレーキを使用し、ぜんまいのエネルギー解放を制御した。ディスクブレーキはブレーキディスク、ウォームギア、ワイヤ、ブレーキモータで構成されており、ウォームギアはウォームホイールからウォームを回転させることが非常に困難となるセルフロック機能を有しているため、ディスクブレーキを作動させた後はブレーキモータへの電力供給が不要となる。

本提案機構ではFig. 4.2に示すようにロータリーエンコーダを3つ使用し、それぞれ負荷の回転速度、ぜんまいの巻き数、送りねじの回転角度を測定しており、後者2つは磁力歯車の位置の制御に使用される。磁力歯車の切り替えに時間を要すると、ぜんまいの空転や負荷とディスクブレーキの干渉が発生するため、迅速な切り替え動作が要求される。また、送りねじの回転角度の計測が不正確であると磁力歯車が十分噛み合わずトルクが伝達されないため、切り替え速度と正確性を両立する必要がある。本節ではピッチ30mmの送りねじと分解能4000pprのロータリーエンコーダを使用した。

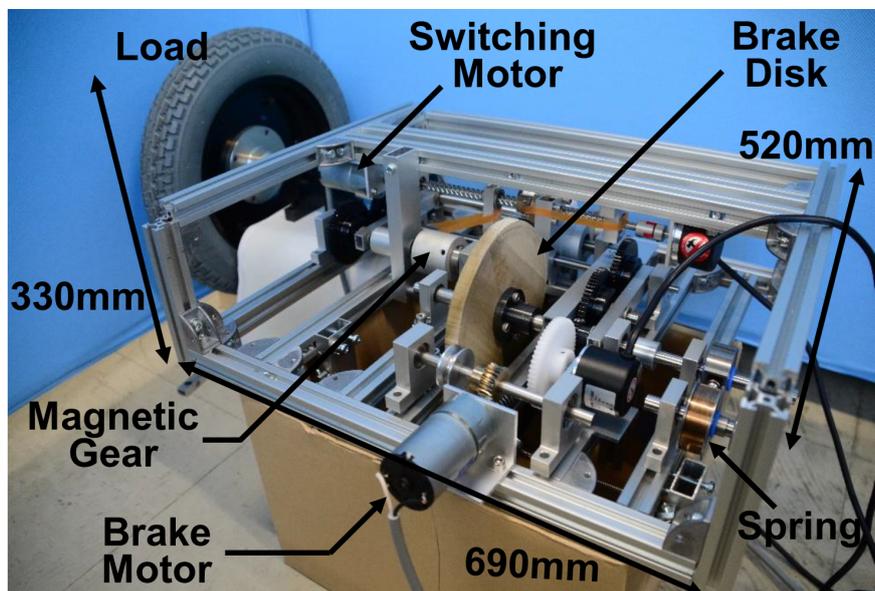


Fig. 4.1 Experimental system for MGBS

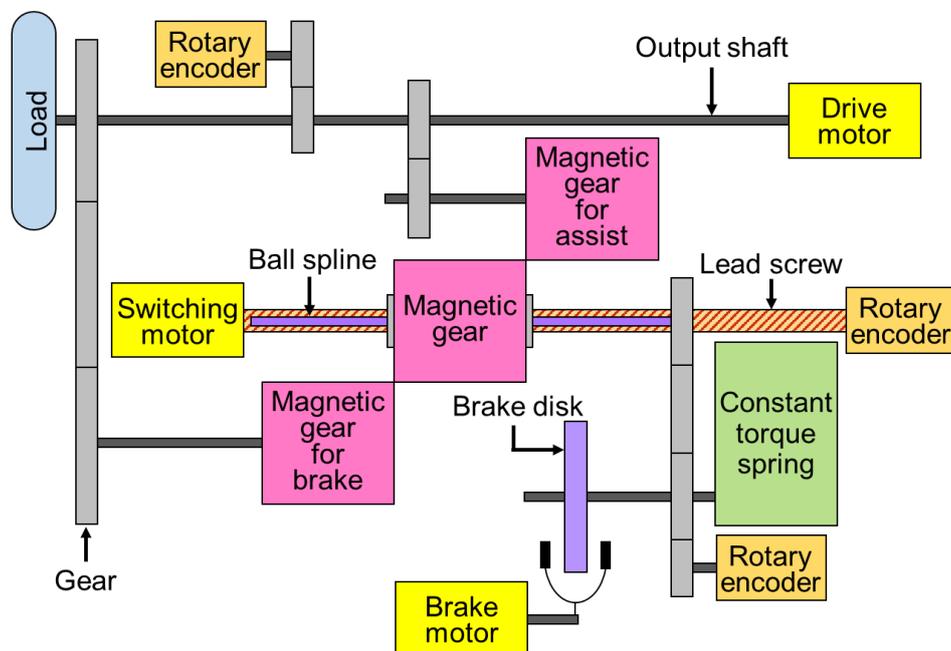


Fig. 4.2 Structure of experimental system for MGBS

Fig. 4.3 に加速時の機構の状態を示す．ボールスプライン上の磁力歯車が

右側にある状態を加速モードとし、ぜんまいのトルクは磁力歯車を介して出力軸に伝達され、必要に応じ駆動モータのトルクが加えられる。この時、ブレーキ回生用の磁力歯車も回転するが、伝達対象の磁力歯車が存在しないため空転し、他の回転軸に影響を与えない。

Fig. 4.4に減速時の機構の状態を示す。ボールスプライン上の磁力歯車が左側にある状態をブレーキ回生モードとし、出力軸の回転方向を逆転させることなくぜんまい軸の回転方向を逆転でき、負荷の慣性トルクを用いてぜんまいを巻き上げ、ブレーキ回生を実施できる。この時、加速用の磁力歯車も回転するが、伝達対象の磁力歯車が存在しないため空転し、他の回転軸に影響を与えない。

Figs. 4.5, 4.6にニュートラルモードと駆動モータモードを示す。これらのモードでは磁力歯車は加速用とブレーキ回生用の両方が空転するためぜんまい軸と出力軸は接続されず、駆動モータのトルクのみが使用可能である。

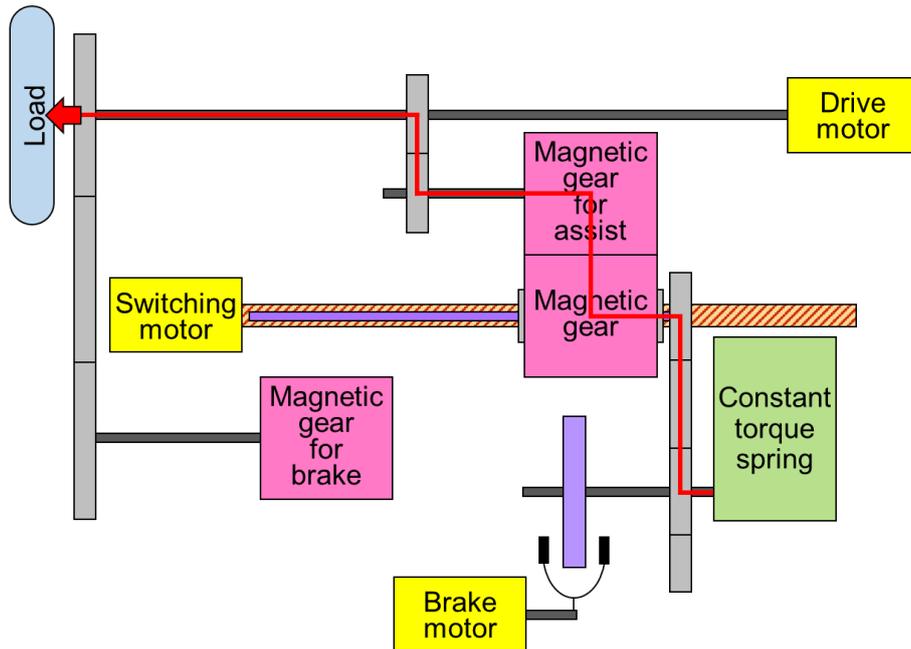


Fig. 4.3 Acceleration mode for MGBS

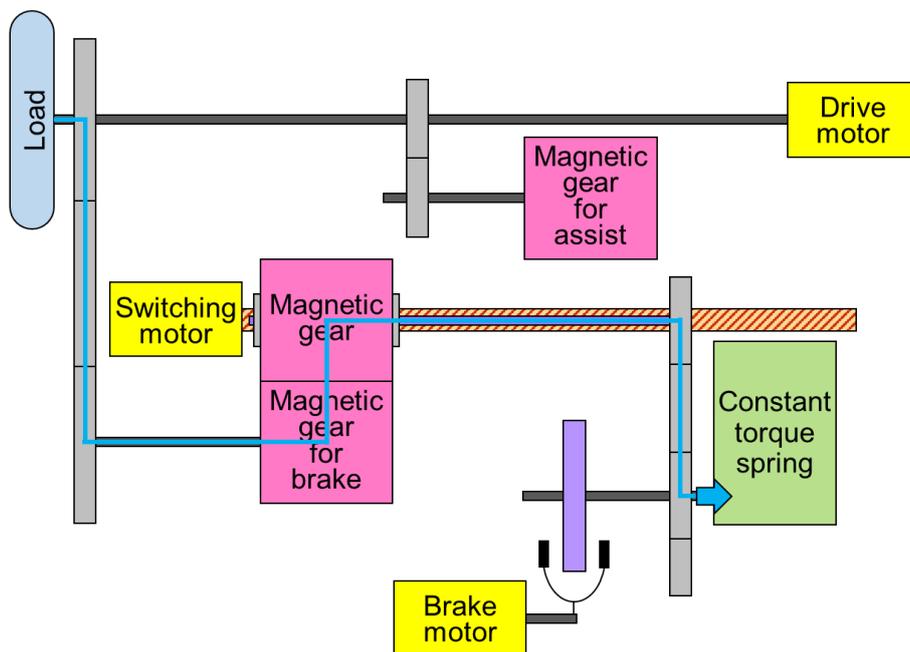


Fig. 4.4 Regenerative brake mode for MGBS

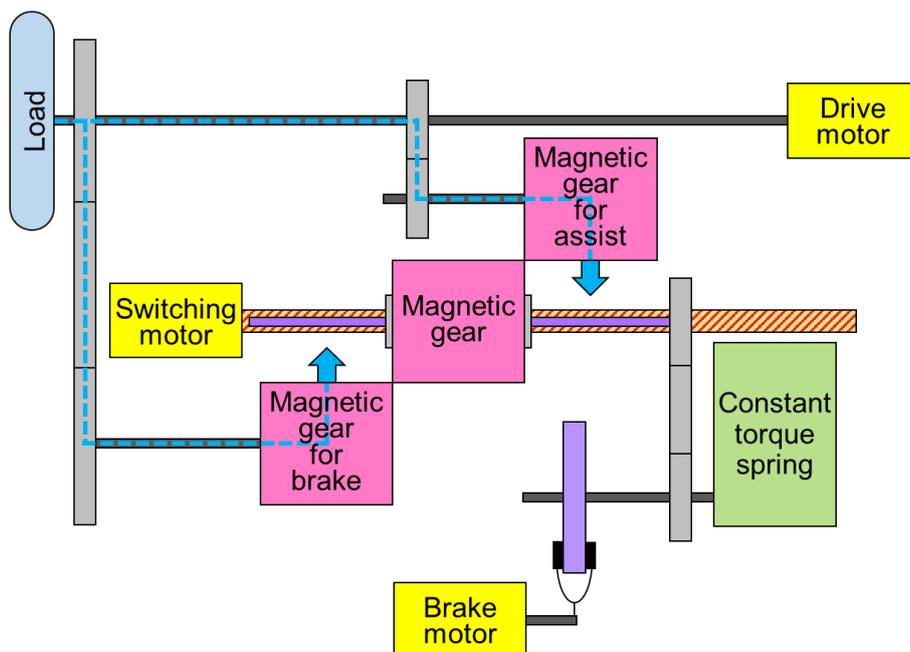


Fig. 4.5 Neutral mode for MGBS

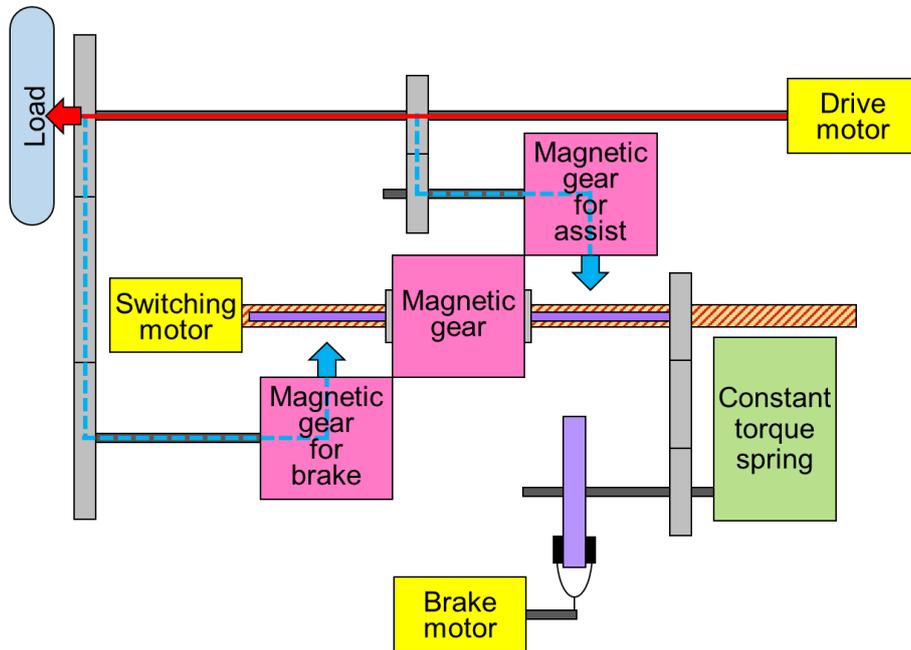


Fig. 4.6 Motor drive mode for MGBS

4.2.2 実験

磁力歯車を用いた提案機構の回生率や特性を調査するため、下記の手順で実験を実施した。

1. 実験前にぜんまいを巻き上げる。加速時に負荷に与えるエネルギーとして、5つのぜんまい初期巻き数 $x+10$ ($x=5, 10, 15, 20, 25$) が使用される。
2. 磁力歯車を加速モードに切り替える。
3. 停止状態の負荷をぜんまいのみで加速する。
4. ぜんまいの残り巻き数が10となりエネルギーを与え終わった後、磁力歯車をブレーキ回生モード切り替える。
5. 負荷の回転が停止するまでブレーキ回生モードで減速し、ぜんまいの巻き数を計測する。

実験結果から式 (2.41) で回生率 η_r を求めた。再現性の確認のため、実験は同一の条件で5回実施した。

実験結果

Fig. 4.7に実験結果から算出した回生率を示す。「Average」は5回の実験結果の平均値などを示し、「Without loss」は切り替え損失(磁力歯車の切り替え時に発生するぜんまい巻き数の損失)が発生しないと仮定し、式(2.42)、(2.43)で $n_{\text{change}}=10$ として算出した値を示している。本実験では加速モードでの負荷の加速はぜんまい残り巻き数が10となった時点で終了し、磁力歯車をブレーキ回生モードに切り替える。しかし、切り替え中に発生するニュートラルモードとディスクブレーキの作動タイミングのずれなどにより切り替え損失が発生し、ぜんまい残り巻き数が10以下となる区間が存在した。本節では、この最低値と残り巻き数10との差を切り替え損失と定義する。

Fig. 4.7より、全体的に約30%の回生率が確認できるが、 $x=5, 10$ で効率が高く、 $x=20, 25$ で低い。この原因として、 x の増加により負荷の回転速度が増加することで伝達トルクが磁力歯車の許容トルクを超え、磁力歯車切り替え時にスリップが発生したと考えられる。また、回転速度の増加に伴い粘性抵抗が増加し、回生可能なエネルギーが減少したことも原因の1つである。損失無しでの効率は約33%であり、ディスクブレーキと磁力歯車の切り替えタイミングを調整することで回生率向上の余地が残されていると考える。提案機構は先行研究の回生機構と比較し回生率が大きく下回るが、これは磁力歯車に抵抗トルクが存在することが原因であると考えられる。磁力歯車は非接触伝達であるため歯面同士の接触抵抗は存在しないが、磁力による無視できない抵抗が存在する。また、磁力歯車の許容トルクは通常の歯車と比較し非常に小さいため大出力駆動には適さず、抵抗トルクと伝達トルクのトレードオフの関係が生じている。

Fig. 4.8は各 x におけるぜんまい残り巻き数の時間変化の1例を示しており、グラフより放物線状の変化を確認できる。 x が大きいほど切り替え損失が増加しており、この原因の1つにぜんまいの解放を防止するブレーキ機構の特性が考えられる。ブレーキ機構はブレーキモータを一定時間正転して作動させ、解除時は一定時間逆転させている。負荷とぜんまい軸の回転速度は x が大きいほど増加するが、ブレーキ作動に要する時間は変化しないため、 x の増加とともにぜんまいの空転時間が長くなり、切り替え損失が大きくなったと考えられる。また、負荷の回転速度増加に伴いブレーキディスクの回転速度が増加するが、ブレーキ機構の出力トルクは x によらず一定であるため、ぜんまい軸が固定されるまでの時間が大きくなったことも損失増

加の理由と考えられる。

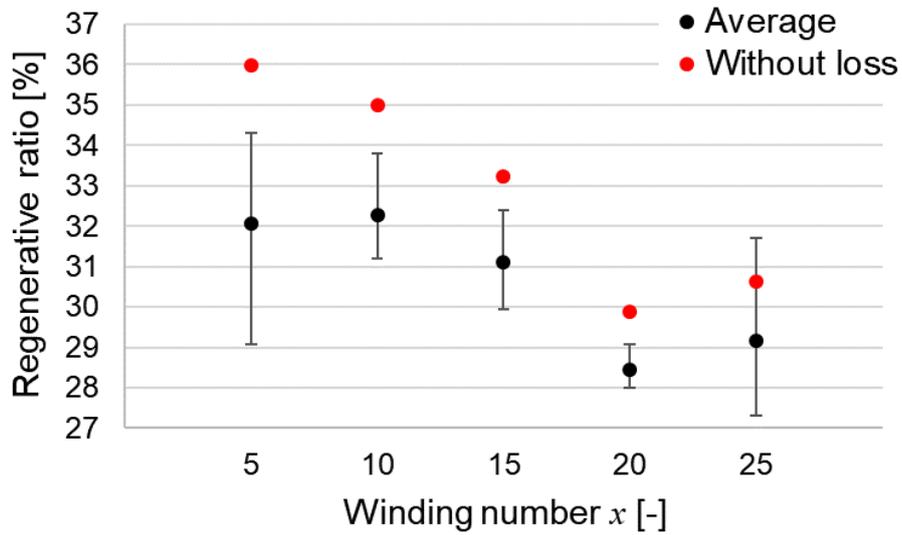


Fig. 4.7 Experimental results of regenerative ratio in each winding number for MGBS

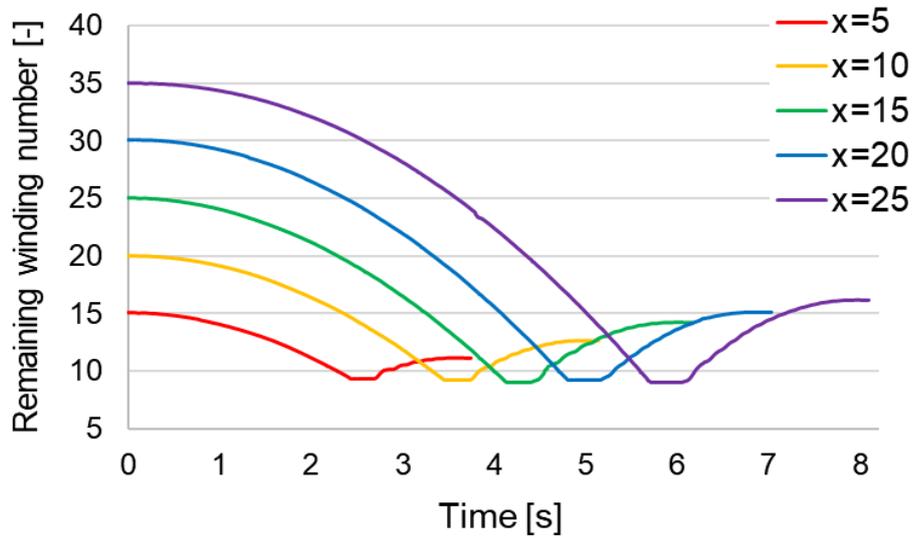
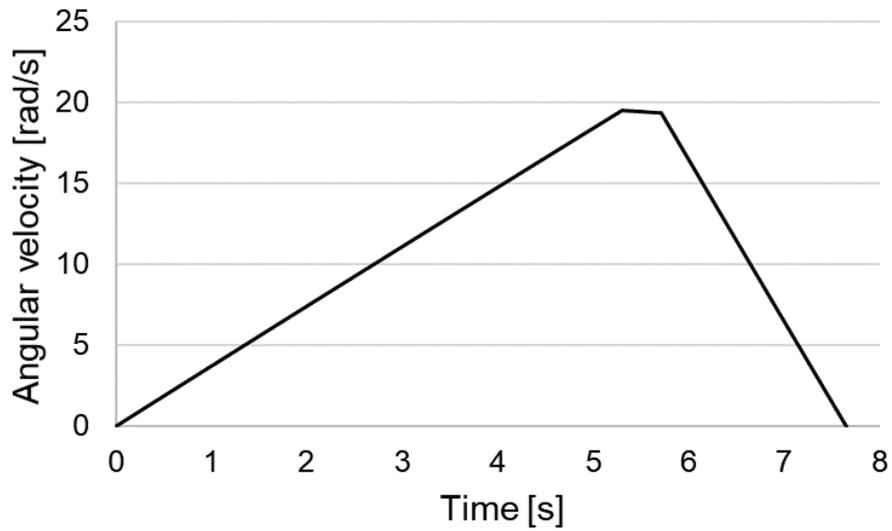


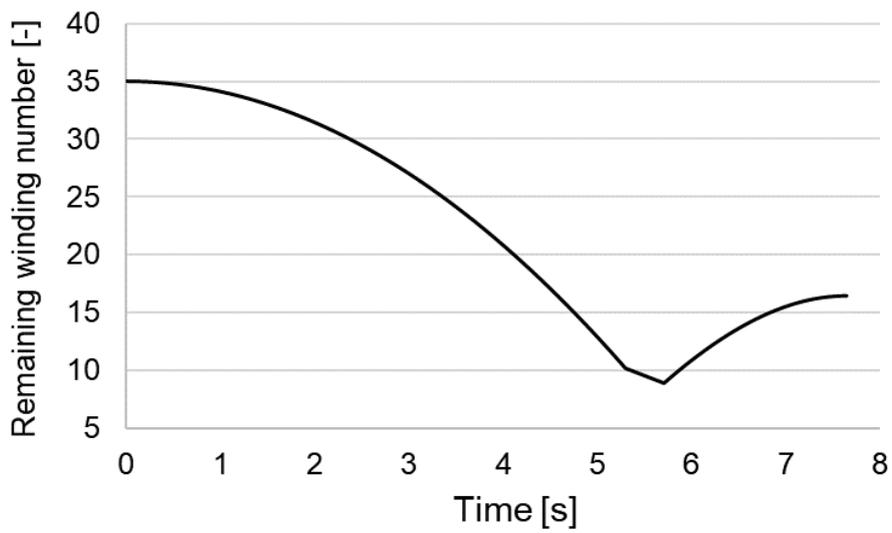
Fig. 4.8 Experimental results of remaining winding number of spiral spring for MGBS

シミュレーション

2章の数式モデルにおいて実験結果と一致するようパラメータを調節し、 $x=25$ でシミュレーションを実施した。負荷角速度と巻き数の時間変化のシミュレーション結果をFig. 4.9に示す。また、シミュレーションで使用および調節した各パラメータをTable 4.1に示す。本シミュレーションでは切り替え損失を表現するため、切り替え中は3.14巻/sでぜんまい巻き数が減少するとした。また、磁力歯車切り替え時のスリップは切り替え直後の角速度が大きいときに発生するため、スリップ損失係数 $n_{\text{srip}}=56\times 10^{-6}$ 巻 \cdot s 2 /rad 2 を使用し、減速区間で増加するぜんまい巻き数から $n_{\text{srip}}\omega^2$ を差し引くことで磁力歯車切り替え時のスリップを表現した。未知パラメータである C_{ta} 、 C_{tn} 、 C_{td} 、 C_{w} は負荷の角速度が小さいため 0.1×10^{-3} Nm \cdot s/radとし、負荷は地面と設置しておらず転がり抵抗が存在しないため $\tau_{\text{w}}=1\times 10^{-3}$ Nmとした。2章の実験装置ではチェーン・スプロケットを使用していたが、本装置では伝達機構を歯車のみで構成し、歯車軸間の距離が変化しないようハウジングの剛性を強化したため、機構内の抵抗トルク τ_{ta} 、 τ_{tn} を顕著に低減でき、伝達効率 η_{ta} 、 η_{td} も著しく向上した。しかし、減速時の抵抗トルク τ_{td} は比較的大きく、回生可能な運動エネルギーを減少させるため、さらなる低減が望まれる。



(a) Angular velocity profile



(b) Winding number profile

Fig. 4.9 Simulation results of regenerative ratio for MGBS

Table 4.1 Each parameters for simulation of MGBS

Spiral spring	τ_z	0.0745Nm	known
	n_{ta}	3	known
	n_{td}	3	known
	η_{ta}	0.815	unknown
	η_{td}	0.815	unknown
	τ_{ta}	0.0162Nm	unknown
Rotation	τ_{tn}	0.0117Nm	unknown
reversal	τ_{td}	0.257Nm	unknown
mechanism	J_{ta}	$0.614 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{tn}	$0.278 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{td}	$0.614 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	C_{ta}	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{tn}	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{td}	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	R_w	0.165m	known
Load,	J_w	$43.58 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	unknown
Wheel,	C_w	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
Whole system	τ_w	$1 \times 10^{-3} \text{Nm}$	unknown
	n_w	1	known
	η_w	1	known

4.3 遊星歯車機構を用いた回生機構

4.2.2節で述べた磁力歯車の問題を解決するため、遊星歯車機構を用いた提案機構を製作した [129].

4.3.1 機構設計

Figs. 4.10, 4.11 に遊星歯車機構による提案機構を搭載した実験装置の写真と構造を示す. 電力を消費しない回転逆転機構として、磁力歯車/送りねじ/

ボールスプラインの代わりに遊星歯車機構とストッパが使用される。ストッパの位置は切り替えモータにより変更可能であり、ぜんまいのトルクは遊星歯車機構を介して出力軸に伝達される。切り替えモータにはディスクブレーキと同様にウォームギアが取り付けられておりセルフロック機能が働くため、モータに電力を供給し続けることなくストッパ位置の保持が可能である。また、Fig. 4.11に示すように、負荷の回転速度とぜんまいの巻き数の測定にロータリーエンコーダが2つ使用される。

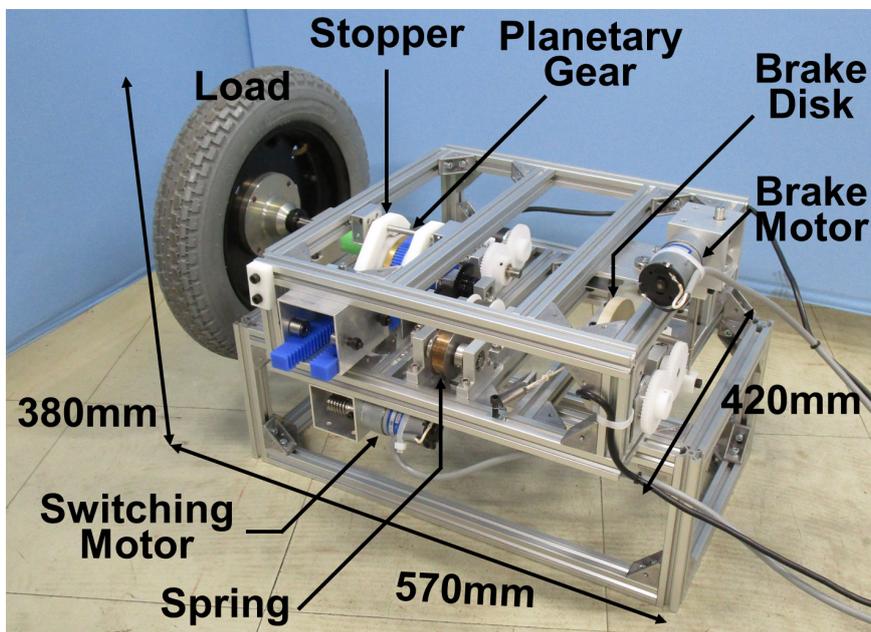


Fig. 4.10 Experimental system for PGBS

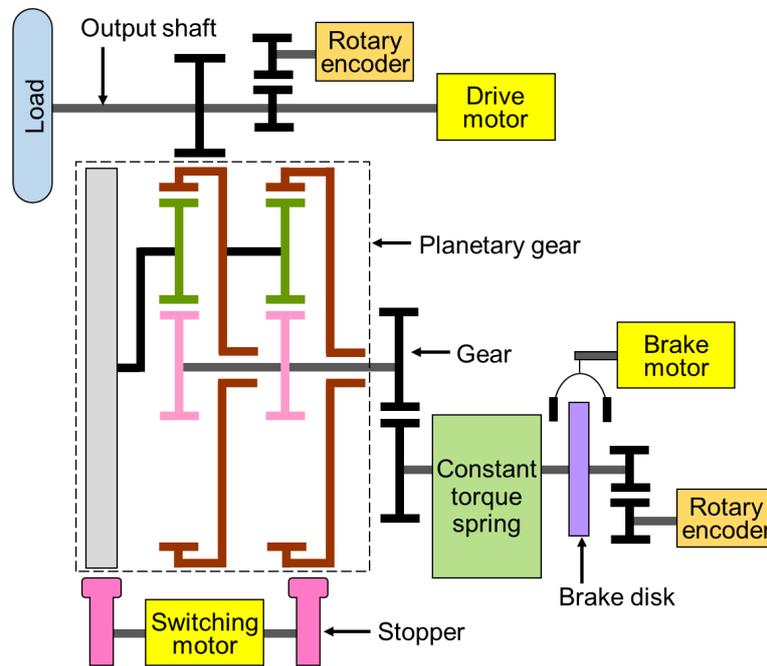


Fig. 4.11 Structure of experimental system for PGBS

Fig. 4.12に加速時の機構の状態を示す．切り替えモータにより右のストッパを有効とすると右の内歯車が固定され，ぜんまいのトルクは遊星歯車機構を介して出力軸に伝達され，必要に応じ駆動モータのトルクが組み合わされる．この時，左の内歯車と太陽歯車により左の遊星キャリアが回転するが，ストッパにより固定されていないため空転し，他の歯車に影響を与えない．

Fig. 4.13に減速時の機構の状態を示す．切り替えモータにより左のストッパを有効とすると左の遊星キャリアが固定され，磁力歯車を用いた機構と同様にぜんまいの回転方向が逆転され，ブレーキ回生が実施される．この時，右の遊星歯車と太陽歯車により右の内歯車が回転するが，ストッパで固定されていないため空転し，他の歯車に影響を与えない．

Figs. 4.14, 4.15にニュートラルモードと駆動モータモードを示す．これらのモードでは右の内歯車と左の遊星キャリアの両方が空転するため，遊星歯車機構はぜんまい軸と出力軸を接続せず，駆動モータのトルクのみが使用可能である．

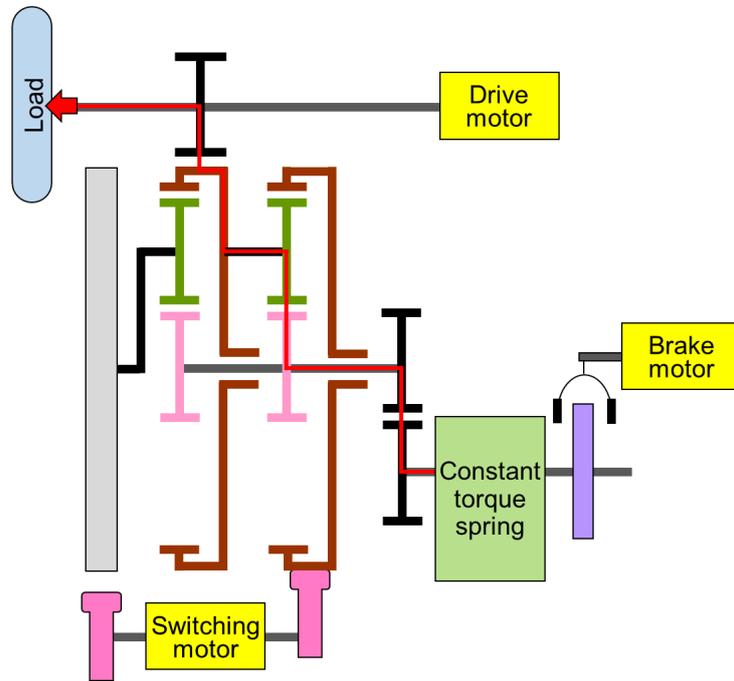


Fig. 4.12 Acceleration mode for PGBS

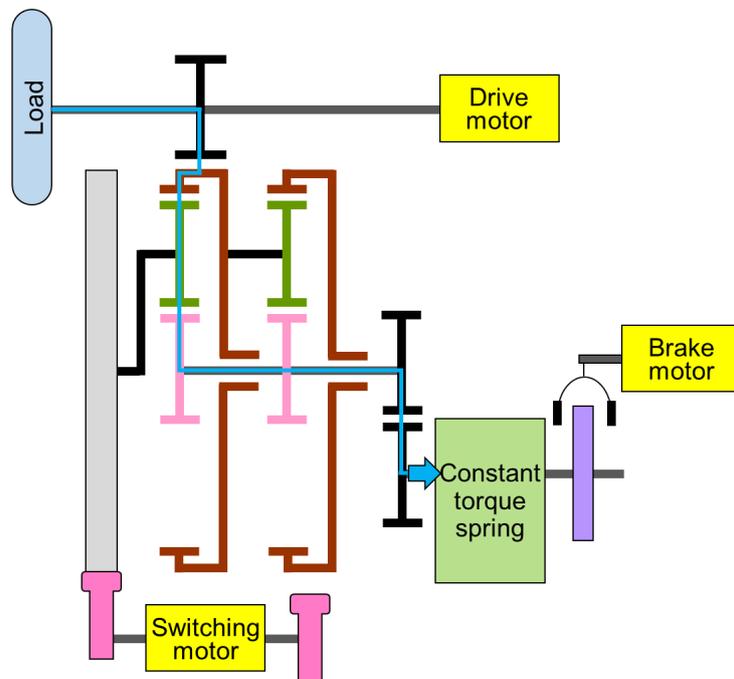


Fig. 4.13 Regenerative brake mode for PGBS

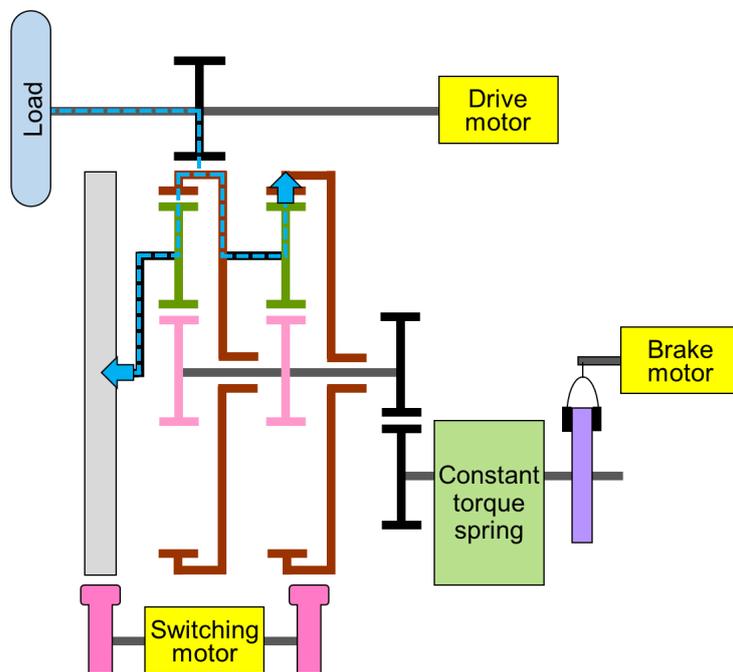


Fig. 4.14 Neutral mode for PGBS

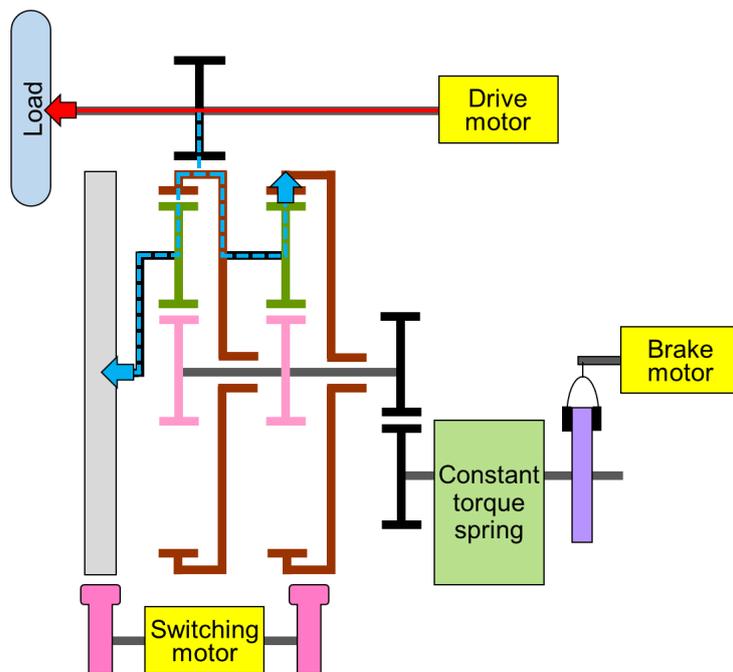


Fig. 4.15 Motor drive mode for PGBS

4.3.2 実験

本実験は4.2.2節の磁力歯車を用いた機構と同様に、回生率と機構特性を調査するため下記の手順で実施された。

1. 実験前にぜんまいを巻き上げ、巻き上げ数から x を引いた切り替え巻き数を計算する。
2. ストップを加速モードに切り替える。
3. 停止状態の負荷をぜんまいのみで加速する。
4. ぜんまいの残り巻き数が切り替え巻き数となりエネルギーを与え終わった後、ストップを操作しブレーキ回生モードに切り替える。
5. 負荷の回転が停止するまでブレーキ回生モードで減速し、ぜんまいの巻き数を計測する。

回生率は式(2.41)で算出され、再現性の確認のため実験は同一の条件で5回実施した。

実験結果

Fig. 4.16に実験結果から算出した回生率を示す。遊星歯車機構による提案機構の切り替え損失は磁力歯車による機構と比較し非常に小さいため、「Without loss」は計算していない。Fig. 4.16より、全体的に約47%の回生率が確認でき、磁力歯車による機構より約1.5倍向上した。回生率が向上した理由として、遊星歯車機構の抵抗トルクは磁力歯車より小さく、回生可能な運動エネルギーの損失が少ないことや、歯車の噛み合いおけるスリップが存在しないことが考えられる。しかし、遊星歯車機構による提案機構にも回生率を悪化させる要因が存在する。例として、ストップは内歯車や遊星キャリアの回転を固定するために押し付け力を使用しており、遊星歯車機構内で歯車列の歪みを引き起こす。また、遊星歯車機構は内部で比較的多くの歯車が噛み合っているため、通常の歯車列より抵抗や損失が大きくなる傾向がある。そのため、ストップ構造の改善や遊星歯車機構の剛性強化により、さらなる回生率向上の可能性がある。

Fig. 4.17に各 x におけるぜんまい残り巻き数の時間変化の1例を示す。磁力歯車を用いた機構と同様に放物線状に変化しているが、グラフの傾きが水平な区間がほぼ存在せず、切り替えに要する時間が顕著に短縮されたことが確認できる。

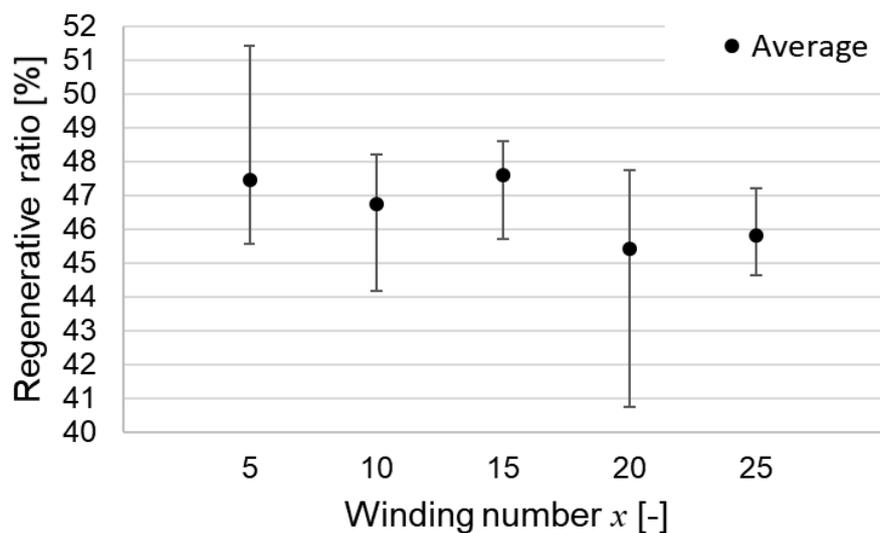


Fig. 4.16 Experimental results of regenerative ratio in each winding number for PGBS

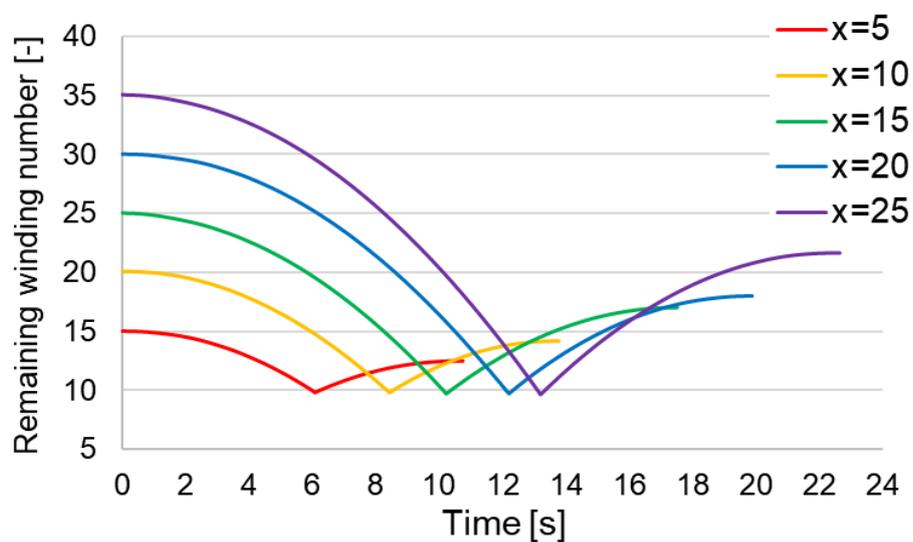
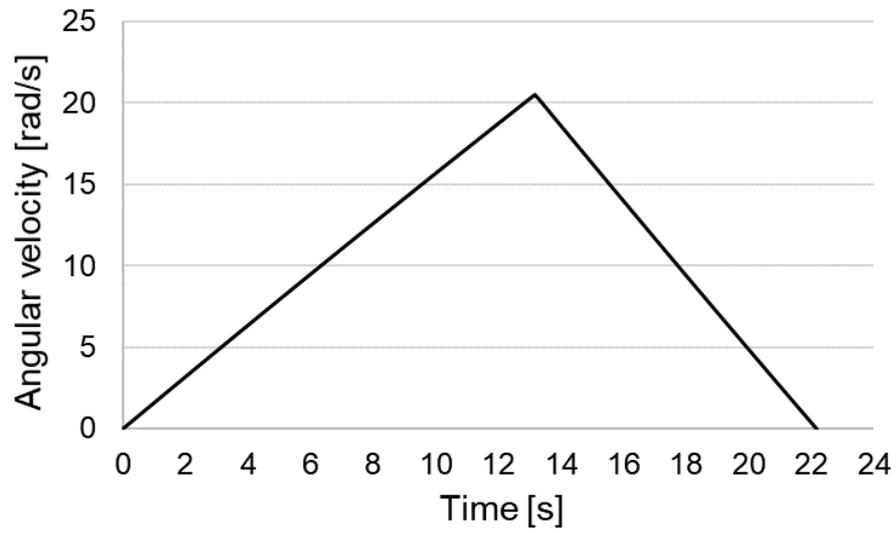


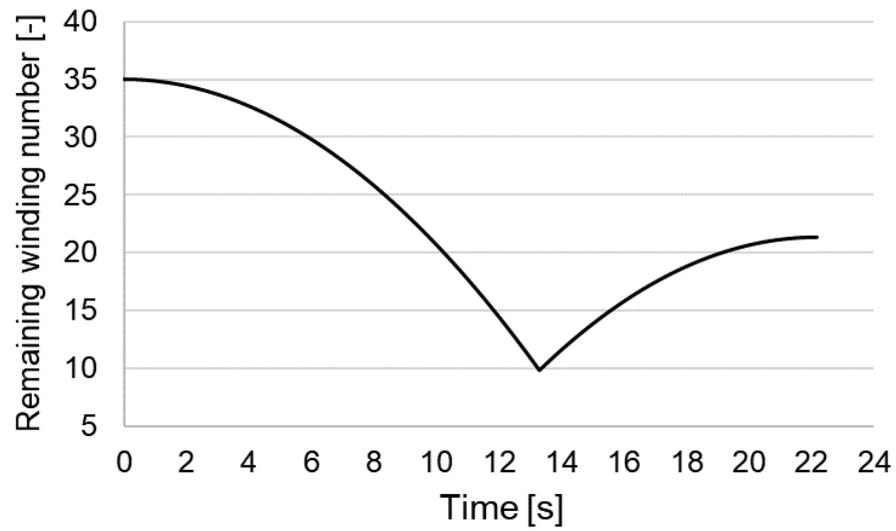
Fig. 4.17 Experimental results of remaining winding number of spiral spring for PGBS

シミュレーション

2章の数式モデルにおいて実験結果と一致するようパラメータを調節し、 $x=25$ でシミュレーションを実施した。負荷角速度と巻き数の時間変化のシミュレーション結果を Fig. 4.18 に示す。また、シミュレーションで使用および調節した各パラメータを Table 4.2 に示す。未知パラメータである C_{ta} , C_{tn} , C_{td} , C_w は負荷の角速度が小さいため $0.1 \times 10^{-3} \text{Nm}\cdot\text{s}/\text{rad}$ とし、負荷は地面と設置せず転がり抵抗が存在しないため $\tau_w = 0.1 \times 10^{-3} \text{Nm}$ とした。本機構はこれまでの機構で抵抗トルクの原因と考えられる部分(チェーン・スプロケットの使用, 伝達機構のハウジング強度など)を可能な限り排除した設計としたため、抵抗トルクを大きく低減でき、伝達効率も顕著に向上した。



(a) Angular velocity profile



(b) Winding number profile

Fig. 4.18 Simulation results of regenerative ratio for PGBS

Table 4.2 Each parameters for simulation of PGBS

Spiral spring	τ_z	0.0745Nm	known
	n_{ta}	1.138	known
	n_{td}	0.813	known
	η_{ta}	0.857	unknown
	η_{td}	0.857	unknown
	τ_{ta}	0.0126Nm	unknown
Rotation	τ_{tn}	0.0918Nm	unknown
reversal	τ_{td}	0.0473Nm	unknown
mechanism	J_{ta}	$0.783 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{tn}	$0.612 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	J_{td}	$0.783 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	known
	C_{ta}	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{tn}	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	C_{td}	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
	R_w	0.165m	known
Load,	J_w	$43.602 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$	unknown
Wheel,	C_w	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm.s/rad}$	unknown
Whole system	τ_w	$0.1 \times 10^{-3} \text{Nm}$	unknown
	n_w	1	known
	η_w	1	known

4.4 考察

本章では3章で提案した回生機構の問題を解決するため新たな機械的メカニズムを提案し、その回生率や機構特性を調査した。3章までは回生機構にEMC/EMBが使用されていたため、ブレーキ回生時やぜんまいのエネルギー保持に電力消費が発生していたが、本章では磁力歯車/遊星歯車機構とディスクブレーキを使用することで回生機構の電力消費を大幅に削減した。

磁力歯車を用いた提案機構は磁力歯車の特性や許容トルク不足に起因するスリップにより回生率が約30%に留まり、先行研究より下回ったことが

実験検証により確認された。遊星歯車機構を用いた提案機構の回生率は、伝達機構の改良により約47%に向上した。今後の課題として一層の回生率向上と機構動作の改良があり、ぜんまいによるブレーキ回生機構はFig. 4.19に示すような加速/減速を繰り返す自動搬送装置への応用が期待される。

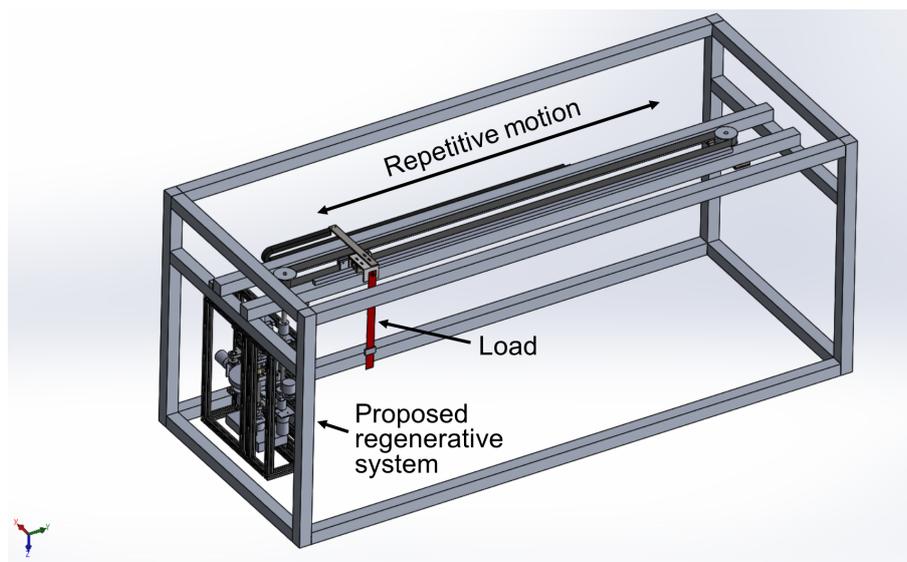


Fig. 4.19 Experimental system design of load transferring system based on the proposed regenerative system

4.5 まとめ

本章では3章で製作された回生機構の問題点を解決するため、EMCの代わりに電力を消費しない機械的な要素として磁力歯車や遊星歯車機構を用い、EMBの代わりにディスクブレーキを使用した回生機構を製作し、検証実験により回生率や特性を調査した。

磁力歯車を用いた回生機構は回転逆転機構が設計通りに動作することが確認されたが、回生率は約30%であり、電磁クラッチによる回生機構と比較し大きな改善は確認できなかった。磁力歯車は非接触でトルクを伝達するため比較的許容トルクが小さく、モード切り替え時にスリップが発生したことや、磁力による抵抗トルクが加速時の消費エネルギーを増加させ、減速時に回生可能な運動エネルギーを減少させたことが原因として考えられる。

遊星歯車機構を用いた回生機構は回生率が約47%であり、電磁クラッチや

磁力歯車を用いた機構と比較し1.5倍以上の回生率向上が確認された。また、磁力歯車を用いた機構と比較し切り替え時間が顕著に短縮され、ぜんまいの巻き数損失も低減されており、本研究で製作してきた回生機構として最も省エネルギー効果や動作信頼性が高い機構となった。

今後、本回生機構を搬送装置等に搭載し、移動装置の駆動機構として応用可能か検証する必要がある。

第5章

結言

5.1 結論

現在主流のモータとバッテリーによるエネルギー回生機構に代わる新たな回生技術として、本研究では高い回生率が報告されている機械式RBLAに着目し、ぜんまいによるブレーキ回生機構を提案した。自動車や自転車、車椅子、産業機械等への応用を検討するため、提案機構を搭載した実験装置を製作しシミュレーションや実験検証を実施した。

数式モデルの作成や特性解析(2章)では、提案機構の数式モデルを汎用的な形で作成し、シミュレーションや制御系の設計で以下の結論を得た。

- 提案機構の数式モデルを作成し、シミュレータを構築した。
- シミュレーションから提案機構の回生率は約70%であり、既存の回生機構と比較し高い省エネルギー効果が期待できることを確認した。
- 理論的に移動消費エネルギーが最小となる速度軌道生成方法を説明した。
- 外乱オブザーバを用いた制御系を設計した。

EMDCを用いた機構の研究(3.2節)では、ぜんまいを使用した回生機構に関する先行研究が乏しい中、自動車や自転車への応用を想定した回生機構の実現可能性を模索し、以下の結論を得た。

- EMDCを用いてぜんまいと車軸を接続する回転逆転機構を提案し、動作原理を説明した。
- ぜんまいによる装置の加速は実現できたが、クラッチのトルク不足により減速時にクラッチ板のスリップが発生し、ブレーキ回生でぜんまいを十分巻き上げることができなかった。
- 加速/等速/減速区間を駆動モータとディスクブレーキで駆動する従来型移動と比較し、加速の前半/減速区間にぜんまいを使用する提案型移動は移動全体で約45%の消費電力量を削減した。

EMCを用いた機構の研究(3.3節)では、回転逆転機構を大型で高価なEMDCの代わりに安価で一般的なEMCを使用したものに変更し、加速区間の消費電力量削減を目的とした実験検証で以下の結論を得た。

- EMCを用いてぜんまいと車軸を連結する回転逆転機構を提案し、動作原理や装置の構成、電磁クラッチの選定方法を説明した。
- 加速/減速区間におけるぜんまい巻き数の変化を計算し、ぜんまいアシスト区間の決定方法を説明した。
- ぜんまいと駆動モータのトルクを組み合わせ、任意の加速度を実現する駆動トルクを生成し、加速区間で消費電力量を32.6%削減した。
- ぜんまいと駆動モータの最大トルクを組み合わせることにより、5.7%の消費電力量増加で10.1%の移動時間を削減した。

電動車椅子や産業機械への応用を目的とするため回生機構の一部を変更した提案機構(3.4節)では、回生率、移動全体での省エネルギー効果、減速度調整のためのポンピングブレーキ、外乱オブザーバによる目標速度軌道への追従性能を調査し、以下の結論を得た。

- 提案機構の回生率は30.8%であることが確認された。
- 提案機構は加速区間の消費電力量削減に効果的だが、回転逆転機構/ぜんまい軸固定に使用するEMC/EMBの定常的な電力消費でエネルギー回生効果が相殺されていた。
- ポンピングブレーキは減速区間全体での減速度調整は可能であるが、周期的な振動の発生が問題となった。
- ぜんまいアシストによるトルクを外乱として検出し速度制御する外乱オブザーバの制御系を設計し、コントローラに應用することで目標速度軌道への追従性能が最大で39.8%向上した。

磁力歯車/遊星歯車機構を用いた機構の研究(4章)では、EMC/EMBの代わりに定常的な電力消費が発生しない機械的な機構を用いて製作した提案機構の回生率を調査し、以下の結論を得た。

- 磁力歯車/遊星歯車機構を用いてぜんまいと出力軸を連結する回転逆転機構を提案し、動作原理を説明した。
- 実験結果から、磁力歯車/遊星歯車機構による提案機構の回生率はそれぞれ30.6%、46.6%であることが確認された。

5.2 今後の展望

4章の研究成果として、高い省エネルギー化が期待できる回生機構の実現可能性が示され、今後はぜんまいによるブレーキ回生機構の設計の合理化や不具合の修正、効果的な応用方法を検討する段階となった。

機構内の具体的な改良すべき部分として、ストッパの構造や角度制御可能なモータへの変更が挙げられる。内歯車や遊星キャリアを固定するためのストッパは、滑り止めのゴムが付いたアームを押し付けることで摩擦力を発生させ回転を固定している。しかし、外周からの押し付け力により遊星歯車機構内で歯車列の歪みが生じ抵抗が発生するため、アームを2つ用いて外周を対称方向から押し付ける機構、もしくはラチェットのような半径方向の力が発生しない機構への変更が望まれる。また、現在は切り替えモータやブレーキモータにDCモータを使用し一定時間回転させてストッパの切り替えやぜんまい軸の固定を行っているため、動作終了後も電流を印加し続ける時間が存在する。これを角度制御可能なステッピングモータやサーボモータに変更することで動作を必要最小限に抑えることができ、消費電力量削減が可能であると考えられる。元来、ニュートラルモードや駆動モータモードは切り替えモータの角度制御を行わなければ実現困難である。

上記のような改良点以外にも、回生機構はそれ自体の製作コストや内部抵抗の低減に留意する必要がある。本研究ではモータのみで駆動するシステムに提案機構を組み込むことによる省エネルギー化を提案しているため、コスト増加により提案機構が採用されないことや、内部抵抗増加によりモータの消費電力が増加しては意味をなさない。内部抵抗の低減は回生可能なエネルギー量を有効利用する点でも重要であり、回生率に大きく影響する。

本研究では今後、提案機構をFig. 4.19に示すような自動搬送装置を模した実験装置に組み込むことを検討している。ガントリーローダなどの搬送装置は移動消費電力量の削減とともに、搬送物体の振動抑制も重要とされている[130–132]。そのため、ぜんまいアシストによる省エネルギー化に、制振制御を組み合わせることが課題である。また、モータや内燃機関などのぜんまいと組み合わせる動力源の高効率な使用を実現するため、最適なぜんまい使用区間の決定方法の検討も望まれており、提案機構の効果的な応用のためさらなる研究が求められる。

参考文献

- [1] S. Guo, Q. Liu, J. Sun, H. Jin, "A Review on the Utilization of Hybrid Renewable Energy", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 91, pp. 1121-1147, 2018.
- [2] J. J. Kim, "Economic Analysis on Energy Saving Technologies for Complex Manufacturing Building", *Resources, Conservation and Recycling*, Vol. 123, pp. 249-254, 2017.
- [3] E. A. Abdelaziz, R. Saidur, S. Mekhilef, "A Review on Energy Saving Strategies in Industrial Sector", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, No. 1, pp. 150-168, 2011.
- [4] S. Kivrak, M. Gunduzalp, S. Kesler, M. Beklergul, "A Novel Approach to Astronomical Time Relays in Point of Energy Saving in Street Lighting of the Big Cities: the Selected Plot Area Denizli in Turkey", *International Journal on Energy Conversion*, Vol. 4, No. 3, pp. 62-69, 2016.
- [5] G. Y. Zhao, Z. Y. Liu, Y. He, H. J. Cao, Y. B. Guo, "Energy Consumption in Machining: Classification, Prediction, and Reduction Strategy", *Energy*, Vol. 133, pp. 142-157, 2017.
- [6] A. Farrage, N. Uchiyama, "Energy Saving in Biaxial Feed Drive Systems Using Adaptive Sliding Mode Contouring Control with a Nonlinear Sliding Surface", *Mechatronics*, Vol. 54, pp. 26-35, 2018.
- [7] J. Ouyang, P. Ju, "The Choice of Energy Saving Modes for an Energy-Intensive Manufacturer under Non-Coordination and Coordination Scenarios", *Energy*, Vol. 126, pp. 733-745, 2017.
- [8] 経済産業省資源エネルギー庁, "平成 26 年度エネルギーに関する年次報告, 第 2 部エネルギー動向, 第 2 章国際エネルギー動向, 第 2 節一次エネルギーの動向", <http://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2015html/2-2-2.html>.
- [9] 西岡義弘, 鈴木重徳, 田中淳弥, 是松孝治, "電気自動車普及のためのハイ

- ブリッド・ガス・ステーションの提案”, 日本機械学会熱工学講演会講演論文集, pp. 463-464, 2002.
- [10] 多賀豊, ”ハイブリッド自動車の制御”, 日本機械学会誌, Vol. 104 No. 988, pp. 158-161, 2001.
- [11] 中岩勝, ”省エネルギー技術と産業間連携”, 第21回日本エネルギー学会大会講演要旨集, pp. xxii-xxiii, 2012.
- [12] G. M. Scheepmaker, R. M. P. Goverde, L. G. Kroon, ”Review of Energy-Efficient Train Control and Timetabling”, *European Journal of Operational Research*, Vol. 257, No. 2, pp. 355-376, 2017.
- [13] 榎原幹十朗, 小野田淳次郎, 峯杉賢治, ”エネルギー回生手法を用いた高エネルギー効率ハイブリッド制御”, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2005, 講演番号 713, 2005.
- [14] 中野陽平, 竹澤晃弘, 榎原幹十朗, 北村充, ”エネルギー回生式セミアクティブ振動制御装置に対するSRS制約を導入した圧電アクチュエータ最適配置”, 日本機械学会論文集, Vol. 81, No. 830, pp. 191-202, 2015.
- [15] 刈田威彦, ”サイリスタチョッパ制御電車の回生ブレーキ”, 電気学会雑誌, Vol. 96, No. 8, pp. 726-730, 1976.
- [16] 関弘和, 高橋慶光, ”高齢者用ハンドル形電動車いすのファジィ推論に基づく回生ブレーキ制御法”, ライフサポート, Vol. 23, No. 1, pp. 5-11, 2011.
- [17] A. Adinolfi, R. Lamedica, C. Modesto, A. Prudenzi, S. Vimercati, ”Experimental Assessment of Energy Saving due to Trains Regenerative Braking in an Electrified Subway Line”, *IEEE Transactions on Power Delivery*, Vol. 13, No. 4, pp. 1536-1542, 1998.
- [18] J. Moreno, M. E. Ortuzar, J. W. Dixon, ”Energy-Management System for a Hybrid Electric Vehicle, Using Ultracapacitors and Neural Networks”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 53, No. 2, pp. 614-623, 2006.
- [19] N. Mutoh, Y. Hayano, H. Yahagi, K. Takita, ”Electric Braking Control Methods for Electric Vehicles with Independently Driven Front and Rear Wheels”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 54, No. 2, pp. 1168-1176, 2007.
- [20] 新宅雅幸, 安達和彦, 神吉博, ”自動車用フライホイール式エネルギー回生システムの効率評価に関する研究”, 日本機械学会講演論文集, Vol. 87, 講演番号 902, 2012.
- [21] 小林憲弘, 田中孝之, 金子俊一, ”作業者の操作予測とその信頼性に基づ

- いたエネルギー回生システムを有するパワーアシスト装置の制御方法”, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集, 講演番号 1A1-G28, 2010.
- [22] 比留川国朗, ”電気自動車における回生ブレーキと電動ブレーキの協調制御システム”, 大学院研究年報 理工学研究科篇, No. 36, 2006.
- [23] 荻野弘彦, 小林誠也, 長谷川紳, ”小型電気自動車のスキッド制御に関する研究(スリップ状態に回生ブレーキが与える影響)”, 日本機械学会論文集, Vol. 77, No. 784, pp. 282-295, 2011.
- [24] 田口弘史, ”地下鉄の省エネルギー化”, 電気学会誌, Vol. 123, No. 7, pp. 414-417, 2003.
- [25] 草野清信, ”電気自動車用回生ブレーキの電気・機械特性の数値解析”, 宮城教育大学紀要, Vol. 41, pp. 107-121, 2006.
- [26] 杉本健, ”電気鉄道における回生有効率の予測の研究”, 電気学会誌論文誌D, Vol. 118, No. 3, pp. 393-401, 1998.
- [27] 米村淳一, 金尚洙, 三上均, 永井文秀, 岡田養二, ”動吸振器型エネルギー回生ダンパの研究”, 日本機械学会論文集, Vol. 65, No. 632, pp. 70-76, 1999.
- [28] 川崎淳司, ”ディーゼルハイブリッド車両の開発”, 日本機械学会誌, Vol. 111, No. 1073, p. 331, 2008.
- [29] 白木直樹, 加藤洋子, 安井義隆, 金子貴志, 大石亨一, ”キハE200形ディーゼル気動車のハイブリッドシステム”, 日本機械学会第19回交通・物流部門大会講演論文集, pp. 229-232, 2010.
- [30] 大村哲朗, 島宗亮平, 野元浩, 杉田洋一, 宮内努, 西野尊善, 豊田瑛一, ”ハイブリッド鉄道車両システムの開発: 試験車両NEトレインにおける取り組み”, 電子情報通信学会技術研究報告. SSS, 安全性, Vol. 108, No. 365, pp. 21-24, 2008.
- [31] Š. Hamacek, M. Bartłomiejczyk, R. Hrbáč, S. Mišák, V. Stýskala, ”Energy Recovery Effectiveness in Trolleybus Transport”, Electric Power Systems Research, Vol. 112, pp. 1-11, 2014.
- [32] Y. Okada, T. Koseki, S. Sone, ”Energy Management for Regenerative Brakes on a DC Feeding System”, The Proceedings of International Symposium on Seed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems, pp. 84-88, Tokyo, Japan, August 2003.
- [33] F. Kyriakidis, K. Sørensen, S. Singh, T. Condra, ”Modeling and Optimization of Integrated Exhaust Gas Recirculation and Multi-Stage Waste Heat

- Recovery in Marine Engines”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 151, pp. 286-295, 2017.
- [34] Z. Junzhi, L. Yutong, L. Chen, Y. Ye, ”New Regenerative Braking Control Strategy for Rear-Driven Electrified Minivans”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 82, pp. 135-145, 2014.
- [35] P. Cocron, I. Neumann, M. Kreußlein, D. Wanner, M. Bierbach, J. F. Krems, ”Regenerative Braking Failures in Battery Electric Vehicles and Their Impact on the Driver”, *Applied Ergonomics*, Vol. 71, pp. 29-37, 2018.
- [36] T. Lin, Q. Chen, H. Ren, W. Huang, Q. Chen, S. Fu, ”Review of Boom Potential Energy Regeneration Technology for Hydraulic Construction Machinery”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 79, pp. 358-371, 2017.
- [37] N. Ghaviha, J. Campillo, M. Bohlin, E. Dahlquist, ”Review of Application of Energy Storage Devices in Railway Transportation”, *Energy Procedia*, Vol. 105, pp. 4561-4568, 2017.
- [38] J. Zhang, C. Lv, M. Qiu, Y. Li, D. Sun, ”Braking Energy Regeneration Control of a Fuel Cell Hybrid Electric Bus”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, pp. 1117-1124, 2013.
- [39] H. Fathabadi, ”Novel Battery/Photovoltaic Hybrid Power Source for Plug-In Hybrid Electric Vehicles”, *Solar Energy*, Vol. 159, pp. 243-250, 2018.
- [40] 大聖泰弘, ”21世紀の車はこうなる”, *化学と教育*, Vol. 49, No. 2, pp. 90-93, 2001.
- [41] 清水健一, ”EV, ハイブリッド車, 燃料電池車の燃費試験法”, *日本機械学会 2006 年度年次大会講演資料集*, pp. 172-173, 2006.
- [42] 清水健一, ”EV・ハイブリッド車・燃料電池車の技術動向と今後の展望”, *日本機械学会第14回交通・物流部門大会講演論文集*, pp. 29-34, 2005.
- [43] 坂本俊之, ”ハイブリッド電気自動車のバッテリー充電状態のシュミレーション (GPS測定データの勾配置換手法による)”, *日本機械学会論文集*, Vol. 74, No. 746, pp. 101-107, 2008.
- [44] 伊藤嘉昭, 戸村修二, 佐々木正一, 佐藤栄次, ”ハイブリッド自動車の駆動モータを用いた制振制御”, *日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2004*, 講演番号 225, 2004.
- [45] 小竹元基, 永井正夫, 鎌田崇義, ”パラレル型ハイブリッド電気自動車の駆動力制御に関する研究”, *日本機械学会論文集*, Vol. 66, No. 644, pp.

- 46-51, 2000.
- [46] ダム ホアン フク, 林隆三, 吉澤正雄, ポンサトーン ラクシンチャ
ラーンサク, 永井正夫, "車両の動特性を考慮したハイブリッドトラック
の駆動力制御に関する研究", 日本機械学会第18回交通・物流部門大会
講演論文集, pp. 181-184, 2009.
- [47] 吉澤正雄, 鈴木真弘, ダム ホアン フク, ポンサトーン ラクシンチャ
ラーンサク, 永井正夫, "車両挙動を考慮したハイブリッドトラックの駆
動力制御に関する研究", 日本機械学会第17回交通・物流部門大会講演
論文集, pp. 231-234, 2008.
- [48] 竹田進治, 川崎淳司, "世界初の燃料電池ハイブリッド鉄道車両の開発",
日本機械学会関東支部ブロック合同講演会, pp. 43-44, 2007.
- [49] 冨田和広, 鈴木真弘, ポンサトーン ラクシンチャラーンサク, 道辻洋
平, 永井正夫, 小池哲夫, 新野典彦, "燃費向上を目指した小型ハイブリッ
ドトラックの駆動系制御(人間-自動車系の特性を考慮した解析)", 日
本機械学会第14回交通・物流部門大会講演論文集, pp. 199-202, 2005.
- [50] 長坂晃, 長本真, 大塚幹, "無段変速機を用いたミニバンハイブリッド車
の制御", システム/制御/情報, Vol. 47, No. 7, pp. 343-347, 2003.
- [51] M. Suzuki, N. Suzuki, T. Araki, S. Yamaguchi, P. Raksincharoensak, M.
Nagai, "Adaptive Torque Distribution Control for Light Duty Parallel Hy-
brid Truck by Using Neural Network", *Journal of Mechanical Systems for
Transportation and Logistics*, Vol. 3, No. 3, pp. 493-503, 2010.
- [52] P. D. Walker, H. M. Roser, "Energy Consumption and Cost Analysis of Hy-
brid Electric Powertrain Configurations for Two Wheelers", *Applied Energy*,
Vol. 146, pp. 279-287, 2015.
- [53] C.-T. Chung, Y.-H. Hung, "Energy Improvement and Performance Evalua-
tion of a Novel Full Hybrid Electric Motorcycle with Power Split E-CVT",
Energy Conversion and Management, Vol. 86, pp. 216-225, 2014.
- [54] Z. Zou, J. Cao, B. Cao, W. Chen, "Evaluation Strategy of Regenerative
Braking Energy for Supercapacitor Vehicle", *ISA Transactions*, Vol. 55, pp.
234-240, 2015.
- [55] D. H. Phuc, R. Hayashi, P. Raksincharoensak, M. Nagai, "Experimental
Evaluation of Hybrid Truck Driving Torque Controller Considering Human-
Vehicle System Dynamics", *Journal of Mechanical Systems for Transporta-
tion and Logistics*, Vol. 4, No. 1, pp. 13-23, 2011.

- [56] W. Shabbir, S. A. Evangelou, "Real-Time Control Strategy to Maximize Hybrid Electric Vehicle Powertrain Efficiency", *Applied Energy*, Vol. 135, pp. 512-522, 2014.
- [57] M. Li, H. He, M. Yan, J. Peng, "Variable Horizon MPC for Energy Management on Dual Planetary Gear Hybrid Electric Vehicle", *Energy Procedia*, Vol. 152, pp. 636-642, 2018.
- [58] M. A. Mallouh, M. Salah, E. Abdelhafez, M. A. Hamdan, B. Surgenor, "Modeling, Simulation and Performance Comparison of Conventional Vehicle Against Three Configurations of Hybrid Vehicles", *International Review on Modelling and Simulations*, Vol. 9, No. 4, pp. 238-245, 2016.
- [59] S. Sharifan, S. Ebrahimi, R. Safaeian, H. Oraee, "Comparison and Performance Analysis of Different Electric Motors and Optimal Motor Selection for Hybrid Electric Vehicles", *International Journal on Engineering Applications*, Vol. 3, No. 3, pp. 81-89, 2015.
- [60] J. Villaizan, R. Jimenez, O. Ramos, "Energy Impact Simulation in Hybrid Vehicles Using Neural Networks", *International Review of Mechanical Engineering*, Vol. 11, No. 8, pp. 597-601, 2017.
- [61] J. Restrepo, J. R. Garcia, "Electric Vehicle Performance Test Under Urban Operation Conditions: a Case Study in Bogotá D.C.", *International Review of Automatic Control*, Vol. 9, No. 5, pp. 341-347, 2016.
- [62] F. A. Coutelieres, "Implementation and Road-Testing of a Solar Three-Wheeler", *International Journal on Energy Conversion*, Vol. 2, No. 4, pp. 121-125, 2014.
- [63] A. D. Pizzo, L. P. D. Noia, R. Rizzo, "Energy Storage System Sizing for a Twin Engine Four-Seat Aircraft Electrical Propulsion", *International Review of Aerospace Engineering*, Vol. 10, No. 6, pp. 315-322, 2017.
- [64] C. A. Caceres, J. A. M. Montanez, D. Amaya, "Mathematical Modeling, Control and Simulation of a Suspension System with Energy Regeneration", *International Review of Mechanical Engineering*, Vol. 9, No. 4, pp. 377-381, 2015.
- [65] V. L. Zhavner, O. N. Matsko, M. V. Zhavner, "Comparative Analysis of Mechatronic Drives for Reciprocal Motion", *International Review of Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 9, pp. 784-789, 2018.
- [66] L. O. Luostarinen, R. Åman, H. Handroos, "Development of Control In-

- terface for HIL Simulation of Electro-Hydraulic Energy Converter”, International Review on Modelling and Simulations, Vol. 7, No. 4, pp. 653-660, 2014.
- [67] M. Bakkari, F. Lemmini, K. Gueraoui, ”Optimization of the Heat Consumption of a Pottery Kiln by Use of a Heat Exchanger”, International Review of Civil Engineering, Vol. 8, No. 3, pp. 79-86, 2017.
- [68] S. Subramonian, A. A. b. A. Aziz, R. I. b. R. Abdullah, Taufik, H. Arep, ”Finite Element Analysis of Super Energy Saving Locking System Towards Enhancing Door Lock Performance and Security”, International Review of Mechanical Engineering, Vol. 7, No. 6, pp. 1147-1151, 2013.
- [69] T. Sakamoto, ”Electric Load Analysis of a Hybrid Electric Vehicle”, Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics, Vol. 2, No. 1, pp. 66-77, 2009.
- [70] E. Ribar, J. Murin, Š. Kozák, ”Vehicle Route Complex Modelling”, International Review of Automatic Control, Vol. 9, No. 2, pp. 115-121, 2016.
- [71] T. Ghabara, F. Tiss, R. Chouikh, A. Guizani, ”Modeling a Fuel Cell Hybrid Vehicle”, International Review of Mechanical Engineering, Vol. 12, No. 8, pp. 684-693, 2018.
- [72] W. Shen, J. Jiang, X. Su, H. R. Karimi, ”Control Strategy Analysis of the Hydraulic Hybrid Excavator”, Journal of the Franklin Institute, Vol. 352, No. 2, pp. 541-561, 2015.
- [73] L. Yun, D. Linh, L. Shui, X. Peng, A. Garg, M. L. P. LE, S. Asghari, J. Sandoval, ”Metallurgical and Mechanical Methods for Recycling of Lithium-Ion Battery”, Resources, Conservation and Recycling, Vol. 136, pp. 198-208, 2018.
- [74] 長井寿, ”金属の資源・精錬・リサイクル”, pp. 117-130, p. 151, 化学工業日報社, 1996.
- [75] D. Cross, C. Brockbank, ”Mechanical Hybrid System Comprising a Flywheel and CVT for Motorsport and Mainstream Automotive Applications”, SAE Technical Paper, 2009-01-1312, April 2009.
- [76] M. M. Flynn, J. J. Zierer, R. C. Thompson, ”Performance Testing of a Vehicular Flywheel Energy System”, SAE Technical Paper, 2005-01-0809, April 2005.
- [77] S. M. Mousavi G, F. Faraji, A. Majazi, K. Al-Haddad, ”A Comprehensive

- Review of Flywheel Energy Storage System Technology”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 67, pp. 477-490, 2017.
- [78] M. G. Read, R. A. Smith, K. R. Pullen, ”Optimisation of Flywheel Energy Storage Systems with Geared Transmission for Hybrid Vehicles”, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 87, pp. 191-209, 2015.
- [79] S. Sujith, V. Ramesh, ”Dynamic Power Management of Autonomous Wind Diesel Hybrid System Using Flywheel Storage During Transition from Wind-Only Mode of Operation”, *International Review of Automatic Control*, Vol. 10, No. 1, pp. 78-85, 2017.
- [80] E. Chiappini, ”Optimal Use of HLA Systems”, SAE Technical Paper, 2011-24-0073, September 2011.
- [81] M. Chen, D. Zhao, ”The Gravitational Potential Energy Regeneration System with Closed-Circuit of Boom of Hydraulic Excavator”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 82, pp. 178-192, 2017.
- [82] T. Lin, Q. Wang, B. Hu, W. Gong, ”Research on the Energy Regeneration Systems for Hybrid Hydraulic Excavators”, *Automation in Construction*, Vol. 19, No. 8, pp. 1016-1026, 2010
- [83] M. K. Ababneh, A. Ishtay, ”A New Hydro-Compressed Air Storage System Using Repetitive-Controlled Technique”, *International Review of Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 2, pp. 107-120, 2018.
- [84] L. O. Hoppie, ”The Use of Elastomers in Regenerative Braking System”, *Rubber Chemistry and Technology*, Vol. 55, No. 1, pp. 219-232, 1982.
- [85] D. H. Myszka, A. Murray, K. Giaier, V. K. Jayaprakash, ”A Mechanical Regenerative Brake and Launch Assist Using an Open Differential and Elastic Energy Storage”, *SAE Int. J. Alt. Power.*, Vol. 4, pp. 199-208, 2015.
- [86] 大滝英征, 琴坂信哉, 安田齊弘, 長坂保美, ”ぜんまいを用いた自転車の走行エネルギー回生”, *日本機械学会関東支部ブロック合同講演会講演論文集*, pp. 169-170, 2005.
- [87] J. E. Nieman, ”A Novel, Elastically-Based, Regenerative Brake and Launch Assist Mechanism”, University of Dayton, Graduate Research, 2014.
- [88] 浦辺徹郎, 他, ”貴金属・レアメタルのリサイクル技術集成：材料別技術事例・安定供給に向けた取り組み・代替材料開発”, p. 191, p. 219, エヌ・ティー・エス, 2007.
- [89] 加藤拓磨, ”冗長性を有する車輪型移動装置の設計と省エネルギー化”,

- 豊橋技術科学大学大学院, 修士論文, 2014.
- [90] 高橋大樹, "移動ロボット衝突回避のための操作支援制御法", 豊橋技術科学大学大学院, 修士論文, 2010.
- [91] 村上貴大, 安田寿彦, "操作者の操作能力に適応した電動車椅子に関する研究—第6報:操作能力評価の試み—", ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集, 講演番号 2A2-V11, 2012.
- [92] 関弘和, 高橋慶光, "キャパシタ回生制動に基づく電動車椅子の下り傾斜面走行制御法", 電気学会論文誌 D, Vol. 130, No. 2, pp. 207-214, 2010.
- [93] D. Ding, R. A. Cooper, "Electric-Powered Wheelchairs", IEEE Control Systems Magazine, Vol. 25, No. 2, pp. 22-34, 2005.
- [94] F.-C. Wang, Y.-S. Chiang, "Design and Control of a PEMFC Powered Electric Wheelchair", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 37, No. 15, pp. 11299-11307, 2012.
- [95] Y.-P. Yang, R.-M. Guan, Y.-M. Huang, "Hybrid Fuel Cell Powertrain for a Powered Wheelchair Driven by Rim Motors", Journal of Power Sources, Vol. 212, pp. 192-204, 2012.
- [96] 津田友輝, 篠原達矢, 高橋慶光, 関弘和, "キャパシタ回生ブレーキを用いた電動車椅子の安全走行制御とエネルギー効率の検証", 電気学会産業計測制御研究会資料, Vol. 10, No. 15, pp. 17-22, 2010.
- [97] 秦広, "鉄道車両の省エネルギー技術", 電子情報通信学会誌, Vol. 90, No. 11, pp. 982-986, 2007.
- [98] 本田雄大, "単純な動作軌道による産業機械の制振と省エネルギー化", 豊橋技術科学大学大学院, 修士論文, 2012.
- [99] 樋口俊郎, "FMSにおける搬送システムと搬送装置", 日本機械学会誌, Vol. 86, No. 775, pp. 653-657, 1983.
- [100] 白井潤二, 平澤博, 藤原一正, 則次俊郎, 和田力, 竹原亨, 藤原潔, 木内浩, "コンテナクレーンの振れ止め制御技術の実用化", 日本機械学会論文集, Vol. 59, No. 561, pp. 1443-1447, 1993.
- [101] 松田幸二, 武内秀樹, 山本倫久, 百生登, "走行クレーンにおける二次振動の振れ止め制御", 日本機械学会北陸信越支部総会・講演会講演論文集, pp. 23-24, 2001.
- [102] 本田雄大, 澤田康平, 内山直樹, 佐野滋則, 加藤敦, 米澤貴博, "単純な動作軌道による産業機械の制振と省エネルギー化", 第54回自動制御連合講演会, pp. 665-666, 2011.

- [103] 坂和愛幸, "天井走行クレーンのモデリングと最適制御", 計測自動制御学会論文集, Vol. 34, No. 8, pp. 962-967, 1998.
- [104] K. L. Sorensen, W. Singhose, S. Dickerson, "A Controller Enabling Precise Positioning and Sway Reduction in Bridge and Gantry Cranes", Control Engineering Practice, Vol. 15, No. 7, pp. 825-837, 2007.
- [105] G. Boschetti, R. Caracciolo, D. Richiedei, A. Trevisani, "Moving the Suspended Load of an Overhead Crane along a Pre-Specified Path: A Non-Time Based Approach", Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Vol. 30, No. 3, pp. 256-264, 2014.
- [106] H. Moradi, G. Vossoughi, "State Estimation, Positioning and Anti-Swing Robust Control of Traveling Crane-Lifter System", Applied Mathematical Modelling, Vol. 39, No. 22, pp. 6990-7007, 2015.
- [107] N. Uchiyama, K. Goto, S. Sano, "Analysis of Energy Consumption in Fundamental Motion of Industrial Machines and Experimental Verification", Proceedings of the American Control Conference, pp. 2179-2184, Chicago, USA, July 2015.
- [108] 青山元男, "図解クルマのメカニズム", pp. 178-179, ナツメ社, 2007.
- [109] 宗孝, "機械設計実務入門ノート", pp. 133-135, 日刊工業新聞社, 1992.
- [110] 宗孝, "経験に基づいた機械設計のノウハウ", pp. 29-33, 日刊工業新聞社, 1991.
- [111] 渡辺彬, "機械設計概論", pp. 8-10, パワー社, 1979.
- [112] 竹原伸, "はじめての自動車運動学", pp. 69-70, 森北出版, 2014.
- [113] 竹花有也, "自動車工学概論", p. 176, 理工学社, 2004.
- [114] Y. Arai, T. Sakuraba, S. Sano, T. Sakaguchi, N. Uchiyama, "Design and Experimental Verification of a Regenerative Brake System with a Spiral Spring and Gears", Proceedings of the 2019 IEEE/SICE International Symposium on System Integration, pp. 729-733, Paris, France, January 2019.
- [115] K. R. Simba, G. Heppeler, B. D. Bui, Y. M. Hendrawan, O. Sawodny, N. Uchiyama, "Bézier Curve Based Trajectory Generation and Nonlinear Friction Compensation for Feed Drive Contouring Control", IFAC-PapersOnLine, Vol. 50, No. 1, pp. 1944-1951, 2017.
- [116] S. K. Valluru, M. Singh, "Performance Investigations of APSO Tuned Linear and Nonlinear PID Controllers for a Nonlinear Dynamical System", Journal of Electrical Systems and Information Technology, Vol. 5, No. 3, pp. 442-452,

- 2018.
- [117] 涌井伸二, 橋本誠司, 高梨宏之, 中村幸紀, "現場で役立つ制御工学の基本", pp. 141-173, コロナ社, 2012.
- [118] N. Saikumar, R. K. Sinha, S. H. HosseinNia, "Resetting Disturbance Observers with Application in Compensation of Bounded Nonlinearities Like Hysteresis in Piezo-Actuators", *Control Engineering Practice*, Vol. 82, pp. 36-49, 2019.
- [119] J. Qiao, X. Li, J. Xu, "A Composite Disturbance Observer and H^∞ Control Scheme for Flexible Spacecraft with Measurement Delay and Input Delay", *Chinese Journal of Aeronautics*, In Press, Corrected Proof, 2018.
- [120] 三木プーリ株式会社, "Electromagnetic Clutches & Brakes", p. 322, http://www.mikipulley.co.jp/data/pdf/jp/cb_ea_ct.pdf.
- [121] シンフォニアテクノロジー株式会社, "ワーナーシリーズ", p. 76, <http://www.sinfo-t.jp/pdf/Data/clutch/warner.pdf?2017>.
- [122] N. A. Ahmed, "Modeling and Simulation of Ac-Dc Buck-Boost Converter Fed Dc Motor with Uniform PWM Technique", *Electric Power Systems Research*, Vol. 73, No. 3, pp. 363-372, 2005.
- [123] A. G. Erdman, G. N. Sandor, "Mechanism Design: Analysis and Synthesis: Vol. 1", Prentice-Hall, 1991.
- [124] Y. M. Hendrawan, K. R. Simba, N. Uchiyama, "Iterative Learning Based Trajectory Generation for Machine Tool Feed Drive Systems", *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, Vol. 51, pp. 230-237, 2018.
- [125] N. Uchiyama, "Discrete-Time Robust Adaptive Multi-Axis Control for Feed Drive Systems", *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 49, No. 15, pp. 1204-1213, 2009.
- [126] H. Hellendoorn, S. Mulder, B. D. Schutter, "Hybrid Control of Container Cranes", *Proceedings of the 18th World Congress The International Federation of Automatic Control*, Milan, Italy, August 2011.
- [127] N. Uchiyama, Y. Honda, S. Sano, "Residual Vibration Suppression and Energy Saving in Industrial Machines Using a Trapezoidal Velocity Profile", *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 323-328, Portland, USA, June 2014.
- [128] 櫻庭崇紘, 内山直樹, 阪口龍彦, "ぜんまいによるブレーキ回生機構を用いた車輪移動装置の速度制御", *計測自動制御学会システムインテグ*

- レーション部門講演会, pp. 2088-2091, 2017.
- [129] YouTube, ”自動変速機（オートマチックトランスミッション）の仕組みとは？”, <https://www.youtube.com/watch?v=fgHGql9hMug>.
- [130] 森下巖, ”走行クレーン運転自動化のための振れどめ制御”, 計測自動制御学会論文集, Vol. 14, No. 6, pp. 739-744, 1978.
- [131] N. D. Zrnić, V. M. Gašić, S. M. Bošnjak, ”Dynamic Responses of a Gantry Crane System due to a Moving Body Considered as Moving Oscillator”, Archives of Civil and Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 1, pp. 243-250, 2015.
- [132] T.-Y. T. Kuo, S.-C. J. Kang, ”Control of Fast Crane Operation”, Automation in Construction, Vol. 42, pp. 25-35, 2014.

謝辞

本研究を遂行するにあたり多大なるご指導を賜りました，豊橋技術科学大学機械工学系内山直樹教授に心より御礼申し上げます。至らぬことばかりの私に手厚くご指導してくださるとともに，非常に多くの貴重な経験を積む機会を賜り，お礼の申し上げようもございません。誠にありがとうございます。

学部4年次および博士前期課程在籍中，研究や相談に対しアドバイスをくださいました，豊橋技術科学大学機械工学系佐野滋則准教授に感謝申し上げます。

学会の予稿や投稿論文の作成におきましてご指摘くださいました，豊橋技術科学大学機械工学系阪口龍彦准教授に感謝申し上げます。

博士後期課程での学生生活やご経験，各種手続きについてご教示くださいました，豊橋技術科学大学機械工学系白砂絹和助教に感謝申し上げます。

本論文の作成におきまして，ご審査，ご指摘くださいました，豊橋技術科学大学機械工学系章忠教授，真下智昭准教授に感謝申し上げます。

博士後期課程在学中におきましては，豊橋技術科学大学博士後期課程大学特別支援制度によるご支援を賜りました。多大なご支援により本研究の機会を得られましたことに感謝申し上げます。

システム工学研究室の皆さまと過ごすことは学生生活の様々な面で励みとなりました。研究室内外の留学生との交流は，英語能力の向上のみならず，広い視野や異文化を尊重する度量を身に付けることができました。堀尾亮介氏には研究に関する相談のほか，唯一ともに進学した同期の友人として日々の生活においてもお世話になりました。ありがとうございます。

最後に，これまで長きにわたり精神的，金銭的に支えてくれた両親にこの場を借りてお礼申し上げます。