

パルスドライブ変速原理に関する研究

土屋 英滋

目次

第1章 緒論	4
1.1 研究背景	4
1.1.1 自動車のエネルギー効率改善の必要性と変速機に対する要求	4
1.1.2 自動車用変速機に関する先行研究	11
1.1.3 変速機・変圧器の類似性と変圧器における革新技術	13
1.2 研究目的	17
1.3 本論文の構成	19
第2章 パルスドライブ変速原理の提案	22
2.1 基本原理	22
2.1.1 振動子の導入による回転速度差の吸収	22
2.1.2 係合によるエネルギーの蓄積及び放出	24
2.2 シンメトリックモデル	25
2.1.1 基本構造	25
2.1.2 動作原理	26
2.1.3 離散計算による評価	27
2.3 アシンメトリックモデル	32
2.3.1 基本構造	32
2.3.2 動作原理	33
2.3.3 離散計算による評価	40
2.4 エネルギーフローの比較	45
第3章 伝達トルクの解析的導出	50
3.2 振動状態に関する諸変数の導出	55
3.2.1 初期振動 ($t_0 \leq t < t_1$)	55
3.2.2 クラッチ系行中 ($t_1 \leq t < t_2$)	56
3.2.3 クラッチ解放後の振動 ($t_2 \leq t < t_3$)	58
3.2.4 ブレーキ係合中 ($t_3 \leq t < t_4$)	59
3.3 導出された変数を用いた計算例	61
3.4 定常動作制約の導入	64
3.4.1 定常動作するため制約	64
3.4.2 定常動作制約導入時の計算例	65
3.5 トルクの計算	66
3.5.1 入出力平均トルクの導出	67
3.5.2 各パラメータの伝達トルクへの影響	72

3.5.2	制約条件下での動作範囲.....	75
第4章	実験装置概要および基礎実験	77
4.1	装置概要	77
4.1.1	装置の構成.....	77
4.1.2	ばね剛性および振動特性の評価.....	80
4.1.3	ワンウェイクラッチの役割.....	82
4.2	基礎的な実験による評価（電磁クラッチの係合タイミング固定での実験）	84
4.2.1	係合タイミング.....	84
4.2.2	実験条件の決定.....	87
4.2.3	基本条件による基礎実験結果.....	88
4.2.4	係合時間を変化させた場合の結果および課題.....	93
第5章	コントローラの構築および実験評価	96
5.1	フィードフォワードコントロールシステム.....	96
5.1.1	クラッチ係合時間の計算（トルク計算および補間部）.....	99
5.1.2	係合タイミングの計算.....	101
5.1.3	実験による評価.....	103
5.2	損失を考慮したフィードフォワードコントロールシステム.....	106
5.2.1	電磁クラッチの損失評価.....	106
5.2.2	損失を考慮した定式化および係合タイミングの計算.....	109
5.2.3	実験による評価結果.....	111
5.3	フィードバックコントロールシステムおよび各コントローラの比較.....	114
5.4	トルク制御のステップ応答特性評価.....	117
第6章	結論	120
6.1	本研究の成果	120
6.2	今後の課題	122
	参考文献	126
	研究業績	131
	謝辞	132

第1章 緒論

本章では、研究背景として、地球温暖化対策としての温室効果ガスの排出量削減および、そのために自動車に求められる燃費改善の必要性について述べた上で、自動車の燃費改善のために行われてきた、変速機の効率改善に関するこれまでの研究について説明する。さらに、電気の分野での、スイッチング制御による変圧器の技術革新に着目し、機械の分野（変速機の分野）において同様の技術革新の起こすために必要な、「スイッチング制御による変速の実現」という、本研究の目的を説明する。

1.1 研究背景







1.1.1 自動車のエネルギー効率改善の必要性と変速機に対する要求

近年、地球温暖化対策として二酸化炭素に代表される、温室効果ガス排出量削減に対する要求が増している。2016年にはパリ協定が発行され、産業革命前からの平均気温の上昇を2℃より十分低く抑えるという世界共通の長期目標が示された。それに基づき、各国は温室効果ガスの削減目標を示しており(図 1.1)、日本でも2030年度までに2013年度比26.0%の排出量削減目標や将来的なカーボンニュートラルの実現が唱えられている[1-3]。そのような背景のもと、ガソリン自動車に対する燃費改善もより一層強く求められている[4]。なぜならば図 1.2 に示す通り、2015年における世界的にCO₂排出量の内、運輸部門による排出は24%を占め、そのうちの75%が自動車による排出であるとされ[5-6]、自動車によるCO₂排出量を減らすことの重要性は非常に高いためである。一方で、ガソリン自動車の割合を減らし、電気自動車を増やすことによるCO₂排出量削減の取り組みもなされている[7-9]。しかし、現状の電気自動車は、ガソリン自動車並みの航続距離を実現するためには大容量のバッテリーが必要であり、ガソリン自動車並みの航続距離と価格の両立が困難なことが、普及を妨げる壁となっている[10]。電気自動車のバッテリーの容量を減らすことで本体価格を下げるためには、電気自動車の電費改善(単位電気エネルギー辺りに走行可能な距離の拡大)が重要である。つまり、ガソリン自動車のCO₂排出量を直接的に削減する場合であっても、走行中にCO₂を排出しない電気自動車の普及によって間接的にCO₂排出量を削減する場合であっても、自動車の走行に必要なエネルギーを減らすことが重要であると考えられる。

JCCCA

各国の削減目標

国連気候変動枠組条約に提出された約束草案より抜粋

国名	削減目標	
 中国	GDP当たりのCO ₂ 排出を 2030年までに 60-65% 削減 ※2030年前後に、CO ₂ 排出量のピーク	2005年比
 EU	2030年までに 40% 削減	1990年比
 インド	GDP当たりのCO ₂ 排出を 2030年までに 33-35% 削減	2005年比
 日本	2030年度までに 26% 削減 ※2005年度比では25.4%削減	2013年度比
 ロシア	2030年までに 70-75% に抑制	1990年比
 アメリカ	2025年までに 26-28% 削減	2005年比

平成27年10月1日現在

図 1.1 各国の温室効果ガス削減目標

出典) 全国地球温暖化防止活動推進センターウェブサイト (<https://www.jccca.org/>) より

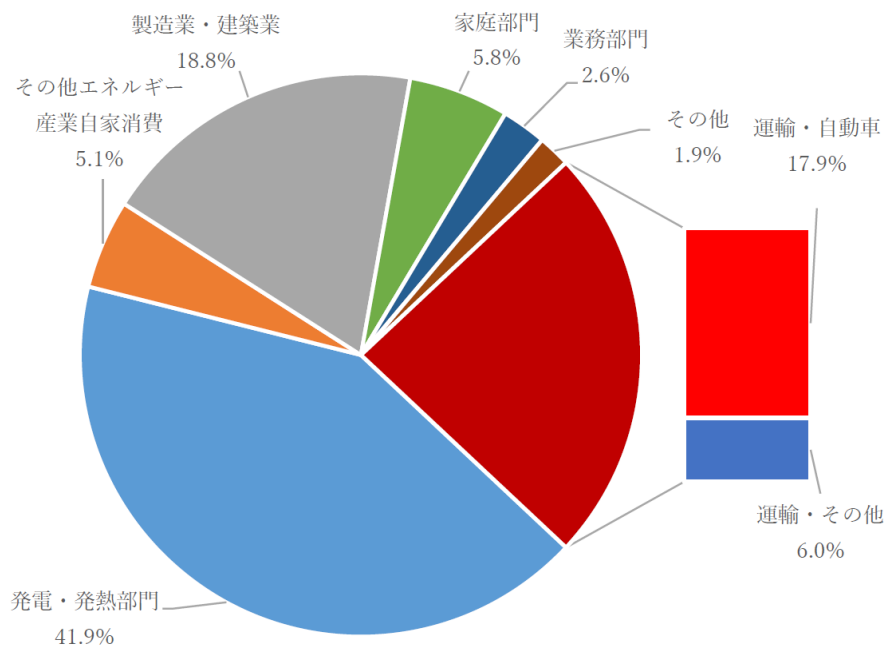


図 1.2 世界のエネルギー起源のCO₂排出 (2015年)

出典) 自然エネルギー財団「EV普及の動向と展望」[9]より

停車状態にある自動車が別の場所に移動して停車する期間について考えると、(登坂により位置エネルギーが増加する場合を除き)自動車は基本的には有効な仕事をしない。つまり、自動車が走行時に消費しているエネルギーに着目した場合、消費されたエネルギーはすべて損失として消えていることとなる。その際の損失を大まかに分類すると主に下記のものがある[11]。

- ・原動機による損失
- ・トランスミッションによる損失 (デフを含む)
- ・ホイール損失 (タイヤ・ブレーキ含む)
- ・空気抵抗による損失

原動機による損失エネルギー量に寄与する要素は、エンジンを用いた自動車であれば主にエンジンの燃焼効率 (熱力学的損失) と摩擦損失であり、電気自動車であればモータの損失 (銅損や鉄損) やインバータの損失 (スイッチング損失など) およびバッテリーの損失である。原動機単体として考えた場合、これらの損失を減らすための研究課題として、エンジンの燃焼損失・熱損失を低減する研究[12-13]や摩擦損失を低減する研究[14-15]、モータの磁界設計や制御の改良による銅損・鉄損を低減する研究[16-18]、インバータに用いられる半導体を高耐圧・高効率化する研究[19]など、様々な研究がなされている。また、トランスミッションによる損失としては、ベアリング損失やギア (デフを含む) やベルトの摩擦損失、さらには発進などに使われるクラッチやトルクコンバータのすべり (回転数の差分) による損失があり、それらの損失を減らす様々な研究がなされている (詳細は次節)。

一方、自動車の運動エネルギーを消失させることが目的であるブレーキや、空気中を物体が移動する際に発生する空気抵抗を含む走行抵抗は、物が移動するためには確実に発生してしまうという点ではより本質的なエネルギーの消費と言える。そのため、低燃費タイヤ[20]や車体形状の最適化[21]などは研究されているが、これらの損失の劇的な改善は難しいと考えられる。

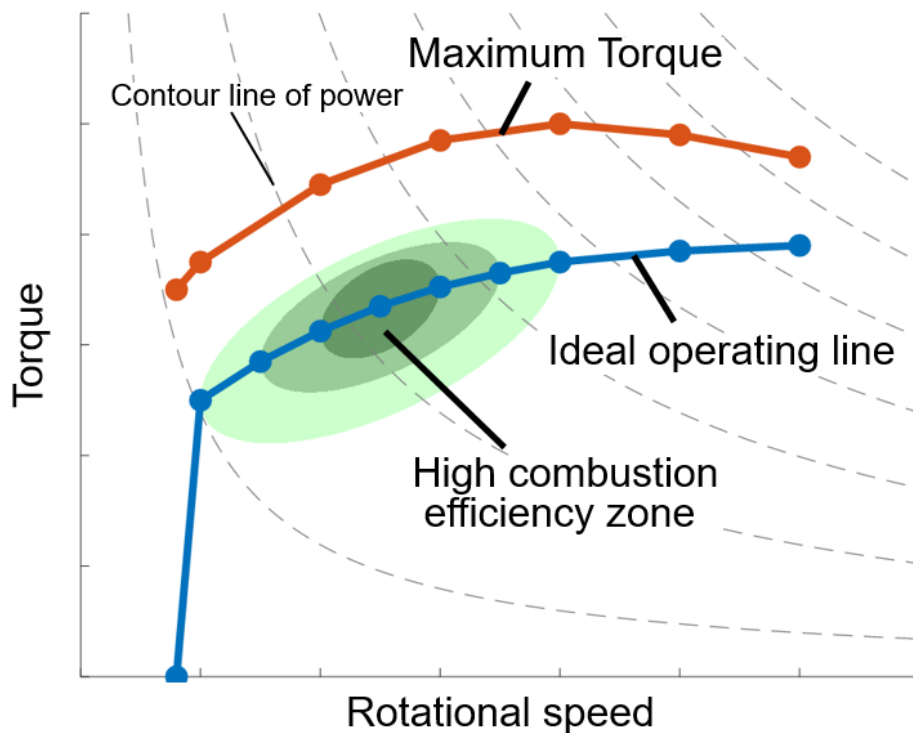


図 1.3 エンジンの最適動作線

また、上記説明においては、個々の要素の損失および対策について触れてきたが、一方で、走り方を含む自動車システムとして考えた場合には、別の切り口としての損失低減方法が存在する。例えば、HV 自動車の普及で今では一般的となっている回生ブレーキや、無段変速機/多段変速機および制御技術の発展で可能となったエンジンの最適動作点制御である。回生ブレーキシステムでは、減速と加速をセットで考え、ブレーキ時のエネルギーを電気エネルギーとして蓄え加速時に使用することで一連の動作における燃料の消費量は減る。また、エンジンの最適動作点制御では、同じ出力をエンジンが出力するとしても、回転数とトルクの組み合わせとしては最適な点(最適動作線)が存在するため(図 1.3)、その時必要な出力に対して最適なトルクと回転数の組み合わせの点を無段変速機によって追従させる(もしくは多段変速機で近い点で動作するよう制御する)[22-25]。つまり、変速機がエンジンの動作点を制御することによって、エンジンの燃焼効率改善を補助しているわけである。このように、システムとして燃料消費量を減らすことも可能なわけである。

加えて、モータにおいても等パワーで最適な動作点は存在するため、HV自動車や電気自動車と変速機とを組み合わせた最適動作点制御を、回生ブレーキの制御などを考慮しながら検討する研究も多くおこなわれている[26-28]。ただし、エンジンと比較してモータは、高効率な範囲が広いことと、等パワーライン方向に高効率な領域が広がっている傾向を持つため、変速機による動作点制御の効率向上効果は限定的である。そのため、動作点制御による効果に対して、変速機自体の損失が十分小さいことが望まれるため、モータの効率改善のために変速機を利用する場合には、エンジンに対して適用する場合と比較してより高い効率が要求される。

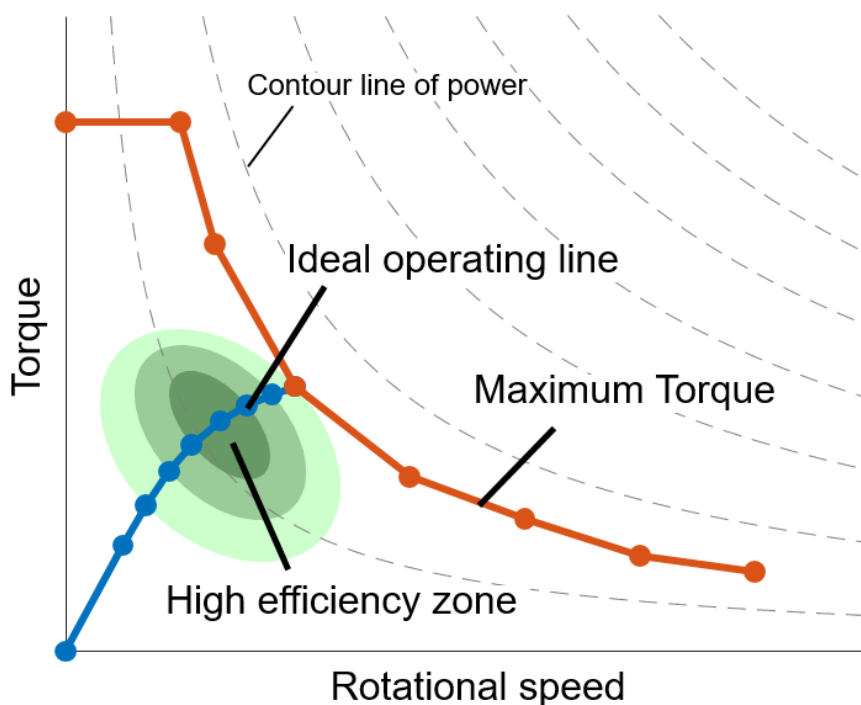


図 1.4 モータの最適動作線

以上の説明では、出力パワーに対して最適な動作点が存在し、最適動作点制御により損失を減らすことができることについて述べたが、車両の速度を考慮した場合についても説明する。有段の変速機を想定して、図 1.3 のエンジン特性を車両速度と駆動力の軸に写像した例が図 1.5 である。ギヤ比毎に最適な車速と駆動力の範囲が存在することがわかる。車両速度および駆動力はドライバーの操作によって決まるため、その時々々の速度および駆動力に対して最適なギヤ比を選択する必要があるが、ギヤ比の間隔が広い場合には要求された駆動力に対して、高効率な燃焼が可能な動作点に制御できないため、有段変速機では極力速度比の間隔が小さいことが望まれる。

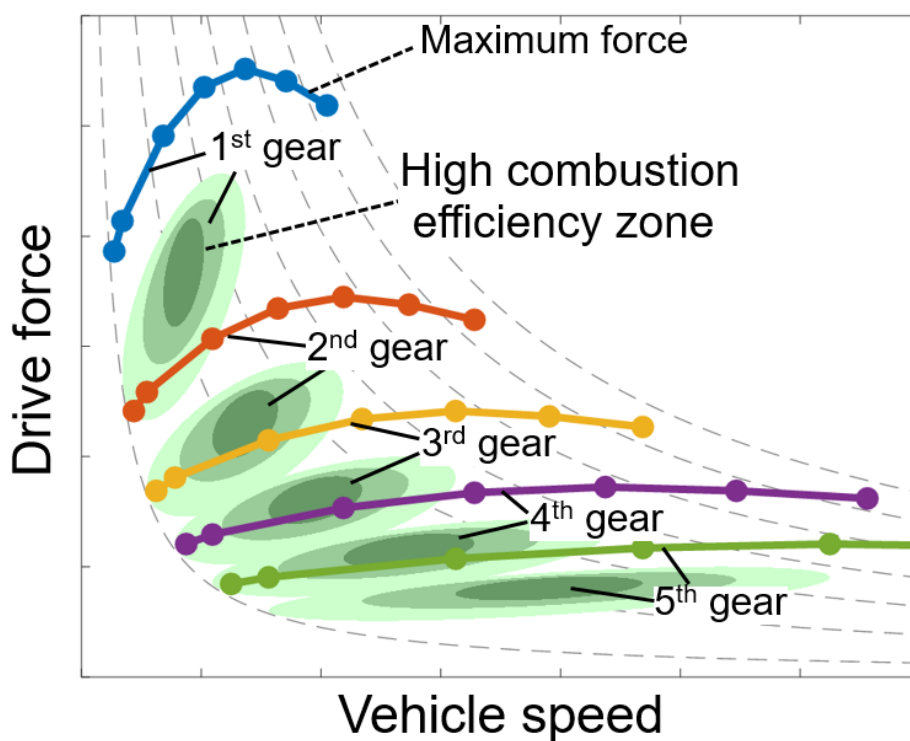


図 1.5 有段変速機のギヤ段と高効率な燃焼が可能な領域の関係

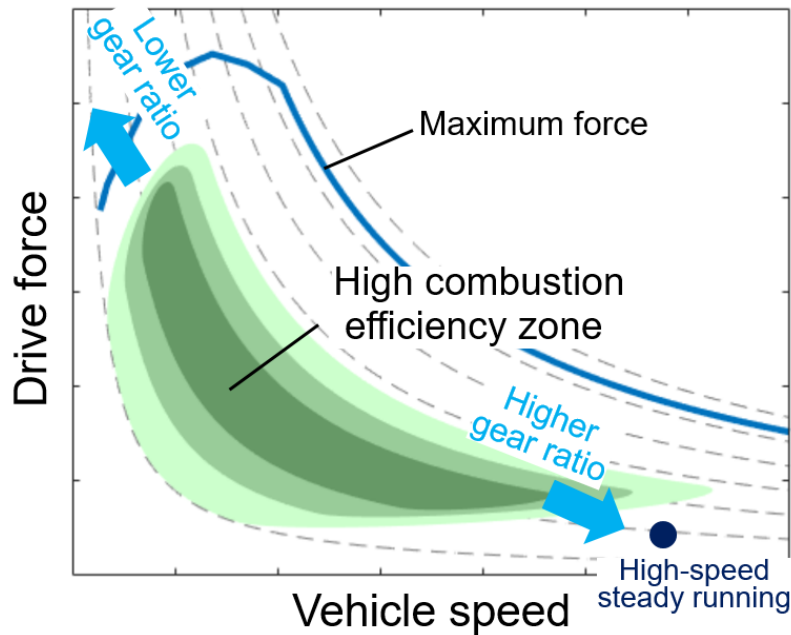


図 1.6 無段変速機による連続的な高効率燃焼領域の拡大

速度比の間隔が小さい方が良いという意味では、その間隔をゼロとしたものが無段変速機(Continuously Variable Transmission : CVT)である。無段変速機を用いることで、図 1.6 に示す通りエンジンの燃焼効率が良い範囲を広く取れ、多くの車速・駆動力の組み合わせで高効率な駆動が可能となる。このような、幅広い動作点での最適動作点制御を可能とすること、およびそれによる高い燃費向上効果が期待できることが無段変速機の最も重要な特徴である。

一方で、最大および最小変速比も重要である。図 1.6 で示されるように、ローギヤ化(最大減速比を大きく)することにより、より低速域での効率向上が見込めると共に、発進時の駆動力が大きくなる。また、ハイギヤ化(最小減速比を小さく)することにより、高速域での効率向上が見込める。前者はトルクコンバータなどの発進装置により補助することが可能であるが、後者は高車速での定常走行時にエンジンの効率の良い動作点で動作できるかに関わるため非常に重要である[29]。全体的な変速比は多段変速機や CVT とタイヤとの間のギヤ比で調整することが可能であるため、変速機に求められるのは、最大変速比と最小変速比との比率である変速比幅が大きいこととなる。

以上のことを踏まえた上で、自動車の軽量化が燃費や電費の向上に寄与することも考慮し、変速機に対する要求として下記が挙げられる。

- ①エネルギー損失が少ない変速機であること。
- ②多くの変速比で動力伝達可能な変速機であること。
- ③幅広い範囲の変速比で動力伝達可能な変速機であること。

④小型軽量な変速機（高トルク密度な変速機）であること。

次節では、このような変速機の要求に対して、どのような研究がなされてきたかを説明する。

1.1.2 自動車用変速機に関する先行研究

これまでエンジンを用いた自動車用の変速機として市販化されている主なものには、マニュアルトランスミッション (MT)、デュアルクラッチトランスミッション (DCT)、(遊星ギヤを用いた)オートマチックトランスミッション(AT)、無段変速機 (CVT) およびハイブリッドトランスミッション (HV) がある。変速の自動化や使用するクラッチの種類などにより細かく種類を分けた場合には表 1.1 のようになる。自動車用変速機の性能向上を実現するための主要な研究分野として、表の右側に示される各動力伝達要素をより小型、軽量、低損失にするための研究分野が存在する。

ギヤに関する研究（自動車用の変速機に限らず）では、歯形や組付け方を変更したりすることで歯車の損失低減、等速性および静粛性を実現する研究と共に、同じく歯形の変更や材料の改良によって歯車の厚みを減らす（小型軽量化）試みがなされている[30-32]。また、単段のギヤと比較して損失が大きい遊星ギヤに関する研究では、公転と自転を両方向うピニオンギヤ部の支持方法の改良による損失の低減方法の研究などが行われている[33, 34]。さらに、ギヤの切り替え時のクラッチ制御を改良することによる、動力切れの抑制やすべり損失低減のための研究等が行われていると共に、これらの要素技術をシステムとして適切に配置することで変速機の体格を小さくするための研究[29, 35]が行われている。

表 1.1 変速機の種類と用いられる要素技術の関係

大分類	小分類	主変速部の要素	発進変速部の要素	その他動力伝達要素
MT	MT	ギヤ [28,30-32]	乾式クラッチ	ドグクラッチ [51]
	AMT			
DCT [35]	乾式DCT		湿式クラッチ	
	湿式DCT			
AT	AT	遊星ギヤ [33,34]	トルクコンバータ [46-48]	湿式クラッチ
CVT [22,23,25,29]	ベルトCVT	プーリー&ベルト [36-38]		湿式クラッチ 遊星ギヤ オイルポンプ[42.43]
	チェーンCVT	プーリー&チェーン [39-41]		
	トロイダルCVT	プーリー&ディスク [44,45]		
HV [26,28]	HV	各種上記要素とモータの組み合わせ		

プーリーを用いた CVT の小型・高効率化の研究としては、ベルト CVT のエレメントやリング間の摩擦損失を減らす取り組み[36-38]に加え、ベルトの代わりにチェーンを用いることによる高効率化の研究[39-41]、さらにはプーリーの押し付け力をできるだけ小さくすることや、そのための力を発生させるオイルポンプの高効率化の研究等も行われている[42, 43]。また、トロイダル CVT に関する研究では、形状の最適化やトラクションドライブ用のオイルの高性能化の研究等もなされている[44, 45]。

また、変速の一部である発進変速時の研究としては、クラッチ制御の改良や、トルクコンバータの小型化や効率向上のための研究がなされている[46-48]。

一方で、HV システムに関する研究では、前項で説明した通り、上述の技術に加えて、モータやインバータといった、パワーユニットの効率向上の研究がそれら要素技術単体の性能向上のために行われていると共に、自動車としての使い方を考慮した、システムとしての効率向上に関する研究もなされている。

このような様々な技術が市販化され、現在の自動車の効率向上に貢献していると共に、一般的な自動車用変速機に用いられる技術以外にも、例えば電磁気を用いた遊星ギヤとモータに利用される界磁技術を組み合わせた磁気遊星歯車の検討[49]や、CVT と遊星ギヤによる動力循環を用いた IVT の検討[50]など、様々な方法で小型高効率な変速機を目指した研究がなされている。

一方で、これらの研究を俯瞰して捉えた場合、変速原理として以下の二つの種類に大きく分けられると考えることができる。

- ①半径の比を用いた変速
- ②すべりを用いた変速

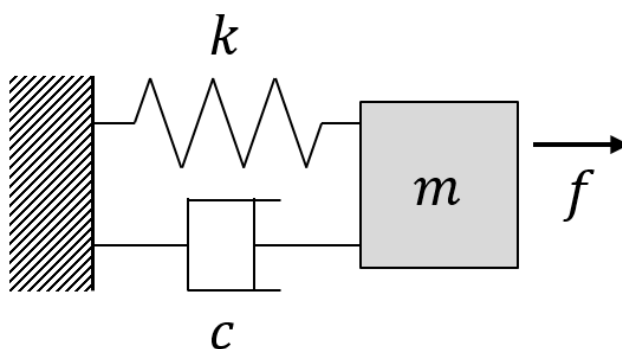
前者の半径の比を用いた変速には、ギヤ（遊星ギヤ）やプーリーが含まれ、後者のすべりを用いた変速にはクラッチやトルクコンバータが含まれる。特徴としては、前者の半径の比を用いた変速に対して、後者のすべりを用いた変速は発進用の変速機として用いることができる一方ですべりによる損失が発生しやすい点が挙げられる。このような損失は、熱容量や冷却性能を確保するために、大型化の一因ともなる。また、半径の比を用いた変速であっても、接触部では微小な滑りは発生しており、それが損失の要因となっていることは上述したギヤや CVT に関する研究からも明らかである。

一方で表 1 に現れる伝達要素の内、ドグクラッチに関しては損失低減に関する研究は少なく、変速応答性の改良による動力遮断低減[51]などの研究が主である。これは、ドグクラッチが変速制御には関わるが、すべりは発生し難い構造であり、損失が小さいからと考えられる。また、動力伝達の機能のみを持ち変速制御には関わらないが、スプライン嵌合やシャフト部も損失は少なく、これは速度差を伴わない単純伝達要素であるためだと考えることができる。これらの要素は変速機と比べて、動力伝達密度が高いことでも知られている。

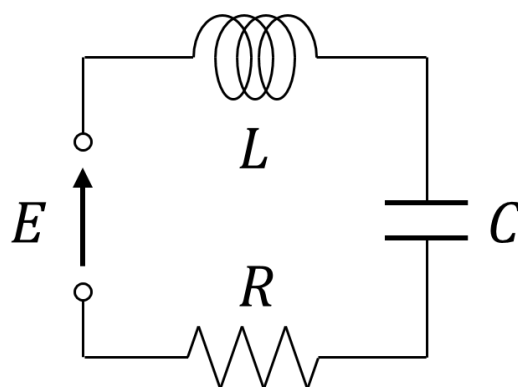
以上のことを踏まえて、筆者は、変速機の性能を革新的に向上するためには、従来のような半径の比やすべりを用いた変速ではなく、ドグクラッチの様な損失の発生しにくい「速度差を伴わない要素」を用いた新しい変速原理を創出する試みが必要と考える。

1.1.3 変速機・変圧器の類似性と変圧器における革新技術

前項では変速機に関する研究に注目したが、革新的な発明のためには別分野の研究に関しても理解を深めることが有益であると考え、変圧器について考える。なぜ変圧器なのかというと、変速機と変圧器には「どちらも動力の変換を行う装置である」という共通点があるからである。変速機は回転速度とトルクからなる回転エネルギーを別の回転速度とトルクに変換するものであり、変圧器は電圧と電流からなる電気エネルギーを別の電圧と電流に変換するものである。部品としては全く違う部品を使うが、振舞いの観点からは非常に似ている装置と考えられる。一般的にも機械(振動)系と電気系の類似性はよく知られており、例えば図 1.7a に示す機械要素と力の関係や、図 1.7b に示す電気要素と電圧の関係は下記の式(1.1)および式(1.2)のように同じ形で表すことが可能である[52]。



(a) 機械系



(b) 電気系

図 1.7 類似する機械系および電気系の関係

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = f \quad (1.1)$$

$$L \frac{d^2Q}{dt^2} + R \frac{dQ}{dt} + \frac{Q}{C} = E \quad (1.2)$$

また、この式における機械と電気との対応は表 1.2 のように表すことができる。すべての回路や構造に対して、機械と電気と同じ形の関係式に変換できるわけではないが、上式のように類似性が認められる例は多い。なお、上式のように力と電圧、速度と電流、変位と電荷を対応させたものを直接類比(ダイレクト・アナロジー)と呼ぶのに対して、力と電流、速度と電圧、変位と磁束を対応させた逆類比(インバース・アナロジー)も存在する[52]。

表 1.2 機械系と電気系の対応関係 (直接類比)

機械振動系		電気回路	
力	f	電圧	E
速度	v	電流	I
変位	x	電荷	Q
質量	m	インダクタンス	L
機械抵抗	c	電気抵抗	R
コンプライアンス	1/k	静電容量	C

機械と電気がこのような類似性を持つことを踏まえて、変圧器の回路について考えると、交流の変圧器であればコイルの巻き数の比を用いて変圧する方法が有名であり、変速機に例えるならばギヤの歯数の比で変速していることに類似している。つまり「半径の比による変速」に相当すると考えることができる。一方、直流の変圧器であれば分圧により電圧を下げることができ、これは、電圧を上げることができない点や、抵抗の比率によってエネルギーの一部が損失するという意味で、発進時に差回転分は熱として損失しながら、回転速度が低い出力軸に動力を伝達する摩擦クラッチによる変速に類似している。つまり「すべりによる変速」（回転数の比による変速）に相当すると考えることができる。このように、変圧器と変速機に関しても類似性を捉えることができる。

しかし一方で、現在、直流電圧の変換にはスイッチング回路を用いた DC/DC コンバータが主流である。近年は USB ポートを用いた給電方式は広く家庭に普及しており、送電可能な電力が大きな規格も登場しているが、これらも交流電流を整流して直流電源化したものをスイッチング制御によって変圧するスイッチング電源である [53]。また、電気自動車などに多く用いられている永久磁石モータ (PM モータ) の駆動を行うインバータも、出力は交流であるがスイッチング制御により 3 相の正弦波を作り出している。これらの技術は 1960 年代に発明された技術で、昨今の半導体技術の発展により高周波化することで大幅な小型、高効率化が実現されている [54-56] (図 1.8)。まさに変圧器においてはスイッチング技術により革新が起きたと言っても過言でないと考える。では、このようなスイッチング制御を用いた変圧器に対応する変速機が存在するかと言えば、そのような変速機の研究報告は見当たらない。スイッチング素子に相当する機械要素としてはクラッチが近いと考えられ、電磁クラッチなど、比較的高速に係合と開放が実現可能なクラッチも存在する [57, 58]。このような要素と、コンデンサやコイルに相当するばね要素や慣性要素をうまく利用して変速機を実現することができる可能性は十分に考え得るものである。

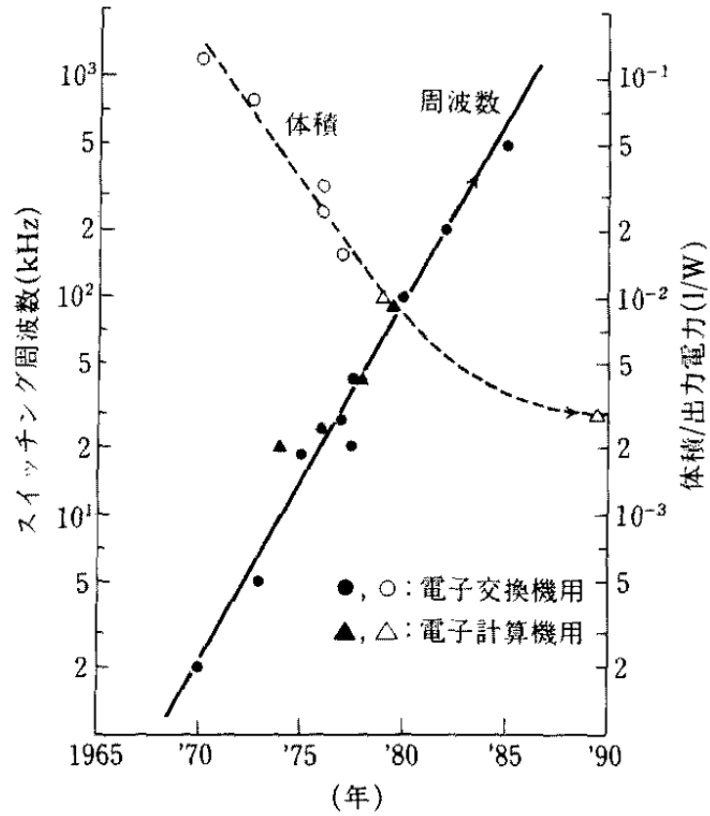


図 1.8 スイッチング電源小型化の歩み[55]

本節では、機械と電気の類似性に着目し、その類似性は変速機と変圧器でも一部成り立っていることを確認した。一方で、電気の分野においては、スイッチング制御による技術革新により変圧器が劇的に小型高効率となったのに対して、そのような革新は機械の分野における変速機では起きていない。変圧器の分野での革新と同じように、スイッチング制御による新たな変速原理を見出すことができれば、変速機の分野においても革新的な小型高効率化を実現し得るものと期待される。

1.2 研究目的

前節では、機械と電気および変速機と変圧器の類似性に着目し、変圧器ではスイッチング技術による小型高効率化が実現されたのに対して、機械の分野の変速機ではそのようなスイッチング技術による革新は実現されていないことを説明した。筆者は変速機の分野にスイッチング制御のアイデアを取り入れることが、将来的な変速機の小型高効率化の一手段と成り得ると考える。そこで、本研究では、そのような技術革新の第一歩として「スイッチング制御を用いた変速機の提案および実験検証」を目的とする。

変速をスイッチング制御で行うイメージを図 1.9 に示す。例えば、自動車用のパワートレインを考えた場合、エンジンやモータなどの原動機がトルクを発生させ、そのトルクが負荷トルクより大きい場合は加速し、負荷トルクと釣り合った場合には一定速度で回転する。図に示すように、変速機の内部でのトルク伝達をパルス状に行った場合でも、そのトルクは入力側の慣性で平滑化されて原動機への負荷となる。よって、変速機内で発生させるパルス状のトルクの平均トルクが原動機の発生するトルクと同じであれば、原動機の平均回転速度は連続的に負荷トルクが発生した場合と同じ回転速度で安定する。また、その際の入力軸の速度変動は、入力側の慣性が十分に大きいのか、負荷トルクのパルス周波数が十分に大きければゼロに近づく。

出力軸側にもパルス状のトルクを発生させた場合、入力軸と同様の現象が発生する。特に、自動車用の変速機の場合には一般的にドライブシャフトがばね要素を持つため、変速機の出力軸慣性とドライブシャフトおよび車両慣性によって振動系が形成されている。この振動系の固有振動数よりも、入力されるパルスの周波数が十分に大きければ最終的なトルクは滑らかになり、車両に発生する振動は小さくなる。

一方、例えば入力軸の回転速度が出力軸の回転速度よりも大きい際のエネルギーのバランスを考えた場合には、エネルギーが損失で失われるのでなければ、入力軸の負荷トルク（つまりは変速機への入力トルク）の平均よりも、出力軸のトルク（つまりは変速機の出力トルク）の平均の方が大きくなる。よって、周波数が等しい矩形波が入出力されると想定した場合には、出力側のパルスの高さもしくは幅が大きくなることを意味する。つまり、（伝達要素が伝達可能な最大トルクが固定である状況を想定して）パルスの高さが等しいと仮定した場合には、エネルギー的な観点からは、出力軸側のパルスの幅が入力軸側のパルスの幅より大きくなる必要があると言える。

このような、パルスの幅を変化させてトルク調整を行う制御は Pulse Width Modulation (PWM) と呼ばれ、電気の分野におけるスイッチング制御では一般的に用いられる技術である [59-61]。パルスによる動力伝達が可能であれば、同様の技術によるトルク制御も可能であると考えられる。

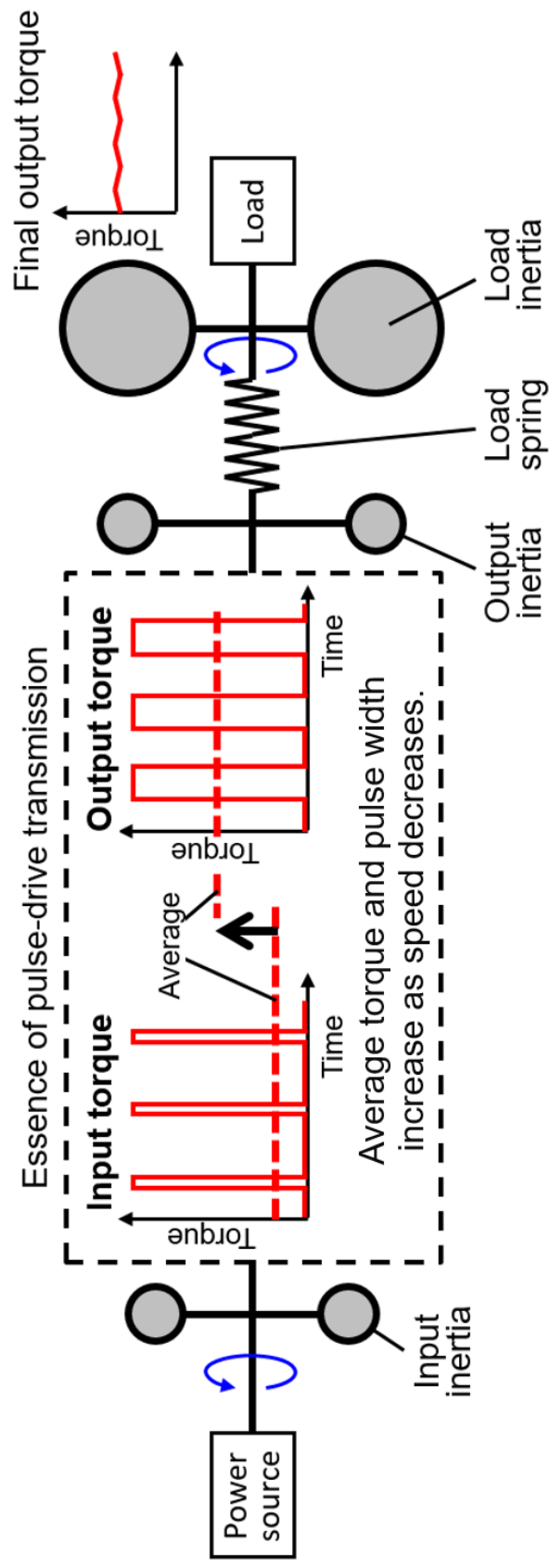


図 1.9 スイッチング制御による動力伝達(変速)のイメージ

まとめると、本研究では、以下の2点を実現するための、新しい変速機構造の提案および実験による検証を行うことが目的である。

- ①入力軸と出力軸との間のトルク伝達をパルス（間欠駆動）で実現する
- ②伝達するトルクのパルス（間欠駆動）による制御を実現する

1.3 本論文の構成

本論文は、図 1.10 に示すように第 1 章から第 6 章までで構成される。

第 1 章では、本論文の緒論として、研究背景および研究の目的を説明する。温室効果ガスの排出量削減のために自動車への要求として、内燃機関を用いた自動車であっても、電動自動車であっても、パワートレーンの高効率化が求められていること、およびその中で変速機が重要な役割を果たしていることを説明する。その上で、これまでの変速機に関する研究を俯瞰的にとらえた場合、変速機の技術が「半径の比による変速」と「すべりによる変速」に大分されており、それぞれの技術に対して、小型高効率化が進められていることを説明する。その上で、機械系と電気系、変速機と変圧器の類似性に着眼し、機械系と電気系に類似性があるにもかかわらず、変圧器の分野で革新的な小型高効率化を実現したスイッチング制御を用いたパワー変換の発想が、変速機の分野にはなかったことを指摘する。そして、そのような電気の分野での技術革新に類似した、新たな変速原理を創案することが、将来的に小型高効率な変速原理の実現に向けて新たな可能性を拓くものであるという説明する。最終的にこれらの考えを踏まえ、本研究では、スイッチング制御と同様の間欠駆動によるトルク伝達および制御の実現を目的と定義する。

第 2 章では、間欠駆動により動力伝達を行うためのアイデアとして、コンデンサやコイルに対応した機械要素であるばねと慣性から成る振動部を導入することを提案する。また、振動部の導入により、動力を伝達したい入出力の回転軸間に速度の差があった場合にも、振動部の慣性(振動子)が振動により回転軸と同じ速度になった瞬間に係合(回転軸と振動子を固定)することで、摩擦による損失を発生させずにエネルギーを蓄積および放出(つまり動力伝達)できることを説明する。その上で、この原理を用いて入出力軸間の動力伝達を実現する具体的な構造として、シンメトリックモデルとアシンメトリックモデルを提案し、それぞれの動作の説明および離散的な数値計算による動作のシミュレーション結果を示す。最終的に2つのモデルのエネルギーフローを比較することで、減速条件でのアシンメトリックモデルの優位性を説明する。

第1章 緒論

- ◇研究背景
自動車用の変速機に対する要求と先行研究
変速機・変圧器の類似性と変圧器における革新技術
- ◇研究目的
間欠駆動(スイッチング)によるトルク伝達および制御の実現



第2章 パルスドライブ変速原理の提案

- ◇パルスドライブの概要
振動子の導入
係合によるエネルギーの蓄積及び放出
- ◇パルスドライブを実現する2つの構造
シメトリックモデル
アシンメトリックモデル
エネルギーフローの比較



第3章 振動子運動の定式化

- ◇ばね変位の定式化
諸変数の導出
定常動作するための制約の導入
- ◇トルクの計算
入出力平均トルク計算式の導出
各パラメータのトルクへの影響検討



第4章 実験装置概要および基礎実験

- ◇装置概要
装置の構成とワンウェイクラッチの役割
ばね剛性および振動特性の評価
- ◇基礎的な実験による評価
固定係合タイミングでの基本実験条件の決定
基本実験条件および係合時間を変化させた場合の実験評価



第5章 コントローラの構築および実験評価

- ◇コントローラの構築および評価
フィードフォワードコントローラの構築および実験評価
損失を考慮したコントローラの改良および実験評価
フィードバックコントローラの構築および実験評価
- ◇ステップ応答特性の評価



第6章 結論

- ◇本研究の成果
- ◇今後の課題

図 1.10 本論文の構成

第3章では、第2章で提案したアシンメトリックモデルに対して振動子の運動の定式化を行う。パルスドライブサイクルを定義した上で4つのフェーズに分け、それぞれの運動を自由振動および等速回転運動として定式化する。諸変数を導出することで、4つのフェーズすべてにおけるばね変位を計算可能とした上で、振動振幅が過渡的に変化(発散や消失)せずに一定に保たれるための条件を導入する。最終的には、伝達トルクの計算式を導出し、パラメータの伝達トルクへの影響を検討する。

第4章では、原理検証のために試作機による基礎的な実験評価を行う。まず、試作機および評価装置の概要を示した後に、提案した原理を実機で実現するために、試作機が係合部を電磁クラッチとワンウェイクラッチを組み合わせた構成としていることを説明する。その上で、ねじりばねの剛性、および振動部(ねじりばね+振動子)の振動周期を実験により計測・評価する。最終的に、得られた特性を基に、固定の係合タイミングで行う基本的な実験条件を決定し、実験により振動子の動作の評価および伝達トルクの評価を行う。また、実験結果から、振動子の最高回転速度が入力軸の回転速度に対して十分大きく保たれることが、パルスドライブを安定的に動作させるために重要であることを説明する。

第5章では、第3章で導出した式をベースに、トルクの制御や(安定性に寄与する)振動子の最高回転速度の制御を実現するためのコントローラを構築する。まず初めに、単純なフィードフォワードコントローラの構築および評価を行った上で、損失を考慮することにより改良したフィードフォワードコントローラの構築および評価を行う。さらに、フィードバックコントローラの検討を行い、最終的に、トルク制御のステップ応答特性を評価する。

第6章では、本論文のまとめとして、研究成果および今後の課題をまとめる。

第2章 パルスドライブ変速原理の提案

本章では、第1章で説明した、変圧器と変速機の類似性を基に、パルス制御（間欠駆動）により回転速度が異なる2軸間の動力伝達を実現するための構造と制御についての提案およびシミュレーションによる検討を行う。

2.1 基本原理

2.1.1 振動子の導入による回転速度差の吸収

一般的に入力軸角速度と出力軸角速度との間に差がある状態で2つの軸を直接係合する場合、摩擦係合ではすべりが発生し速度差と伝達トルクに比例した損失が発生する。また、かみ合い等のすべりレス係合を利用した場合には係合時に撃力および損失が発生すると共に、係合後に速度差を許容することはできない。これらの課題を解決するためには、係合部の速度差を無くすことが必要である。本研究ではこれを実現するために、2つの軸（入出力軸）の速度差以上に変動（振動）する部分（中間振動子）を2軸間に導入することで、係合部の速度差を無くす方法を考案する。

提案する変速機の構造を説明する前に単純な構造を用いて、中間振動子の導入により速度差が許容できるようになる原理を説明する。図2.1に非回転部とばねを介して取り付けられた中間振動子、および回転軸と中間振動子とを係合可能なクラッチのみから成る単純な構造を示す。なお、ばねは、並進によりたわむばねではなく、回転によりたわむねじりばねを想定している。

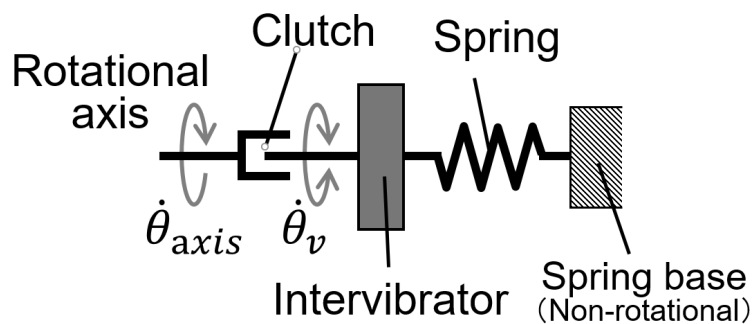


図 2.1 単純なばね-クラッチモデル

この構造では回転軸は1つしかないが、振動子の導入による回転速度差の吸収という意味では、回転軸とばねの固定部(非回転部)との間に速度差があると考えることができ、エネルギーを回転軸から固定部に接続されたばねに対して出し入れすることを考える。

まず、回転軸が一定速度で回転し、振動子が単振動している状態での、各部の回転速度は図 2.2(a) のようになる。図に示した通り、回転軸の回転速度 ($\dot{\theta}_{axis}$) に対して振動子回転速度の振幅 (A_v) が十分に大きい条件において、振動子回転速度が回転軸の速度と同じになる点(点 A, B)が存在する。これらの瞬間であれば速度差がないため、クラッチにより回転軸と振動子を係合しても損失無く係合できる。また、その際にはクラッチとして、速度差を許容できないかみ合いクラッチも利用可能である。一方、回転速度が一致した点 A, B に相当する時刻において、ばねのたわみ(ばね変位)は図 2.2(b) のようになり、それぞれ正の値(A 点)および負の値(B 点)を取っていることがわかる。

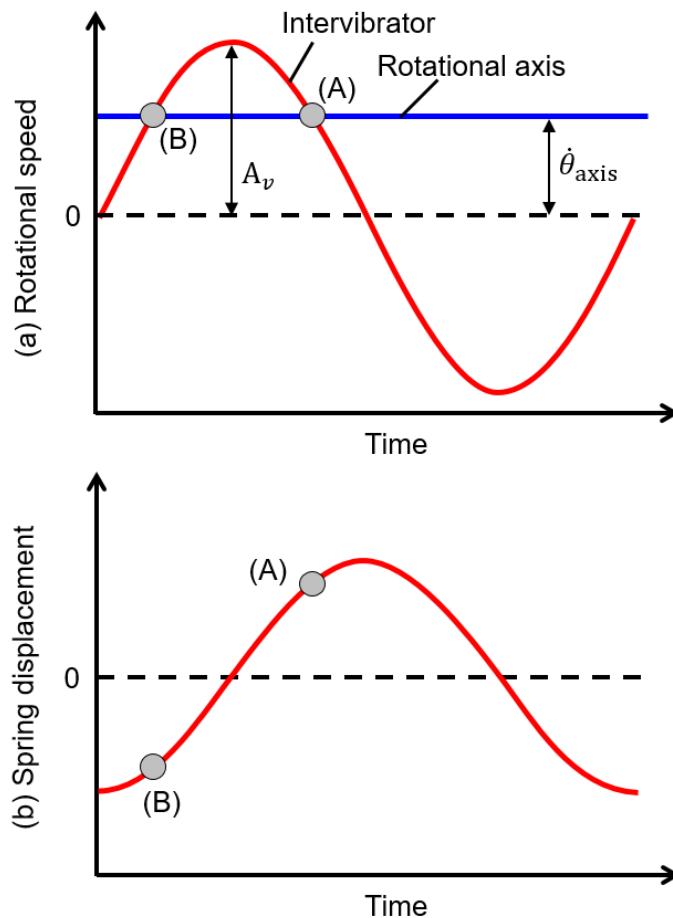


図 2.2 ばね-クラッチモデルにおける自由振動時の回転速度の関係及びばね変位

2.1.2 係合によるエネルギーの蓄積及び放出

回転軸と振動子の速度が同じになった瞬間に両者をクラッチで係合した場合、係合中のばね変位は回転軸の回転角度と同じ量だけ変化する。つまり、一定回転速度の回転軸と係合した場合には、図 2.3 に点線で示す通り、ばね変位は係合後一定の傾き（係合時の傾き）を維持して変化する。

この時、係合後のばねエネルギー（ばね変位の絶対値の二乗に比例）を考えた場合、A 点で係合した場合には係合後にばね変位の絶対値は大きくなるため、ばねエネルギーは増加する。一方、B 点で係合した場合には、係合直後はばね変位の絶対値は小さくなるため、ばねエネルギーは減少する（ただし、ばね変位の値がゼロとなった後も係合し続けた場合には増加に転じる）。つまり、2 種類の係合タイミングのうち、中間振動子が最高速度に達する前（ばね変位が負の値）の点で係合した場合には、係合中にばねエネルギーは放出され、最高速度に達した後（ばね変位が正の値）の点で係合した場合には、係合中にばねエネルギーは蓄えられるわけである。これら 2 種類の係合タイミングを組み合わせることで、回転軸からの動力をばねのたわみエネルギーとして蓄積したり、放出したりすることが可能である。

本節では 1 つの回転軸のみを持つ構造を例に、回転軸からばねへとエネルギーを出し入れすることができることを説明した。次節以降ではこの原理を応用し、2 つの回転軸間で動力を伝達するための構造および制御について説明する。

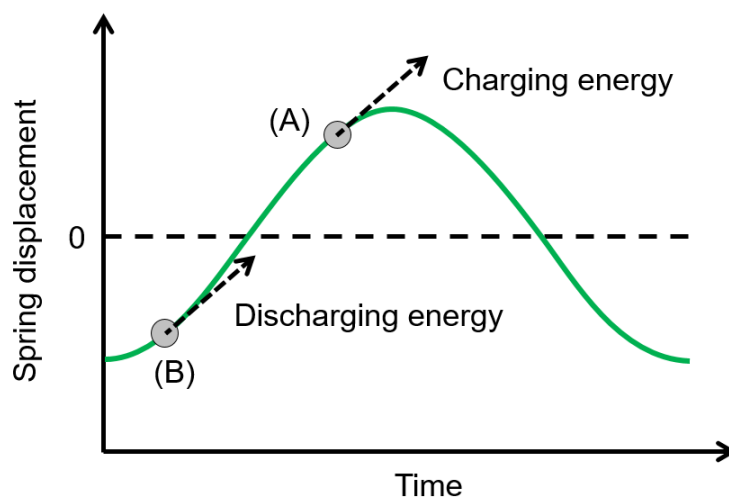


図 2.3 クラッチ係合タイミングとばね変位の関係

2.2 シンメトリックモデル

本節では、図 2.1 で示した単純構造を、入力軸および出力軸の 2 軸に対称に拡張したシンメトリックモデルによる動力伝達について、その構造および原理について説明した上で、簡単な数値計算によるシミュレーション結果を示す。

2.1.1 基本構造

シンメトリックモデルの基本構造を図 2.4 に示す。入力軸と出力軸との間に中間振動子があり、入力軸と中間振動子、出力軸と中間振動子間はクラッチにより係合可能となっている。また、中間振動子は非回転部にばねを介して接続されている。このばねは図 2.1 同様、並進によりたわむばねではなく、回転によりたわむねじりばねであり、中間振動子は回転方向に振動可能である。つまり振動子とばねと非回転部との関係は図 2.1 で示した単純構造と物理的には同じである。ただし、実際の装置として成立させることを考えると、単純構造(図 2.1)の場合は片側からの係合なので、トーションバーのようなもので非回転部(ケースの壁面等)と取り付けることでも実現可能であるが、このシンメトリックモデルでは、両側に回転軸を置くために、その様な構造では成り立たない。このシンメトリックモデルの構造を実際の装置として成立させる場合には、両側から係合可能とする必要があるため、ぜんまいばねのようなものの中に振動子(2つのクラッチから係合可能な軸)を取り付ける構造などが必要である。

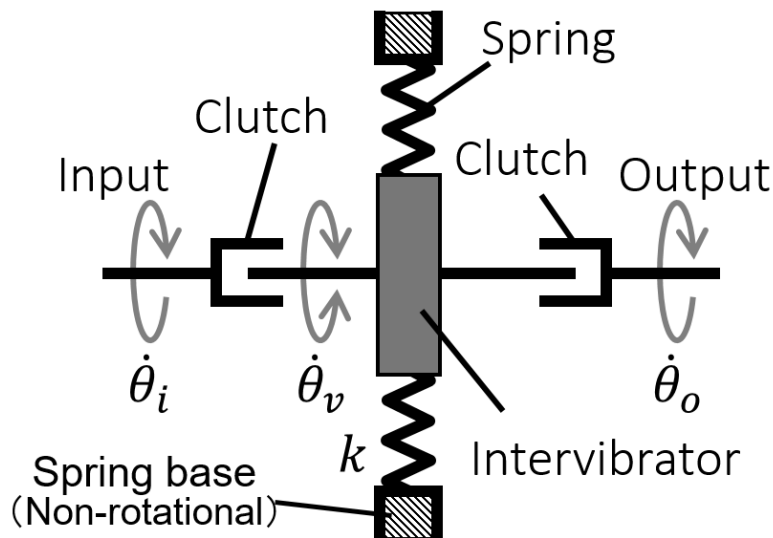


図 2.4 シンメトリックモデルの概念図

2.1.2 動作原理

図 2.4 に示したシンメトリックモデルの構造で、下記条件における各部の速度関係およびばね変位を図 2.5 に示す。

- 入力軸および出力軸は一定速度で回転
- 入力軸回転速度 ($\dot{\theta}_i$) > 出力軸回転速度 ($\dot{\theta}_o$)
- 中間振動子は非回転部(速度ゼロ)に対して回転速度振幅 (A_v) で振動
- 中間振動子の回転速度の振幅 (A_v) > 入力軸回転速度 ($\dot{\theta}_i$)

まず、入力軸に着目すると、図 2.5(a) に示すように中間振動子の速度は振動 1 サイクル中に 2 回、入力軸回転速度と等しくなる。入力軸と中間振動子のみを考えた場合、シンメトリックモデルは、図 2.1 で示した単純構造と物理的に等しい。よって、図 2.3 で説明した通り、2 回の速度同期タイミングのうち、中間振動子が最高速度に達する前の点で係合した場合には、係合中にばねエネルギーは放出され(negative)、最高速度に達した後の点で係合した場合には、エネルギーは蓄えられる(positive)。よって、それぞれの点を a_n, a_p とする。

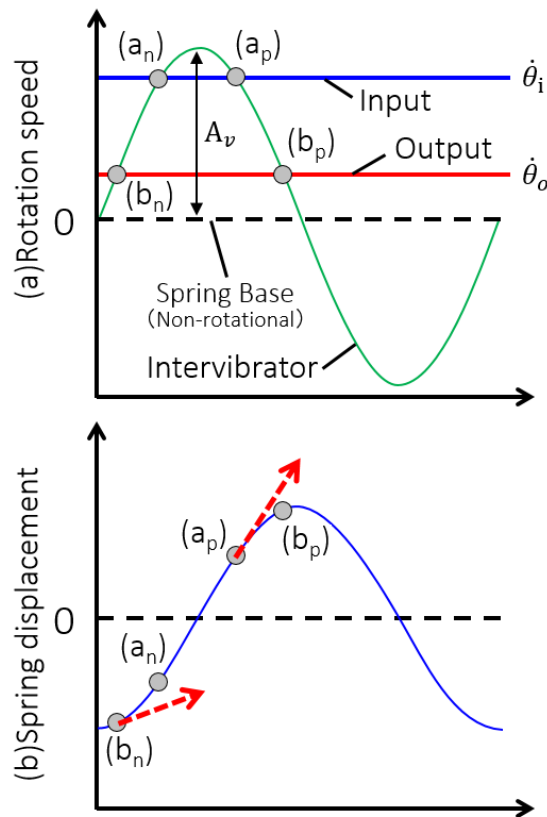


図 2.5 自由振動時の各部の回転速度およびばね変位 (シンメトリックモデル)

次に、出力軸に着目すると、入力軸同様、出力軸回転速度よりも中間振動子の回転速度の振幅が大きいため、中間振動子の回転速度と出力軸回転速度が等しくなるタイミングが2回存在する。出力軸と中間振動子のみを考えた場合、入力軸同様に図 2.1 で示した単純構造と物理的に等しいため、図 2.3 で説明した係合タイミングで係合することによって、ばねからエネルギーを放出(negative)、およびエネルギーを蓄積(positive)できる。よってそれぞれの点を b_n, b_p とする。

以上のことから、これら4つの点のうち、図 2.5(b)に示す a_p および b_n の点での係合を用いることで、入力軸からのエネルギーをばねのたわみエネルギーへと変換（蓄エネ）し、その後出力軸へとたわみエネルギーを出力（放エネ）することが可能である。

2.1.3 離散計算による評価

上述したシンメトリックモデルの動作を検証するために、中間振動子の運動方程式を離散時間の数値計算により解くことで、中間振動子の運動シミュレーションを実施する。

振動子に働く力(トルク M)は、ばねの力、入力軸とのクラッチトルク(T_{CL1})、出力軸とのクラッチトルク(T_{CL2})の3つの力の和である。また、中間振動子の変位(ねじり角)を θ_v 、中間振動子の慣性を I_v 、ばね定数を k として振動子の運動方程式は下記の式となる。

$$M = -k\theta_v + T_{CL1} + T_{CL2} \quad (2.1)$$

$$I_v\ddot{\theta}_v = M \quad (2.2)$$

$$\dot{\theta}_v = \int \ddot{\theta}_v dt \quad (2.3)$$

$$\theta_v = \int \dot{\theta}_v dt \quad (2.4)$$

一方、クラッチ係合中、振動子は係合中の軸(等速回転)と同じ回転速度を維持することを前提としているため、式(2.1)および式(2.2)の M はゼロとなる。

$$M = -k\theta_v + T_{CL1} + T_{CL2} = 0 \quad \text{[クラッチ係合中]} \quad (2.5)$$

また、入力軸と出力軸の回転速度は違うため、二つのクラッチが同時に係合されることは無い。よって各クラッチの係合中のトルクは、ばねの力を打ち消す分発生する。つまり、下記式が得られる。

$$T_{CL1} = 0 \quad \text{[入力軸側クラッチ解放中]} \quad (2.6)$$

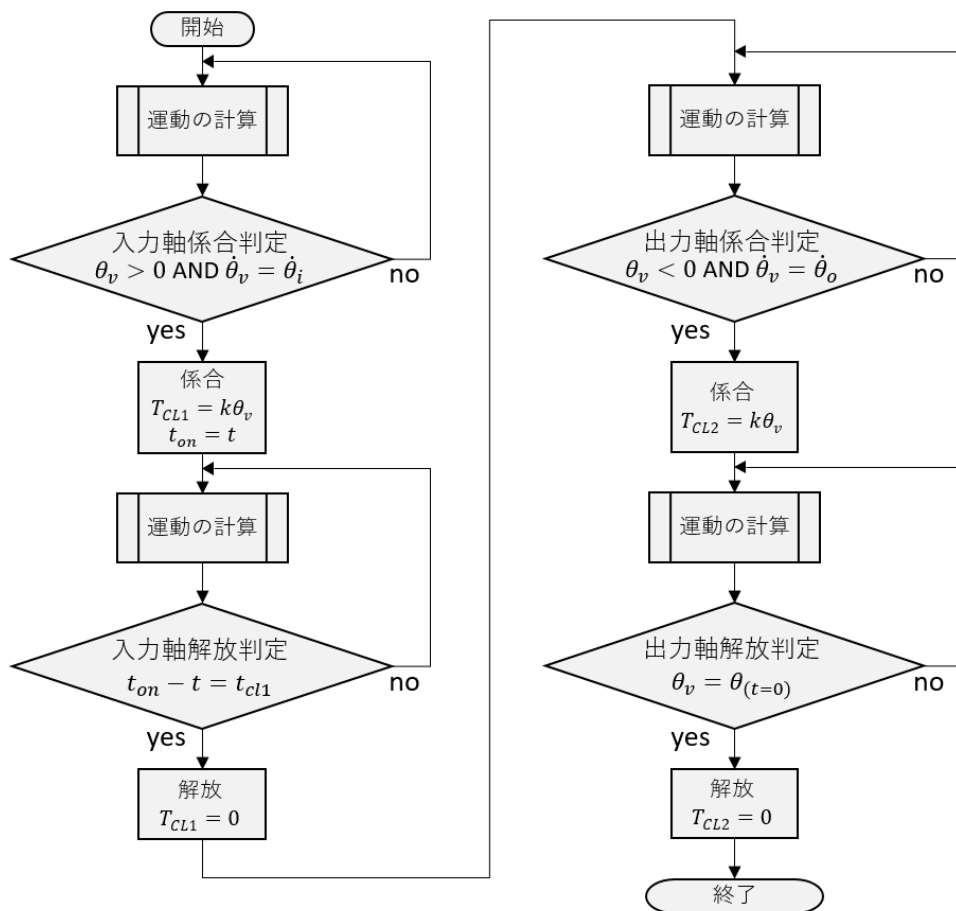
$$T_{CL1} = k\theta_v \quad \text{[入力軸側クラッチ係合中]} \quad (2.7)$$

$$T_{CL2} = 0 \quad \text{[出力軸側クラッチ解放中]} \quad (2.8)$$

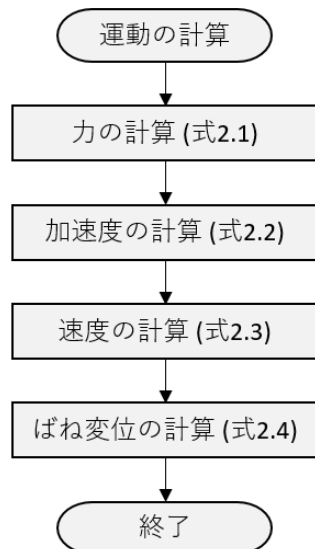
$$T_{CL2} = k\theta_v \quad \text{[出力軸側クラッチ係合中]} \quad (2.9)$$

また、上式を離散時間の数値計算により計算するために、2つの変数を定義する。1つはばね変位の初期条件 $\theta_{v(t=0)}$ であり、もう1つは入力軸クラッチを係合する期間の長さ t_{cl1} である。これに加えて、入出力軸の回転速度をそれぞれ $\dot{\theta}_i$ および $\dot{\theta}_o$ とし、振動子速度の初期条件は $\dot{\theta}_{v(t=0)} = \dot{\theta}_o$ とする。これは、前のサイクルにおける出力軸側クラッチを離れた瞬間を、次のサイクルの初期状態とするためである。

これらの式および変数を用いて、各クラッチの係合および解放タイミングのロジックをフローチャートでまとめると図 2.6 のようになる。ここで、各クラッチの係合開始のタイミングは、図 2.5 で説明した (a_p) 点や (b_n) 点であり、それぞればね変位の正負で判定している。一方、解放タイミングは入力軸側および出力軸側のクラッチが係合後、係合時間が t_{cl1} に達したタイミングおよび、ばね変位が初期条件 $\theta_{v(t=0)}$ に達したタイミングである。



(a) 全体のフロー



(b) 運動の計算部フロー(サブルーチン)

図 2.6 離散時間による数値計算の計算フロー

上記の式及び計算フローにより離散時間の数値計算が可能である。表 2.1 の条件で離散時間による数値計算を行った結果を図 2.7 に示す。2つのパラメータである初期ばね変位 $\theta_v(t=0)$ および入力軸側クラッチ係合時間 t_{cl1} はそれぞれ -12deg および 20ms とした。

表 2.1 ベースとする計算条件

Variable name	Value
Input speed	100 rpm
Output speed	50 rpm
Inertia of intervibrator	$0.01 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Spring constant	50 Nm/rad
Vibration cycle time	10^{-6} s

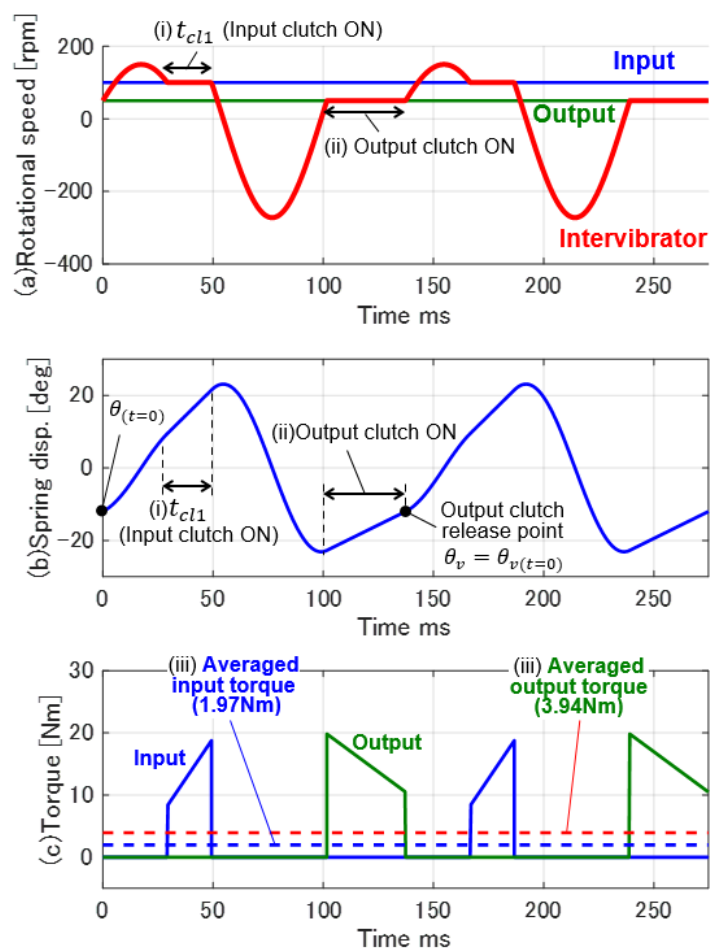


図 2.7 数値計算により得られた結果 (シンメトリックモデル)

[計算条件: $\theta_v(t=0) = -12 \text{ deg}$, $t_{cl1} = 20 \text{ ms}$ および表 2.1]

シミュレーションの結果から、前項で想定した通り、下記の事が確認できる(箇条書き番号は図中と対応).

- i. 中間振動子が最高速度を迎えた後、入力軸回転速度と同じ速度になった瞬間から一定の時間($t_{cl1}=20\text{ms}$), 中間振動子の速度と入力軸速度が同じ速度を保っており、その間、ばね変位は線形に増加している.
- ii. 中間振動子が最高速度に達する前(ばね変位は負の値中)に、出力軸回転速度と同じに速度になった瞬間からばね変位が初期値($\theta_{v(t=0)}=-12\text{deg}$)になるまで、中間振動子の速度と出力軸回転速度が同じ速度を保っており、その間、ばね変位(絶対値)は線形に減少している.
- iii. クラッチ係合中のばね変位にばね定数を乗じて得られる入出力トルク(図 2.7c)の平均は入力トルク(1.97Nm)および出力トルク(3.94Nm)であり、入力トルクに対して出力トルクが減速比倍(2倍)となっている.

以上のことから計算上、想定した動作が実現されていると言える. 提案構造のように、回転速度の異なる入出力軸間に中間振動子を配置することで、間欠駆動による動力伝達が可能であり、減速状態においてトルク増幅効果が得られることが確認された.

2.3 アシンメトリックモデル

これまで示した構造は、基本原理の説明で用いた単純構造も、シンメトリックモデルで示した構造もばねが非回転部と接続されていた。よって振動子の回転角度(絶対角度)は常にゼロを中心に変動(振動)する構造であった。しかし、この構造では、クラッチ係合によりエネルギーを蓄える際、係合中の入力軸の回転量とばね変位の増加量が等しくなる。つまり、入力軸が高速に回転している場合には、クラッチ係合の時間を短くしなくては、ばねが破壊される恐れがある。

それに対して本節では、ばねを回転軸上に配置し回転させることで、クラッチ係合中のばねへの負担を減らすことを狙った構造を提案する。具体的には、ばねを出力軸上に接続し、振動子自体も出力軸と同様に一定回転した上で、出力軸の回転を中心に振動する(相対的な回転角度を持つ)アシンメトリックモデルを提案する。

2.3.1 基本構造

アシンメトリックモデルの基本構造を図 2.8 に示す。入力軸と出力軸との間に中間振動子がある点と、入力軸と中間振動子間がクラッチにより係合可能となっている点はシンメトリックモデルと同様である。しかし、ばねが非回転部ではなく出力軸と振動子の間に取り付けられている点、および振動子が非回転部とブレーキで係合可能となっている点が違う構造となっている。なお、ブレーキによって振動子が固定された場合には、振動子の運動は停止されるが、停止中もばねの力は出力軸に伝達される構造である。

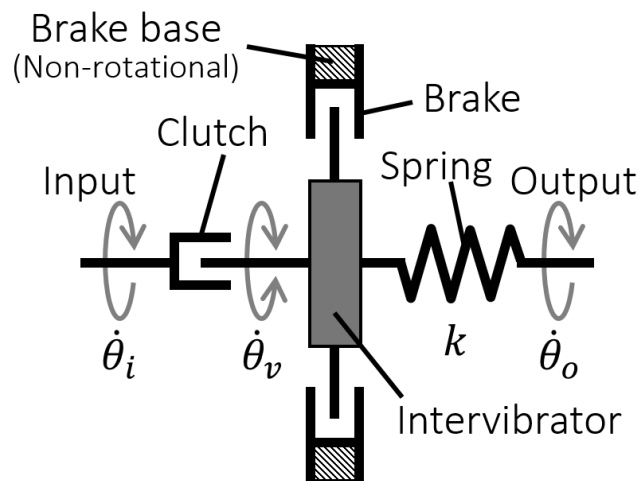


図 2.8 アシンメトリックモデルの概念図

図中，入力軸，出力軸および振動子の各回転速度はそれぞれ $\dot{\theta}_i$ ， $\dot{\theta}_o$ および $\dot{\theta}_v$ で表され，すべて絶対速度である．なお，繰り返しになるが，ばねは図 2.1 同様，並進によりたわむばねではなく，回転によりたわむねじりばねであり，中間振動子は回転方向に振動可能である．

2.3.2 動作原理

図 2.8 に示したアシンメトリックモデルの構造で，入出力軸が一定速度（入力軸回転速度 $\dot{\theta}_i >$ 出力軸回転速度 $\dot{\theta}_o$ ）で回転中に，中間振動子が出力軸上で自由振動している状態での，各部の速度関係およびばね変位を図 2.9 に示す．

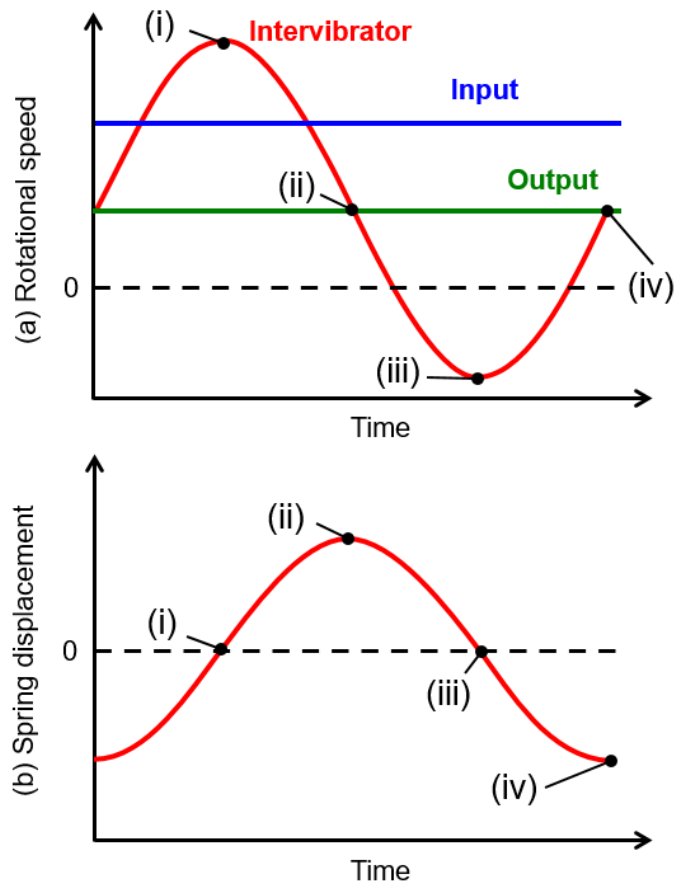


図 2.9 自由振動時の各部の回転速度およびばね変位（アシンメトリックモデル）

さらに、アシンメトリックモデルはシンメトリックモデルと比較して動作が複雑なため、図 2.10 に示す模式図を用いて詳細な説明を行う。この図は図 2.8 と全く同じ構造を表しているが、軸方向から見た図となっている。また、入力軸と出力軸が重なってしまうのを避けるために、出力軸側を中空の軸で表している。図は以下のことを簡易的に表現している。

- ・ 出力軸上にばねを介して中間振動子を取り付けられていること
- ・ 中間振動子と入力軸がクラッチにより係合可能であること
- ・ 中間振動子がブレーキにより固定可能であること

なお、中間振動子は図中では二つの部品に分かれているが実際には一つの部品(ブレーキによって固定可能な円盤の様なもの)である。模式図では、ばねのたわみ状態をわかりやすくするために分割して表示している。図中の各部品の運動を理解するために、入力軸が1回転する間の各部の位置変化やばねのたわみ状態を 16 分割した画像で示したものを図 2.11 に示す。なお、図 2.11 は、入力軸が1回転する間に、出力軸は半回転、振動子は2回振動する条件で描画している。

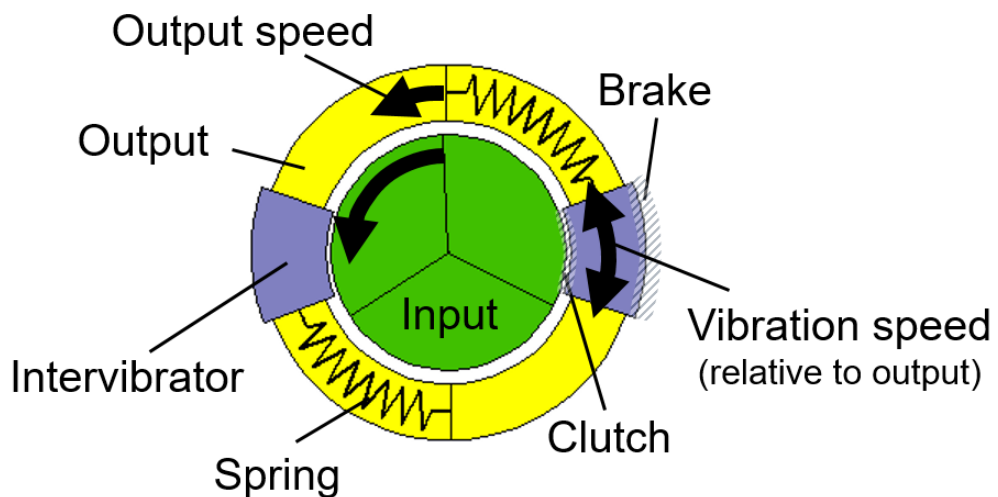


図 2.10 アシンメトリックモデルの模式図

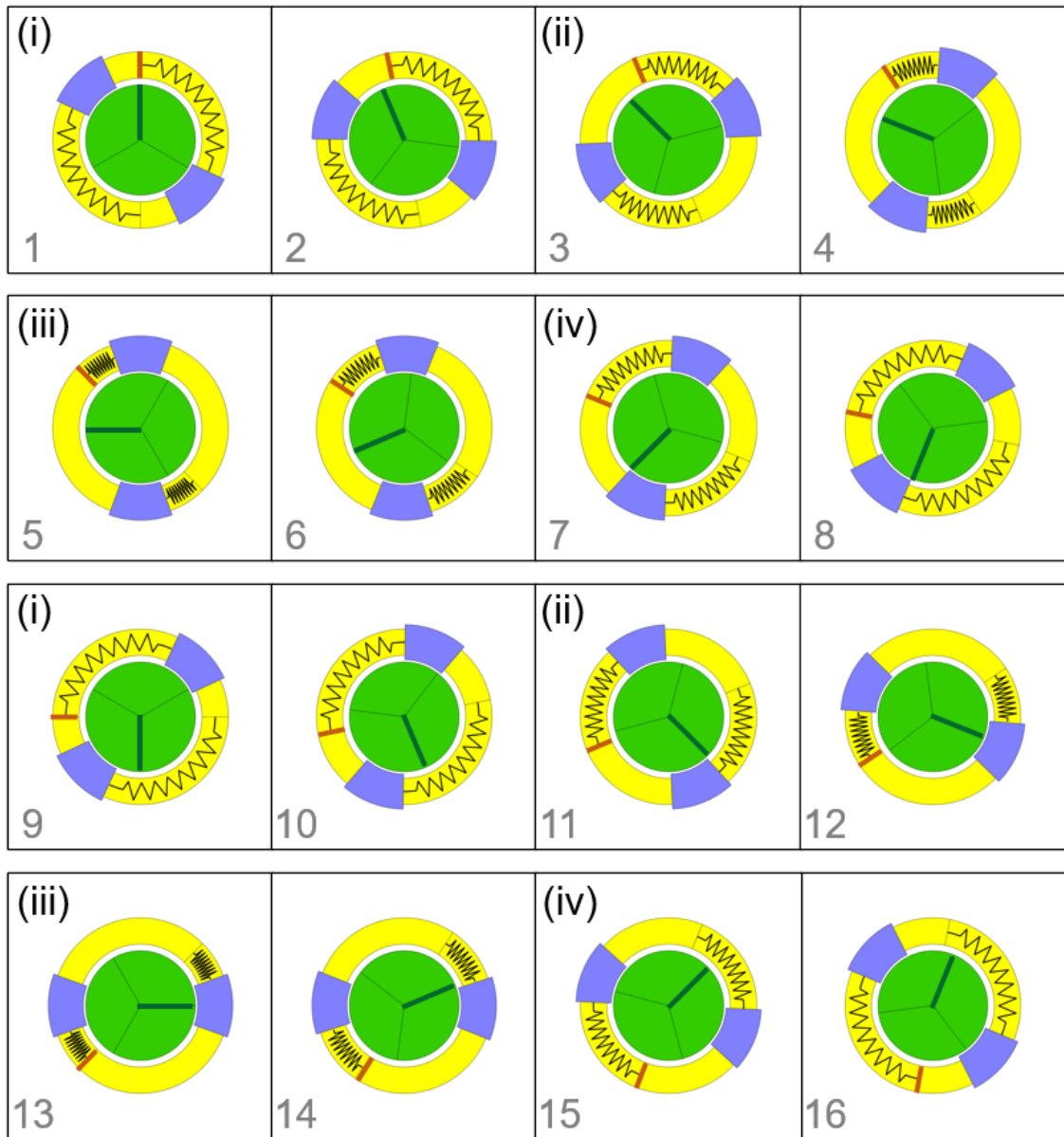


図 2.11 自由振動時の動き (アシンメトリックモデル)

図 2.11 中の奇数番号の図に表示されている (i)～(iv) は、図 2.9 中の点 (i)～(iv) におけるばねの状態および速度関係を示したものに对应する。図 2.9 中および図 2.11 中の点 (i)～(iv) の状態について以下に説明する。なお前述した通り、中間振動子の「振動速度」は出力軸との相対速度を表し、一方で中間振動子の「速度」は絶対速度（出力軸の回転速度と振動速度を足した速度）を表す。

- i. ばねが自然長の状態であり，中間振動子の振動速度が最大の状態．中間振動子の速度は入力軸速度よりも大きい（正の値に最大）．
- ii. ばねのたわみが正方向に最大の状態であり，中間振動子の振動速度はゼロの状態．中間振動子の速度は出力軸回転速度に等しい（正の値）．
- iii. ばねが自然長の状態であり，中間振動子の振動速度が最小(負の方向に最大)の状態．中間振動子の速度はゼロより小さい（負の値）．
- iv. ばねのたわみが最小（負方向に最大）の状態であり，中間振動子の振動速度はゼロの状態．中間振動子の速度は出力軸回転速度に等しい（正の値）．

以上の4つの状態の説明，および図 2.9 から，中間振動子の回転速度が入力軸回転速度と同じになる瞬間（クラッチが係合可能な瞬間）は(iv) (i)間と(i) (ii)間の2点に存在することとなる．また，中間振動子の回転速度がゼロとなる瞬間（ブレーキが係合可能な瞬間）は(ii) (iii)間と(iii) (iv)間の2点に存在することとなる．

グラフにそれら4つの点を表したものを図 2.12 に示す．クラッチ係合可能な点を a_n および a_p ，ブレーキ係合可能な点を b_n および b_p としており，それぞれの添え字は前述の通り，係合中にばねエネルギーが放出される(negative)場合は n，係合中にばねエネルギーが蓄えられる(positive) 場合は p としている．

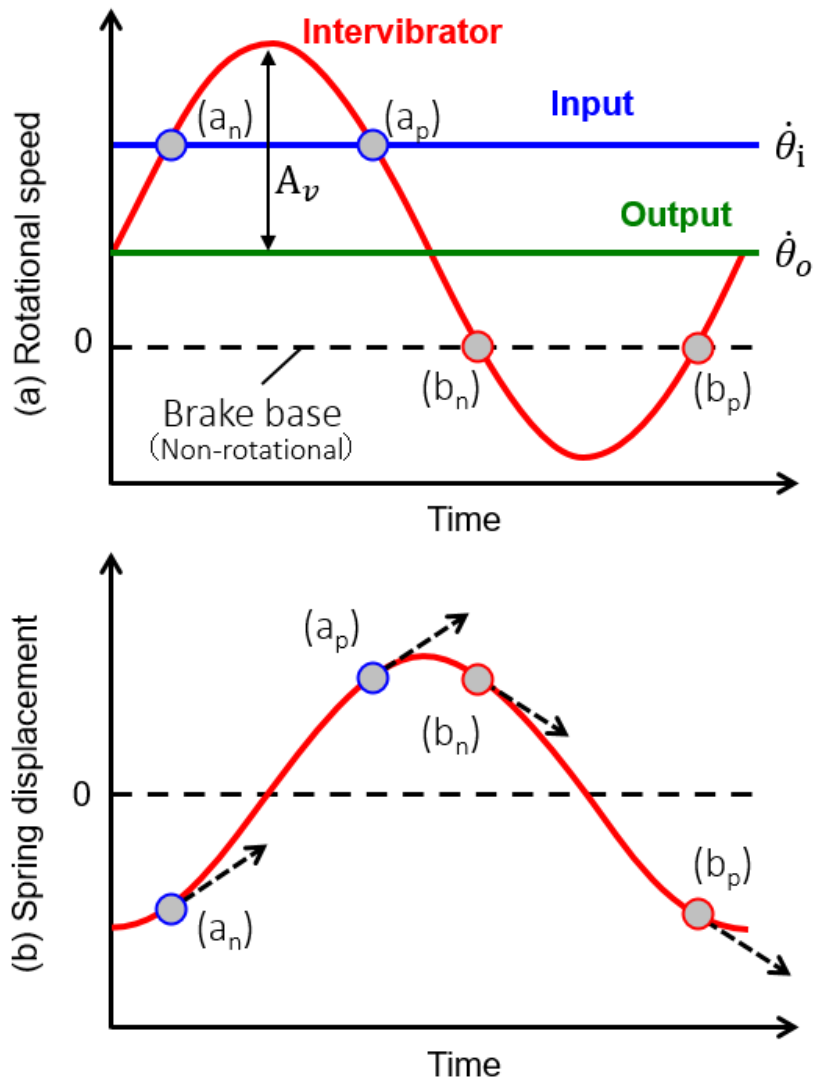


図 2.12 係合タイミングとばね変位の関係 (アシンメトリックモデル)

エネルギーの流れを考え、これら4点のうち、 a_p でクラッチを係合することでばねエネルギーを蓄え、 b_n 点でブレーキを係合することでエネルギーを放出する。これにより、入力軸から出力軸への動力伝達が可能であると考える。

上記の通りの係合が実現した場合に想定される各部の速度を図 2.13 に示す。図中、クラッチ係合の開始点を a 点、クラッチ係合の終了点を a' 点とし、さらに、ブレーキ係合の開始点は b 点、ブレーキ係合の終了点は b' 点としている。なお、後に詳しく説明するが、クラッチの解放は、クラッチの係合時間が一定値を超えたタイミングで行い、ブレーキの解放はばねのたわみが初期状態に戻ったタイミングで行うものとする。

各点におけるばねのたわみ状態（エネルギー）を考えるために、これらの点（クラッチおよびブレーキの係合前後）における各部の回転速度やばね状態の変化を模式図で表したものを図 2.14 に示す。

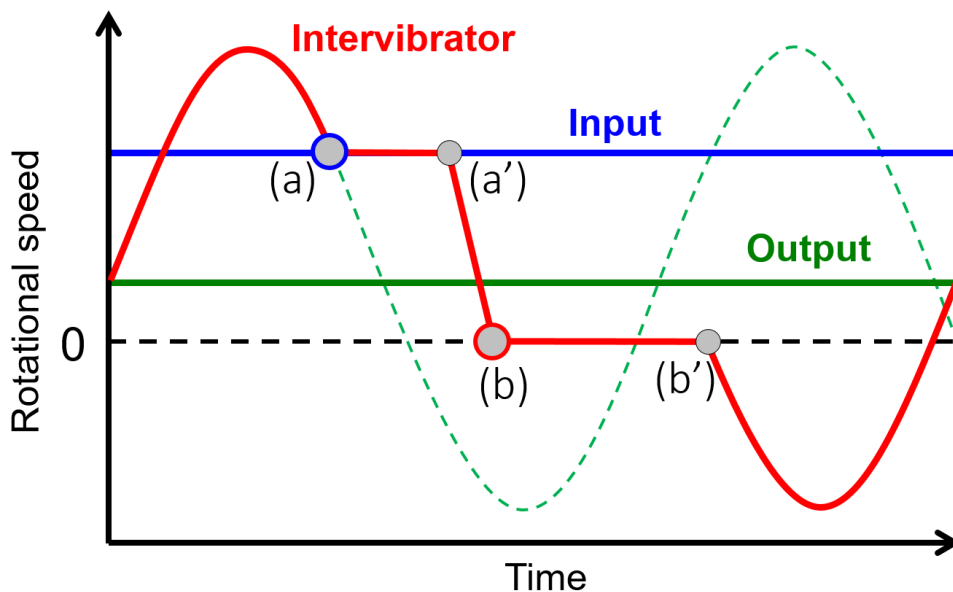


図 2.13 想定される回転速度の変化（アシンメトリックモデル）

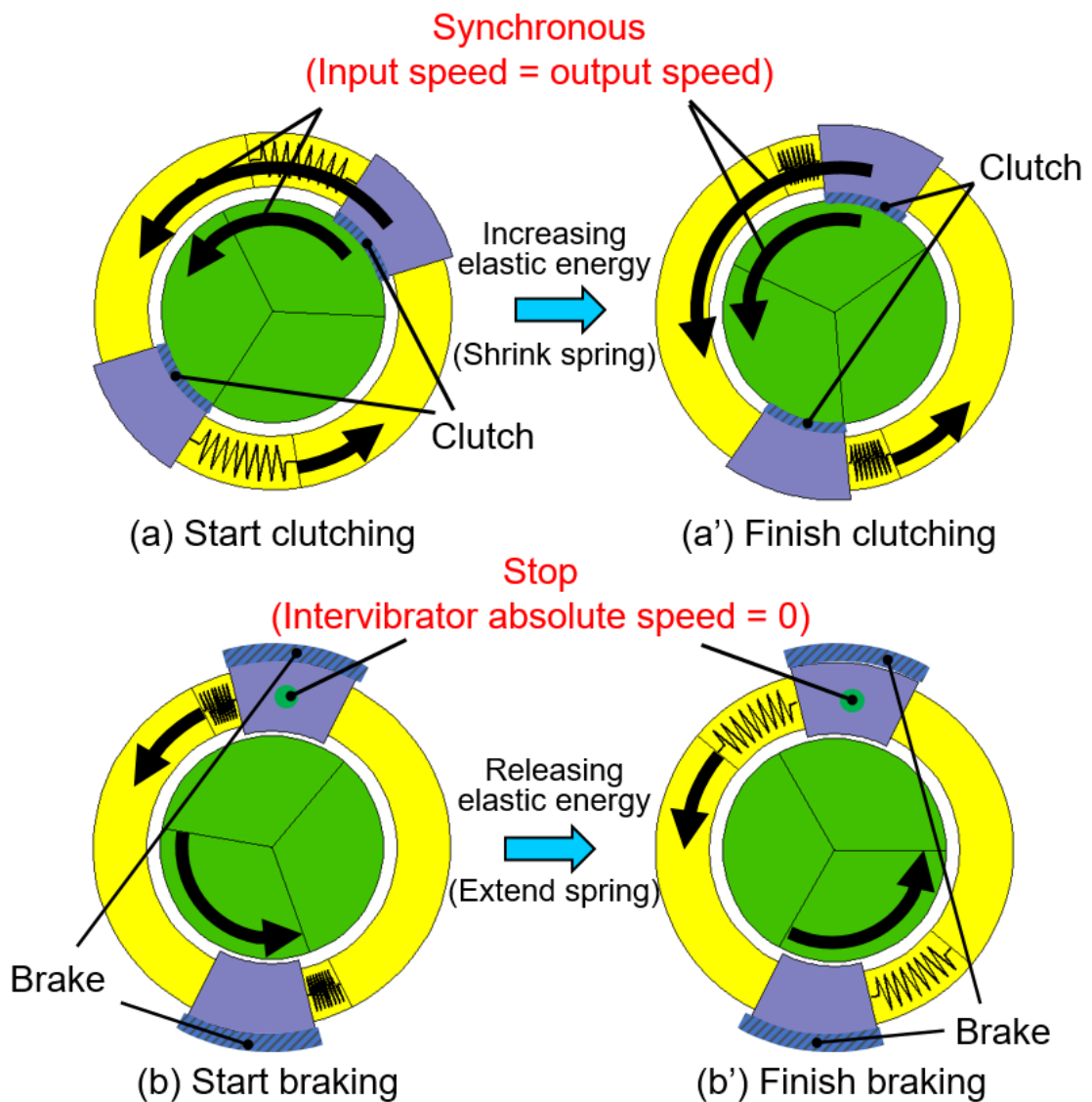


図 2.14 クラッチおよびブレーキ係合中の動作 (アシンメトリックモデル)

まず、クラッチ係合前後の点である a 点および a' 点について考える。 a 点で入力軸と振動子がクラッチによって固定され、係合中は入力軸と振動子は同じ速度となる。さらに、入力軸回転速度は出力軸回転速度よりも大きいため、 a 点に比べて a' 点の方がより大きくばねがたわむ(図中では圧縮される)。つまり係合中にばねのたわみエネルギーは増す。

次に、ブレーキ係合の前後の点である b 点および b' 点について考える。点 b 点で振動子の絶対速度はゼロとなりブレーキで固定される。さらに、ブレーキで振動子が固定されている間にも出力軸は回転しているため、 b 点に比べて b' 点の方がばねのたわみは減少する(図中では圧縮量が減る)。つまりブレーキ係合中に、ばねのたわみエネルギーは減少する。

以上の動作をまとめると、上述したタイミングで係合を行うことで、クラッチの係合中にはばねエネルギーが蓄積され、ブレーキ係合中にはばねエネルギーが放出されるということになる。よって、これらの動作の繰り返しにより、動力伝達が実現されると考えられる。

2.3.3 離散計算による評価

アシンメトリックモデルに対してもシンメトリックモデル同様、中間振動子の運動方程式を離散時間の数値計算により解くことで、動作検証を実施する。ただし、アシンメトリックモデルでは、中間振動子の回転角度(絶対角度)とばね変位(ねじり角)は一致しない(シンメトリックモデルでは、ばねが非回転部に対して固定されていたため、振動子の回転角度とばねのねじり角は一致)。よって、中間振動子の回転角度(絶対角度)を θ_v とし、ばね変位(ねじり角)を θ'_v とする。

振動子に働く力(M)は、ばね力、クラッチトルク(T_{CL})、ブレーキトルク(T_{BR})の3つの力の和である。よって、中間振動子の慣性を I_v 、ばね定数を k として、振動子の運動方程式は下記の式となる。

$$M = -k\theta'_v + T_{CL} + T_{BR} \quad (2.10)$$

$$I_v \ddot{\theta}_v = M \quad (2.11)$$

$$\dot{\theta}_v = \int \ddot{\theta}_v dt \quad (2.12)$$

$$\theta_v = \int \dot{\theta}_v dt \quad (2.13)$$

一方、入出力軸の回転速度をそれぞれ $\dot{\theta}_i$ および $\dot{\theta}_o$ とし、振動子と出力軸の回転速度差を積分することでばね変位 θ'_v が得られる。

$$\theta'_v = \int \dot{\theta}_v - \dot{\theta}_o dt \quad (2.14)$$

また、クラッチ係合中、振動子は入力軸(等速回転)と同じ回転速度を維持すること、およびブレーキ係合中は速度ゼロを維持することを前提としているため、式(2.10)および式(2.11)の M はクラッチ係合中はゼロとなる。

$$M = -k\theta_v + T_{CL} + T_{BR} = 0 \quad [\text{クラッチ係合中}] \quad (2.15)$$

入力軸の回転速度がゼロでないとすると、クラッチとブレーキが同時に係合されることは無い。よって式2.15から下記式が得られ、クラッチおよびブレーキの係合中のトルクはばねの力を打ち消す分発生することがわかる、

$$T_{CL} = 0 \quad [\text{クラッチ解放中}] \quad (2.16)$$

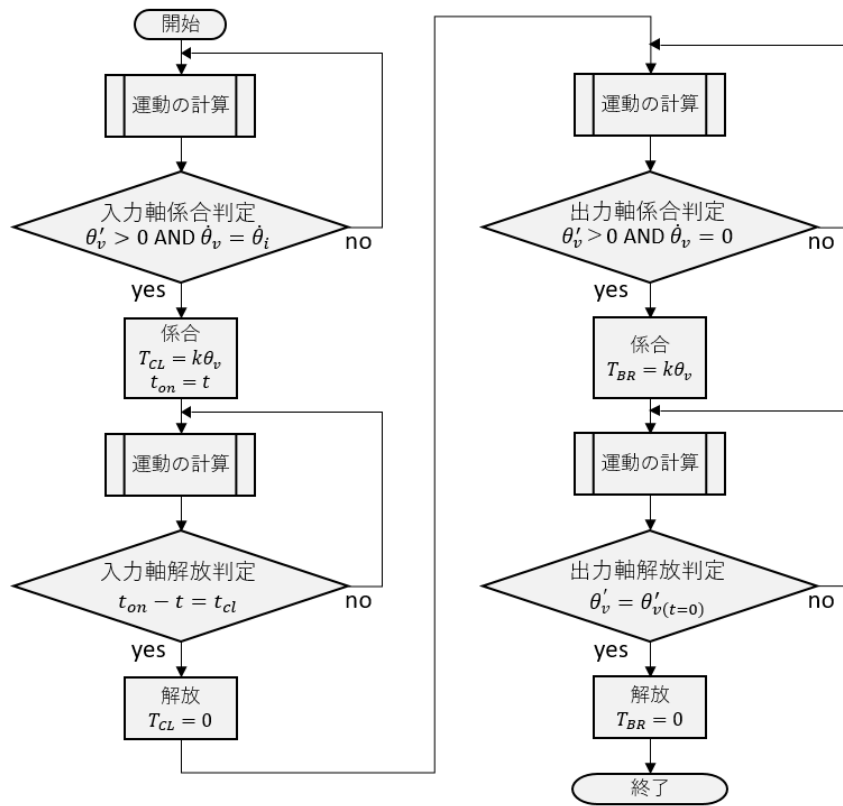
$$T_{CL} = k\theta_v \quad [\text{クラッチ係合中}] \quad (2.17)$$

$$T_{BR} = 0 \quad [\text{ブレーキ解放中}] \quad (2.18)$$

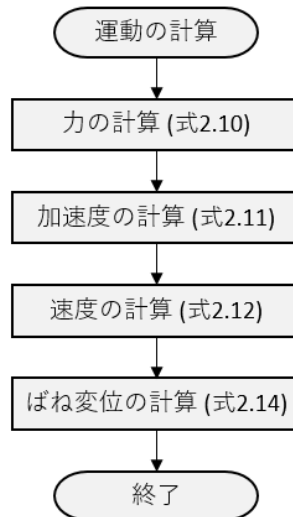
$$T_{BR} = k\theta_v \quad [\text{ブレーキ係合中}] \quad (2.19)$$

また、上式を離散時間の数値計算により計算するために、シンメトリックモデル同様に2つの変数を定義する。1つはばね変位の初期条件 $\theta'_{v(t=0)}$ であり、もう1つはクラッチを係合する期間の長さ t_{cl} である。これに加えて、振動子速度の初期条件は $\dot{\theta}_{v(t=0)} = 0$ とする。これは、前のサイクルにおいてブレーキを離した瞬間を、次のサイクルの初期状態とするためである。これらの式および変数を用いて、クラッチおよびブレーキの係合/解放タイミングのロジックをフローチャートでまとめると図2.15のようになる。

ここで、各クラッチの係合開始のタイミングは、図2.12で説明した (a_p) 点や (b_n) 点である。一方、解放タイミングは入力軸側および出力軸側のクラッチが係合後、係合時間が t_{cl} に達したタイミングおよび、ばね変位が初期条件 $\theta'_{v(t=0)}$ に達したタイミングである。



(a) 全体のフロー



(b) 運動の計算部フロー(サブルーチン)

図 2.15 離散時間による数値計算の計算フロー(アシンメトリックモデル)

上記の式及び計算フローにより離散時間の数値計算が可能である。アシンメトリックモデルの際と同様の計算条件（表 2.1）で離散時間による数値計算を行った結果を図 2.16 に示す。2つのパラメータである初期ばね変位 $\theta'_v(t=0)$ およびクラッチ係合時間 t_{cl} はそれぞれ 12deg および 20ms とした。

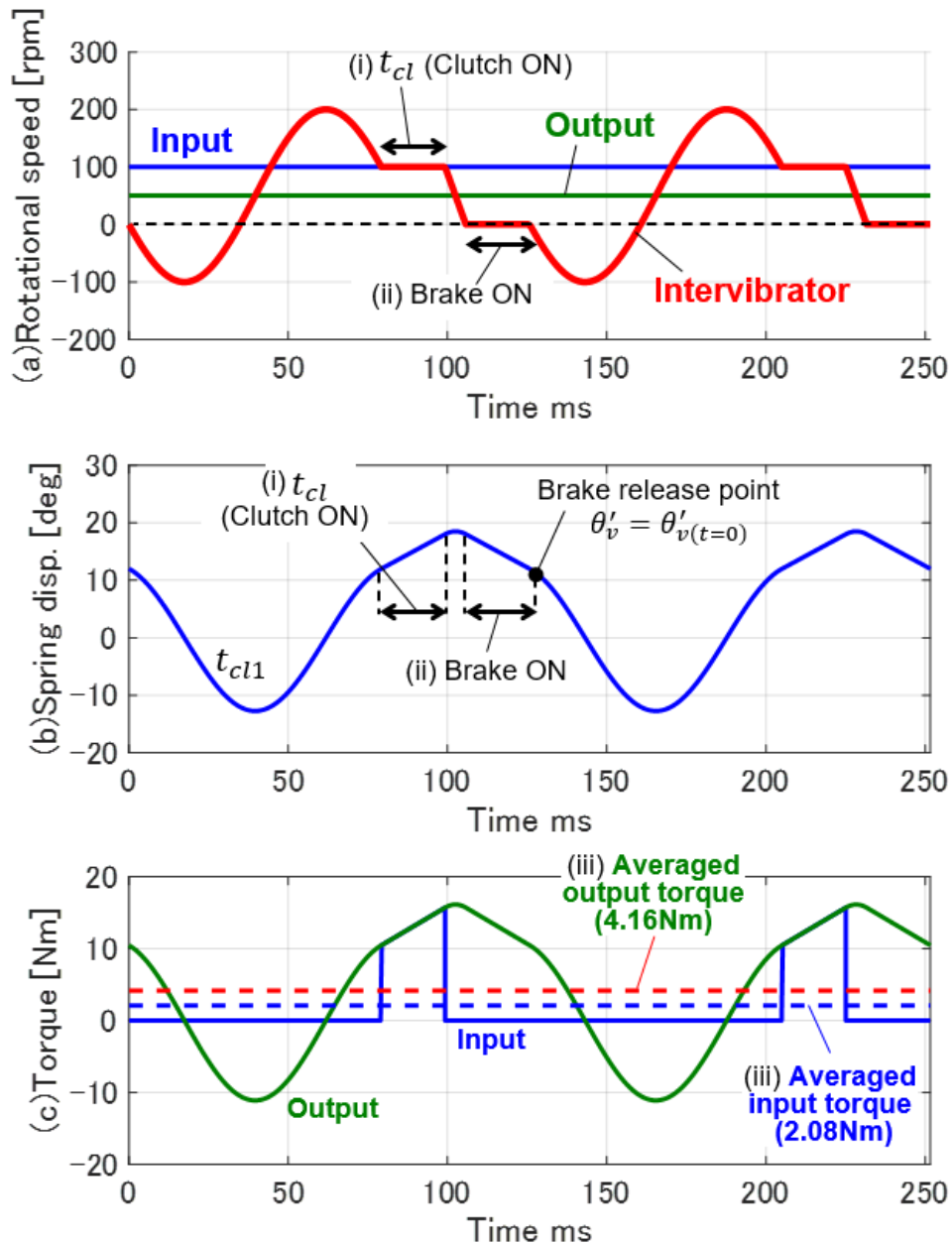


図 2.16 数値計算により得られた結果（アシンメトリックモデル）

[計算条件: $\theta'_v(t=0) = 12 \text{ deg}$, $t_{cl} = 20 \text{ ms}$ および表 2.1]

シミュレーションの結果から、前項で想定した通り、下記の事が確認できる(箇条書き番号は図中と対応).

- i. 中間振動子が最高速度を迎えた後、入力軸回転速度と同じに速度になった瞬間から一定の時間($t_{cl}=20\text{ms}$), 中間振動子の速度と入力軸速度が同じ速度を保持しており、その間、ばね変位は線形に増加している.
- ii. クラッチ解放後、中間振動子が減速し、速度がゼロとなった瞬間からばね変位が初期値($\theta'_v(t=0)=12\text{deg}$)になるまで、中間振動子の速度はゼロを保持しており、その間、ばね変位は線形に減少している.
- iii. クラッチ係合中のばね変位にばね定数を乗じて得られる入力トルクと、全域でばね変位にばね定数を乗じて得られる出力トルク平均したところ、それぞれ 2.08Nm および 4.16Nm であり、入力トルクに対して出力トルクが減速比倍 (2 倍) となっている.

以上のことから計算上、想定した動作が実現されていると言える。よって、アシンメトリックモデルの構造でもシンメトリックモデルの構造と同様に、回転速度の異なる入出力軸間で、間欠駆動による動力伝達が可能であり、減速状態においてトルク増幅効果が得られることがわかる。

2.4 エネルギーフローの比較

以上の検討から、シンメトリックモデル、アシンメトリックモデル共に、中間振動子を導入した上での間欠駆動により、回転速度の異なる2軸間での動力伝達が可能であることが示された。これら2つ以外の構造としては、入力軸側にばねを取り付けた構造が考えられるが、モデルとしてはアシンメトリックモデルと同じであり、逆側から駆動するものとなる。本報では取り扱わないが、逆駆動や増速条件などについては、今後検討する必要がある。

2つのモデルで動力伝達が可能であることが示されたので、本節では、2つのモデルを比較し、試作機による原理検証（入力軸から出力軸への減速駆動）を想定した場合にどちらの構造の方が優れているか検討する。

そのために前述の運動シミュレーションを利用するが、上述したそれぞれのモデルの運動シミュレーションの結果は、入出力トルクや振動サイクルの周期が違う。そこで、比較のために下記二つの調整を行う。

- ①振動サイクルの周期を等しくする
- ②入出力トルクを等しくする

これらの条件を満たすようにパラメータである初期ばね変位およびクラッチ係合時間(それぞれシンメトリックモデルでは $\theta_{v(t=0)}$ および t_{cl1} 、アシンメトリックモデルでは $\theta'_{v(t=0)}$ および t_{cl})を調整した結果を表 2.2 に示す。

表 2.2 2つのモデルで周期およびトルクが等しくなるよう表 2.1 から変更した計算条件

Variable name	Value	
	Symmetric	Asymmetric
Cycle time	155 ms	
Input torque	2.5 Nm	
Output torque	5.0 Nm	
Initial spring displacement	-11.05 deg	5.63 deg
Clutching time	27.1 ms	38.8 ms

表 2.1 と表 2.2 の条件を用いてそれぞれのモデルに対して計算した回転速度，ばね変位，トルクの結果を図 2.17 に示す。

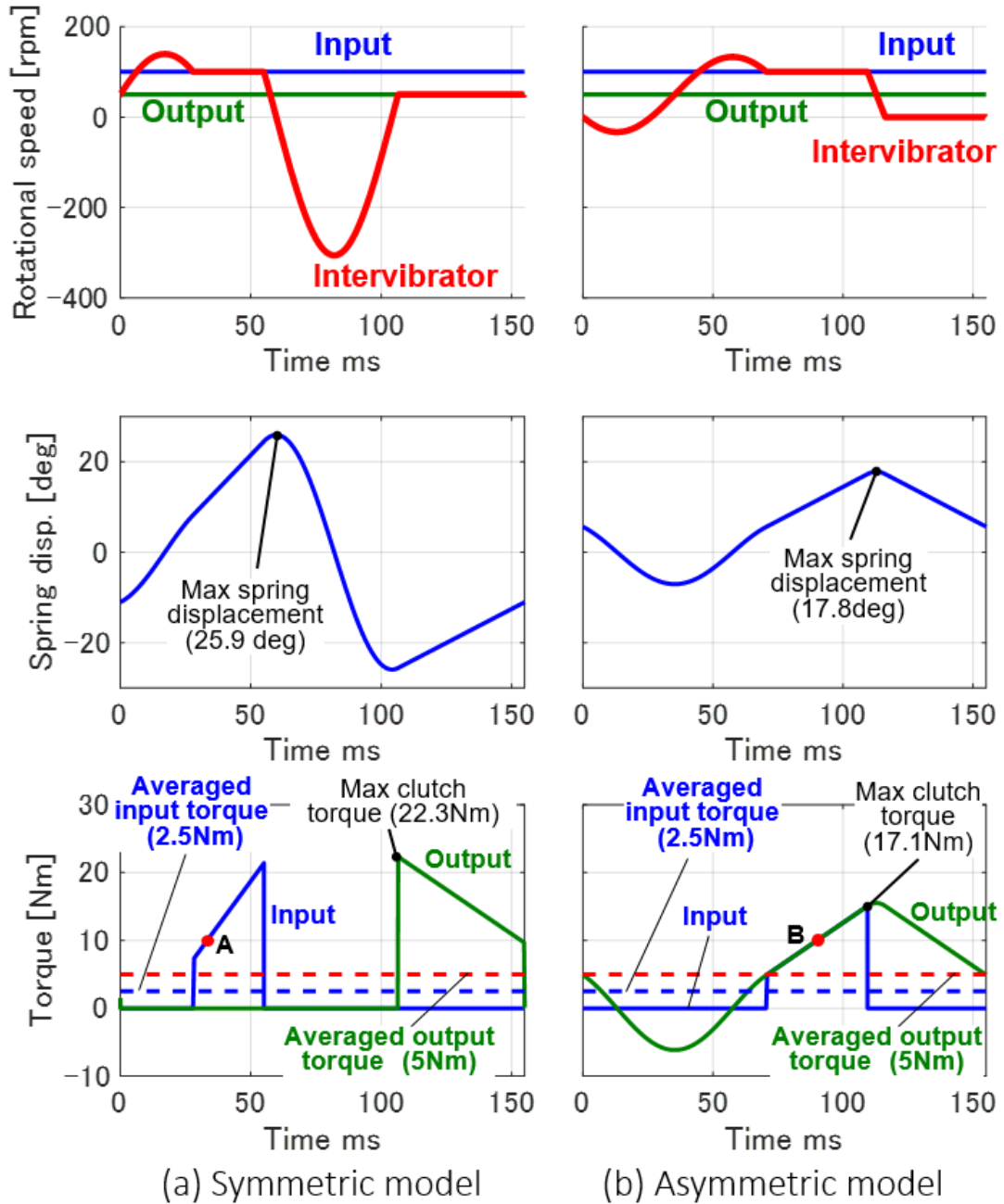
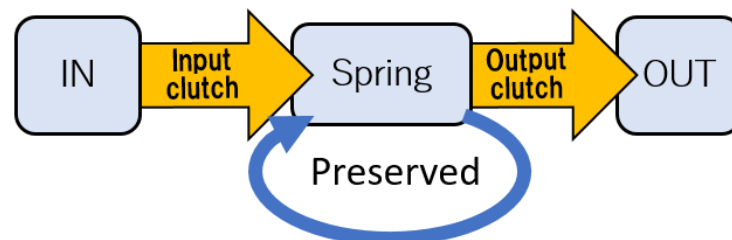


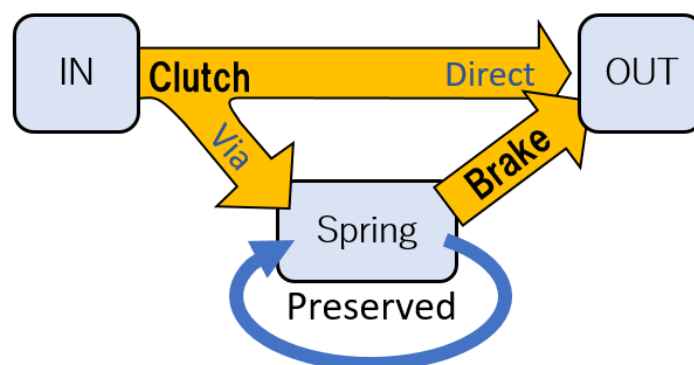
図 2.17 数値計算による2つのモデルの比較結果

図 2.17 において最大ばね変位をシンメトリックモデルとアシンメトリックモデルで比較した場合、シンメトリックモデルでは 25.9 deg, アシンメトリックモデルでは 17.8 deg であった。また同様に、クラッチの最大トルクを比較した場合、シンメトリックモデルでは 22.3 Nm, アシンメトリックモデルでは 17.1 Nm であった。つまり、同じ周期、同じ入出力トルクであっても、シンメトリックモデルの方が、最大ばね変位および最大クラッチトルクが大きいことがわかる。このような特性は、試作機を設計する際に、部品に求められる性能が高くなってしまふ（ばねの体格や係合装置のトルク容量が大きくなってしまふ）原因となると考えられる。よってアシンメトリックモデルの方が、減速条件において同じエネルギー量を伝達する場合には小型化が可能であると考え、本研究では以降、アシンメトリックモデルに対して詳細検討および試作機による実験検証を行うものとする。

このような最大ばね変位や最大クラッチトルクに差が発生する原因は、動力伝達時のエネルギーフローに着目することで説明可能である。図 2.18 にそれぞれのモデルに対して、係合時のエネルギーフローを示す。



(a) Symmetric model



(b) Asymmetric model

図 2.18 エネルギーフローの比較

シンメトリックモデルでは、入力軸側クラッチの係合によってばねのたわみエネルギーが蓄えられ、出力軸側クラッチによりばねのたわみエネルギーが放出されるという単純なエネルギーの流れであった。それに対して、アシンメトリックモデルでは、クラッチ係合中（入力軸と中間振動子の係合中）に、中間振動子とばねで繋がれた出力軸にもトルクが伝達され続ける。よって、入力軸からのエネルギーの一部は出力軸に直接伝達され、残りのエネルギーのみがばねのたわみエネルギーとして蓄積される。例として、図 2.17 で示した計算結果から、2つのモデルで入力軸からの伝達トルクが 10 Nm の際（図 2.17 のトルクのグラフ中 A および B）に入力軸から入力されるパワー、出力軸に出力されるパワー、ばねに蓄えられるパワーをそれぞれ計算した結果を図 2.19 に示す。シンメトリックモデルでは、入力軸係合中のパワーはすべてばねのたわみエネルギーとなっているのに対して、アシンメトリックモデルでは、半分のエネルギーがばねのたわみエネルギーとなっており、もう半分は出力軸へと伝達されていることがわかる。つまり、アシンメトリックモデルでは、入力エネルギーの $1 \div$ 減速比（計算例では 2）分は、直接出力エネルギーとなるわけである。この特性が、伝達するエネルギーが同じでも、シンメトリックモデルよりもアシンメトリックモデルの方が、ばねに蓄える必要があるエネルギーが少ない、つまり最大ばね変位が小さい原因となっていると考えられる。

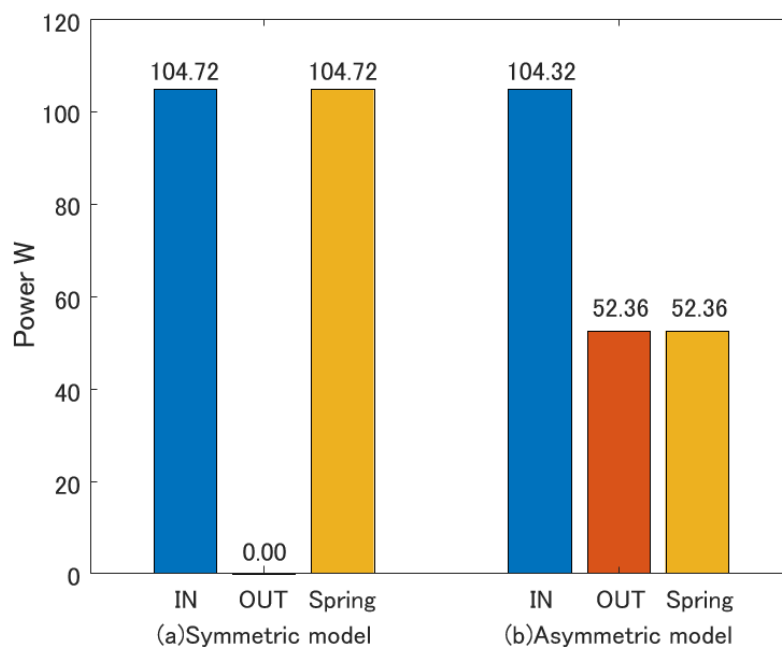


図 2.19 入力軸係合中のエネルギーフローの比較例

2.5 パルスドライブの定義

これまでの検討で、提案したシンメトリックおよびアシンメトリックモデルの両方の構造で、速度が異なる2軸間の動力伝達の実現可能であることが示された。筆者らはこの伝達原理を「パルスドライブ」と名付けた。以下に、パルスドライブの定義を示す。

- ①回転する軸間にばねに繋がれて振動する振動子（中間振動子）を持つ。
- ②係合装置が振動子とそれ以外の部品（回転軸もしくは非回転部）とを係合可能である。
- ③係合装置による係合は振動子と係合部品との速度が等しくなった瞬間になされる。
- ④係合中にばねエネルギーが充填，もしくは放出される。
- ⑤以上の構造及び動作により回転する軸間の動力伝達を行う。

この「パルスドライブ」と名付けた変速原理を実現することで、前章で説明した「スイッチング制御と同様の間欠駆動によるトルク伝達および制御の実現」という本研究の目的が達成でき、将来的な小型高効率な変速原理の実現に向けて新たな可能性を拓くと考える。

第3章 伝達トルクの解析的導出

前章では離散時間の数値計算を用いて、提案した構造において適切なタイミングで係合動作を行うことにより動力伝達が可能であること示した。一方で、離散時間の数値計算によって各パラメータ(入出力回転速度や係合時間など)に対応する伝達トルクを求めるためには計算時間が長く必要であり、実験環境など逐次計算が必要な環境で利用するには不向きである。よって本報では、提案したパルスドライブ変速原理(アシンメトリックモデル)に対して中間振動子の運動(ばね変位)の定式化を行うことで、解析的に伝達トルクを導出可能とする。これにより設定したパラメータに対して伝達トルクや中間振動子の運動を即座に計算可能となり、次章以降で行う試作機による評価時に、振動子運動の逐次計算やトルクコントローラの構築が可能となる。

3.1 緒言

前章で定義したアシンメトリックモデルを図 3.1 に示す。上述した通り、この構造において、入力軸から出力軸に動力を伝達する場合、クラッチ係合により入力軸からのエネルギーをばねのたわみエネルギーへ蓄積し、その後、ブレーキ係合により、そのエネルギーを出力軸へと放出する動作が行われる。なお、ここで言うクラッチおよびブレーキは、(ドグクラッチのように)すべりを発生しないものを意味する(係合の瞬間および係合中に速度差はゼロである)。

ブレーキの解放までの一連の動作を1サイクルと考え、ブレーキの解放直後を次のサイクルの始まりと考える。第2章で説明した通り、1サイクル中の各部の回転速度、ばね変位、トルクは図 3.2 のようになる。

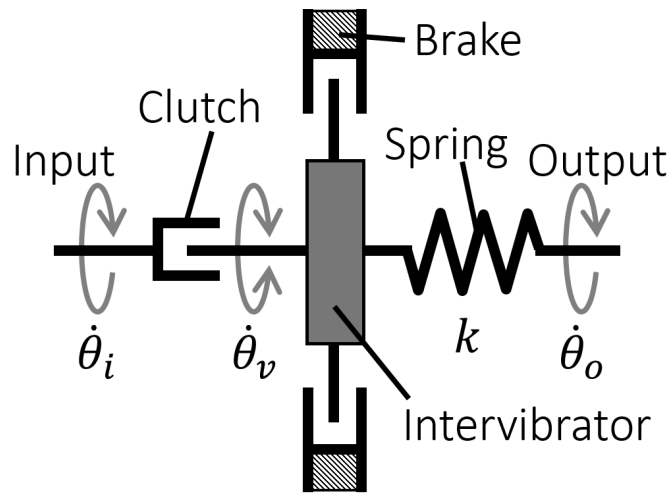


図 3.1 シンメトリックモデルの概念図

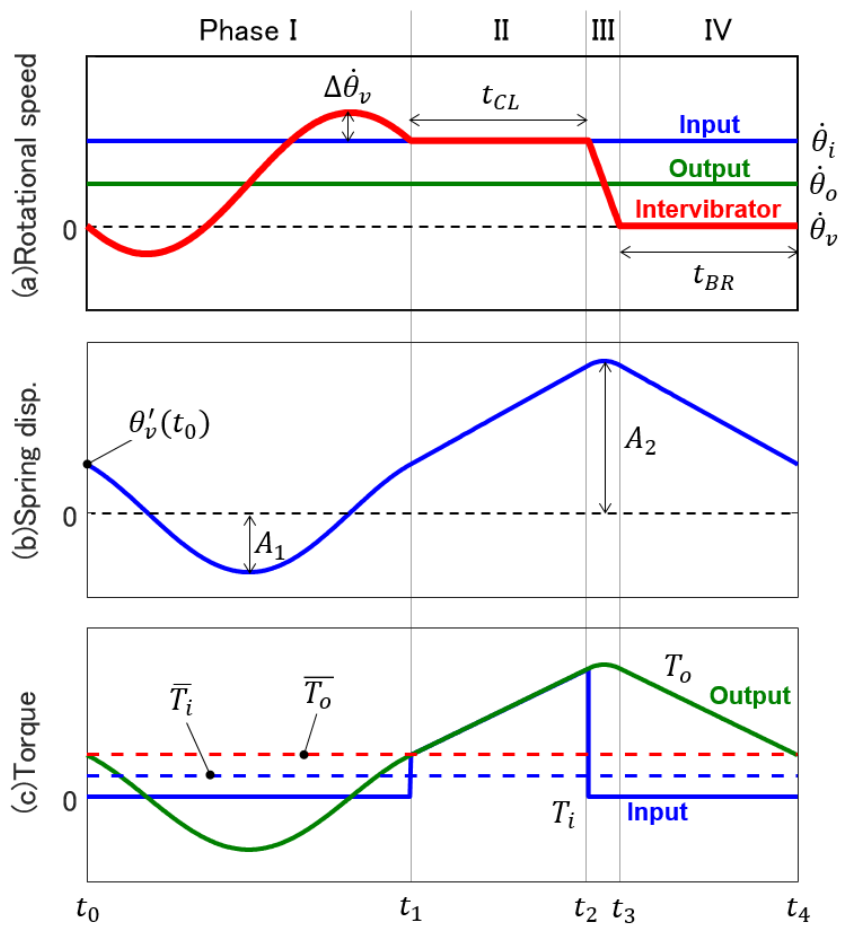


図 3.2 パルスドライブサイクルにおける4つのフェーズ

入力軸，出力軸および中間振動子の回転角度をそれぞれ θ_i ， θ_o ， θ_v ，回転速度を $\dot{\theta}_i$ ， $\dot{\theta}_o$ ， $\dot{\theta}_v$ とする．さらに，中間振動子の出力軸に対する相対角度（ばね変位）は θ'_v とした．

$$\theta'_v = \theta_v - \theta_o \quad (3.1)$$

また，入力軸トルクおよび出力軸トルクを T_i および T_o ，それぞれの平均は \bar{T}_i および \bar{T}_o としている．1サイクルの動作を4つのフェーズ I～IV に分け，前のサイクルのブレーキ解放直後の時間をサイクル開始時間 t_0 ，各状態の終了時間を $t_1 \sim t_4$ と定義した．各フェーズでは主に下記 I～IV の現象が起こる．また，各フェーズの動作をまとめると表 3.1 の様になる．

- I. 振動子が出力軸上で自由振動し，最大角速度となった後に入力軸角速度と振動子角速度が一致する．
- II. クラッチ係合により振動子角速度は一定となり t_{CL} 秒後にクラッチを解放する．
- III. 再度振動子が自由振動し，角速度が減少して，絶対角速度が0となる（非回転部と角速度が一致する）．
- IV. ブレーキ係合により振動子を固定し t_{BR} 秒後にブレーキを解放する．

表 3.1 各フェーズにおける各部の状態

	フェーズ			
	I	II	III	IV
クラッチ	OFF	ON	OFF	OFF
ブレーキ	OFF	OFF	OFF	ON
振動子	自由振動	等速運動 (入力軸と等速)	自由振動	停止 (非回転部に固定)

振動子慣性を I_v 、ねじりばね定数を k とすると、クラッチやブレーキから力を受けないフェーズⅠおよびフェーズⅢにおける振動子の運動方程式は、

$$I_v \ddot{\theta}_v = -k\theta'_v + T_{LU} \quad (3.2)$$

と表され、固有角振動数 $\omega = \sqrt{k/I_v}$ で自由振動する。

また、フェーズⅡにおいて振動子はすべりを許容しないクラッチによって（理想的に一定回転速度で回転すると仮定した）入力軸と係合されるため等速運動する。また、フェーズⅣにおいてはすべりを発生しないブレーキによって固定されるため速度はゼロとなる。よってフェーズⅡおよびⅣで振動子に加速度は発生しない（振動子に与えられる係合トルク T_{LU} とばねトルクが釣り合う）。

$$I_v \ddot{\theta}_v = -k\theta'_v + T_{LU} = 0 \quad (3.3)$$

つまり、パルスドライブサイクルにおける中間振動子の運動は、2つの自由振動と2つの等速直線運動で数式化できる。よって、フェーズⅠおよびフェーズⅢのばね変位の振動振幅および（余弦波に対する）位相をそれぞれ A_1 、 α_1 、 A_2 、 α_2 と定義し、フェーズⅡおよびフェーズⅣのばね変位の変化速度を W_1 、 W_2 と定義することで、各フェーズにおけるばね変位 θ'_v を以下の数式で表される。

$$\theta'_v = \begin{cases} A_1 \cos(\omega t + \alpha_1) & t_0 \leq t < t_1 & (3.4) \\ W_1(t - t_1) + \theta'_v(t_1) & t_1 \leq t < t_2 & (3.5) \\ A_2 \cos(\omega t + \alpha_2) & t_2 \leq t < t_3 & (3.6) \\ W_2(t - t_3) + \theta'_v(t_3) & t_3 \leq t < t_4 & (3.7) \end{cases}$$

本章では、クラッチ係合時間 t_{CL} 、ブレーキ係合時間 t_{BR} 、および入出力軸角速度 $\dot{\theta}_i$ 、 $\dot{\theta}_o$ は設定可能な変数とする（実験を想定するのであれば、制御可能な変数とする）。また、ばね変位 θ'_v の初期条件である $\theta'_v(t_0)$ も設定可能な変数とする（実験を想定するのであれば、ブレーキを離した瞬間のばね変位を、計測した出力軸の回転角度と振動子の回転角度から算出する）。また、振動子の固有振動数は振動子の慣性およびばね剛性によって決まる。設定可能な変数（既知とする変数）をまとめると表 3.2 のようになる。

表 3.2 既知(制御可能)とする変数の一覧

Rotational speeds	Input	$\dot{\theta}_i$
	Output	$\dot{\theta}_o$
Initial spring displacement		$\theta'_v(t_0)$
Angular velocity		ω
ON time periods (Control variables)	Clutch	t_{CL}
	Brake	t_{BR}

表 3.2 の変数を用いて、式(3.4)～(3.7)内の諸変数を導出する。また、アシンメトリックモデルでは構造上、ばねが出力軸にとりついているため、式(3.4)～(3.7)にばね定数を乗じることによって出力軸のトルクを得ることが可能である。よって、最終的に本章では、下記式で平均出力トルクを求める。

$$\bar{T}_o = \frac{1}{t_4 - t_0} \int_{t_0}^{t_4} k\theta'_v dt \quad (3.8)$$

導出する変数をまとめると表 3.3 のとおりである。

表 3.3 導出する変数の一覧

Vibration parameter	Amplitude	A_1, A_2
	Phase	α_1, α_2
Proportional parameter		W_1, W_2
Phase transition time		t_1, t_2, t_3, t_4
Averaged output torque		\bar{T}_o

3.2 振動状態に関する諸変数の導出

本節では表 3.2 で示した既知の変数および運動方程式(式 3.2 および 3.3)を用いて、表 3.3 に示した式(3.4)～(3.7)内の諸変数を導出する。

3.2.1 初期振動 ($t_0 \leq t < t_1$)

フェーズ I (初期振動)における各部の状態を図 3.3 に示す。このフェーズにおいてクラッチおよびブレーキは OFF 状態であり、出力軸に取り付けられた振動子は出力軸に対して相対的に単振動する。

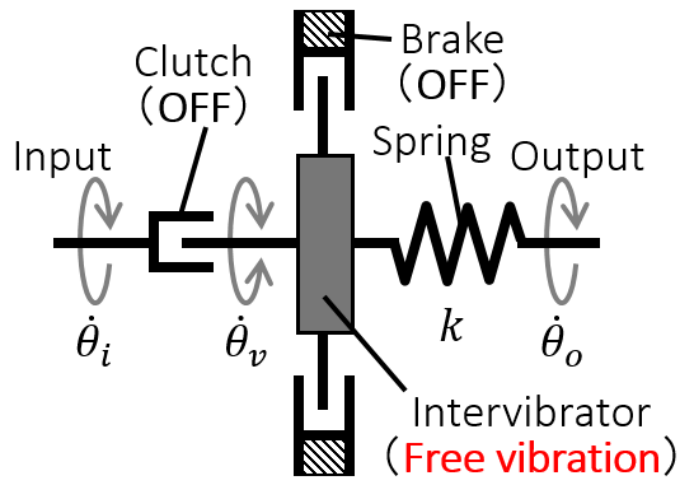


図 3.3 フェーズ I における各部の状態

まず初めに、出力軸に対する振動子の相対角速度は、式(3.4)を微分することで以下のよう表される。

$$\dot{\theta}'_v = -\omega A_1 \sin(\omega t + \alpha_1) \quad (3.9)$$

さらに、式(3.4)、および式(3.9)を固有振動数 ω により除したものを、それぞれ2乗して加算することで下式が得られる。

$$\dot{\theta}'_v{}^2 + \frac{\dot{\theta}'_v{}^2}{\omega^2} = A_1^2 \cos^2(\omega t + \alpha_1) + A_1^2 \sin^2(\omega t + \alpha_1) = A_1^2 \quad (3.10)$$

時間 $t = t_0$ において、振動子の出力軸に対する相対角速度は $\dot{\theta}'_v = -\dot{\theta}_o$ (絶対角速度はブレーキで固定されていたためゼロ) である。よって、式(3.10)に t_0 を代入することで、 A_1 は以下の式で表される。

$$A_1 = \sqrt{\theta'_v(t_0)^2 + \frac{\dot{\theta}_o^2}{\omega^2}} \quad (3.11)$$

また、式(3.11)と式(3.9)より α_1 が求められる。

$$\alpha_1 = \sin^{-1}\left(\frac{\dot{\theta}_o}{\omega A_1}\right) - \omega t_0 \quad (3.12)$$

3.2.2 クラッチ係合中 ($t_1 \leq t < t_2$)

フェーズⅡ(クラッチ係合中)における各部の状態を図 3.4 に示す。このフェーズではクラッチにより入力軸と振動子が固定される(すべりは発生しない)ため、振動子は入力軸と同じ速度で回転する。

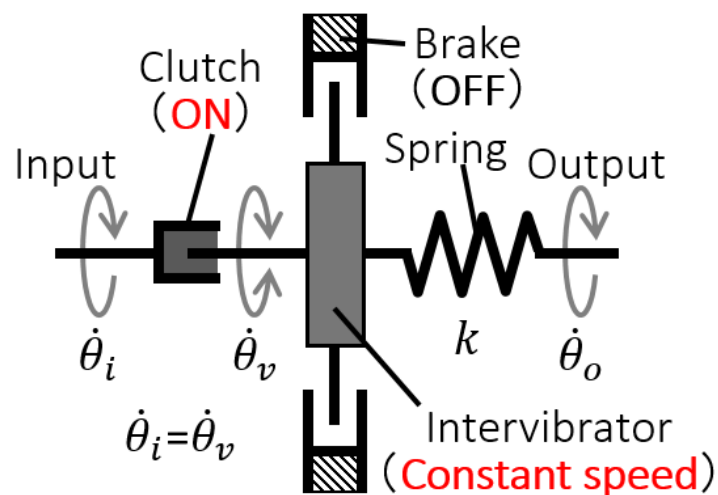


図 3.4 フェーズⅡにおける各部の状態

このフェーズの運動に関するパラメータを導出する。まず、このフェーズの開始(クラッチ係合の開始)は振動子と入力軸の速度差が無くなった瞬間である。よってフェーズⅡの開始時間 t_1 (フェーズⅠの終了時間)において、振動子絶対角速度は入力軸角速度に一致する。

$$\dot{\theta}_v(t_1) = \dot{\theta}'_v(t_1) + \dot{\theta}_o = \dot{\theta}_i \quad (3.13)$$

式(3.13)に式(3.9)を代入して解くことによりフェーズⅡの開始時間 t_1 が求められる。

$$t_1 = \frac{1}{\omega} \left\{ \sin^{-1} \left(\frac{\dot{\theta}_o - \dot{\theta}_i}{\omega A_1} \right) - \alpha_1 \right\} \quad (3.14)$$

また、フェーズⅡの終了時間(クラッチを解放するタイミング) t_2 は、クラッチ係合開始から t_{CL} 後であるため下記のように表せる。

$$t_2 = t_1 + t_{CL} \quad (3.15)$$

一方、フェーズⅡにおける振動子の絶対角速度は入力軸と等しい($\dot{\theta}_v = \dot{\theta}_i$)ため、相対角速度で表した場合は、

$$\dot{\theta}'_v = \dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o \quad (3.16)$$

となり、式(3.5)を微分したものに式(3.16)を代入することで、フェーズⅡにおけるばね変位 θ'_v の変化速度 W_1 が求められる。

$$W_1 = \dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o \quad (3.17)$$

3.2.3 クラッチ解放後の振動 ($t_2 \leq t < t_3$)

フェーズⅢ（クラッチ解放後の振動）における各部の状態を図 3.5 に示す．このフェーズにおいてクラッチおよびブレーキは OFF 状態となり，振動子の運動は再び出力軸上での自由振動となる．よって，フェーズⅠの自由振動と同様の方法で各変数を求めることができる．まず，振動子の出力軸に対する相対角速度は式(3.6)を微分し，次式で表される．

$$\dot{\theta}'_v = -\omega A_2 \sin(\omega t + \alpha_2) \quad (3.18)$$

式(3.6)，および式(3.18)を ω により除したものを，それぞれ2乗して加算し，

$$\theta'^2_v + \frac{\dot{\theta}'^2_v}{\omega^2} = A_2^2 \cos^2(\omega t + \alpha_2) + A_2^2 \sin^2(\omega t + \alpha_2) = A_2^2 \quad (3.19)$$

となる．

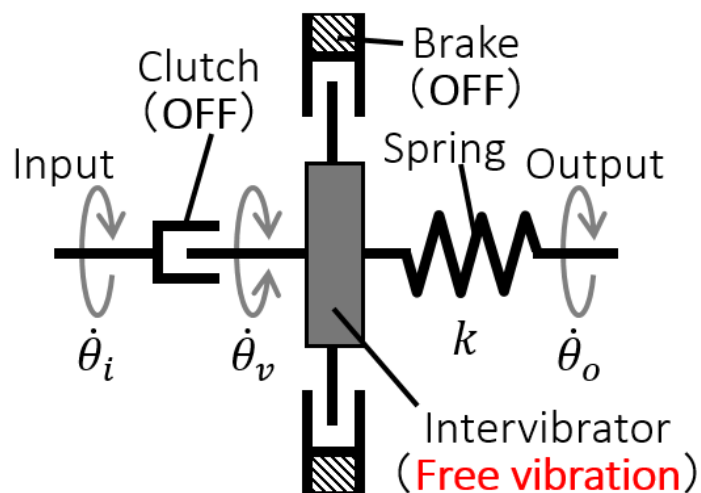


図 3.5 フェーズⅢにおける各部の状態

一方, 時間 $t = t_2$ において, 振動子の出力軸に対する相対速度は $\dot{\theta}'_v = \dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o$ (絶対速度は $\dot{\theta}_i$)
 である. よって, 式(3.19)に t_2 を代入することで A_2 が求まる.

$$A_2 = \sqrt{\theta'_v(t_2)^2 + \frac{(\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o)^2}{\omega^2}} \quad (3.20)$$

また, 式(3.20)と式(3.18)より α_2 が求められる.

$$\alpha_2 = \sin^{-1}\left(-\frac{\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o}{\omega A_2}\right) - \omega t_2 \quad (3.21)$$

3.2.4 ブレーキ係合中 ($t_3 \leq t < t_4$)

フェーズIV (ブレーキ係合中) における各部の状態を図 3.6 に示す. このフェーズではブレーキにより振動子が固定(すべりは発生しない)されるため, 振動子の速度はゼロとなる. ただし, ばねが接続された出力軸は回転し続けるため, ばねの変位は等速で変化する. よって, このフェーズの振動子運動は, フェーズIIのクラッチ係合中と同様の方法で求めることができる.

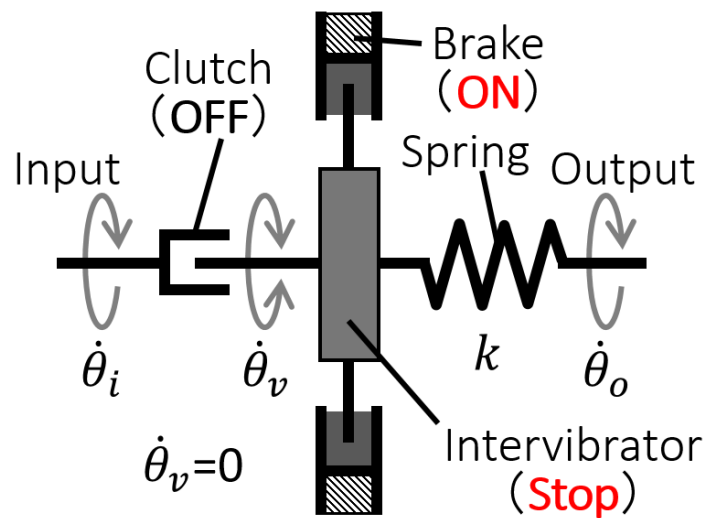


図 3.6 フェーズIVにおける各部の状態

まず、ブレーキ係合（すべりは発生しない）は振動子の回転速度がゼロになった際に行われるため、ブレーキ係合を開始する時間 t_3 において振動子角速度はゼロである。

$$\dot{\theta}_v(t_3) = \dot{\theta}'_v(t_3) + \dot{\theta}_o = 0 \quad (3.22)$$

式(3.22)に式(3.18)を代入して解くことにより t_3 が求められる。

$$t_3 = \frac{1}{\omega} \left\{ \sin^{-1} \left(\frac{\dot{\theta}_o}{\omega A_2} \right) - \alpha_2 \right\} \quad (3.23)$$

また、ブレーキ係合開始から t_{BR} 後にブレーキを解放するため、

$$t_4 = t_3 + t_{BR} \quad (3.24)$$

である。一方で、フェーズIVにおける振動子はブレーキで固定されているため、振動子の（絶対）回転角速度 $\dot{\theta}_v = 0$ であり、相対角速度で表した場合は、

$$\dot{\theta}'_v = -\dot{\theta}_o \quad (3.25)$$

である。よって、式(3.7)を微分したものに式(3.25)を代入することで、ばね変位の変化速度 W_2 が求められる。

$$W_2 = -\dot{\theta}_o \quad (3.26)$$

3.3 導出された変数を用いた計算例

本節では前節で導出された式を用いた計算例を示し、式により得られる振動子の運動が、本章の最初（図 3.2）に想定したものと一致することを確認する。

導出された式を用いて表 3.4 の条件で計算した計算例（2 サイクル分を計算）を図 3.7 に示す。図 3.7(a) から、導出した変数を用いた計算結果が、連続的なパルスドライブ動作となっていることが確認できる。

表 3.4 基準とする計算条件

Variable name		Value
Input speed		15.7 rad/s (150 rpm)
Output speed		5.24 rad/s (50 rpm)
Inertia of intervibrator		0.01 kg·m ²
Spring constant		50 Nm/rad
Initial spring displacement		0.1745 rad (10 deg.)
ON time periods	Clutch	30 ms
	Brake	30 ms

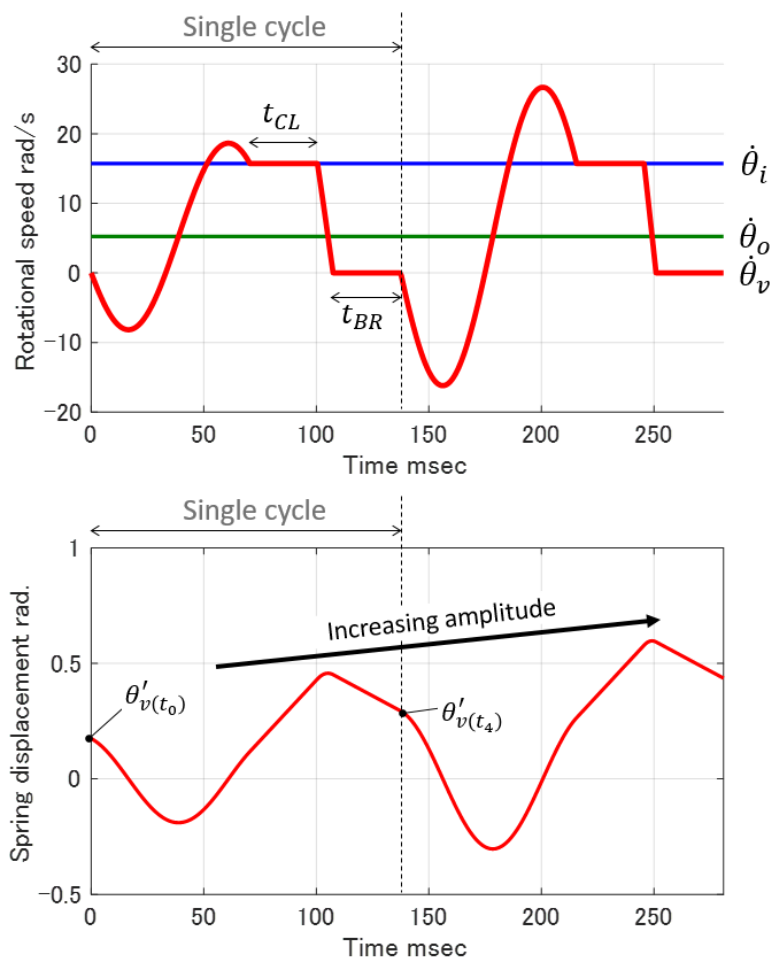


図 3.7 導出した式を用いた計算例（振幅が増大する例）

一方で、ばね変位のグラフ(図 3.7b)で顕著なように、1回目のサイクルよりも2回目のサイクルにおける振動振幅が増大していることも確認できる。これは、表 3.4 の計算条件が、クラッチおよびブレーキの係合時間を制約なしに決めている（同じ長さとしている）ため、1周期の最初と最後のばね変位である $\theta'_v(t_0)$ および $\theta'_v(t_4)$ が一致していないことによるものだと考えられる。つまり、表 3.4 の計算条件では、入力軸からばねに蓄えられるエネルギー量の方が、出力軸に放出されるエネルギー量よりも大きいため、ばねのたわみエネルギーが増大していくものと考えられる。

振幅の増大を抑える方法としては、クラッチの係合時間を短くすることで蓄積されるエネルギーを減らす方法と、ブレーキの係合時間を延ばすことで放出されるエネルギーを増やす方法がある。例として、ブレーキの係合時間を2倍(60ms)とした場合の計算例を図 3.8 に示す。この計算例では、振幅は逆に減少していったことが確認できる。

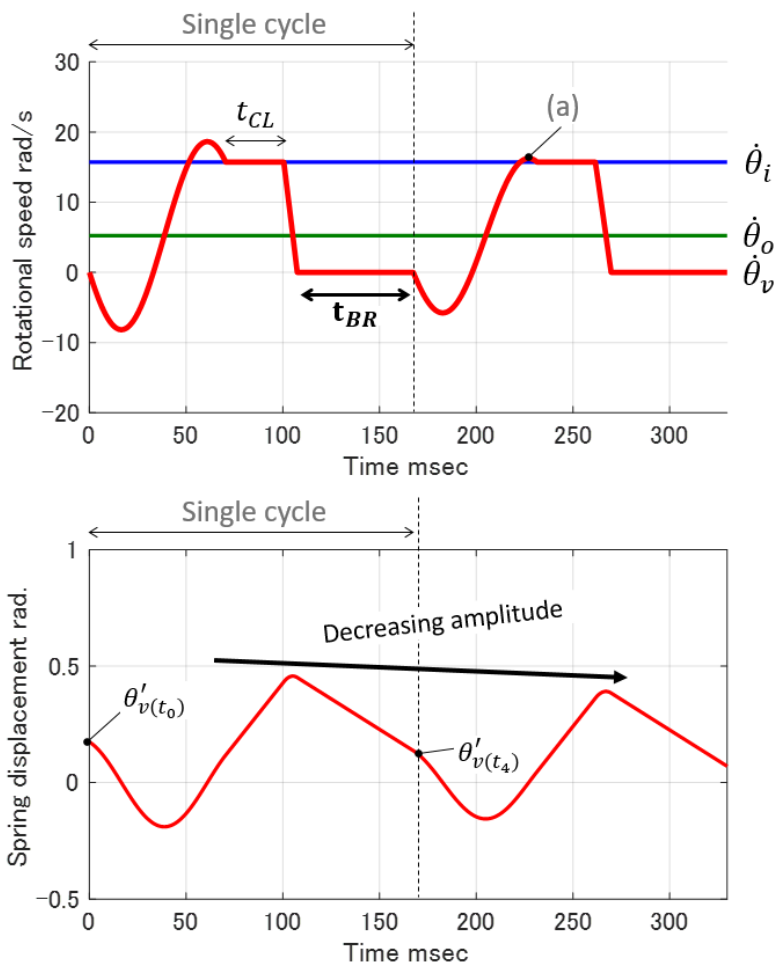


図 3.8 ブレーキ係合時間を長くした場合の計算例（振幅が減少する例）

これらの例のようにサイクル毎に振幅が変化する係合条件は、振動振幅を過渡的に制御するためなどに利用可能であると考えられる。しかし、振幅の減少により、振動子の最高回転速度が入力軸回転速度以下となってしまった場合には、クラッチの係合ができなくなる。つまり連続的なパルスドライブ動作を継続することができなくなってしまう。計算例においても、図 3.8 中 (a) の点で表される点では、振幅の減少により振動子の最高回転速度が入力軸回転速度に近くなってしまっており、次のサイクルではパルスドライブ動作が不可能となってしまふ。また、振動振幅が過渡的に変化する条件では、平均的なトルクを計算することも困難となってしまふ。

よって、本論文では基本特性の評価のために、サイクルごとに振動振幅が変化しない条件での評価を対象とする。

3.4 定常動作制約の導入

本節では、前節で述べた課題に対して、サイクル毎に振幅が変化しないための制約条件(定常動作制約)を導出した上で、その制約を用いた計算例を評価する。

3.4.1 定常動作するため制約

サイクル毎に振幅が変化しないためには、表 3.2 で示したパラメータがサイクル毎に変化しない必要がある。つまり、入出力軸の回転速度を変化させない場合には、サイクル終了時のばね変位が初期状態へと回帰すればよい。よって、振幅が変化しない条件は、

$$\theta'_v(t_0) = \theta'_v(t_4) \quad (3.27)$$

と表される。また、時間 t_4 における式(3.7)は、式(3.27)を用いて

$$\theta'_v(t_4) = -(t_4 - t_3)\dot{\theta}_o + \theta'_v(t_3) \quad (3.28)$$

と表される。よって、ブレーキの係合時間の調整により初期状態へ回帰させることを想定した場合、ブレーキ係合時間の関係式(3.24)を用いて式(3.28)を解くことでブレーキ係合時間 t_{BR} が求まる。

$$t_{BR} = \frac{\theta'_v(t_3) - \theta'_v(t_0)}{\dot{\theta}_o} \quad (3.29)$$

つまり、ブレーキ係合時間にこの制約を導入することでサイクル終了時のばね変位が初期ばね変位と一致する。これにより入出力軸の回転速度を変化させない場合には、表 3.2 に示したパラメータすべてがサイクル毎に変化しなくなり、サイクル毎に振幅が変化してしまうという問題は解決する。

なお本章ではこれまで、表 3.2 に示した通り、クラッチ係合時間及びブレーキ係合時間を制御可能な変数として扱っていたが、この定常動作させるための制約(定常動作制約)を用いた場合にはブレーキ係合時間(t_{BR})は一意に決定される。よって以後、ブレーキ係合時間は、実験条件や制御条件から導出される従属変数として扱う。

3.4.2 定常動作制約導入時の計算例

上記の定常動作制約を用いて各部の速度およびばね変位を再計算した結果を図 3.9 に示す。計算は、表 3.4 の計算条件を基に、定常動作制約から導出されたブレーキ係合時間を用いて行った。導出されたブレーキ係合時間 (52.8 ms) は上記 2 つの計算例の間の長さとなっている。図 3.9(b) から、制約から導出されたブレーキ係合時間により最終ばね変位が初期のばね変位と一致していることがわかる。このように、導出した定常動作制約を用いることで、安定して同じ運動を繰り返す (一定の平均トルクを伝達する) 定常動作が可能であることがわかる。

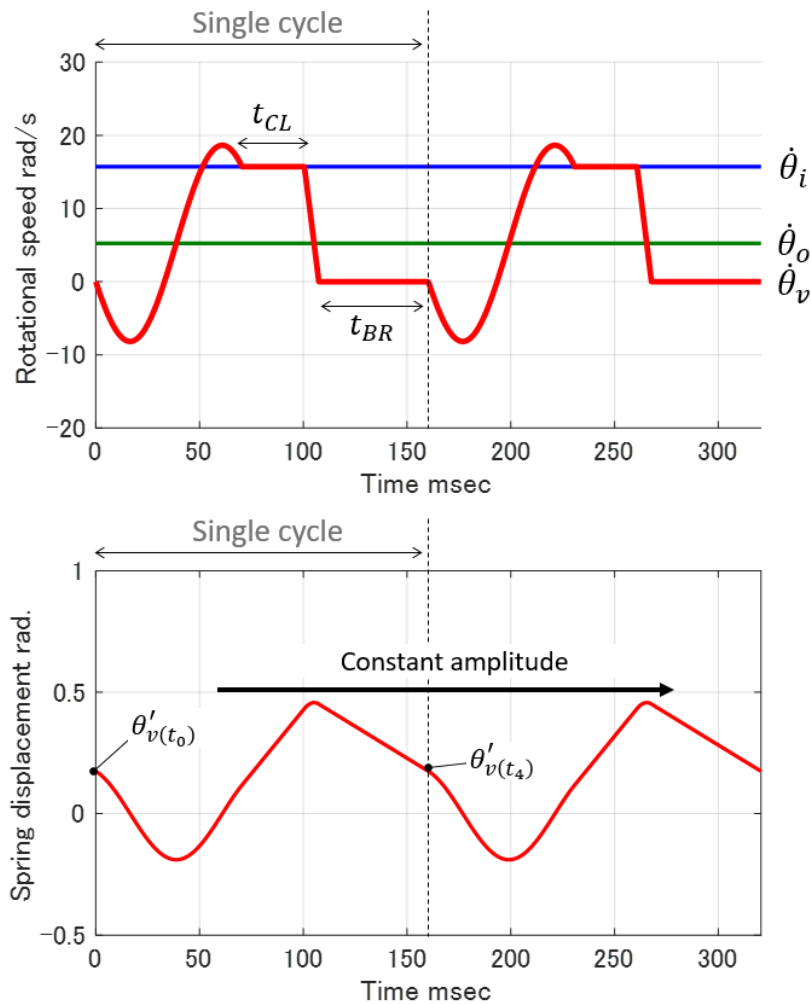


図 3.9 定常動作制約導入時の計算例

3.5 トルクの計算

以上の検討により各変数が導出され、ばね変位が計算可能となった。ばね変位の式および表 3.3 に示した導出する変数の計算式を以下にまとめる。

$$\theta'_v = \begin{cases} A_1 \cos(\omega t + \alpha_1) & t_0 \leq t < t_1 \\ W_1(t - t_1) + \theta'_v(t_1) & t_1 \leq t < t_2 \\ A_2 \cos(\omega t + \alpha_2) & t_2 \leq t < t_3 \\ W_2(t - t_3) + \theta'_v(t_3) & t_3 \leq t < t_4 \end{cases} \quad (3.4)$$

$$W_1(t - t_1) + \theta'_v(t_1) \quad t_1 \leq t < t_2 \quad (3.5)$$

$$A_2 \cos(\omega t + \alpha_2) \quad t_2 \leq t < t_3 \quad (3.6)$$

$$W_2(t - t_3) + \theta'_v(t_3) \quad t_3 \leq t < t_4 \quad (3.7)$$

$$A_1 = \sqrt{\theta'_v(t_0)^2 + \frac{\dot{\theta}_o^2}{\omega^2}} \quad (3.11)$$

$$\alpha_1 = \sin^{-1}\left(\frac{\dot{\theta}_o}{\omega A_1}\right) - \omega t_0 \quad (3.12)$$

$$t_1 = \frac{1}{\omega} \left\{ \sin^{-1}\left(\frac{\dot{\theta}_o - \dot{\theta}_i}{\omega A_1}\right) - \alpha_1 \right\} \quad (3.14)$$

$$t_2 = t_1 + t_{CL} \quad (3.15)$$

$$W_1 = \dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o \quad (3.17)$$

$$A_2 = \sqrt{\theta'_v(t_2)^2 + \frac{(\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o)^2}{\omega^2}} \quad (3.20)$$

$$\alpha_2 = \sin^{-1}\left(-\frac{\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o}{\omega A_2}\right) - \omega t_2 \quad (3.21)$$

$$t_3 = \frac{1}{\omega} \left\{ \sin^{-1}\left(\frac{\dot{\theta}_o}{\omega A_2}\right) - \alpha_2 \right\} \quad (3.23)$$

$$t_4 = t_3 + t_{BR} \quad (3.24)$$

$$W_2 = -\dot{\theta}_o \quad (3.26)$$

また、定常動作制約の導入により、ブレーキ係合時間 t_{BR} はパラメータではなく、下記式による従属変数となった。

$$t_{BR} = \frac{\theta'_v(t_3) - \theta'_v(t_0)}{\dot{\theta}_o} \quad (3.29)$$

本節では、これらの式を用いて入出力トルクを計算可能とする。その上で、係合時間や運動条件に対して、パルスドライブのトルク伝達特性がどのように変化するかの検討も本節の後半で行う。

3.5.1 入出力平均トルクの導出

ばね変位の式は、各フェーズ I ~IVで別々の式(3.4)~(3.7)に分かれているため、トルクを計算する式(3.8)はそのままでは解けない。

$$\bar{T}_o = \frac{1}{t_4 - t_0} \int_{t_0}^{t_4} k\theta'_v dt \quad (3.8)$$

よって、各フェーズでのトルクを積分した力積のモーメント $I_1 \sim I_4$ を用いて、式(3.8)を以下の式へ書き換える。

$$\bar{T}_o = \frac{1}{t_4 - t_0} \sum_{j=1}^4 I_j \quad (3.30)$$

$$I_j = k \int_{t_{j-1}}^{t_j} \theta'_v dt \quad (3.31)$$

式(3.31)を各状態に対して解くと

$$I_1 = \frac{kA_1}{\omega} \{ \sin(\omega t_1 + \alpha_1) - \sin(\omega t_0 + \alpha_1) \} \quad (3.32)$$

$$I_2 = kt_{LU} \left\{ A_1 \cos(\omega t_1 + \alpha_1) + \frac{1}{2} t_{LU} (\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o) \right\} \quad (3.33)$$

$$I_3 = \frac{kA_2}{\omega} \{ \sin(\omega t_3 + \alpha_2) - \sin(\omega t_2 + \alpha_2) \} \quad (3.34)$$

$$I_4 = kt_{BR} \left\{ A_2 \cos(\omega t_3 + \alpha_2) - \frac{1}{2} t_{BR} \dot{\theta}_o \right\} \quad (3.35)$$

となり、これらを式(3.30)に代入することで平均出力トルクを求められる。一方、入力軸には、クラッチ係合中のみ負荷がかかることから、平均入力トルクは以下の式で表される。

$$\bar{T}_l = \frac{I_2}{t_4 - t_0} \quad (3.36)$$

図 3.9 と同様の条件における入力トルクおよび平均入力トルクの計算結果（1周期のみ）を図 3.10(a)に示す。また同様に出力トルクおよび平均出力トルクの計算結果を図 3.10(b)に示す。それぞれの図中の斜線部面積は力積のモーメントに相当する。出力トルクとばね変位は比例するため、図 3.9 のばね変位と図 3.10(a)は同じ波形となる。一方、入力トルクは図 3.10(b)に示すように、クラッチ係合中のみ出力トルクと同等のトルクが発生し、それ以外はゼロとなる。

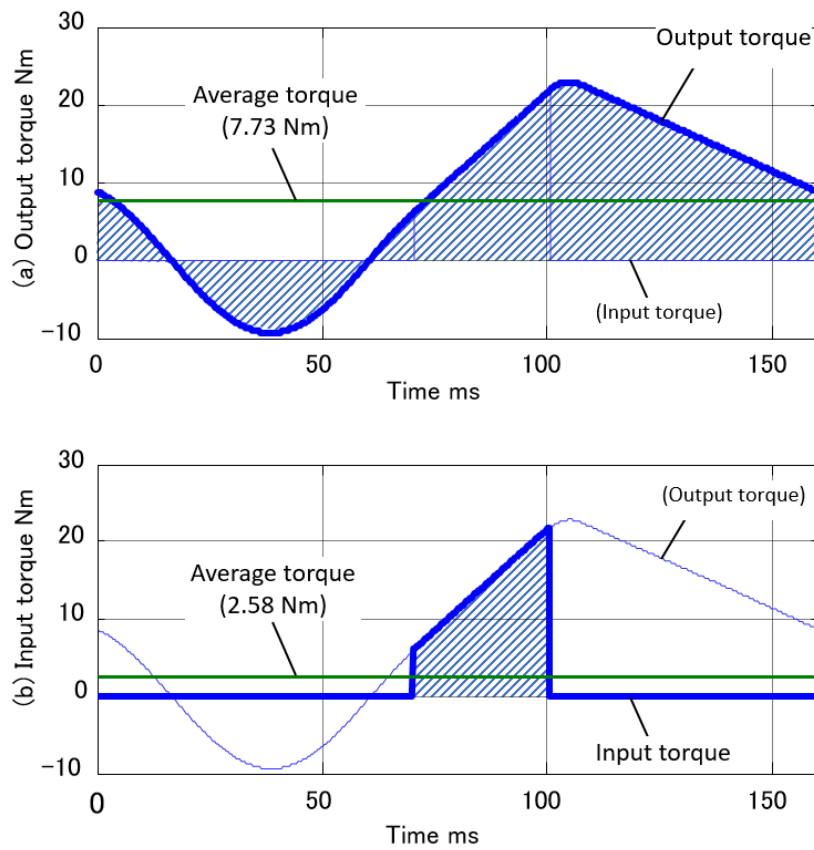


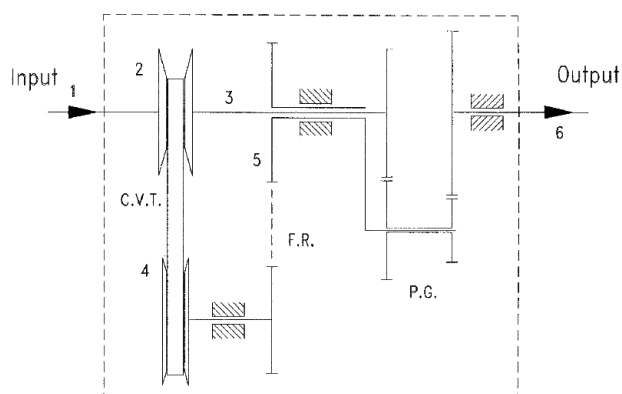
図 3.10 トルクの計算例

図 3.10 において、平均入力トルク \bar{T}_i は 2.58Nm, 平均出力トルク \bar{T}_o は 7.73Nm となっており、減速比 3 倍の計算条件でトルク比も 3 倍となっている。つまり、本計算式は損失を考慮していない理想状態であるため、次式が成り立っていることが確認できる。

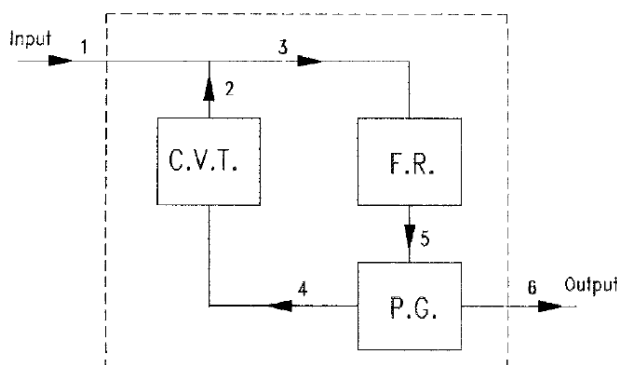
$$\bar{T}_o \dot{\theta}_o = \bar{T}_i \dot{\theta}_i \quad (3.37)$$

ここで特筆すべき点として、パルスドライブでは、出力軸の速度が 0 の場合にも上式が成り立つという点が挙げられる。つまり、出力軸がゼロの状態から駆動可能な Infinitely Variable Transmission (IVT) であると考えられる。

一般的な IVT は図 3.11 に示す通り、無段変速機を使用した上で動力循環を用いることにより、出力軸回転速度がゼロの状態での駆動を行う [50]。よって、出力軸への伝達エネルギーがゼロ（出力軸が回転していないため）であっても、動力循環による損失分のエネルギーを入力軸から供給しながら出力軸トルクを維持する。



(a) 構造



(b) パワーフローの例

図 3.11 CVT を利用した一般的な IVT [50]

それに対して、例えばアシンメトリックモデルのパルスドライブでは、出力軸回転速度がゼロの状態において、振動子をブレーキで固定させ続けることができる。この状態において、ばねのトルクは出力軸に伝達され続ける(図 3.12)。つまり、出力軸が動いていないことによりばねのたわみエネルギーが放出されず、入力軸からのエネルギー投入も必要無いために、出力軸に力を加え続けることが可能であるというわけである。

このようなパルスドライブによる IVT 動作をさらに説明するために、出力軸回転速度が非常に小さい条件での計算例を用いて考察を行う。減速比 300(入力軸回転速度 150 rpm, 出力軸回転速度 0.5 rpm)の計算条件で、クラッチを 1ms 係合した場合の計算結果を図 3.13 に示す。

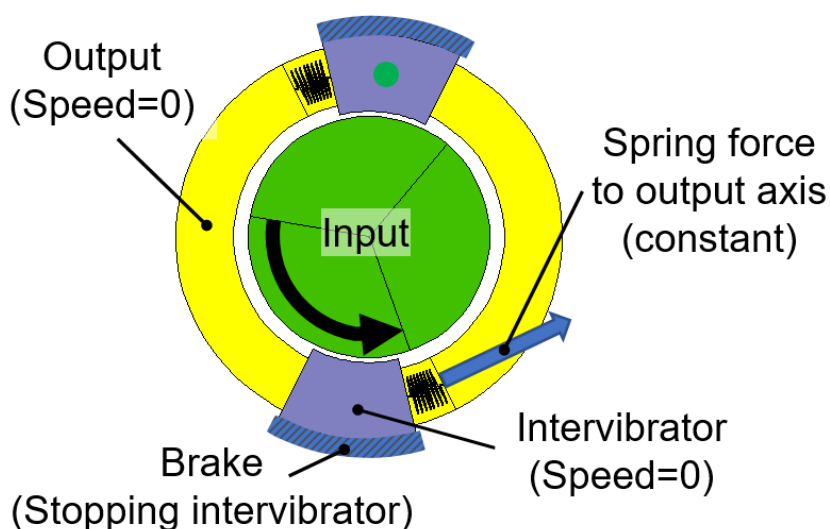


図 3.12 出力軸停止状態での駆動イメージ

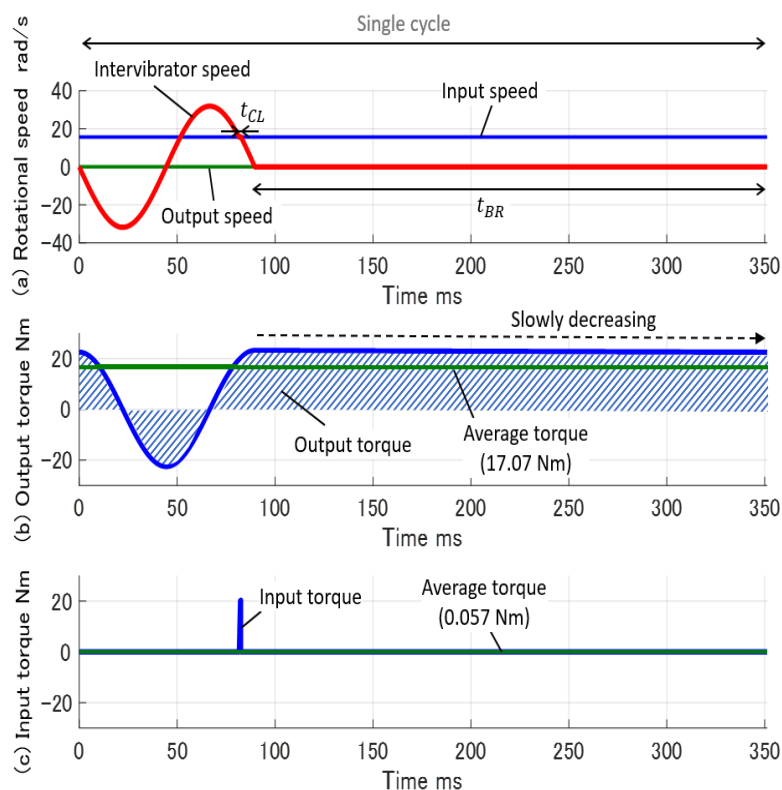


図 3.13 出力軸回転速度が非常に小さい場合の計算例

図 3.13(c)に示した入力トルクからは、設定した短い時間(1ms)のみでトルクが発生しているため、平均入力トルクは非常に小さい(0.057Nm)ことがわかる。一方、図 3.13(a)に示した各部の回転速度から、振動子の速度がゼロである時間(ブレーキ係合時間 t_{BR})が非常に長い(260ms)ことがわかる。また、図 3.13(b)に示した出力トルクからは、ブレーキ係合中に出力軸にトルクが発生し続けていることがわかる。それにより、入力平均トルクよりも非常に大きい出力平均トルク(17.07Nm)が発生していることもわかる。

ブレーキ係合中は出力軸トルクの回転速度に比例してばね変位が減少する。そのため、このように出力軸回転速度がゼロに近い場合には、クラッチ係合時間に比べて非常に長い時間をかけてエネルギーが放出される。つまり、クラッチの係合時間が短いのに対して、ブレーキ係合時間が非常に長いため、大きなトルク比となるわけである。

このように、パルスドライブ変速原理は、高減速比を高効率に実現できる可能性があると考えられる。本論文では検討を行わないが、このような IVT としての特性については、今後の重要な検討項目として挙げられる。

3.5.2 各パラメータの伝達トルクへの影響

入出力軸回転速度を一定とし、各サイクルの最後にばね変位が初期のばね変位(初期ばね変位)へ回帰するための制約(ブレーキ係合時間による定常動作制約)を導入した場合、パルスドライブの出力トルクはクラッチ係合時間 t_{CL} と初期ばね変位 $\theta'_v(t_0)$ の2変数から計算可能である。本項では、これらのパラメータの出力トルクへの影響を検討する。

図 3.14 にクラッチ係合時間と初期ばね変位を変化させた場合の平均出力トルクを示す。図からクラッチ係合時間を長くした場合、および初期ばね変位を大きくした場合に、平均出力トルクが大きくなることがわかる(ただし非線形に増加)。

パルスドライブに対する理解を深める目的で、パラメータの変化に対する振動子運動への影響を検討するために、図中の点(a)~(d)に対して各部の回転速度およびばね変位の計算結果を図 3.15 に示す。ここで、点(a)に対して、初期ばね変位を大きくした条件が点(b)、小さくした条件が点(c)であり、クラッチ係合時間を長くした条件が点(d)である。

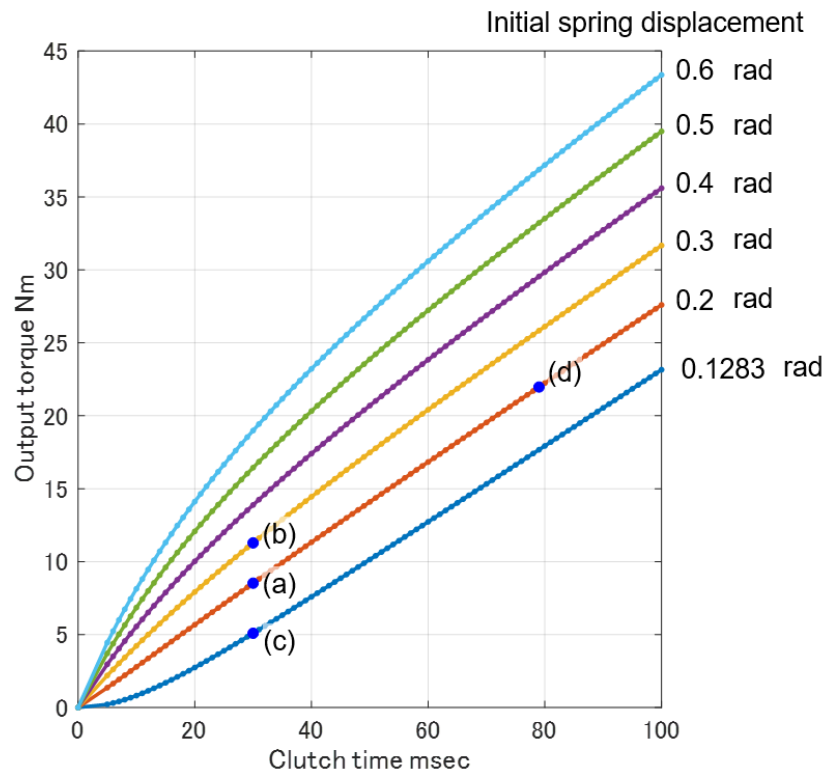


図 3.14 初期ばね変位とクラッチ係合時間の出力トルクへの影響

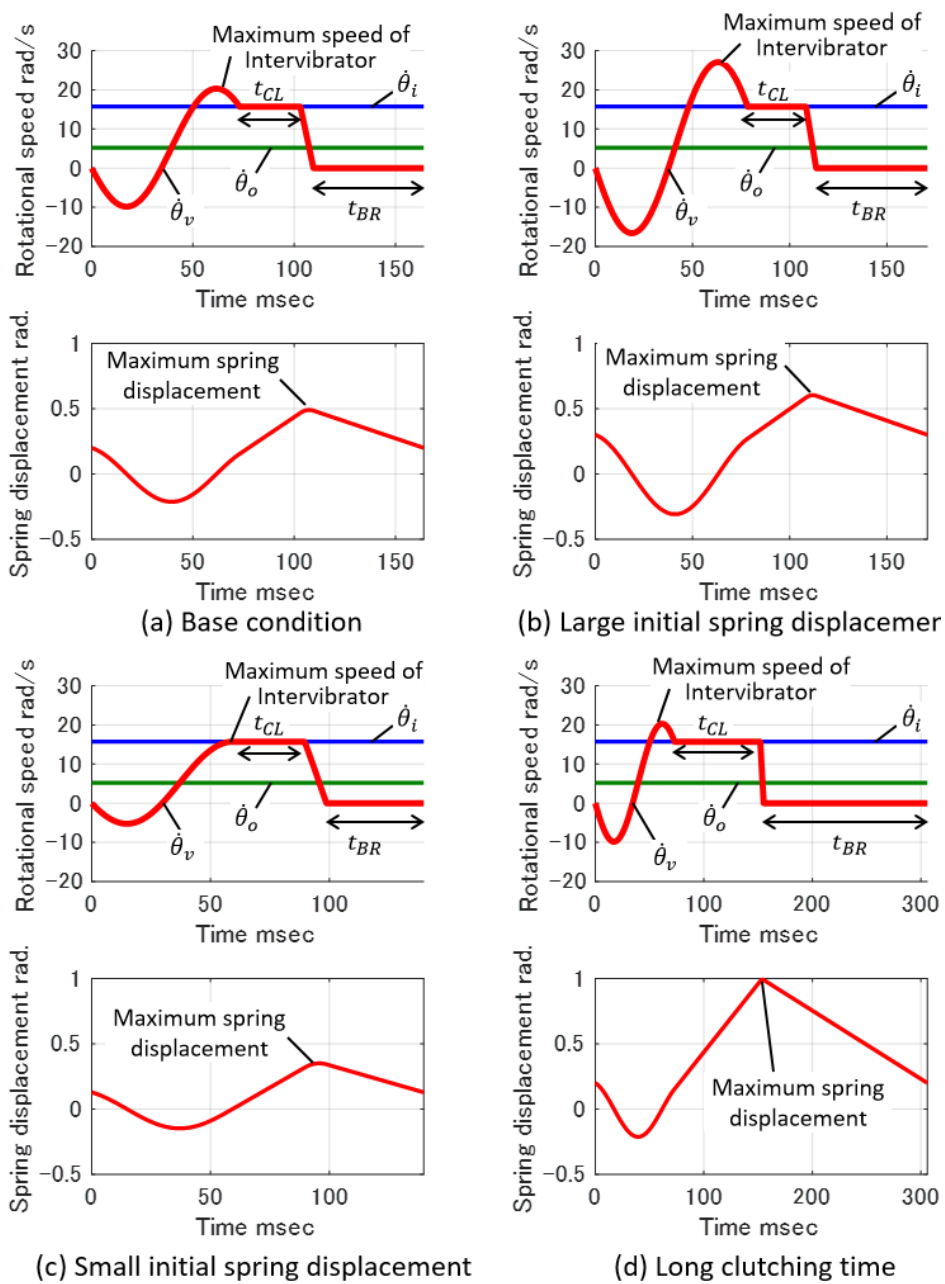


図 3.15 初期ばね変位とクラッチ係合時間を変化させた場合の各部動作の比較

条件(a)と(b)の比較から、初期ばね変位を大きくすることで、中間振動子の最高回転速度が大きくなることがわかる。この傾向は式(3.9)に式(3.11)を代入して求められる次式（フェーズIでの振動子の最高回転速度 $\dot{\theta}_{v,max}$ ）からもわかる。

$$\dot{\theta}_{v,max} = \omega \sqrt{\theta'_v(t_0)^2 + \frac{\dot{\theta}_o^2}{\omega^2} + \dot{\theta}_o} \quad (3.38)$$

逆に、条件(b)を基準に考えた場合、初期ばね変位を小さくしていくことで条件(a)のように、中間振動子の最高回転速度は小さくなる。そして、さらに初期ばね変位を小さくしていた場合には、中間振動子の最高回転速度が入力軸回転速度と等しくなる。その条件が条件(c)である(初期ばね変位=0.1283rad)。初期ばね変位がこの値より小さくなってしまった場合には、中間振動子の回転速度が入力軸回転速度と等しくなる瞬間が発生しないため、パルスドライブ動作はできない。つまり、連続したパルスドライブ動作を実現するためには、初期ばね変位を一定値以上に保ち、常に振動子の最高回転速度が入力軸回転速度以上となるよう制御する必要がある。

この初期ばね変位に対する制約の数式化を行う。まず、振動子絶対角速度が入力軸角速度に一致する瞬間が存在する条件は、振動子の絶対角速度の最大値 $\dot{\theta}_{v,max}$ が入力軸の回転速度 $\dot{\theta}_i$ よりも大きい必要がある。よって、式(3.38)を用いて下記制約が得られる。

$$\omega \sqrt{\theta'_v(t_0)^2 + \frac{\dot{\theta}_o^2}{\omega^2} + \dot{\theta}_o} \geq \dot{\theta}_i \quad (3.39)$$

この式を初期ばね変位 $\theta'_v(t_0)$ に対して解くことで、初期ばね変位に対する制約式が次式のよう導かれる。

$$\theta'_v(t_0)^2 \geq \frac{\dot{\theta}_i(\dot{\theta}_i - 2\dot{\theta}_o)}{\omega^2} \quad (3.40)$$

一方、図 3.15 に示した条件(a)と条件(d)の計算結果の比較から、クラッチ係合時間を長くすることにより、ブレーキ係合時間も長くなっていることがわかる。これは、クラッチ係合時間が長いことによってより多くばねエネルギーが蓄えられた場合、エネルギーを解放して初期ばね変位が回帰するために、より長いブレーキ係合時間が必要であるためである。このことは定常動作制約の説明で示した式(3.29)からもわかる。

$$t_{BR} = \frac{\theta'_v(t_3) - \theta'_v(t_0)}{\dot{\theta}_o} \quad (3.29)$$

この式は、ブレーキ係合時開始時のばねたわみ $\theta'_v(t_3)$ が大きくなるほどブレーキの係合時間が長くなることを示している。クラッチ係合時間が長くなることでばねエネルギーが多く蓄えられた場合には $\theta'_v(t_3)$ も大きくなるため、ブレーキの係合時間も長くなるというわけである。

また、条件(d)において、ばね変位のグラフから最大ばね変位が大きくなっている(約 1 rad)ことがわかる。ばね変位の許容値は、ばねの設計によって決まる。よって、クラッチ係合時間は、ばねの変位が最大変位許容量以下になるよう制御する必要がある。このばねの最大変位 $\theta'_{v,max}$ に対する制約は次式で表される。

$$A_2 \leq \theta'_{v,max} \quad (3.41)$$

さらに上式に式(3.19)を代入することで、クラッチ解放時のばね変位が満たすべき制約式が次式のように導かれる。

$$\theta'_v(t_2)^2 \leq \theta'_{v,max}{}^2 - \frac{(\theta_i - \theta_o)^2}{\omega^2} \quad (3.42)$$

3.5.2 制約条件下での動作範囲

前項で、継続的なパルスドライブ動作のための2つの制約、つまり、中間振動子の最大速度が入力軸を回転速度以上となるための制約と、最大ばね変位がばね変位の許容量以下となるための制約が存在することがわかり、それらに対する制約式が得られた。本節では、こ

これらの制約を満たす動作範囲の検討を行うことで、制約を可視化する。

クラッチ係合時間と初期ばね変位を変化させた場合の平均出力トルクを、最大ばね変位が 1 rad を超えない範囲のみで表示したものを図 3.16 に示す。なお、図 3.14 ではクラッチ係合時間を横軸としていたが、この図では制約条件をわかりやすくするために初期ばね変位を横軸としている。

図 3.16 中(i)から、振動子の最大速度に関する制約は、初期ばね変位を一定以上とすることで満足できることがわかる。一方で図 3.16 中(ii)から、最大ばね変位の制約に関しては、初期ばね変位が大きい場合には、クラッチ係合時間短くすることで満足できることがわかる。これらの傾向は、先に導出した式通りである。また、本報では詳しい検討を行わないが、図 3.16 中(iii)から、最大出力トルクは極値を持ち、適切な初期ばね変位とクラッチ係合時間を設定することで、最大出力トルクによる伝達が可能となることがわかる。

次章以降では、本節で説明した制約下での実験による評価を行う。

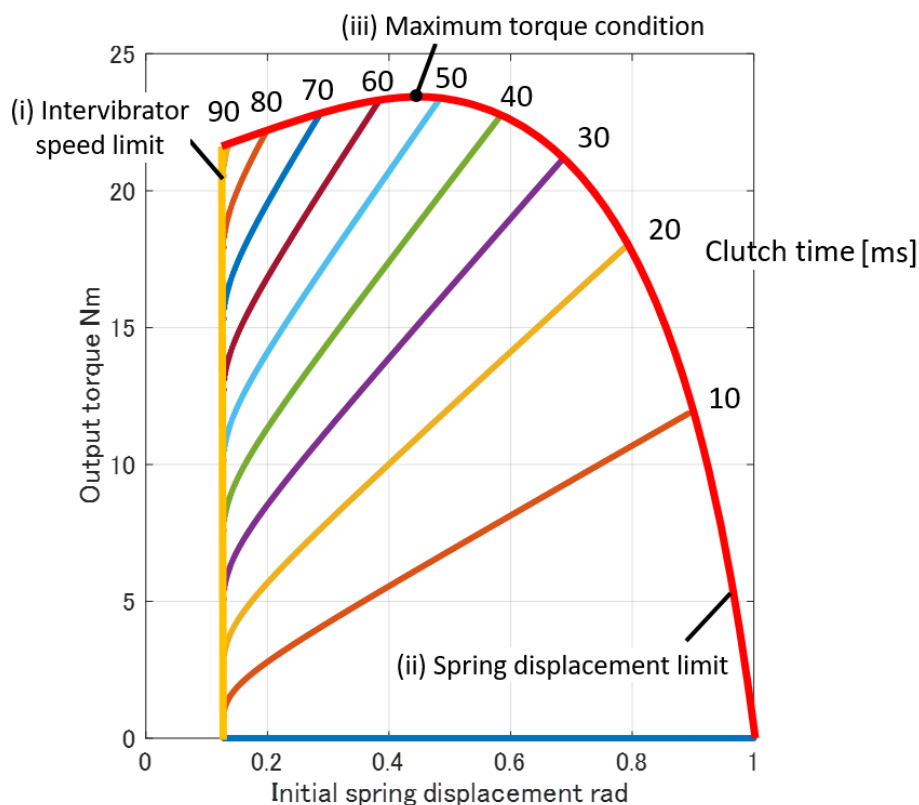


図 3.16 クラッチ係合時間および初期ばね変位の上限

第4章 実験装置概要および基礎実験

本章では、パルスドライブ変速原理を用いた変速機（パルスドライブ変速機）の試作機について説明する。まず初めに試作機の概要を説明した上で、ばねと振動子からなる振動部の特性評価の結果を示す。その後、係合タイミングに時間的な猶予を与えるために導入したワンウェイクラッチの機能を説明する。最終的に、ワンウェイクラッチの導入により実現される、クラッチの係合・解放時間を一定間隔に設定した実験を行い、実験結果を複数の実験条件で示す。

4.1 装置概要

パルスドライブ変速原理の検証を行うために、市販の係合装置などを組み合わせることで試作機を制作した。本節では制作した試作機の全体構成、および本原理で重要となる振動部や係合部の詳細について説明する。

4.1.1 装置の構成

パルスドライブ変速機の試作機および評価装置からなる装置全体の外観を図 4.1 に、構成図を図 4.2 に示す。開発した装置は入出力部にモータ（三菱電機製 AC サーボモータ HG-SR702）およびトルク計（HBM 社製トルクセンサ T40B）を持つモーターベンチとなっており、その間に試作機が配置されている。各モータは専用のインバータにより、速度制御やトルク制御による駆動が可能であると共に、入出力軸にフライホイールを取り付けることで回転を安定化させている。

試作したパルスドライブ変速機は、クラッチアッシー部とブレーキアッシー部の二つの係合部、およびばね部から成る。また、二つの係合部はどちらも、電磁クラッチ（三木プーリー製励磁作動形クラッチ 101-12-13G）とワンウェイクラッチのセットで構成されている。それぞれの電磁クラッチのアーマチャ（軸結合部）[62]は、軸を介してばね部と接続されている。つまり、アーマチャの接続された軸の部分が振動子となる。この構造により、クラッチアッシー部は振動子と入力軸（入力モータと接続されている軸）を係合可能であり、ブレーキアッシー部は振動子と非回転部（ベアリングホルダ）を係合する（振動子を固定する）ことが可能である。なお、ワンウェイクラッチの働きについては、後に詳しく説明する。



図 4.2 パルスドライブ変速機の試作機および評価装置の外観

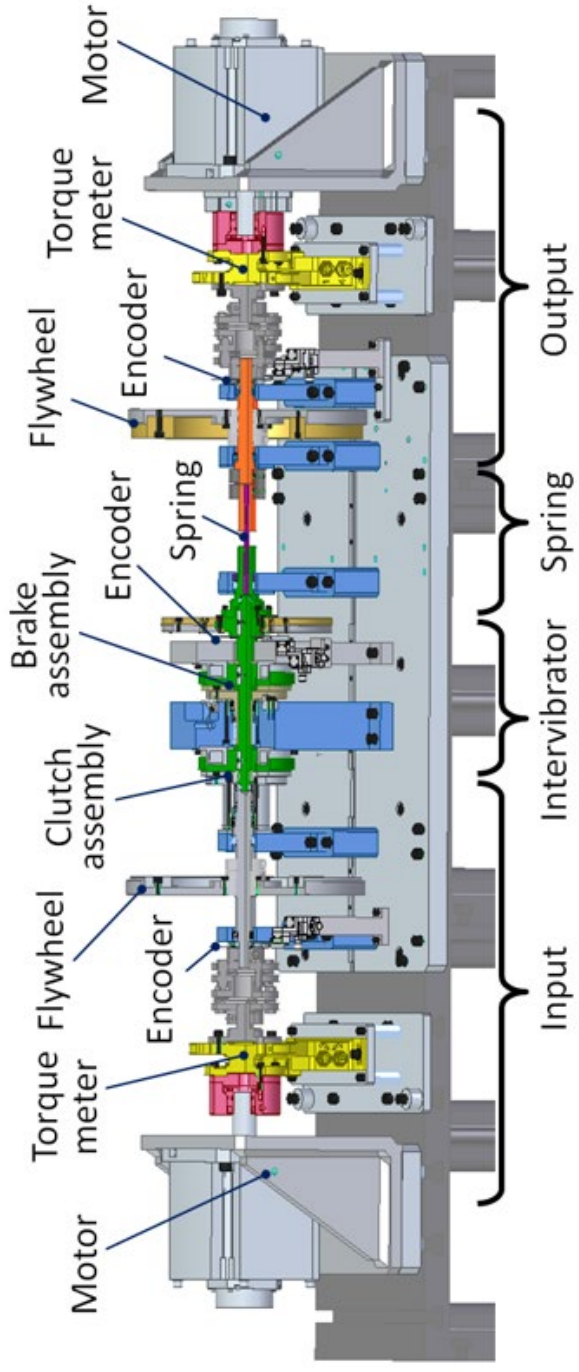


図 4.2 パルスドライブ変速機の試作機および評価装置の構成

ばね部はトーションバーの形状となっており，材料には超弾性材料であるゴムメタル[63, 64]を使用した．これにより，最大約 60 度まで振ることができるようになっている．

各部の関係を簡易的な図で表したものが図 4.3 である．入力部，出力部，および振動部にはそれぞれエンコーダが取り付けられており，エンコーダから出力されるパルスの間隔から各部の回転速度を検出することができる．また，出力部と振動部のエンコーダ信号でそれぞれの回転角度を検出した上で，その差分を計算することで，ばね部の捩れ角（ばね変位）も計測できる．これらの信号処理および入出力モータや電磁クラッチの制御は dSPACE 社製のプロトタイピングユニットである AutoBox および MicroLabBox を用いて行う．

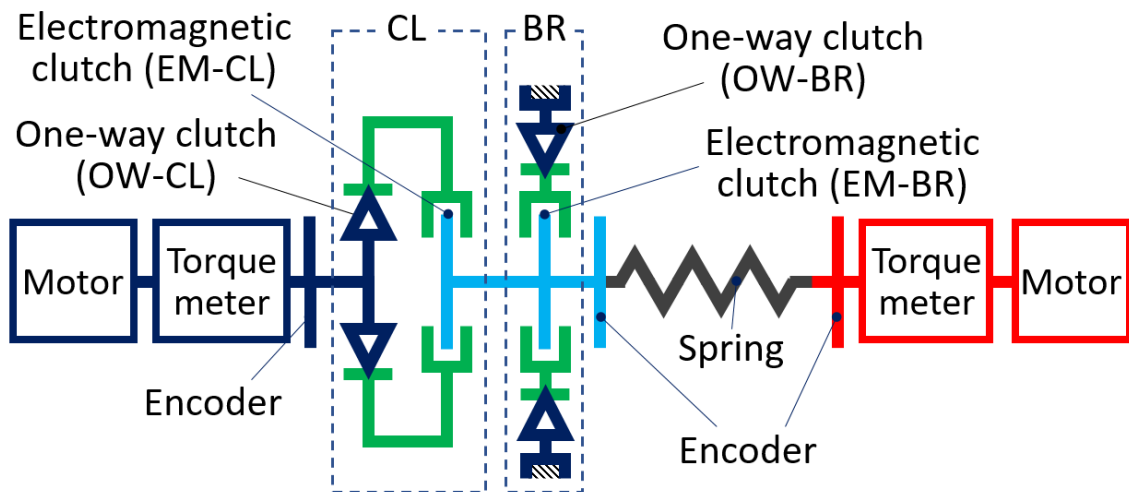


図 4.3 簡易表現による装置構成

4.1.2 ばね剛性および振動特性の評価

本項では、開発した装置のばね剛性および振動部の振動周波数を評価する。まず、ばね剛性を計測するために、出力軸が回転しないよう固定した状態でクラッチアッシーの電磁クラッチ(EM-CL)を係合し、入力モータのトルクを徐々に増加（および減少）させる実験を行った。エンコーダの信号からばね変位を計測し、ばね変位とトルクの関係が図 4.4 の通りに得られた。図からばね剛性が線形であることが確認される。傾きを評価した結果、ばね剛性は 53.1 Nm/rad であることがわかった。

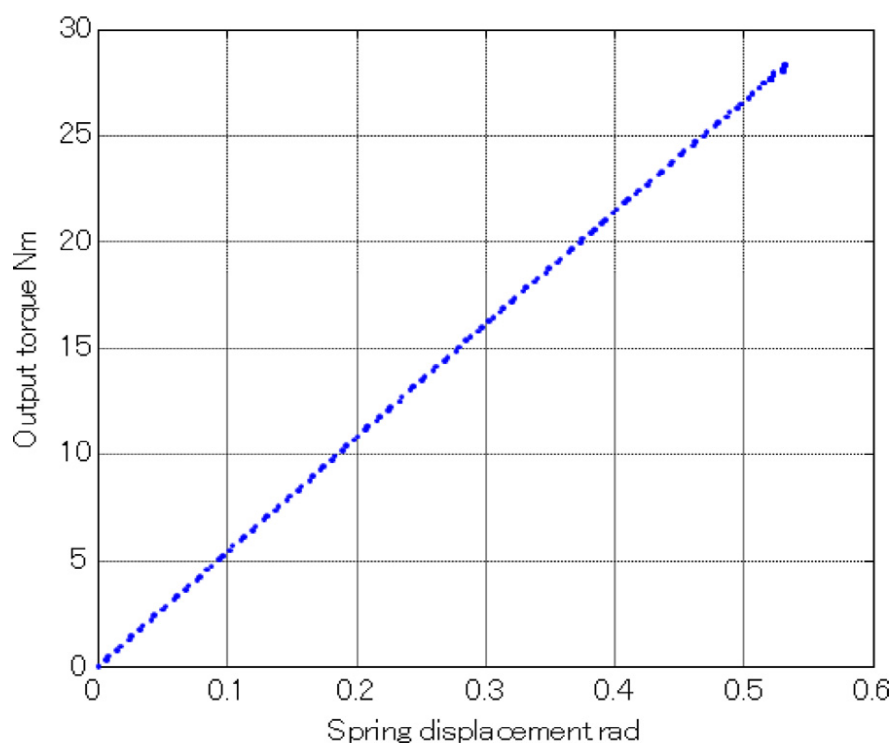


図 4.4 ばね部剛性の計測結果

先ほどの実験と同様の方法でトルクを上昇させた状態を作り、その状態からクラッチを解放することで、振動子を自由振動させることが可能である。自由振動時の出力トルクの変化および振動子回転速度を計測した結果を図 4.5 に示す。結果から振動周期を算出したところ、93.3 ms であることがわかった。ばね剛性および振動周期から振動子の慣性 (0.0116 kgm^2) が得られる。これらの結果は、前節で導出した計算式に代入することで振動子の運動状態の導出やそれを用いたコントローラの構築（詳細は次章で説明）に利用可能である。

図 4.5(a)からは振動の減衰も観測できる。解放直後の減衰（損失）については5章にて、クラッチ解放時の摩擦損失について検討した上で、計算式の修正方法を説明する。また、周期的な減衰(約 1.8%)については、本報では基本的な動力伝達の検証という立場から扱わず、今後の検討課題とする。

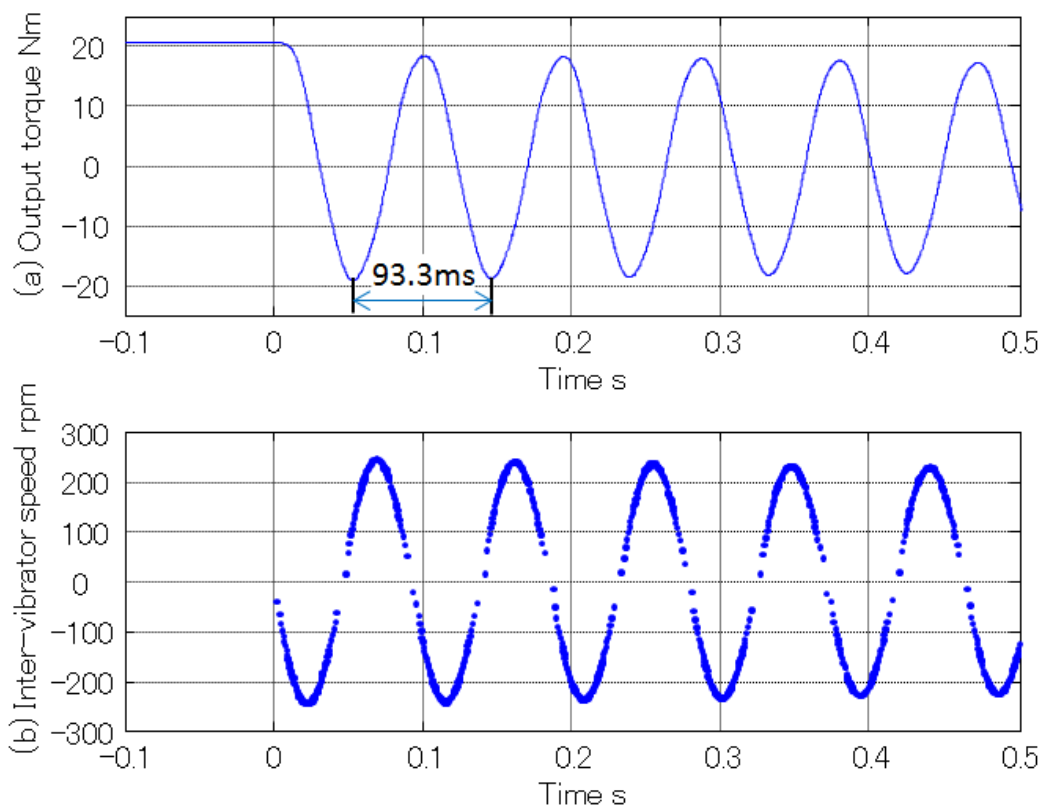


図 4.5 振動部振動特性の計測結果

4.1.3 ワンウェイクラッチの役割

本項では、各係合部で用いられているワンウェイクラッチの役割について説明する。第2章3節で説明したアシンメトリックモデルの動作原理から、アシンメトリックモデルのパルスドライブ変速原理(試作機の構造)では、振動子の回転速度が入力軸の速度と同じになった瞬間(図4.6中 a_p 点)や、振動子の回転速度がゼロになった瞬間(図4.6中 b_n 点)に係合する必要がある。しかし、係合装置の応答性や回転速度の計測遅れを考慮すると、振動状態にあり回転速度が常に変化するような物体を、特定の回転速度となった瞬間に電磁クラッチで係合することは難しい。また、ある程度正確なタイミングで係合できたとしても、その際に少しでも回転速度差が生じれば、摩擦により損失が発生してしまう。よって本装置では、これらの課題を解決するために、クラッチアッシー(CL)およびブレーキアッシー(BR)をそれぞれ電磁クラッチとワンウェイクラッチとを組み合わせることで構成している。

ワンウェイクラッチはその名の通り、軸が回転する方向を一方向に制約する。このワンウェイクラッチを二つの軸間に配置した場合には、相対的な回転が一方向になることを意味する。つまりは一方の軸の回転速度が他方の軸の回転速度よりも小さくならないように制限できるわけである。この原理を用いることで、ある軸の回転速度が減少していった場合に別の軸の速度と同じになった瞬間に係合する(それ以上回転速度が減少しない)様な機能を実現可能である。開発した試作機ではこの機能を用いることで、振動子の速度が、入力軸や非回転部(速度はゼロ)と同じ速度となった瞬間に自動的に係合する機能を持たせた。

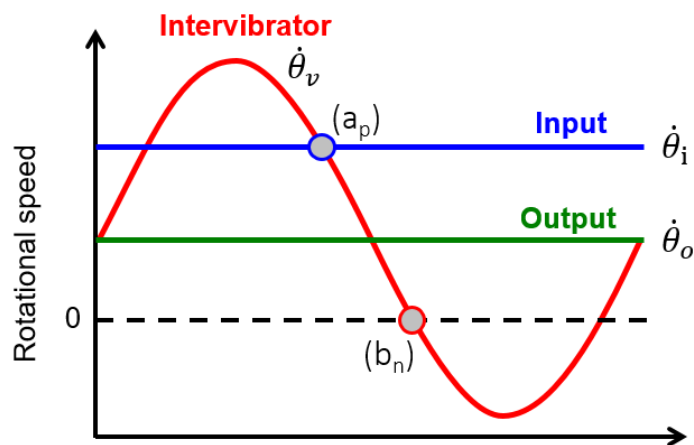


図 4.6 速度と係合タイミングの関係(アシンメトリックモデル)

より詳しくワンウェイクラッチの働きを説明する。図 4.7 にパルスドライブ変速原理における各部の回転速度の関係を示す。図から、クラッチ係合が始まる瞬間より前に一定期間、入力軸回転速度よりも振動子の回転速度が大きい期間（図 4.7a）が存在することがわかる。そこで、振動子回転速度 $\dot{\theta}_v \geq$ 入力軸回転速度 $\dot{\theta}_i$ と制約するようワンウェイクラッチを取り付ける。これにより、入力軸回転速度よりも振動子の回転速度が大きい期間中（図 4.7 中 a）に電磁クラッチ(EM-CL)を係合した場合、入力軸回転速度と振動子の回転速度が一致した瞬間から自動的に係合が開始されるような構造とできる。

つまり、本試作機では、入力軸の回転速度と振動子の回転速度が一致した瞬間に電磁クラッチで係合するのではなく、ワンウェイクラッチ(OW-CL)による制約を ON/OFF するために電磁クラッチを利用することで、クラッチアッシー(CL)全体としては回転速度が一致した瞬間に係合が実現されるわけである(表 4.1a)。

ブレーキアッシー(BR)側も同様に、振動子の回転速度がゼロ以下とならない方向にワンウェイクラッチが取り付けられた構造となっている。これにより、振動子の回転速度がゼロとなる以前の、振動子の回転速度がゼロ以上の期間（図 4.7 中 b）に電磁クラッチ(EM-BR)を係合しておくことで、振動子の速度がゼロとなった瞬間に自動的にワンウェイクラッチ(OW-BR)が動作する(表 4.1b)。

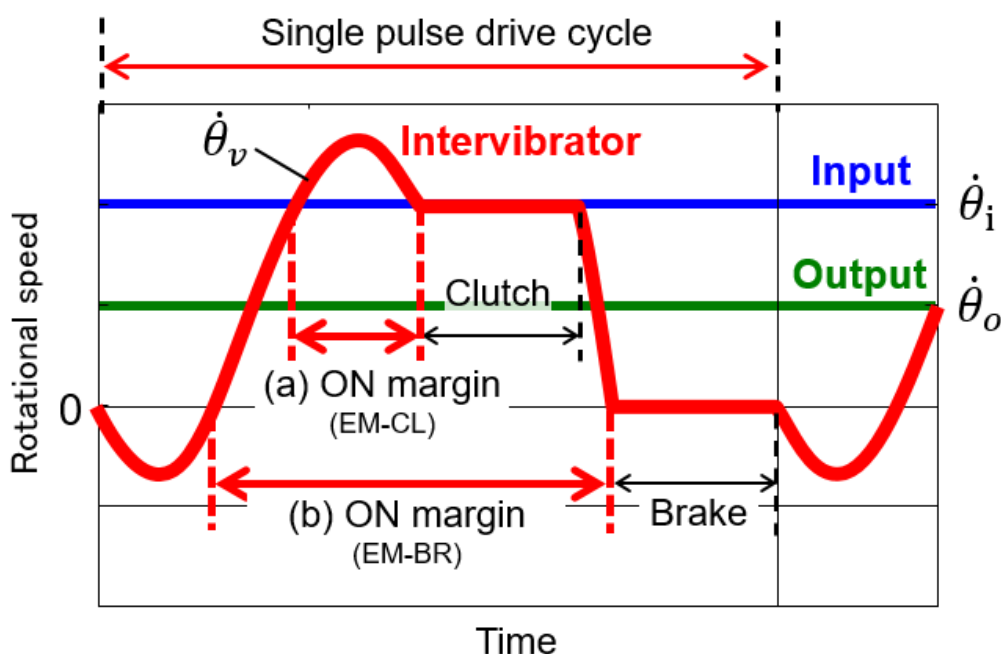


図 4.7 各部の回転速度と電磁クラッチを係合可能な期間との関係

表 4.1 電磁クラッチの ON・OFF と回転速度の制約の関係

	State	Constraint
(a) EM-CL	ON	$\dot{\theta}_v \geq \dot{\theta}_i$
	OFF	None
(b) EM-BR	ON	$\dot{\theta}_v \geq 0$
	OFF	None

また、図 4.7 中の (a) と (b) の比較から、ブレーキアッシーの電磁クラッチ (EM-BR) が係合可能な期間 (b) に、クラッチ係合の期間 (a) がすべて含まれていることがわかる。つまり、クラッチ係合中であれば、ブレーキアッシーの電磁クラッチ (EM-BR) はいつでも係合可能である。よって、ブレーキアッシーの電磁クラッチ (EM-BR) は、クラッチ係合中であればいつでも ON にしてよい。

なお、本試作機では、エンコーダスリットの通過回数を光センサーで数えることで振動子の速度を計測している。よって、振動子の回転速度が小さい(ゼロに近い)時は、通過するスリットが少なくなり、正確な速度を計測することが難しい。つまり、ブレーキの係合時のように、振動子の回転速度が小さい(係合時はゼロ)際は、エンコーダによる速度計測によって係合するのではなく、本構造のように速度がゼロとなった瞬間に自動的に係合される構造が非常に有効であると言える。

4.2 基礎的な実験による評価 (電磁クラッチの係合タイミング固定での実験)

本節では試作機を用いた実験評価の第一歩としてまず、電磁クラッチの係合タイミングを固定した状態での実験を行い、試作機の基本性能を評価する。

4.2.1 係合タイミング

まず試作機における係合タイミングについて説明する。3章で数式に用いた係合タイミングは、クラッチおよびブレーキのそれぞれの ON/OFF タイミング (t_1, t_2, t_3, t_4) であったが、前節で説明した通り、試作機における係合タイミングは少し複雑であり、以下の 8 種類が存在し、図 4.8 のようにまとめられる。

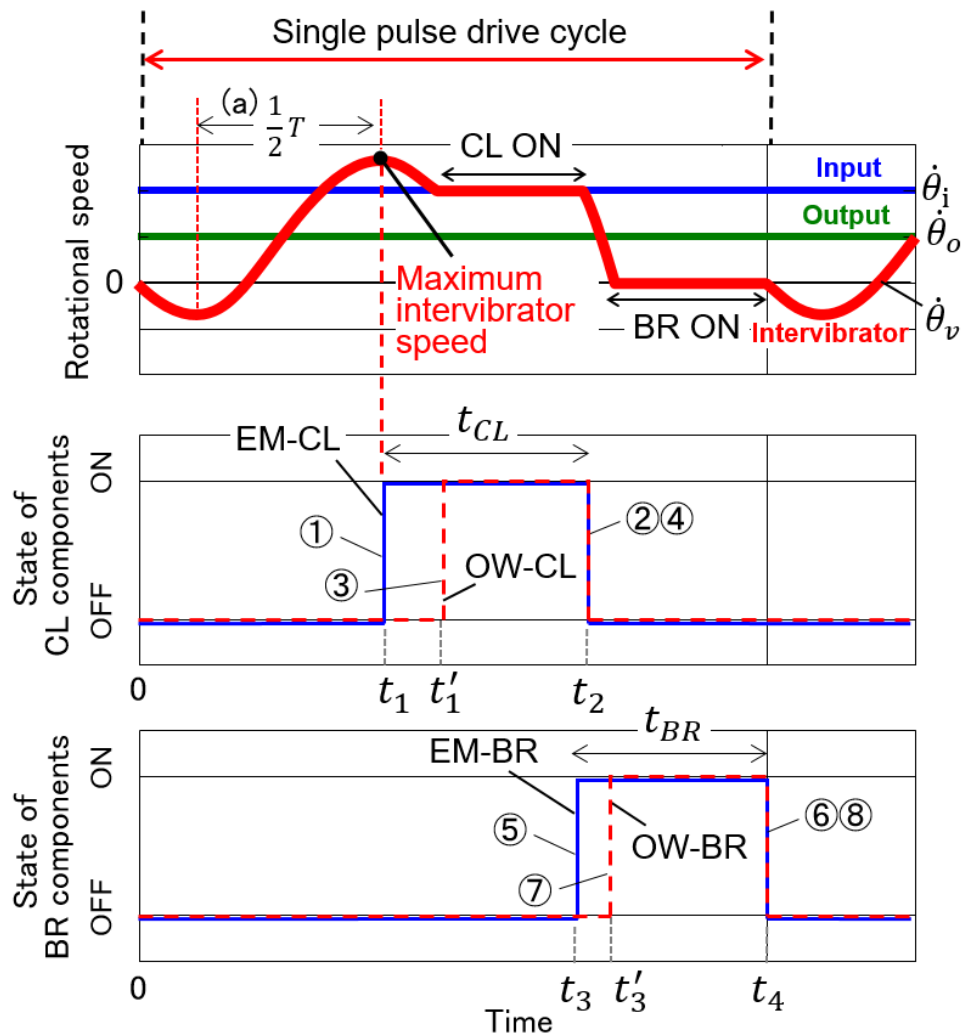


図 4.8 係合タイミングの設定方法

- ① クラッチアッシーの電磁クラッチ (EM-CL) を ON にするタイミング
- ② クラッチアッシーの電磁クラッチ (EM-CL) を OFF にするタイミング
- ③ クラッチアッシーのワンウェイクラッチ (OW-CL) が ON になるタイミング
- ④ クラッチアッシーのワンウェイクラッチ (OW-CL) が OFF になるタイミング
- ⑤ ブレーキアッシーの電磁クラッチ (EM-BR) を ON にするタイミング
- ⑥ ブレーキアッシーの電磁クラッチ (EM-BR) を OFF にするタイミング
- ⑦ ブレーキアッシーのワンウェイクラッチ (OW-BR) が ON になるタイミング
- ⑧ ブレーキアッシーのワンウェイクラッチ (OW-BR) が OFF になるタイミング

上記8つのタイミングの内、構造上、適切なパルスドライブ状態が実現できた場合には、②と④および⑥と⑧は同じタイミングとなる。そのことを考慮した上でまず、振動の開始タイミング(前のサイクルでブレーキを解放したタイミング)を0とする。そして、クラッチアッシーの電磁クラッチ(EM-CL)へ係合指令を送るタイミング①を t_1 、係合指令を終了するタイミング②④を t_2 とし、実際にワンウェイクラッチ(OW-CL)が係合を開始する(つまりは、クラッチアッシーが係合を開始する)タイミング③は t'_1 とする。同様に、ブレーキアッシーの電磁クラッチ(EM-BR)へ係合指令を送るタイミング⑤を t_3 、係合指令を終了させるタイミング⑥⑧を t_4 とし、実際にワンウェイクラッチ(OW-BR)が係合を開始する(つまりは、ブレーキアッシーが係合を開始する)タイミング⑦は t'_3 とする。

また、クラッチアッシーの電磁クラッチ(EM-CL)への係合指令開始タイミング(t_1)は、確実に係合可能(確実に振動子回転速度>入力軸回転速度)とするために、振動子の回転速度が最大となるタイミングを狙うものとする。係合条件によりそのタイミングは変化するが、図4.8中(a)に示す通り、振動周期の1/2より少し遅いタイミングが目安となる。一方、ブレーキアッシーの電磁クラッチ(EM-BR)へと係合指令を送り始めるタイミング(t_3)は、前述した通り、EM-CL係合中であれば良い。よって、EM-CL解放時に確実にEM-BRが係合されるよう、 t_2 より数ms程度早いタイミングとする(つまり、 t_2 と t_3 は、添え字の順番では t_2 が先だが、実際のタイミングでは t_3 が先となる)。

4.2.2 実験条件の決定

前項で検討した係合タイミングを基に、係合タイミング固定で行う基礎実験の基本条件を表 4.2 の通り決定した。まず、装置の振動特性評価によって得られた振動周期 93.3 ms に対して、そのおよそ 2/3 の 60 ms を t_1 (クラッチアッシーの電磁クラッチを係合するタイミング) とした。

次に、クラッチ係合時間 (t_{CL}) および入出力軸の回転速度を決定するために、クラッチアッシー係合中のばね変位の変化量 ($\Delta\theta'_v$) を考える。クラッチアッシー係合中のばね変位の変化量 ($\Delta\theta'_v$) は

$$\Delta\theta'_v = (t_2 - t'_1)(\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o) \quad (4.1)$$

と表すことができ、入出力回転速度の差と係合時間に比例することがわかる。よって、振じりすぎによるばねの破壊リスクを避けるために、各軸の回転速度は、入力軸 100 rpm, 出力軸 50 rpm の比較的低速な回転速度 (減速比は 2) とし、電磁クラッチ (EM-CL) の係合時間は 40ms ($t_2 = 100 \text{ ms}$) とした。これにより、 $t'_1 = t_1$ であったとしても、クラッチアッシー係合中のばね変位の変化量は最大 12 deg となり、最大ねじり角度である 60deg に対して十分小さい値となる。

また、ブレーキアッシーの電磁クラッチ (EM-BR) 係合開始タイミング (t_3) は、電磁クラッチの応答遅れを考慮し、クラッチアッシー側の電磁クラッチ (EM-CL) 解放タイミングよりも 5ms 早いタイミング ($t_3 = 95 \text{ ms}$) とした。

表 4.2 基本とする実験条件

Rotational speeds	Input	θ_i	100 rpm	
	Output	θ_o	50 rpm	
ON signal periods (Control variables)	EM-CL	t_{CL}	40 ms	
	EM-BR	t_{BR}	30 ms	
Signal timings	EM-CL	On	t_1	60 ms
		Off	t_2	100 ms
	EM-BR	On	t_3	95 ms
		Off	t_4	125 ms

次に、電磁クラッチ係合時間(t_{BR})を検討するために、ブレーキアッシー係合中のばね変位の変化量(絶対値)を考える。ブレーキアッシー係合中のばね変位の変化量($\Delta\theta'_v$)は

$$\Delta\theta'_v = (t_4 - t'_3)\dot{\theta}_o \quad (4.2)$$

で表され、係合時間と出力軸回転速度に比例することがわかる。クラッチアッシーにより増加したばね変位と、ブレーキアッシーにより減少するばね変位を、同程度とすることで安定した振動が得られる。よって、減速比2の本条件では、クラッチアッシーの係合時間($t_2 - t'_1$)とブレーキアッシーの係合時間($t_4 - t'_3$)が同等程度であることが望ましいと考えられる。そこで、クラッチアッシー側の係合開始タイミングの誤差($t'_1 - t_1$)よりもブレーキアッシー側の係合開始タイミングの誤差($t'_3 - t_3$)が少ない(空走時間が短い)ことを想定し、EM-CLの係合時間よりも少し短い30ms($t_4 = 125$ ms)を電磁クラッチ(EM-BR)の係合時間とした。

4.2.3 基本条件による基礎実験結果

前項で決定した実験条件により実験を行った。その結果として図4.9に、電磁クラッチのON/OFFタイミング(a)、入出力軸および振動子の回転速度(b)、ばね変位(c)を示す。図から以下のことが確認できる。

- ① クラッチアッシーの電磁クラッチ(EM-CL)係合開始タイミング(t_1)が想定通り、振動子の回転速度が最大となるタイミング付近となっている。
- ② EM-CL係合後、入力軸回転速度と同等になったタイミングから、振動子の回転速度が入力軸回転速度と同等に保たれている(ただし、一定回転を中心に振動が観測される)。
- ③ 振動子の回転速度が入力軸回転速度と同等に保たれている間のばね変位は、直線的に増加している。
- ④ EM-CLのOFFタイミング(t_2)より前にブレーキアッシーの電磁クラッチ(EM-BR)の係合開始タイミング(t_3)があり、その際の振動子回転速度は想定通りゼロ以上となっている。
- ⑤ EM-CLのOFFタイミング(t_2)から振動子回転速度は減少し始める(自由振動を再開する)。
- ⑥ EM-BR係合後、振動子回転速度がゼロとなったタイミングから振動子回転速度がゼロに保たれている。
- ⑦ ブレーキ係合により振動子の回転速度がゼロに保たれている間のばね変位は、直線的に減少している。
- ⑧ EM-BRのOFFタイミング(t_4)から振動子は自由振動を再開している。
- ⑨ 入出力軸回転速度は平均値としては設定値(100 rpmおよび50 rpm)を維持している(ただし、パルスドライブと同周期で10 rpm程度の揺れが発生している)。

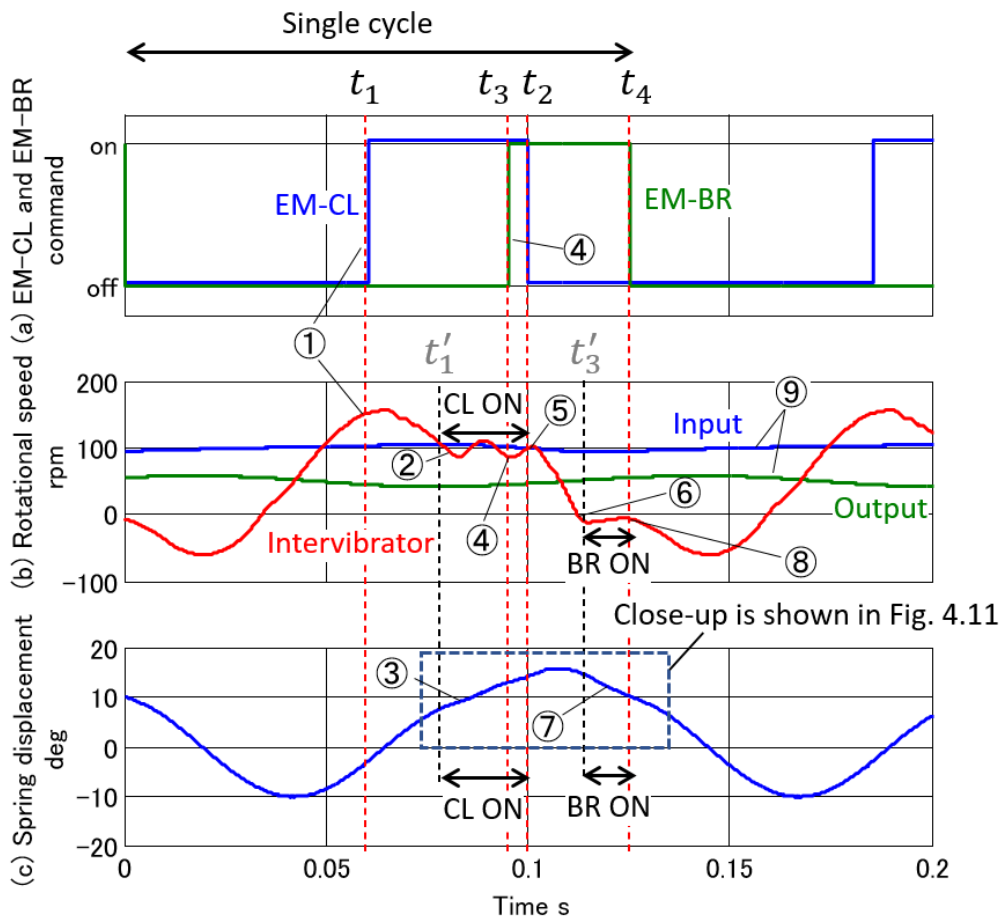


図 4.9 基本条件による基礎実験の結果

各部の回転速度(図 4.9b)が想定された波形と近いこと等から、試作機が概ね想定通りの動作をすることが確認される。ただ一方で、②で言及した、クラッチ係合中の 100Hz 程度の振動や、⑨で言及した入出力軸の揺れは想定していないものである。

クラッチ係合中の 100Hz 程度の振動について考察するために、実験装置の構成(ばねマスモデル)を図 4.10 に示す。本実験装置では、図 4.10(a)に示した 3 つのセンサーでそれぞれ、入力軸、振動子、出力軸の回転速度を計測しているが、クラッチ係合中に振動が観測されたのは、振動子のみである。つまり、入出力軸回転速度にこの周波数の速度変動が起きていないことから考えると、この振動は(入力軸と出力軸に取り付けられた)フライホイール間に発生していると考えられる。

この振動の発生原因について考えると、クラッチ係合中は入力軸側のフライホイールと振動子は一体となっているため、図 4.9(a)の様な理想状態では振動子は振動しないと考えられる。しかし、実際の装置ではクラッチやブレーキを取り付けるための比較的長い軸が存在し、この部分がばね要素となっていると考えられる(図 4.9b)。そのため、ワンウェイクラッチ(OW-CL)係合時に急激に加えられるトルクにより、フライホイール間に振動が発生していると考えられる。確認のために、二つのフライホイールを固定した状態での、振動子部分(2つのフライホイールの間の部分)の固有振動数を計測した結果、クラッチ係合中に発生している振動と周波数が一致することが確認されている。

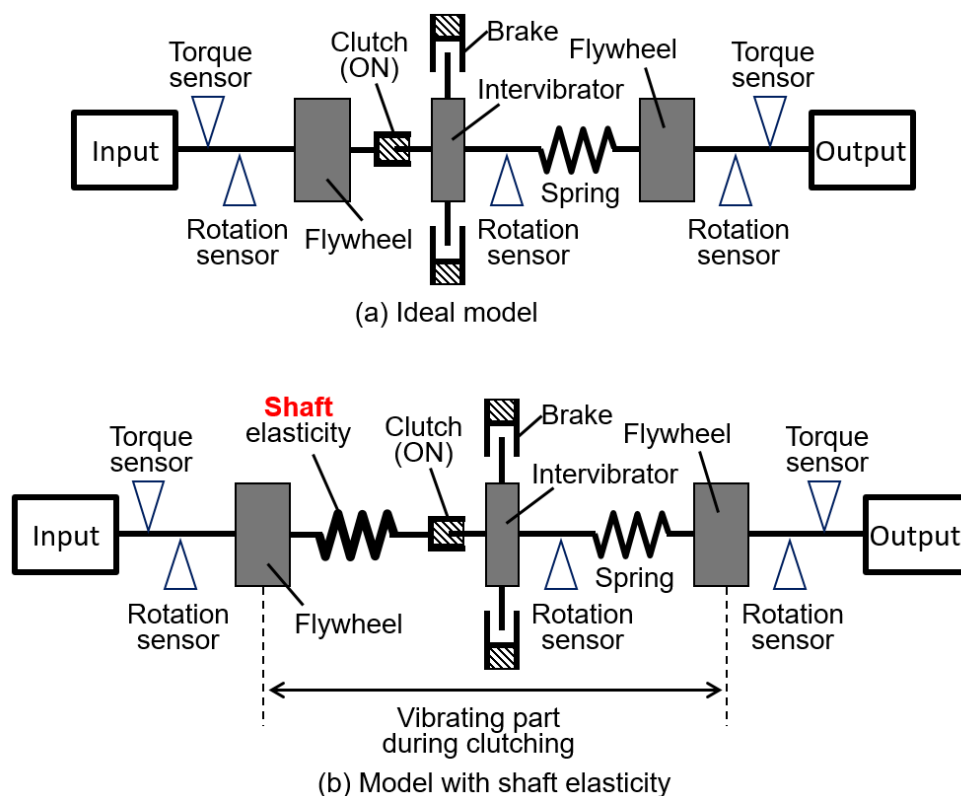


図 4.10 実験装置のばねマスモデル

本論文では、基本的な原理検証を目的としており、連続的なパルスドライブ動作も確認できているため、クラッチ係合中の振動を抑制するための検討は行わない。しかし、このような振動が実用上の伝達特性に悪影響を与えるのであれば、今後、より詳細なモデル化及び検討が必要であると考ええる。

また、実験結果⑨で言及した入出力軸の揺れに関しては、パルスドライブによるトルク変動による影響であると考えられる。実験的には、図 4.10 で示した入出力軸のフライホイールを重くすることで対策可能と考えるが、実際の製品ではそのような対策は現実的ではない。本質的にこの振動を抑えるためには、パルスドライブを高周波化することが必要である。現実の装置(製品)では入出力軸も弾性要素を持ち、伝達特性として固有振動数を有する。パルスドライブの周波数をこの固有振動数に対して十分大きな周波数とすることで、入出力へと振動は伝達しなくなる。基本原理の検証としてはこの振動を無視するが、パルスドライブ周期の高周波化は、将来的な研究課題としては最も重要な課題であると考ええる。

次に、③および⑦で言及した、係合期間中のばね変位について詳しく確認するために、該当期間のばね変位の詳細を図 4.11 に示す。図からばね変位は、クラッチ係合中に 8 度から 14 度に、ブレーキ係合中に 15 度から 10 度にそれぞれ変化していることがわかる。ばね剛性(53.1Nm)から、それぞれのばね変位の変化によるエネルギーの変化量を計算すると、それぞれ 1.068 J および 1.011 J となり、ほぼ一致している。つまり、入力軸側からクラッチにより蓄えられたばねエネルギーが、ブレーキにより出力軸側に放出されていることが、エネルギー量の観点からも確認できる。

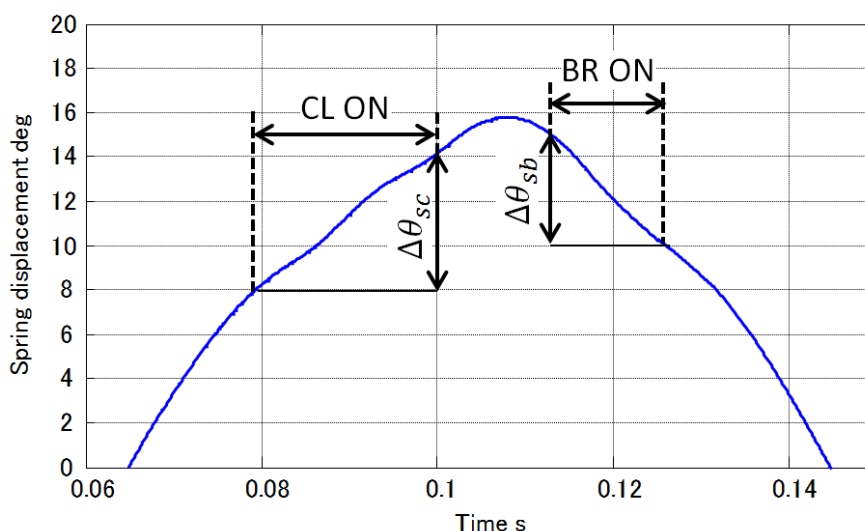


図 4.11 係合中のばね変位詳細

次に、図 4.12 に伝達トルクの計測結果(a)およびトルクと回転速度から求めた伝達パワー(b)を示す。計測結果から、入力トルクの平均は 3.77 Nm, 出力軸トルクの平均は 2.33Nm であった。入力軸回転速度に対して、出力軸回転速度が減速されることにより、トルクが増幅されていることがわかる。つまり、試作機が変速機として正しく動作していることが確認される(つまり、試作機が世界初のパルスドライブ変速機であることが確認される)。

一方、第2章や第3章で示した理想的な計算では、減速比2の本試験条件ではトルクが2倍(効率100%)となるはずだが、図4.12に示した結果は2倍にはなっておらず、約1.62倍に留まる。これは、モデル化時には損失を考慮していないが、実際の変速機内では損失が生じていることを意味する。計測結果から計算した入力軸の仕事率および出力軸の仕事率の平均値は24.1 Wおよび20.8 Wであり、約8割の伝達効率となってしまうことがわかる。本論文ではあくまでも「パルス制御による変速原理の実現」を目的としているため詳細な検討を行わないが、この値は、近年のベルトCVTの伝達効率より劣る。よって、自動車用の変速機として使用するためには今後、改善を検討する必要があると考える。なお、損失原因の一部については、次章のコントローラの構築時に、電磁クラッチ解放時の摩擦損失であることを説明する。

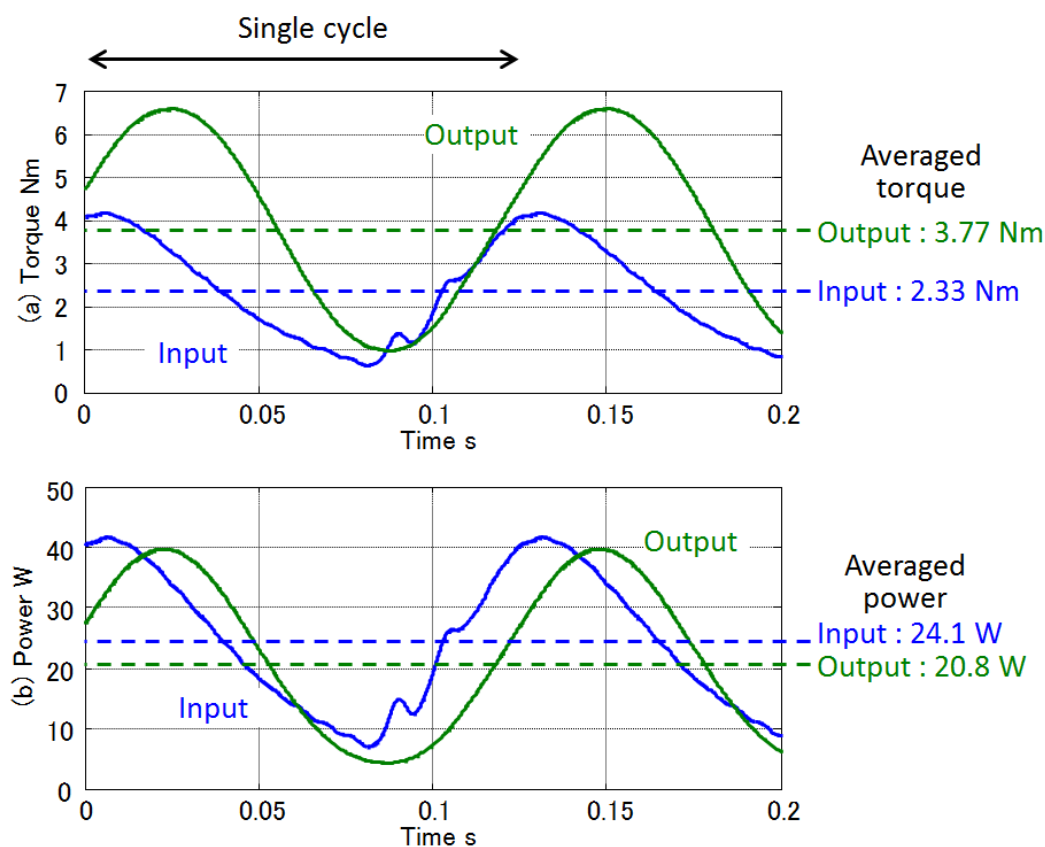


図 4.12 トルクの計測結果および計算した伝達パワー

4.2.4 係合時間を変化させた場合の結果および課題

次に、基本条件に対して、クラッチアッシーおよびブレーキアッシーの電磁クラッチ係合時間を表 4.3 に示す値に変えて実験を行った。実験結果として、各条件で得られた入出力トルクを図 4.13 に示す。図からクラッチアッシーの電磁クラッチ係合時間 t_{CL} を増加させることにより、伝達トルクが増加していることがわかる。一方で、この図からはブレーキアッシーの電磁クラッチ係合時間 t_{BR} の影響は読み取れない。そのため次に、基本条件に対して、ブレーキアッシーの電磁クラッチ係合時間のみを長くした場合の実験結果を詳細に考察する。

なお、3章で定式化した振動子運動の計算モデルの入力パラメータが初期ばね変位及びクラッチの係合時間であったのに対して、本章で取り扱う基礎実験のパラメータは2つの電磁クラッチのON/OFF タイミングであるため、計算値と実験値との比較は本章では行わない(5章のコントローラ構築時に比較検討を行う)。

表 4.3 変更する実験条件

ON signal periods (Control variables)	EM-CL	t_{CL}	40, 45, 50, 55 ms
	EM-BR	t_{BR}	30, 35, 40 ms

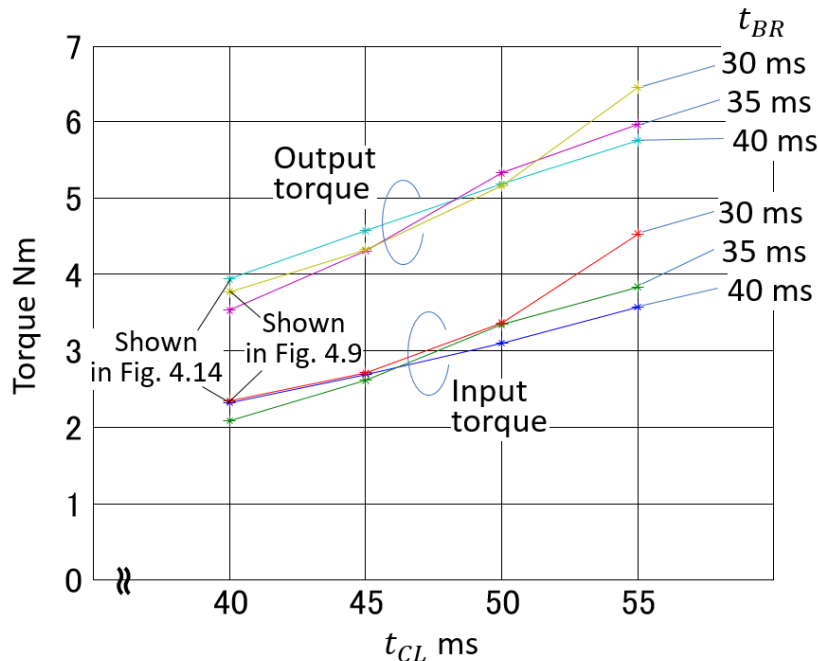


図 4.13 クラッチ係合時間と入出力トルクの関係

基本条件に対して、ブレーキアッシーの電磁クラッチ係合時間を 10 ms 長くした実験条件 ($t_{BR} = 40 \text{ ms}$) での実験結果詳細を図 4.14 に示す。図 4.9 と比較して大きな違いはないが、ブレーキ係合の時間が長くなったことにより 1 サイクルの長さが長くなっている点と、振動子の最高回転速度が小さくなっている点に違いが確認される。後者の振動子の最高回転速度が小さくなることは、電磁クラッチ(EM-CL)を係合可能な期間が短くなるということの意味する。この係合可能な期間が短すぎる（もしくは無くなる）と、連続したパルスドライブ駆動ができなくなる。よって、ブレーキアッシーの係合時間は、伝達特性への影響は少なくても、パルスドライブ動作への安定性という面での影響があると考えられ、振動子の最大回転速度が十分得られるよう、係合時間を制御する必要があることがわかる。

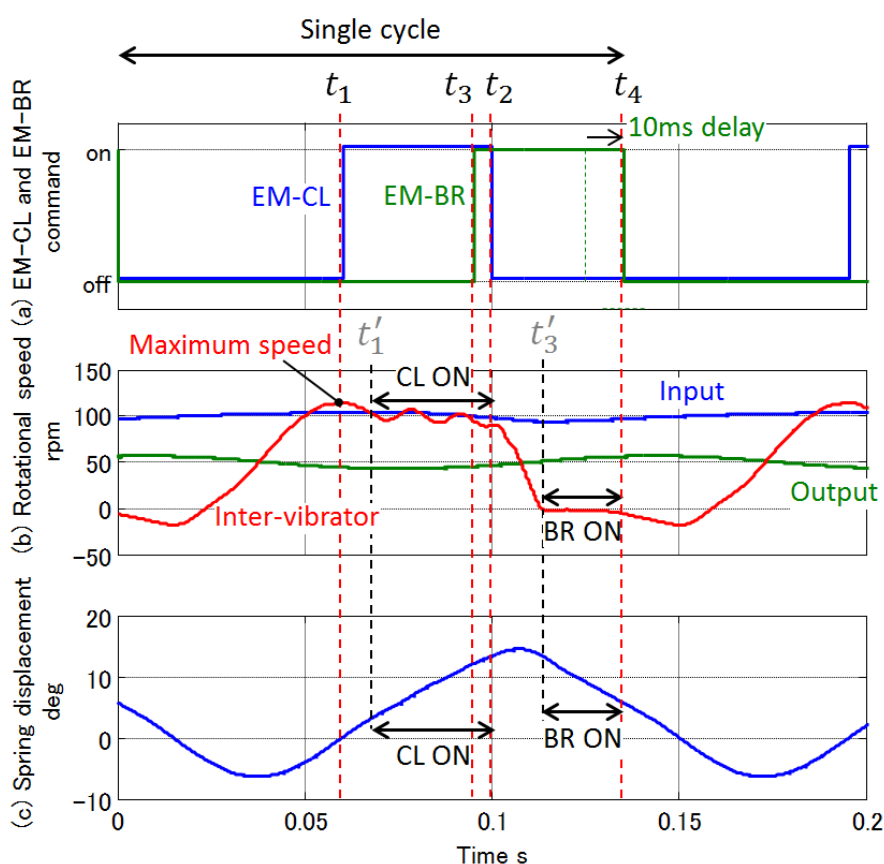


図 4.14 ブレーキの係合時間を長くした場合の実験結果

より詳細に、振動子の最大回転速度を検討するために、表 4.3 で示した各条件における振動子最大速度の評価結果を図 4.15 に示す。図は横軸にブレーキ係合時間(t_{BR})を取り、クラッチ係合時間(t_{CL})毎に結果をプロットしている。図から、クラッチおよびブレーキ係合時間のどちらもが、振動子の最高回転速度に影響を与えていることがわかる。振動子の最高回転速度が入力軸回転速度よりも小さくなってしまった場合にはパルスドライブ動作を継続することはできないため、振動子の最高回転速度の制御は非常に重要である。よって、次章では、伝達トルクと合わせて、振動子の最高回転速度を制御可能なコントローラの構築およびそれを用いた実験結果について説明する。

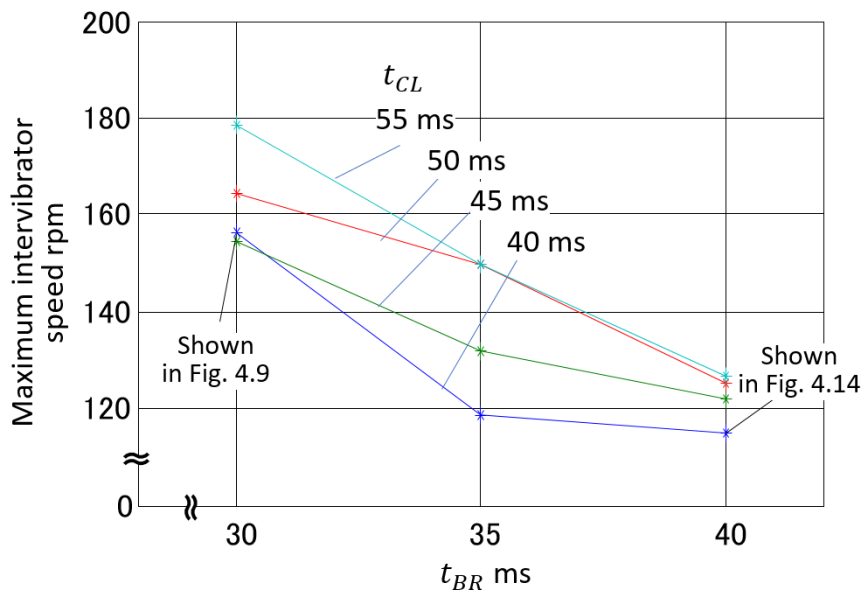


図 4.15 係合時間と振動子最大速度との関係

第5章 コントローラの構築および実験評価

本章では、第3章で導出した振動子運動の定式を利用した制御コントローラを構築し、第4章で説明したパルスドライブ変速機の試作機に対して適用する。

第4章2節で述べたように、パルスドライブ動作を継続するためには、振動子の最高回転速度 $\dot{\theta}_{v_max}$ が入力軸回転速度 $\dot{\theta}_i$ よりも大きい必要がある。よって、これらの回転速度の差を振動速度余裕 $\Delta\dot{\theta}$ と定義し、制御対象とする。

$$\Delta\dot{\theta} = \dot{\theta}_{v_max} - \dot{\theta}_i \quad (5.1)$$

つまり、パルスドライブが連続的に動作するためには常に下式を満たすよう制御する必要がある。

$$\Delta\dot{\theta} > 0 \quad (5.2)$$

この振動速度余裕 $\Delta\dot{\theta}$ と変速機の平均出力トルク \bar{T}_o の二つの値を制御するために、本章ではまず、第3章で導出した数式を用いたフィードフォワードコントローラを説明し、そのコントローラを用いた実験結果を示す。その後、制御性の改善のために、損失を考慮することで改良したフィードフォワードコントローラや、振動子の最大回転速度に対してフィードバックコントロールを追加したコントローラについても同様に説明した上で、3つのコントローラを比較する。さらに最後に、トルク制御のステップ応答特性を評価した結果を示す。なお、装置自体に変更はないが、ばね部の部品交換により振動部の特性はわずかに変わっている(振動周期が93.3msから93.1msとなっている)。

5.1 フィードフォワードコントロールシステム

フィードフォワードコントローラを含むパルスドライブ試作機試験装置の全体概要を図5.1に示す。フィードフォワードコントローラの役割は、出力トルクの目標値(T_{o_ref})と振動速度余裕の目標値($\Delta\dot{\theta}_{ref}$)の2つの目標値に対して、パルスジェネレータ(電磁クラッチドライバー)へと適切なパルスのON/OFFタイミングを指令することである。

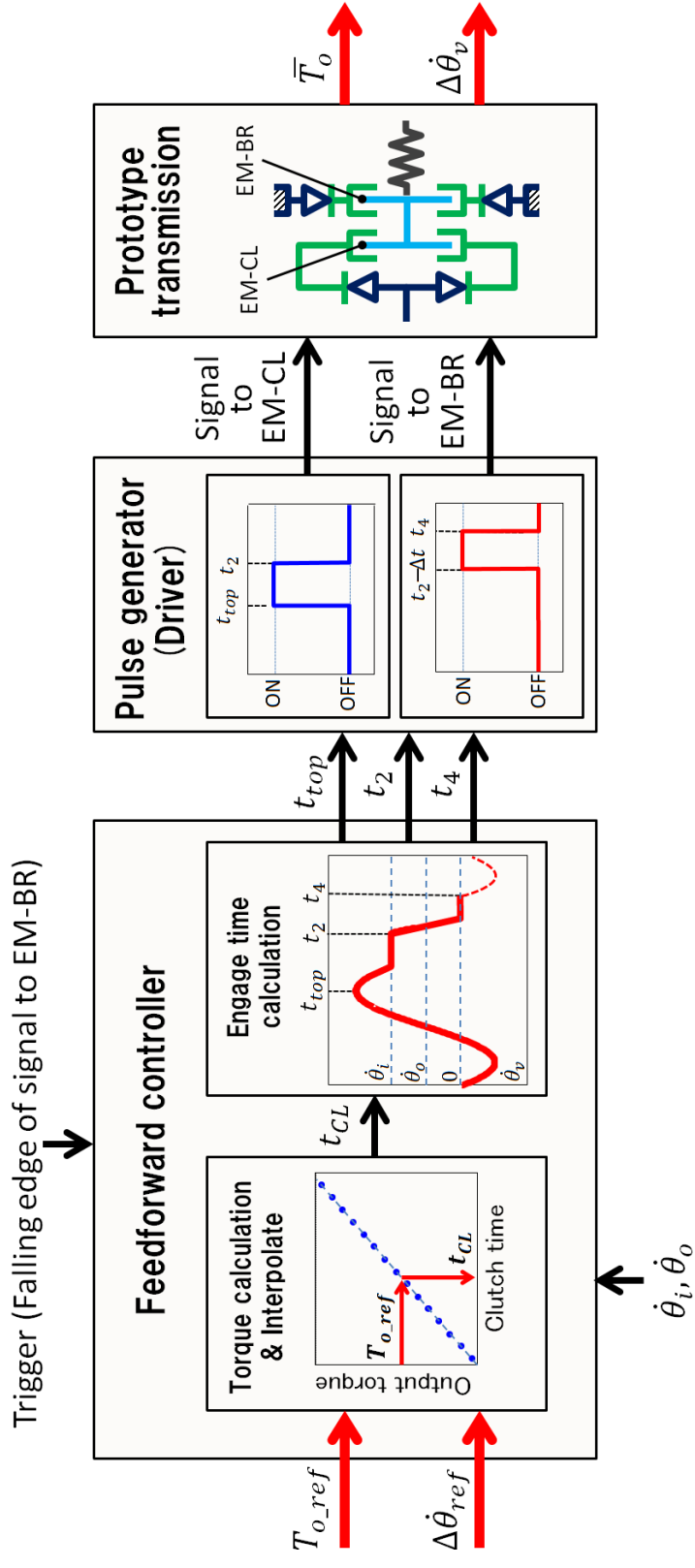


図 5.1 ファイブフォワードロータコンローラを含むパルスドライバ試験装置の全体概要

フィードフォワードコントローラが出力する必要があるタイミングは3つある。1つ目はクラッチアッシーの電磁クラッチ(EM-CL)係合開始タイミングである。この係合タイミングは、前章で説明した通り、振動子の回転速度が最大となるタイミングが好ましく、数式から得られた時間を t_{top} として出力する。2つ目のタイミングは、電磁クラッチ EM-CL の解放タイミングであり、これまでの説明と同じく t_2 とする。そして、3つ目のタイミングは、ブレーキアッシーの電磁クラッチ EM-BR の解放タイミングであり、同じくこれまでの説明通り t_4 とする。ブレーキアッシーの電磁クラッチ(EM-BR)係合開始タイミングを出力する必要が無い理由は、EM-CL の解放時間(t_2)に対して固定時間分だけ早く(本実験では 10 ms)に係合するという方法を用いるためである。

これらの3つのタイミングを計算によって求めるわけであるが、3章で導出した式は、クラッチ係合時間(t_{cl})および初期ばね変位($\theta'_v(t_0)$)を決めることにより伝達トルクなどが求まる式である。この式は三角関数を含み、出力トルクの目標値($T_{o,ref}$)と振動速度余裕の目標値($\Delta\dot{\theta}_{ref}$)から直接コントローラで出力したい3つのタイミング(t_{top} , t_2 , t_4)を計算することはできない。よって、大きく2つのモデルを用いて計算を実現する。1つ目のモデルは、複数のクラッチ係合時間を入力として、係合時間とトルクの関係を計算する。そして、それらの値を補間することで、目標トルクに対応するクラッチ係合時間(t_{cl})を求める。このモデルをトルク計算および補間部とする。もう一つのモデルは、求めたクラッチ係合時間(t_{cl})から目的とする3つのタイミングを計算するモデルであり、係合タイミング計算部とする。以下では、それぞれのモデルについて、計算例と共に説明する。

5.1.1 クラッチ係合時間の計算(トルク計算および補間部)

第3章では、振動子の運動を定式化することで、入力軸回転速度($\dot{\theta}_i$)、出力軸回転速度($\dot{\theta}_o$)、初期ばね変位($\theta'_v(t_0)$)、振動部固有振動数(ω)、クラッチ係合時間(t_{CL})、およびブレーキ係合時間(t_{BR})から、振動子の波形(各係合タイミング $t_1 \sim t_4$ や振動振幅 W_1 , W_2 を含む)や入出力トルク(\bar{T}_i , \bar{T}_o)が求まることを示した。さらには、定常状態を仮定することでブレーキ係合時間も従属変数とすることができることが示された。よって、実験中に入力軸回転速度($\dot{\theta}_i$)、出力軸回転速度($\dot{\theta}_o$)を計測することで、初期ばね変位($\theta'_v(t_0)$)とクラッチ係合時間(t_{CL})のみで出力トルクを計算可能である。試作機の振動子慣性およびばね剛性(表5.1)を用いて、初期ばね変位($\theta'_v(t_0)$)とクラッチ係合時間(t_{CL})からトルクを求めた例を図5.2に示す。

表 5.1 計算条件

Variable name	Symbol	Value
Input speed	$\dot{\theta}_i$	15.7 rad/s (100 rpm)
Output speed	$\dot{\theta}_o$	5.24 rad/s (50 rpm)
Inertia of intervibrator	I_v	0.0118 kg·m ²
Spring constant	k	53.89 Nm/rad
Reference speed margin	$\Delta\dot{\theta}_{ref}$	5.24 rad/s (50 rpm)

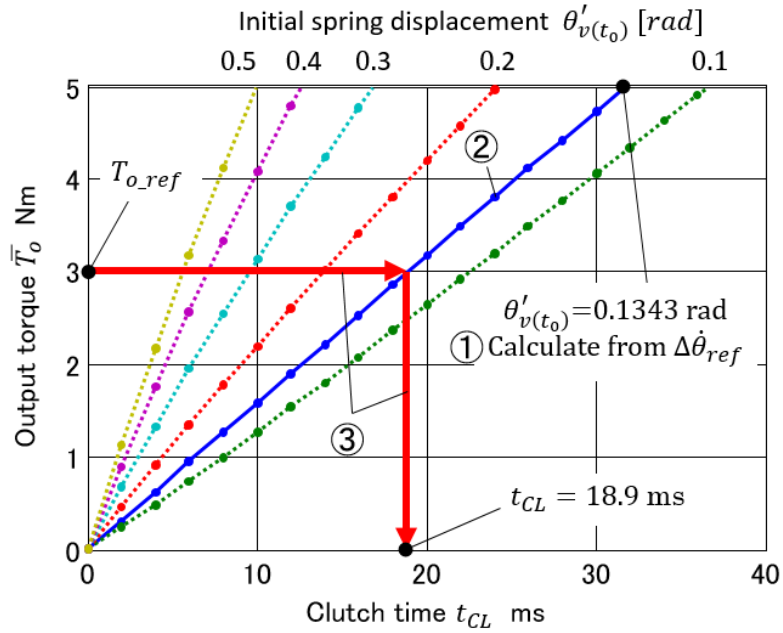


図 5.2 クラッチ係合時間および初期ばね変位の違いによる出力トルクへの影響

図から、3章でも説明した通り、係合時間および初期ばね変位の増加に伴い出力トルクが増加していることがわかる。ここで、本計算例では、クラッチ係合時間は2 ms 毎に計算しており、離散的な計算結果しか得られない。そのため、特定の出力トルク(例では3Nm)となる条件を得るために、計算結果を線形補間し、図に赤矢印で示したように目標トルクと計算結果との交点からクラッチ係合時間を求める(図 5.2 中③)。

一方で、交点を求めるべき線の初期ばね変位の値がいくつであるかという点に関しては、その値を、目標とする振動速度余裕($\Delta\dot{\theta}_{ref}$)から求めることができる。例えば、図 5.2 中で交点を求めている線(図中青実線)は、初期ばね変位が 0.1343 rad の線である。この線は、振動速度余裕の目標値($\Delta\dot{\theta}_{ref}$)を 50 rpm とするための初期ばね変位を計算で導出したものである(図 5.2 中①)。以下に振動速度余裕の目標値($\Delta\dot{\theta}_{ref}$)から初期ばね変位($\theta'_v(t_0)$)を計算する計算式の導出過程を説明する。

まず、3章で導出したばね変位の振幅を求める式(3.11)に固有振動数を乗じることで最大振動速度(最大振動速度であって振動子最大回転速度ではない)が得られる。

$$\omega A_1 = \sqrt{\omega^2 \theta'_v(t_0)^2 + \dot{\theta}_o^2} \quad (5.3)$$

また、振動子の最大回転速度は、最大振動速度と出力軸回転速度の和であること、および入力軸回転速度と振動速度余裕の和であることの二通りの表現を等式で結び、式(5.4)が得られる。

$$\omega A_1 + \dot{\theta}_o = \dot{\theta}_i + \Delta\dot{\theta} \quad (5.4)$$

式(5.3)と式(5.4)を用いて、 A_1 を除去することが可能であり、式変形により式(5.5)が得られる。

$$\theta'_v(t_0) = \frac{\sqrt{(\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_o + \Delta\dot{\theta})^2 - \dot{\theta}_o^2}}{\omega} \quad (5.5)$$

この式を用いて(振動速度余裕 $\Delta\dot{\theta}$ に目標値 $\Delta\dot{\theta}_{ref}$ を代入することで)、振動速度余裕の目標値 $\Delta\dot{\theta}_{ref}$ から初期ばね変位 $\theta'_v(t_0)$ が求められる。この式により、図 5.2 の例であれば、振動速度余裕の目標値 50 rpm に対して初期ばね変位 0.1343 rad が求められたわけである。

目標出力トルク (T_{o_ref}) および振動速度余裕の目標値 ($\Delta\dot{\theta}_{ref}$) からクラッチ係合時間を計算する手順をまとめると以下のようなになる(番号は図 5.2 中の番号①～③に対応)。

- ① 振動速度余裕の目標値 ($\Delta\dot{\theta}_{ref}$) から初期ばね変位 ($\theta'_v(t_0)$) を求める。
- ② 求めた初期ばね変位に対して、(計測した入出力軸回転速度と) 複数のクラッチ係合時間 (t_{CL}) で出力トルク (\bar{T}_o) を求める。
- ③ 求めた出力トルクを補間することで目標トルク (T_{o_ref}) に相当するクラッチ係合時間を得る。

5.1.2 係合タイミングの計算

次に、前項で得られたクラッチ係合時間 (t_{CL}) からパルスジェネレータに送る 3 つのタイミング (t_{top} , t_2 , t_4) を計算する。3 つのタイミングの内、電磁クラッチ EM-CL および EM-BR の解放タイミングである t_2 および t_4 は単純に 3 章で導出した式より求まる。例として表 5.1 の条件下で目標出力トルク 3 Nm とした計算結果を図 5.3 に示す。

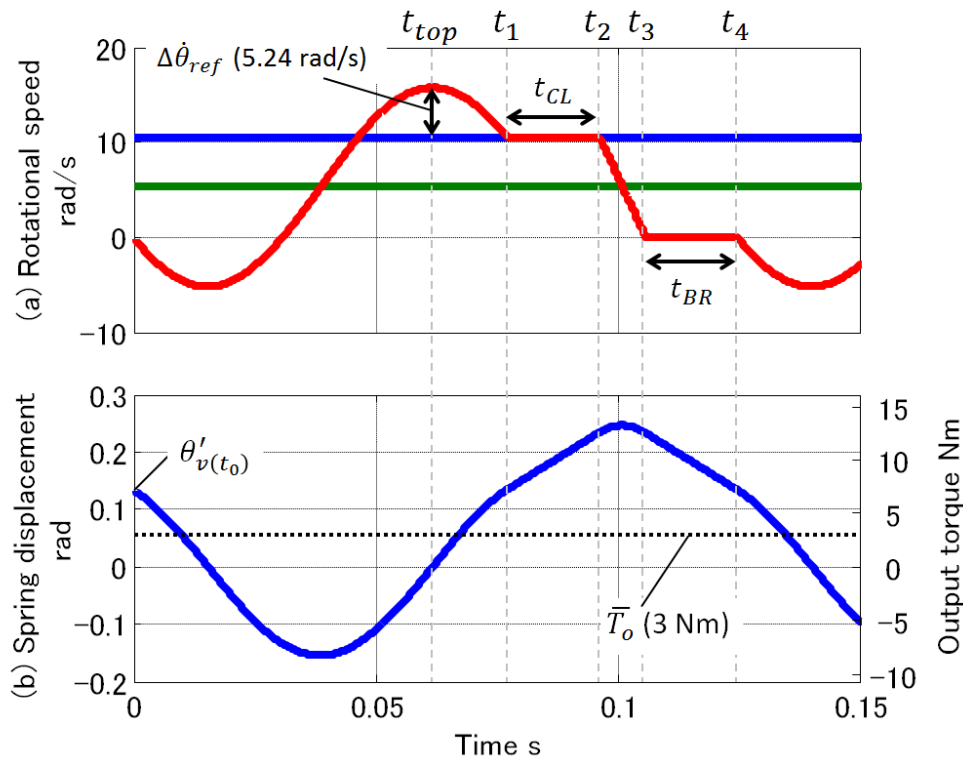


図 5.3 各係合タイミングの計算例

得られたクラッチ係合時間(t_{CL})を用いた計算により、 t_2 および t_4 が得られるだけでなく、出力トルクや最大振動子回転速度余裕が想定した値となっていることを確認することができる。前のプロセスでは、離散的な数値による計算結果を補間しているため、クラッチ係合時間と出力トルクの関係が非線形な場合には計算誤差が大きくなる。実験時に制御が不安定にならないよう、事前に誤差を確認し、誤差が大きいことが確認された場合には、離散値の幅を狭くするなどして対応する必要がある。

次に、もう一つの変数である、振動子回転速度が最大となるタイミング(t_{top})について検討する。3章で導出した式(3.9)から、振動子の振動速度は sin 関数で表される。

$$\dot{\theta}'_v = -\omega A_1 \sin(\omega t + \alpha_1) \quad (3.9)$$

よって、振動周期の 3/4 にあたる点($\omega t + \alpha_1 = \frac{3}{2}\pi$)で振動子の回転速度が最大となる。

つまり、3章で導出した式(3.11)により振動の位相 α_1 を得た上で、下記式から求まる。

$$t_{top} = \left(\frac{3}{2}\pi - \alpha_1\right) / \omega \quad (5.6)$$

このようにして、パルスジェネレータに送る3つのタイミング(t_{top} , t_2 , t_4)が求まる。

5.1.3 実験による評価

以上の検討を踏まえて、実際に実験に用いる条件を表5.2に示す。なお、表に示した入出力軸回転速度は、評価ベンチの入出力モータへの指令回転速度である。実験中の計算では、サイクル毎に計測した入出力軸回転速度から各サイクルの平均入出力軸回転速度を求め、その値を用いて係合タイミングを計算する。実験結果として計測した回転速度を各サイクルで重ねたものを図5.4に示す。なお、速度変動により各サイクルのサイクル時間が微小に異なるため、クラッチ解放直後の、振動子速度と出力軸回転速度が同じになるタイミング(図中 Synchronous Point)を基準にプロットしている。

実験結果から、連続的なパルスドライブ動作が実現されていることがわかる。しかし一方で、想定される振動子速度(図5.4中に点線で表された理論値)と実際の振動子速度が乖離していることもわかる。特に、振動子の最高回転速度が理論値では150 rpmであるのに対して実験結果では120 rpm程度となっており、目標とする振動速度余裕(50rpm)が得られていないことがわかる。これはパルスドライブ動作の安定性が低いことを意味するため問題であり、次節で損失を考慮した補正を行う。

表 5.2 ベースとする実験条件

Parameters				Values	
Given parameters	Rotational speeds	Input	$\dot{\theta}_i$	100 rpm	
		Output	$\dot{\theta}_o$	50 rpm	
	Reference parameter	Output torque	T_{o_ref}	5 Nm	
		Speed margin	$\Delta\dot{\theta}_{ref}$	50 rpm	
Calculated parameters	Signal timings	EM-CL	On	t_{top}	62 ms
			Off	t_2	109.2 ms
		EM-BR	On	$t_2 - \Delta t$	99.2 ms
			Off	t_4	148.5 ms

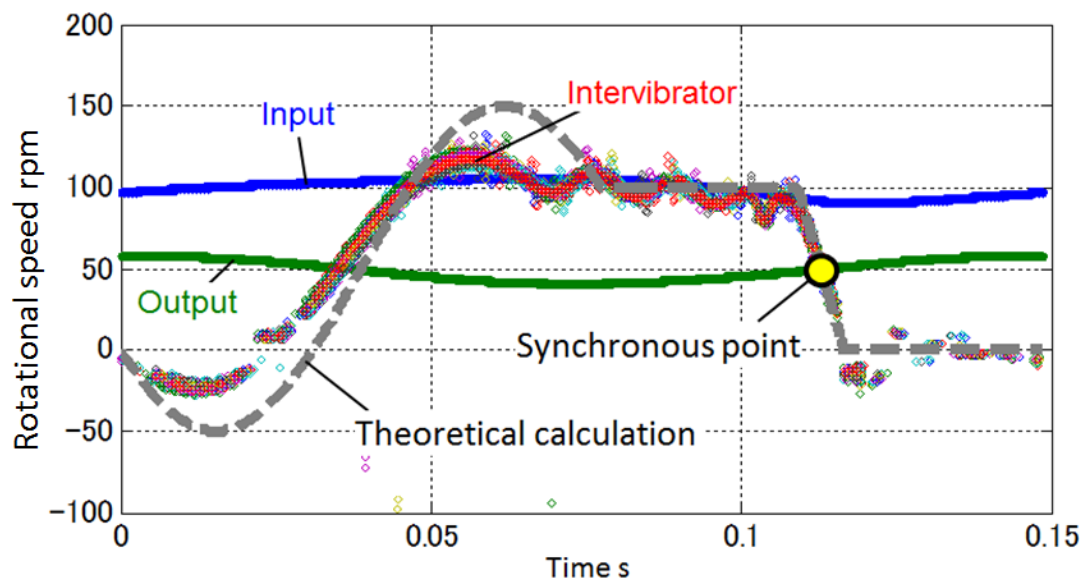


図 5.4 フィードフォワードコントローラを用いた実験結果（各部の回転速度）

より詳しく評価するために、目標トルクを変更した条件で実験した。実験によって得られた、振動子の最高回転速度および出力トルクを図 5.5 および図 5.6 に示す。図 5.5 から、どの目標トルクに対しても、振動子の最高回転速度は設定した速度(150rpm)を下回っていることがわかる。上述した通り、振動子の最大回転速度が小さいということは、振動子の振動エネルギーが少ないことを意味し、何かしらの損失により振動エネルギーが失われている可能性がある。よって、次節では損失についての考察及び、損失を考慮したコントローラについて検討する。一方で、図 5.6 から、出力トルクは目標トルクに比例して出力されており、誤差も 1Nm 以下であることがわかる。開発したコントローラが、目標トルクに対してはある程度の制御性能を持っていると言える。

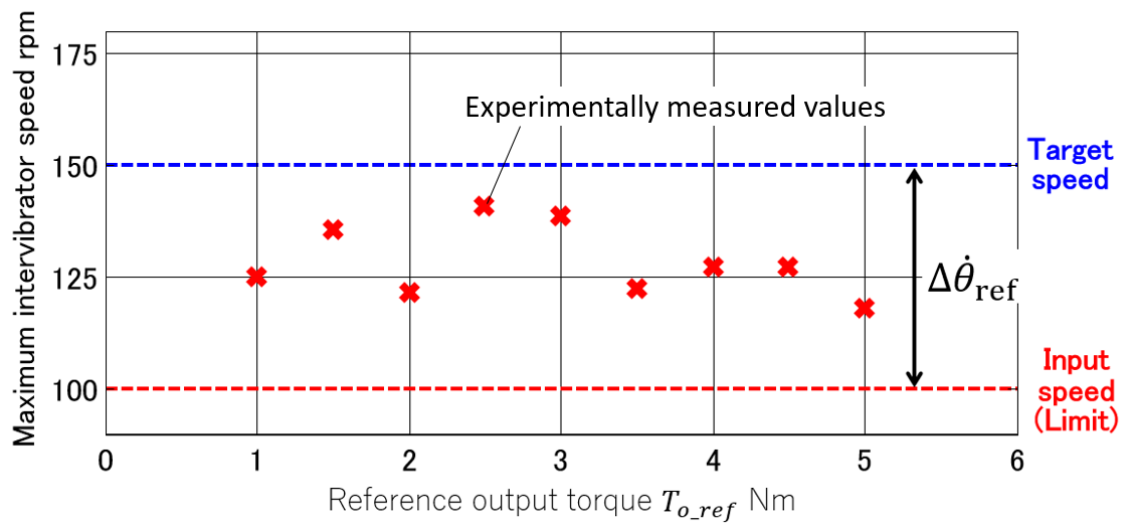


図 5.5 振動子の最高回転速度(目標値と計測値の比較)

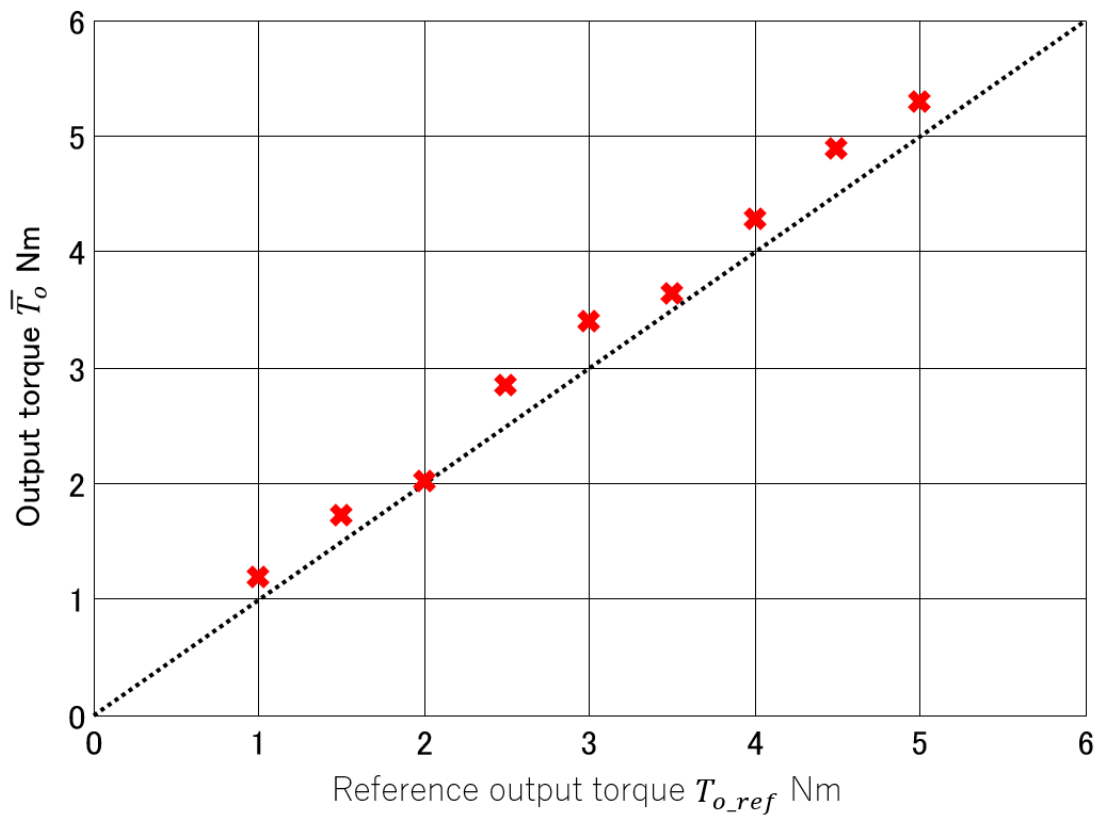


図 5.6 フィードフォワードコントローラのトルク制御特性

5.2 損失を考慮したフィードフォワードコントロールシステム

前節の実験結果から、第3章で導出した式をそのまま用いたコントローラでは、実験によって得られた振動子の運動が計算値と一致しないことが確認された。よって本節では、その原因として考えられる電磁クラッチの損失を評価した上で、その評価結果を考慮したコントローラを構築する。

5.2.1 電磁クラッチの損失評価

試作機において損失が最も発生する可能性が高い部品は電磁クラッチ部である。パルスドライブ変速原理は、原理上は損失が発生し難いかみ合いクラッチによる動作も可能である。一方で、本試作機では、市販品で構築可能である点および応答性の観点から、摩擦式の電磁クラッチを用いている。しかし、摩擦式の電磁クラッチは、トルク発生中に解放動作を行う場合には、損失が発生してしまう。なぜならば、電磁クラッチの係合トルクは瞬間的に消失するわけではなく、係合トルクが伝達トルクを下回った時点からゼロとなるまでの間は、すべりによる摩擦損失が生じるためである。

この、トルク発生中の解放による損失は、装置の基礎特性評価の実験からも観測される。例として、図5.7に、出力軸を固定し、入力軸から電磁クラッチを介してトルクを振動部に負荷した状態で解放した場合（振動部の特性評価実験と同様の実験）のトルク変化を示す。また、解放直後の詳細を図5.8に示す。

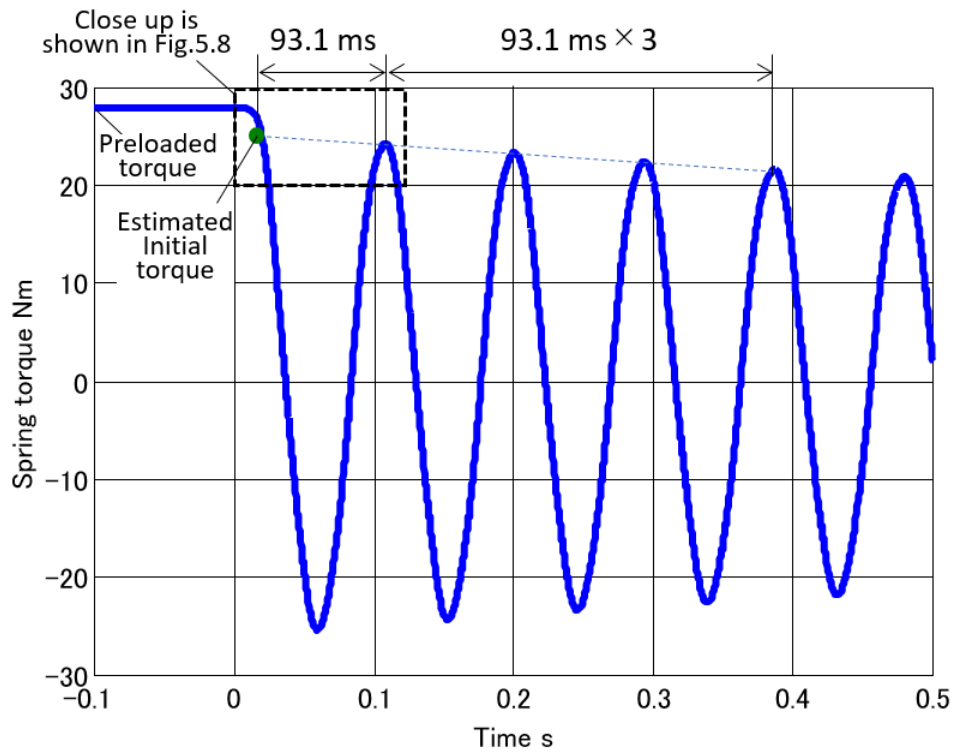


図 5.7 電磁クラッチ解放時の振動特性と損失の関係

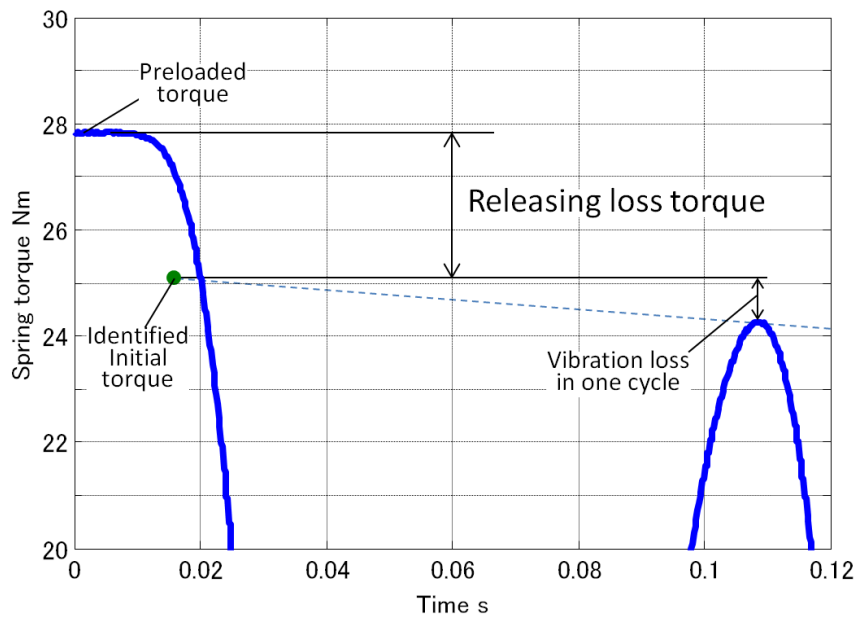


図 5.8 電磁クラッチ解放時の振動特性と損失の関係 (解放直後の詳細)

図から、電磁クラッチの解放時に、減衰によるトルク損失以上のトルクが、初期トルクから失われていることがわかる。より詳しく損失の特性を得るために、初期トルクを変化させた場合の損失トルクを評価した結果を図 5.9 に示す。試作機に利用した電磁クラッチが、係合部に発生しているトルクに比例したトルク損失を、解放時に発生させることが図からわかる。また、実験結果からその比例定数は 0.095 であることがわかった。なお、同様の実験をブレーキ側の電磁クラッチに対しても行ったが、損失特性は同じ(比例定数が 0.095)であった。つまり、トルクの 9.05 %が失われているわけである。次項では、コントローラにこのトルクを考慮させるために、振動子運動の定式を修正し、修正式を用いた係合タイミングの導出を行う。

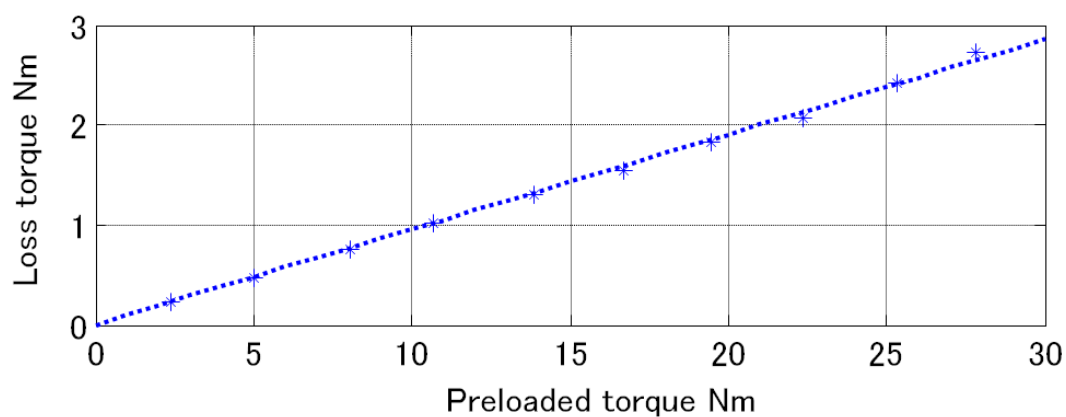


図 5.9 実験によって得られた負荷トルクと損失とトルクの関係

5.2.2 損失を考慮した定式化および係合タイミングの計算

第3章で導出した振動子の運動の式を，電磁クラッチの損失を考慮可能な式に修正する。そのために，クラッチアッシーの電磁クラッチ解放時およびブレーキアッシーの電磁クラッチ解放時にトルクがそれぞれ， n_c 倍および n_b 倍となるものとして，式(3.20)および式(3.27)をそれぞれ下記のように変更する。

$$A_2 = n_c \sqrt{\theta'_v(t_2)^2 + \frac{(\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_o)^2}{\omega^2}} \quad (5.7)$$

$$\theta'_v(t_0) = n_b \theta'_v(t_4) \quad (5.8)$$

また，それに伴い，初期ばね変位へと回帰するための条件式である式(3.29)も下記の通り修正する。

$$t_{BR} = \frac{n_b \theta'_v(t_3) - \theta'_v(t_0)}{n_b \dot{\theta}_o} \quad (5.9)$$

これらの式に，実験により同定した損失の割合を入力することで，損失を考慮した計算が可能となる。実験で得られた損失の割合が9.05%であったことから，損失前後のトルクの比である n_c および n_b を0.905として，クラッチ係合時間と出力トルクの間関係を再計算した結果を図5.10に示す。

得られた計算結果の特徴としては，損失を考慮しない場合はすべての線が原点からスタートしていたのに対して，損失を考慮した式の場合は横軸上に切片を持つ結果となっている。つまり，ある程度のクラッチ係合時間が無ければ出力トルクが発生しないことがわかる。これは，損失を上回る程度の入力エネルギーが無くてはトルクが発生しないことを意味する。また，出力トルクが発生するために必要なクラッチ係合時間は，初期ばね変位が大きいほど大きくなっていることがわかる。これは，初期ばね変位が大きいほど，クラッチ係合中のトルクが大きくなり，損失の量もより大きくなるためと考えられる。

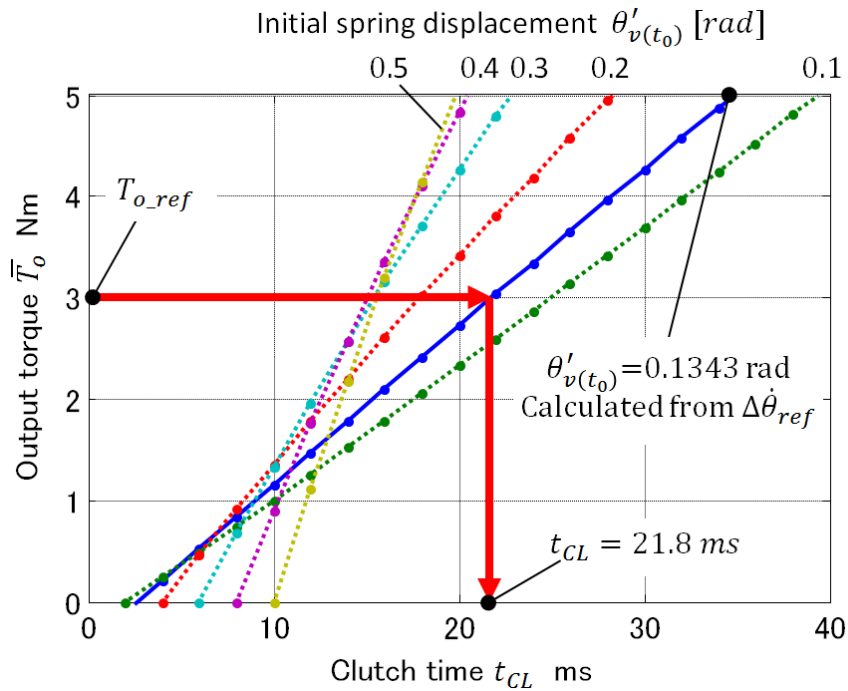


図 5.10 クラッチ係合時間および初期ばね変位の違いによる出力トルクへの影響
(損失を考慮した場合)

この式を用いて、損失を考慮しない計算式を用いた場合の手順①～③と同様に、①目標とする振動子最大速度余裕から初期ばね変位を求め、②その初期ばね変位に対して複数のクラッチ係合時間に対して出力トルクを計算する。このとき、初期ばね変位の定義は時刻 t_0 におけるばね変位であり、トルクが損失したのちの値としており、目標とする振動子最大速度余裕から初期ばね変位を求める式は、損失を考慮しない場合の式(5.3)と同じである。さらに、③クラッチ係合時間を補間することで、出力トルクが目標出力トルク（例では 3 Nm）と一致するクラッチ係合時間を導出する。

このようにして求められたクラッチ係合時間は、図 5.10 の例では 21.8 ms であり、図 5.2 において同等の出力トルクで計算した 18.9 ms より長くなっていることがわかる。これは、損失を考慮した分、同等のトルクを得るためにより大きなエネルギーの入力（つまりはより長いクラッチ係合時間）が必要なためと考えられる。

得られたクラッチ係合時間(21.8 ms)を用いて、振動子の運動を再計算したものを図 5.11 に示す。図および t_{top} を求める式(5.1)から各係合タイミングが導出される。また、図 5.11(b)から、式の変更により、クラッチ解放時とブレーキ解放時に、ばね変位が不連続に変化していることが確認できる。現実的には、クラッチによりトルクが減少するとしても、その変化は連続的なものであるはずである。しかし、コントローラの構築という目的に対してはこのような近似でも問題ないと考えられる。

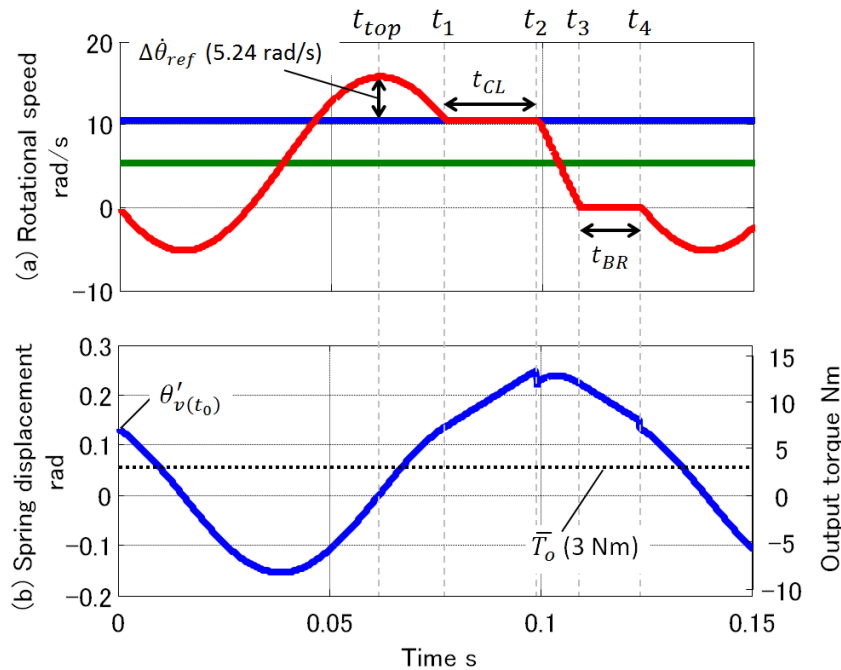


図 5.11 損失を考慮した式を用いた計算例

5.2.3 実験による評価結果

実験に用いる条件を表 5.3 に示す. 表中には新たにトルク比(Torque Gain)を追加しており, 損失を考慮しない場合の実験条件も $n_c = n_b = 1$ として併記した. なお, 損失を考慮しない場合と同様に, 実際の入出力軸回転速度は計測した入出力軸回転速度を用いるため, 係合タイミングはサイクル毎に再計算され微小に変動する. この実験条件で実験を行い, 得られた実験結果 (回転速度を各サイクルで重ねたもの) を図 5.12 に示す.

表 5.3 損失を考慮した計算式を用いた実験条件

	Parameters			Values		
				Without loss	With loss	
Given parameters	Rotational speeds	Input	$\dot{\theta}_i$	100 rpm		
		Output	$\dot{\theta}_o$	50 rpm		
	Reference parameter	Output torque	$T_o \text{ ref}$	5 Nm		
		Speed margin	$\Delta\dot{\theta}_{\text{ref}}$	50 rpm		
	Torque gain	n_c, n_b	1	0.905		
Calculated parameters	Signal timings	EM-CL	On	t_{top}	62 ms	62 ms
			Off	t_2	109.2 ms	112.4 ms
		EM-BR	On	$t_2 - \Delta t$	99.2 ms	102.4 ms
			Off	t_4	148.5 ms	146.7 ms

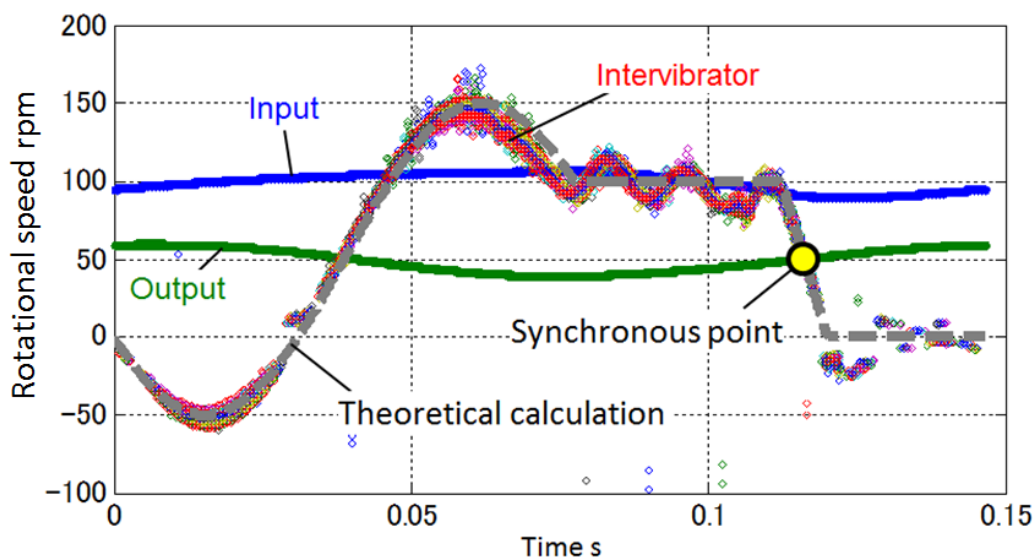


図 5.12 損失を考慮したコントローラを用いた実験結果 (各部の回転速度)

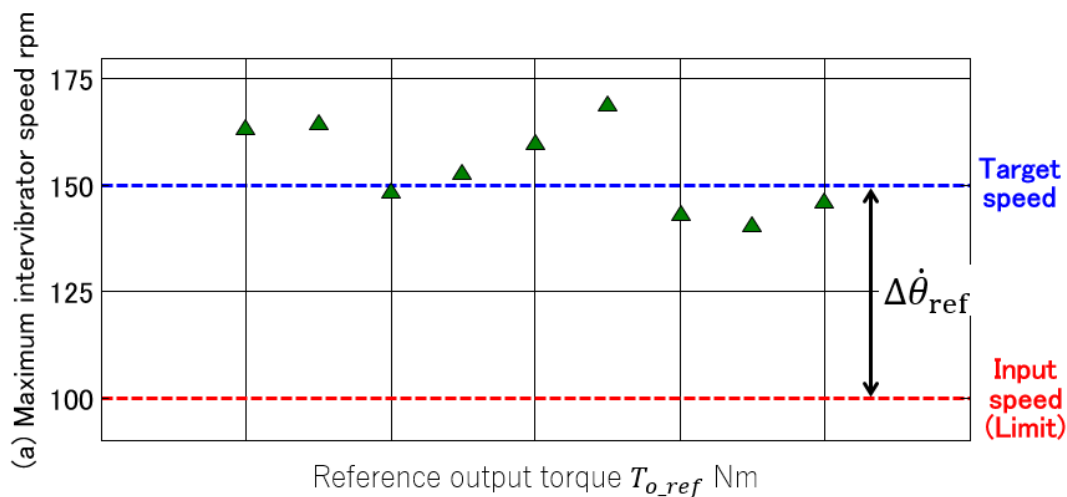


図 5.13 損失を考慮したコントローラの振動子最高回転速度余裕制御特性

図 5.12 から、損失を考慮しない場合に比べて、想定する振動子速度の線(図 5.12 中破線で示した理論線)に実際の動作が近づいていることがわかる。振動子の最高回転速度も目標値である 150 rpm に近づいていることが確認される。より詳細を評価するために、トルクを変化させて実験をした際の最高回転速度を図 5.13 に示す。図から、目標回転速度の上下 20rpm 以内程度に分布しており、損失を考慮しない場合と比べて制御性が改善していると言える。

制御性が向上し動作が安定することで、様々な実験条件にも対応がし易くなる。図 5.14 に、表 5.3 の実験条件から目標トルクおよび回転速度を変化させた場合の実験結果として、出力トルクの結果を示す。図から減速比 1/2 の条件だけでなく、減速比 1/4 の条件や、より回転数を上げた条件においても、目標トルクに追従して出力トルクが線形に上昇していることが確認される。誤差は最大で約 1Nm である。結果から、損失を考慮したコントローラでもトルク制御が実現されていると言える。

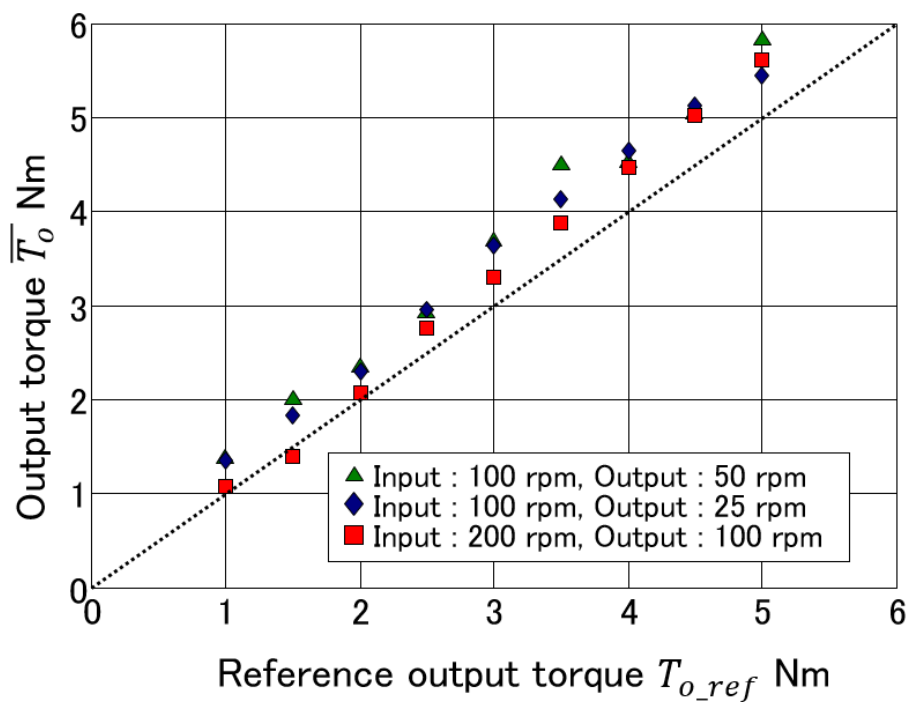


図 5.14 損失を考慮したコントローラのトルク制御特性

5.3 フィードバックコントロールシステムおよび各コントローラの比較

これまでの結果で、損失を考慮することによりフィードフォワードコントロールによる振動速度余裕の制御が可能であることがわかったが、より高精度な制御が必要な状況を想定して、フィードバックコントローラの構築を行う。

構築したフィードバックコントローラの概要を図 5.15 に示す。パルスドライブのサイクル毎に振動子最高回転速度を計測することで、最大回転数余裕 $\Delta\dot{\theta}_v$ を導出し目標値 $\Delta\dot{\theta}_{ref}$ との誤差を計算する。その上で、誤差に対するゲインと誤差の積分値に対するゲインを持つ PI 制御コントローラを構築した。この PI コントローラの出力でブレーキ係合時間を変化させる構成としている。これにより、例えば被制御量 $\Delta\dot{\theta}_v$ が目標値 $\Delta\dot{\theta}_{ref}$ より小さい場合には t_4 を短くする(ブレーキ係合時間を短くする)ことで、ブレーキにより放出するエネルギー量が減る。それにより、ブレーキ解放後の振動エネルギーが大きくなることで、被制御量が目標値に近づく仕組みである。

なお厳密に言えば、ブレーキ係合時間の変化に対して、振動子最高回転速度が比例して変化するわけではないため、操作量に対して線形な被制御量の変化とはならない。しかし、フィードバック制御の実現性の検証と位置づけ、本研究ではこのような構成とした。

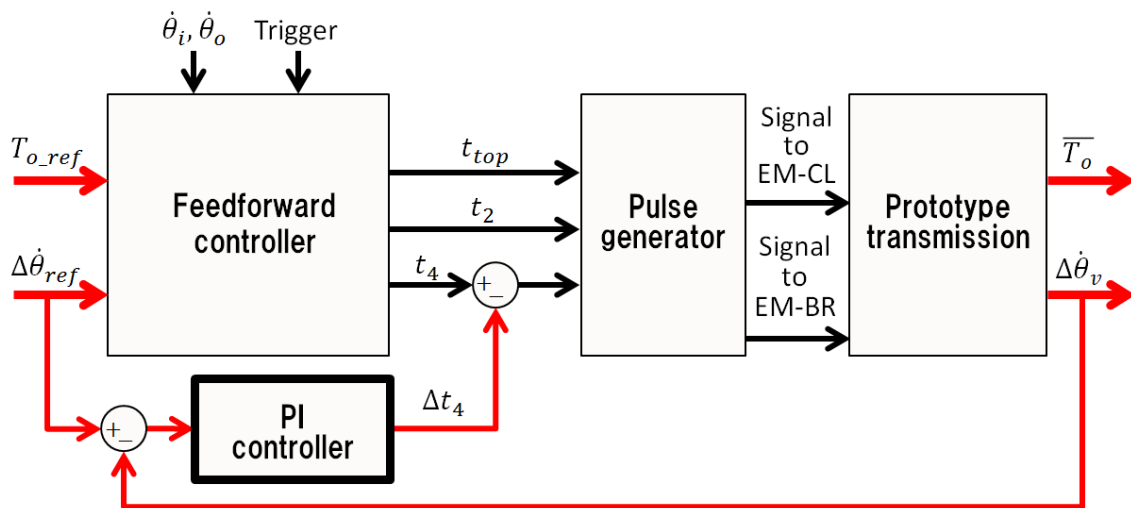


図 5.15 フィードバックコントロールシステムの概要

フィードフォワードコントローラと同様に、構築したフィードバックコントローラを用いて、複数の目標トルクに対して振動子の最高回転速度を計測する実験を行った。結果を先述した2種類のフィードフォワードコントローラの結果と共に図 5.16 (a)に示す。また、目標値との誤差を計算した結果を図 5.16 (b)に示す。フィードフォワードコントローラと比較して、フィードバックコントローラを用いた結果(図中青丸)は目標値との誤差が減っており、どのトルクでも安定した値となっていることがわかり。つまり、制御性が向上し、パルスドライブ動作の安定性が改善していると言える。

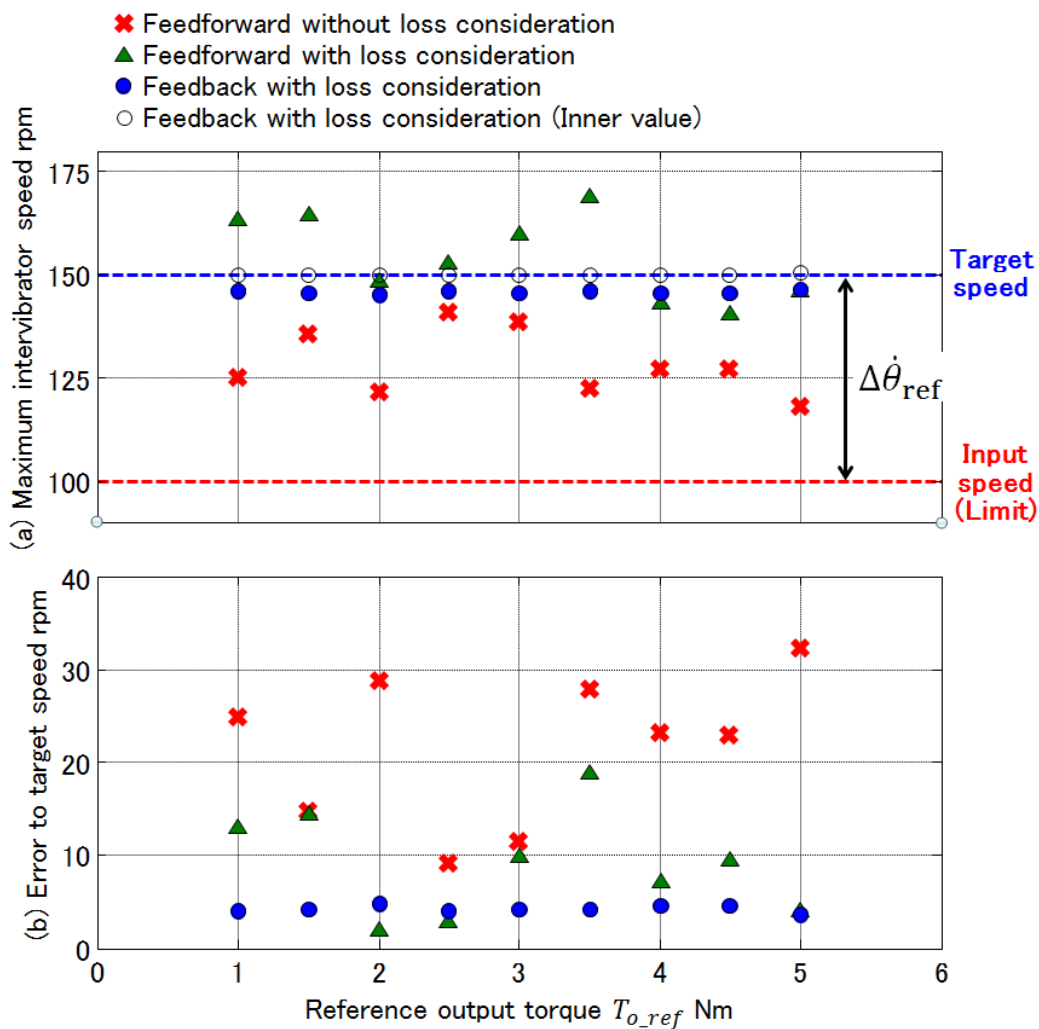


図 5.16 開発した各コントローラの回転速度余裕の制御特性

フィードバック制御であるにもかかわらず誤差が残っている理由は、計測誤差によるものである。結果の整理は高周波サンプリング可能なデジタルオシロスコープでの計測結果を用いているが、リアルタイム制御に用いている信号はサンプリング周波数が小さいため誤差を持っていると考えられる。確認のため、図 5.16(a)にはリアルタイム制御内部で計算されている被制御量も示した(図中白抜き丸)が、こちらの値は目標値と正確に一致していることがわかる。将来的にパルスドライブの周波数を高周波化した際にはこのような誤差の影響も大きくなる可能性があり、今後の課題として挙げられる。

フィードバックコントローラを用いた実験によって得られたトルク特性を、上述した2つのフィードフォワードの結果と合わせて図 5.17 に示す。フィードバックコントローラにおいても約 1 Nm 程度の誤差でトルクは線形に制御されていることがわかる。

一方で、フィードバックを行ったことにより目標トルクの誤差が減っているわけではない(微小であるがロスを考慮しないモデルが最も誤差が少ない)。用途によってはトルクのフィードバック制御を行うなどすることで、より高精度なトルク制御が可能であると考えられるが、振動速度余裕のフィードバックと干渉しないようにコントローラを設計する必要があると考えられ、誤差要因の検討と合わせて、将来的な課題の一つである。

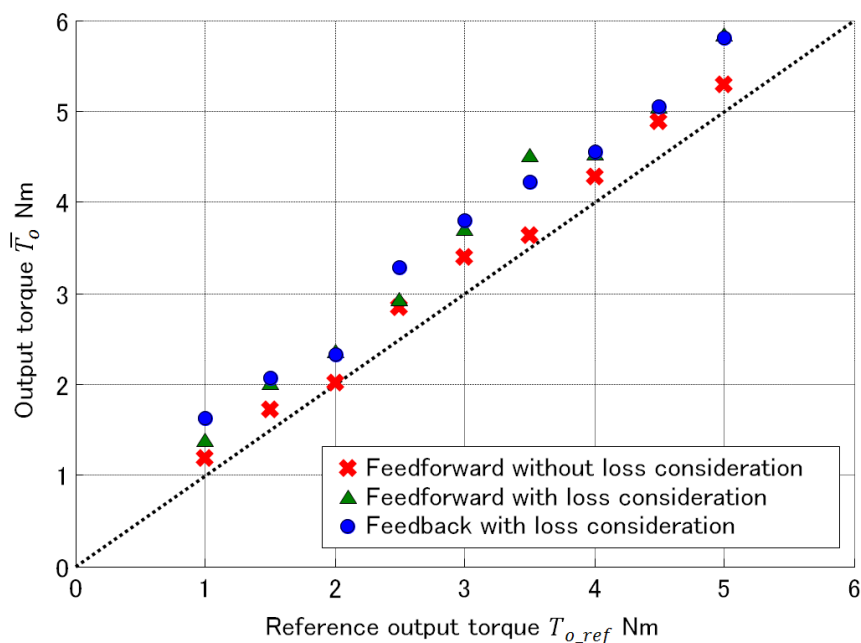


図 5.17 開発した各コントローラのトルク制御特性の比較

以上の結果から、開発した3つのコントローラの特徴をまとめると以下のようになる。

①損失を考慮しないフィードフォワードコントローラ

パルスドライブ動作自体は実現可能であり、トルクは目標値と誤差1 Nm 以内で線形に制御可能である。しかし、振動子の速度は想定される値とは誤差を持ち、安定動作に懸念がある。

②損失を考慮したフィードフォワードコントローラ

損失を考慮したことで、損失を考慮しない場合と比べ振動子の回転速度が想定される値と近づく。これにより、振動子最高回転速度余裕の誤差が減り、安定したパルスドライブ動作が可能であると考えられる。トルクも目標値と誤差1 Nm 程度で線形に制御可能である。ただし、損失を同定し、コントローラの変数として入力する必要がある。

③フィードバックコントローラ

トルク特性は目標値と誤差1 Nm 程度で線形に制御可能である。振動子最高回転速度余裕をフィードバック制御したことで、振動子最高回転速度余裕の誤差が少なく、かつばらつきもなくなる。これにより、安定したパルスドライブ動作が実現可能であると考えられる。ただし、フィードバックコントローラの調整が必要であると共に、本フィードバックコントローラ以外のフィードバックコントローラ（例えばトルクのフィードバックコントローラ）を同時に利用する際には、それぞれのフィードバックコントローラ同士の干渉を考慮する必要がある。

このように、それぞれのコントローラにはメリットとデメリットがあるため、制御対象や環境などの状況によって選択して利用するのが良いと考えられる。

5.4 トルク制御のステップ応答特性評価

最後に、トルク制御の応答性を評価するために、トルク指令をステップ状に変化させるステップ応答試験による評価を行った。表 5.3 に示した実験条件を基に、目標トルクを3 Nm から5 Nm に変化させる実験を行った。使用したコントローラは損失を考慮したフィードフォワードコントローラである。

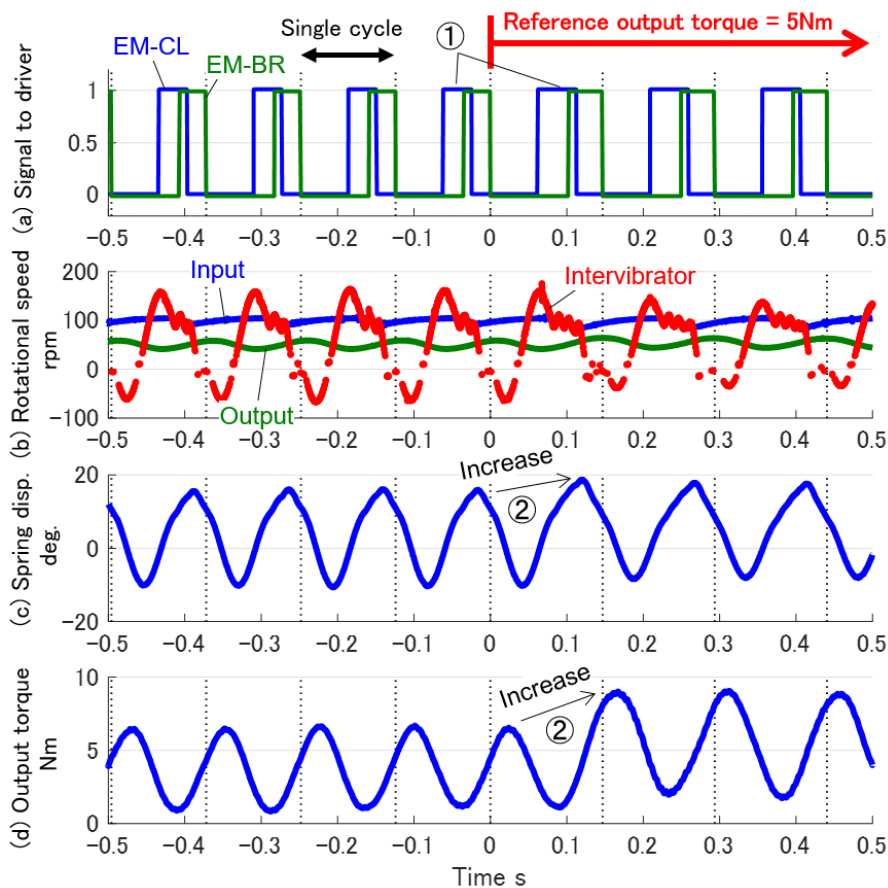


図 5.18 目標トルクをステップ状に変化させた場合の実験結果

実験結果として図 5.18 に、目標トルクが変化する前後の電磁クラッチへの指令信号(a)、入出力軸および振動子の回転速度(b)、計測したばね変位(c)、および出力トルク(d)を示す。

図から、目標トルクの増加前と比べて、増加後にクラッチ係合指令およびブレーキ係合指令の ON 期間が伸びていることがわかる(図 5.18 中①)。また、目標トルクの増加後に、ばね変位および出力トルクが増加していることが確認できる(図 5.18 中②)。

より詳しく評価するために、サイクル毎に平均トルク計算した結果を図 5.19 に示す。図から、コントローラの評価で得られた結果同様に、目標トルクが変化する前後のどちらでも目標値よりも 1 Nm 以内の大きさで大きめにトルクが発生していることが確認される。一方で、目標トルクの変化後の最初のサイクルでも、変化前と比較して指令通り 2 Nm 程度トルクが上昇していることが確認される。つまり、パルスドライブ変速機では、トルクの応答性はパルスドライブの 1 サイクルの長さと同しくすることが可能であるということが言える。

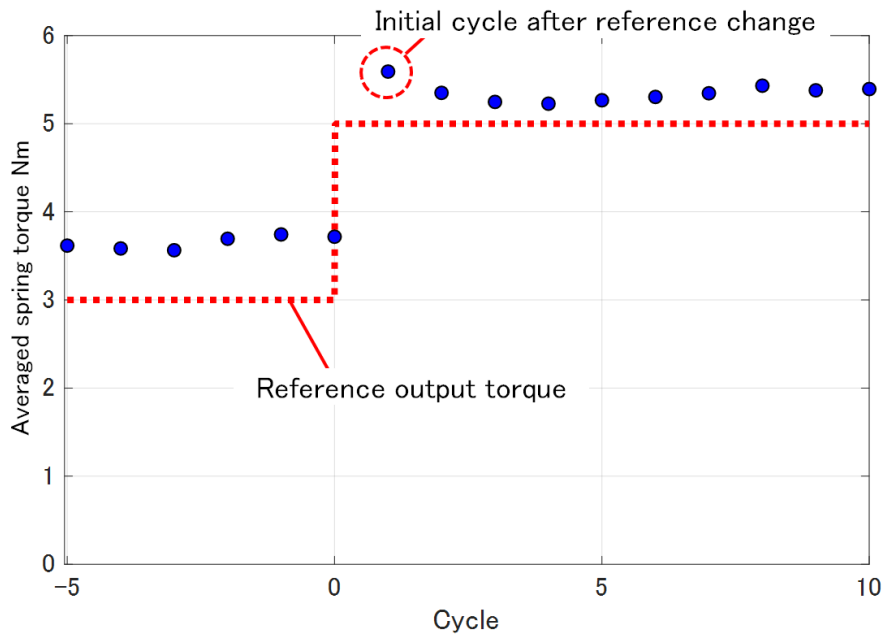


図 5.19 開発した制御装置のステップ応答特性

このような特徴は、パルスドライブ変速機ならではの特徴であり、将来的に新しい変速機の使い方につながる可能性が考えられる。パルスドライブ変速原理は、ギヤやベルト CVT のように回転速度を制御するのではなく、摩擦クラッチと同じように、トルクを制御することで変速を行う。そのような原理の動力伝達機構は、入力軸側の慣性を利用して瞬間的に大きな力を作り出すことが可能である。例えば、摩擦クラッチを発進装置として持つ自動車において、発進時にクラッチを繋ぎ始める前に、エンジンの回転数を大きくした状態からクラッチを係合すると、瞬間的にはエンジンの発生しているトルク以上のトルクを出力可能である。

しかし、摩擦クラッチによる発進の場合では、トルクとしてはエンジンのトルク以上のトルク（クラッチトルク＝エンジントルク＋慣性トルク）が得られているとしても、回転速度の比と同じ比率の損失が発生するため、多くのエネルギーが損失してしまう。一方で、パルスドライブ変速原理では、速度比と等しい比率の損失は発生しない。そのため、エンジントルク（エンジンの発生しているエネルギー）に加えて、入力軸の慣性トルク（慣性エネルギー）を同時に使いながら出力トルク（エネルギー）を制御可能である。

自動車の発進装置としてそのような特性が重要かという点で言えば、そのような大きな発進トルクは通常必要ない。しかし、例えば風車のように大きな慣性エネルギーを持つ回転体から、自由にエネルギーを取り出すような用途が必要であれば、役に立つ可能性も考えられる。将来的にはパルスドライブ変速原理を使用するのに適したアプリケーションの検討も課題として挙げられる。

第6章 結論

本章では、本研究の成果をまとめた上で、将来的な研究課題および展望について説明する。

6.1 本研究の成果

本論文の緒論(第1章)では、変速機に対して、効率改善、多段化(無断化)、変速比の拡大、および小型化といった性能が求められることを説明し、それらの課題に対する従来研究をまとめた。その上で、それらの研究を俯瞰した場合、多くの研究がギヤやベルト CVT に代表される「半径の比」による変速や、摩擦クラッチやトルクコンバータに代表される「すべり(回転数の比)」を用いた変速原理であることがわかった。一方で、電気分野でも同様に、「巻き数の比」や「抵抗の比」により電圧変換がなされていたが、昨今は、1970年代以降に発明されたスイッチング技術による変圧による小型高効率変圧器が多く場所で用いられていることにも着目した。これら2つの事実から、変速機分野でも同様のスイッチング技術による変速原理が実現することが、将来的な高性能変速機に繋がるのではないかと考えた。そこで、クラッチの係合/解放動作(スイッチング)により実現可能な新しい変速原理の提案および原理検証を行うことを本研究の目的とした。

第2章では、上記目的を達成するために、異なる回転速度で回転する2軸間に、振動子を配置し振動させる構造を提案した。これにより、振動子を回転部などと適切なタイミングで係合することで、エネルギーの伝達が可能であることを示し、新しい変速原理として利用可能であることを説明した。さらに、その具体的な動作原理としてシンメトリックモデルとアシンメトリックモデルを示し、それぞれの動作原理を離散値によるシミュレーション結果と共に示した。最終的には、2つの構造の共通概念をパルスドライブの定義として以下のようまとめた。

- ・ 回転する軸間にばねに繋がれて振動する振動子(中間振動子)を持つ。
- ・ 係合装置が振動子とそれ以外の部品(回転軸もしくは非回転部)とを係合可能である。
- ・ 係合装置による係合は振動子と係合部品との速度が等しくなった瞬間になされる。
- ・ 係合中にばねエネルギーが充填、もしくは放出される。
- ・ 以上の構造及び動作により回転する軸間の動力伝達を行う。

第3章では、提案原理に対して、より詳細なモデル化を行うために、アシンメトリックモデルにおける振動子運動の定式化を行った。①自由振動、②クラッチによる蓄エネ、③自由

振動, ④ブレーキによる放エネの4つのフェーズごとにばね変位を数式化した。これにより, 入出力軸の回転速度, 振動子の固有振動数, ばね変位の初期値, およびクラッチとブレーキの係合時間を用いて, 自由振動時の振動振幅や位相, 蓄エネ・放エネ時のばね変位の速度, および各フェーズの切り替わるタイミングが計算可能となった。さらに, すべてのフェーズにおける式を用いて出力トルク (および入力トルク) を計算可能とした。

第4章では, 実際にパルスドライブ動作を可能な試作機を製作し評価した。試作機の係合部は, クラッチ部ブレーキ部共に, 電磁クラッチとワンウェイクラッチとを併用する構造を採用しており, これにより, 係合指令を発信しなくてはいけないタイミングに幅を持たせることが可能であることを示した。さらに, 試作機の基本特性の評価として, 係合タイミングを固定した状態での実験を行い, 以下のことを確認した。

- ・ 異なる速度で回転する2軸間に振動子を配置した上で, 想定されたタイミングでの間欠的な駆動による動力伝達が実現されていること。
- ・ 減速条件 (入力軸回転速度 > 出力軸回転速度) における動力伝達により, 平均伝達トルクが増幅されていること。
- ・ 間欠駆動のクラッチ係合時間が長くなると, 平均伝達トルクとパワーが増加すること。
- ・ 伝達効率は80%前後であること。

第5章では, パルスドライブのトルク, および安定性に寄与する振動子最高回転速度余裕を制御するコントローラの構築を行った。第3章で導出した数式を基にしたフィードフォワードコントローラを構築した上で, 電磁クラッチの損失を考慮することにより性能向上を狙ったフィードバックコントローラ, および振動子最高回転速度余裕をフィードバック制御するコントローラの3つのコントローラを構築した。最終的に, 構築したコントローラを用いた実験によりそれぞれの性能を比較し, 以下のことを確認した。

- ・ 開発した制御装置により, 連続的なパルスドライブ動作を実現可能なこと。
- ・ 損失を考慮したコントローラにより, 振動子最高回転速度余裕の制御性が向上すること。
- ・ フィードバック制御により振動子最高回転速度余裕を一定に保つことができること。
- ・ すべてのコントローラで, 出力トルクを約1Nm程度の誤差範囲内で線形に制御可能であること。

また, トルク制御のステップ応答実験により, 出力トルクの応答時間がパルスドライブサイクルの1サイクルに等しいことが確認された。

以上の結果から, 提案したパルスドライブ変速原理による動力伝達 (変速) およびその制

御が可能であることが確認されたと言える。よって、目的であった、「間欠駆動(スイッチング)を用いた新しい変速原理の提案および原理検証」がなされたと言える。

6.2 今後の課題

本論文では、提案原理によりスイッチングを用いた新しい変速原理としてパルスドライブの実現が可能であることを示した。しかし、一般的に普及している変速機をこの原理を用いたものに置き換えるためには、以下に上げる大きく3つの課題が残されていると考える。

1. 効率が悪い
2. 出力が小さい
3. 振動が発生する

まず、効率が悪いことに関しては、試作機における伝達効率が約80%前後であり、例えば自動車用のCVTとして利用するためには、最低でも90%以上の効率が必要であると考えられる。また、将来的にEVなど、同期モータ用の変速機として利用するのであれば、さらに高い伝達効率が望まれると考えられる。この問題に関しては、本論文で説明した通り、試作機に使用した電磁クラッチは解放時に9.5%程度のトルク損失があることがわかっている。そのため、係合装置の高効率化が課題として挙げられる。手段としては、より速く係合の解除が可能な電磁クラッチの開発が考えられる。しかし、渦電流やコイルのインダクタンスによる制約があるため、大幅な高速化は難しい可能性もあると考えられる。その場合には、電磁摩擦クラッチ+ワンウェイクラッチという組み合わせ以外の方法を検討する必要があると考える。

次に、出力が小さいことに関しては、単純に考えると、ばねに蓄えることができる弾性エネルギーを増やすことが課題解決に繋がると考えられる。パルスドライブでは動力を一旦、ばねのたわみエネルギーに変換するため、ばねのねじり角を大きくすることや、ばね剛性を大きくすることで、最大伝達エネルギーも増加する。それに加えて、周波数を増加させることも重要である。ばねに蓄えられたエネルギーを時間当たり何回伝達できるかが周波数に依存するからである。つまり、出力を増加させるためには、ばねのたわみエネルギーと周波数を増加させることが重要である。両者の掛け算を振動エネルギーとした場合、それぞれの関係を表6.1に示す。表中の(a)および(b)に、本論文での実験条件、および試作機のばね変位を最大まで利用した場合の実験条件、そして(c)に自動車用に適用するための設計例を示す。

本論文の実験では、ばね変位を最大20度程度に制限しており、振動エネルギーは36Wとなるが、実際にこれは、本論文の実験結果に近い値となっている(論文中の実験条件において、出力トルク5Nm、出力軸回転速度50rpmが26Wに相当し、出力トルク5Nm、出力軸回転速度100rpmが52Wに相当する)。設計上の最大ばね変位である60度までばね変位を利用した場合には、324Wの振動エネルギーを利用可能となり、伝達可能なエネルギーも10倍

程度になると考えられる。一方で、自動車用に利用するためには、ばね部の最大ばね変位を約 2 倍に、最大トルクを約 10 倍にする設計により、ばね部に蓄えられるエネルギーを約 20 倍にすること、および振動子の慣性を 10 分の 1 にすることで漸く 81kW の出力を得られるという想定である。このような設計が可能であるかは、より詳細なばね部や係合装置部の設計を必要とする。また、その場合にはより高周波数に対応した係合装置の実現も必要であり、今後の課題となる。

表 6.1 ねじりばねおよび振動特性の設計

Parameters		Prototype		(c) Example for automotive
		(a) This paper	(b) Designed value	
Torsion spring	Diameter	6.7 mm		16.1 mm
	Length	90 mm		400 mm
	Spring constant	53.1 Nm/rad		400 Nm/rad
	Maximum spring displacement	20 deg	60 deg	111 deg.
	Maximum torque	18.5 Nm	55.6 Nm	774 Nm
	Maximum shear stress	314 MPa	942 MPa	942 MPa
	Maximum spring elastic energy E_{SP}	3.2 J	29 J	609 J
Intervibrator inertia		0.011 kg · m ²		0.001 kg · m ²
Natural frequency F_v		10.72 Hz		100.7 Hz
Maximum vibration speed		232 rpm	698 rpm	11690 rpm
Vibration power P_v		36 W	324 W	81600 W

3番目の課題である振動の発生については、実験で2種類の振動が計測された。一つは、パルスドライブサイクルと同じ周波数の入出力軸の速度変動であり、もう一つはクラッチ係合中の高周波(100Hz程度)の振動であった。

前者の振動に対しては、高出力化の際にも重要と述べた高周波化が重要である。本研究で構築したモデルは、図 6.1(a)で示す様な、ばね要素が振動子に取り付けたばねのみ存在する理想的なモデル化であるが、実際のアプリケーションへの適用を考えた場合には、図 6.1(b)の様に入出力軸や中間部材(シャフト等)にもばね要素が存在する。このように変速機本体以外にも複数のばね要素(および慣性)が存在する場合に、それらの固有振動数以上の周波数でパルスドライブを駆動することができれば、振動の伝達率は下がる。よってパルスドライブの高周波化が対策として重要である。また、そのような高周波化が単独の変速機では難しい場合の別の対策としては、(多気筒エンジンのように)パルスドライブ変速機を並列に接続し、各振動が打ち消し合うような位相を調整する方法が考えられる。それにより、振動が平滑化されると共に、相殺されずに残る振動の周波数も単体の周波数の並列数倍となる。スペース上の制約等が少ない場合にはこのような対策も候補に挙げると考えられる。

一方、後者のクラッチ係合中の高周波振動に関しては、より詳細なモデル化による検討が重要であると考えられる。上述した課題と同様に図 6.1(b)に示したような、入出力軸側のばねマス等も考慮したモデル化を進めていく必要がある。また、損失に関しても、減衰等を考慮する必要がある。これらの要素も考慮したモデルを構築した上で、シミュレーションや解析的な検証を行うことができれば、適用対象毎の設計等にも生かすことができると考えられ、重要な課題である。

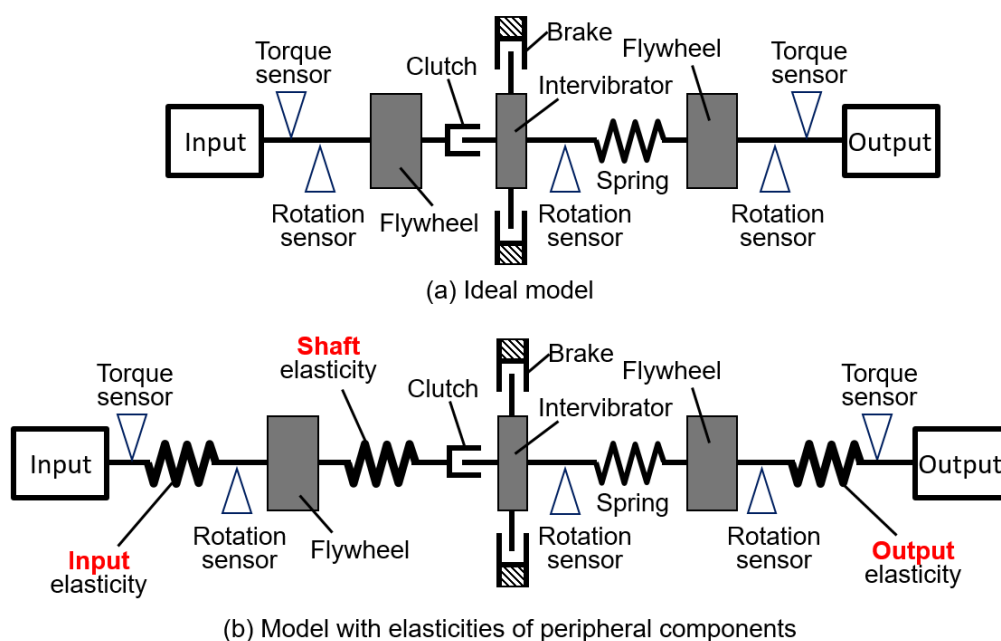


図 6.1 パルスドライブのばねマスモデル

以上のことからパルスドライブ変速原理に関する今後の研究課題として最も重要であるのが、係合部分の改良・開発とより詳細なモデル化であると考えられる。前者に関しては、電磁クラッチの高効率化が最も現実的であるが、将来的な振動部の低慣性化(振動周波数の増大)などを考えた場合には、変速機としての性能には限界があるように思える。一方で、本質的には、電磁摩擦クラッチではない、新しい係合装置による高周波・高効率化の検討を行う必要があると考えられる。また、後者のモデル化に関しては、本研究で作成した試作機のモデルを詳細化していくだけではなく、実際のアプリケーションを想定したモデル化を行っていく必要があると考えられる。

また、パルスドライブを適用するアプリケーションに関しては、上記の課題を解決することで性能を向上させることも重要であるが、一方で、パルスドライブならではの特性を生かすことができるアプリケーションへの適用を検討することも現実的である。パルスドライブの特長としては、第3章5節で説明した、出力軸停止状態での駆動が可能な無限変速機(IVT)としての特長や、第5章4節で説明した、高いトルク応答性が挙げられる。これらの特長を生かせる可能性が高いと筆者が考えるアプリケーションをいくつか挙げる。

例えば、5章の最後にも述べたが、風力発電のように入力側の慣性が大きい用途と組み合わせることが考えられる。入力側の慣性が大きい場合、パルスドライブのトルク制御により、原動機(例えば風車の羽)が発生しているトルク以上のトルクを、入力軸の慣性エネルギーから取り出すことができる。このような機能を使うことで、昨今注目されている系統電力の調整力としての役割を風力発電が発揮できる可能性があると考えられる。

それ以外にも、例えばフォークリフト等の様なリフト機構を持つ機械に利用することも有力である。一般的な機械では、大きな力を発生させるために油圧による駆動を用いる場合が多い。一方で、パルスドライブは大きな減速比を実現することが可能であるため、原動機のトルクを大幅に増加させることができ、大きな力を必要とするリフト機構にも応答可能であると考えられる。また、出力軸が停止状態で駆動可能であるというパルスドライブの特長は、持ち上げたものを維持する機能に使うことが可能である(維持するために入力軸からのエネルギー投入は必要ない)。よって、油圧を使うことが困難な状況や、力の維持を行う際にエネルギー投入をしたくない状況では、パルスドライブを活用できる可能性が高まると考える。

以上のように、今後パルスドライブの課題を解決しながら、様々なアプリケーションへの適用に挑戦していければと考える。

参考文献

- [1] 環境省地球環境局. "日本の約定草案～中長期的な地球温暖化対策の方向性～". 第2回地球温暖化に関する中部カンファレンス, 2016.
- [2] 経済産業省. "2050年カーボンニュートラルを巡る国内外の動き". https://www.meti.go.jp/shingikai/sankoshin/sangyo_gijutsu/chikyu_kankyo/ondanka_wg/pdf/002_03_00.pdf/, 2020(参照日付 2021. 7. 8).
- [3] 経済産業省. "地球温暖化対策と環境ファイナンスの現状について". https://www.meti.go.jp/shingikai/energy_environment/kankyo_innovation_finance/pdf/001_04_00.pdf/, 2020(参照日付 2021. 7. 8).
- [4] 西野浩介. "世界の燃費規制の進展と自動車産業の対応". 三井物産戦略研究所 戦略レポート, 2017年3月15日
- [5] 国土交通省. "運輸部門における二酸化炭素排出量". https://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/environment/sosei_environment_tk_000007.html, 2021(参照日付 2021. 7. 8).
- [6] IEA. CO2 emissions from fuel combustion. 162 (2017)
- [7] 黒川文子. "EVへのシフトとCO2排出量に関する考察". 獨協大学環境共生研究所, 2018
- [8] 青山桃子. "我が国の電気自動車の普及についての考察". 日本エネルギー経済研究所, 2017
- [9] 自然エネルギー財団. "EV普及の動向と展望", https://www.renewable-ei.org/activities/reports/img/pdf/20180627/REI_EVreport_20180627.pdf, (参照日付 2021. 7. 8).
- [10] HOFMAN, T.; DAL, C. H. Energy efficiency analysis and comparison of transmission technologies for an electric vehicle. In: 2010 IEEE vehicle power and propulsion conference. IEEE, 2010. p. 1-6.
- [11] 中村隆. (2015). トライボロジー技術の進展による自動車の省エネ. トライボロジスト, 61(2), 65-70.
- [12] 川口暁生, 立野学, 山下英男, 猪熊洋希, 山下晃, 高田倫行, ... & 脇坂佳史. (2016). 壁温スイング遮熱法によるエンジンの熱損失低減 (第3報)—列型過給直噴ディーゼルエンジンへの適用—. 自動車技術会論文集, 47(1), 47-53.
- [13] 野村佳洋, 植田玲子, & 今枝宗矩. (2021). ガソリンエンジン MBD に向けた筒内熱伝達モデル-3D CFD による現象解明と 1D CFD 用新モデルの提案. 自動車技術会論文集, 52(2), 425-431.

- [14] 和栗雄太郎, 北原辰巳, 浜武俊朗, 副島光洋, & 大野修実. (1996). ピストンリングの摩擦特性に関する研究: ピストンリング諸元の影響. 日本機械学会論文集 C 編, 62(599), 2811-2817.
- [15] 大森俊英, & 服部治博. (2001). エンジン動弁系カム- シム間摩擦解析. 豊田中央研究所 R&D レビュー, 36(1), 39-44.
- [16] 山崎克巳, 瀬戸嘉朗, & 谷田誠. (2005). キャリア高調波を考慮した IPM モータの鉄損解析. 電気学会論文誌 D (産業応用部門誌), 125(7), 758-766.
- [17] 難波雅史, 平本健二, & 中井英雄. (2015). 可変界磁機能を有する 3 次元磁気回路モータの提案. 電気学会論文誌 D (産業応用部門誌), 135(11), 1085-1090.
- [18] Chau, K. T., Chan, C. C., & Liu, C. (2008). Overview of permanent-magnet brushless drives for electric and hybrid electric vehicles. IEEE Transactions on industrial electronics, 55(6), 2246-2257.
- [19] 山本秀和. (2017). パワーエレクトロニクス産業の動向とパワーデバイス実装への要求. エレクトロニクス実装学会誌, 20(7), 442-448.
- [20] 平田靖. (2012). タイヤ用ゴムの進歩: 低燃費を目指して, シリカ配合タイヤ. ネットワークポリマー, 33(5), 242-249.
- [21] 相澤将太, 國森照明, & 高倉葉子. (2014, September). G0510203 自動車の車体形状パラメータと空力特性 ([G051-02] 流体工学部門一般セッション (2), 流体工学部門). In 年次大会 2014 (pp. _G0510203-_G0510203). 一般社団法人 日本機械学会.
- [22] LIU, Sharon; PADEN, Brad. A survey of today's CVT controls. In: Proceedings of the 36th IEEE Conference on Decision and Control. IEEE, 1997. p. 4738-4743.
- [23] CHAN, C., et al. System design and control considerations of automotive continuously variable transmissions. SAE Technical Paper, 1984.
- [24] 原島文雄; 鷺野翔一. エンジン制御を中心とした自動車における制御技術. 計測と制御, 1986, 25. 11: 1023-1031.
- [25] 瀧山武, & 守田栄之. (1992). 機関・CVT 統合制御における CVT の要求性能について. 日本機械学会論文集 B 編, 58(555), 3495-3500.
- [26] Gavgani, A. M., Sorniotti, A., Doherty, J., & Cavallino, C. (2016). Optimal gearshift control for a novel hybrid electric drivetrain. Mechanism and Machine Theory, 105, 352-368.
- [27] 熊谷頼範, & 北條春夫. (2018). EV シフトにおける動力伝達系の役割. 精密工学会誌, 84(9), 761-764.
- [28] Ngo, V., Hofman, T., Steinbuch, M., & Serrarens, A. (2012). Optimal control of the gearshift command for hybrid electric vehicles. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 61(8), 3531-3543.

- [29] Naotoshi, O. (2016). Development of New Generation CVT with Auxiliary Gear Box (No. 2016-01-1109). SAE Technical Paper.
- [30] 渡辺茂. (1953). 歯車歯形論. 日本機械学会誌, 56(408), 72-76.
- [31] 本多捷. (1996). 歯面の接触と動荷重の基礎理論: 第1報, 新歯形論. 日本機械学会論文集 C 編, 62(600), 3262-3268.
- [32] Heingartner, P., & Mba, D. (2003, January). Determining power losses in helical gear mesh: case study. In International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference (Vol. 37025, pp. 965-970).
- [33] Del Castillo, J. M. (2002). The analytical expression of the efficiency of planetary gear trains. *Mechanism and Machine Theory*, 37(2), 197-214.
- [34] Esmail, E. L. (2018). Influence of the operating conditions of two-degree-of-freedom planetary gear trains on tooth friction losses. *Journal of Mechanical Design*, 140(5), 054501.
- [35] Yuan, S. L., & Chen, L. (2013, June). Model reference control to reduce both the jerk and frictional loss during DCT gear shifting. In 2013 American Control Conference (pp. 6721-6726). IEEE.
- [36] 湯谷健太郎, 片岡拓実, 頼永宗男, & 二宮啓輔. (2017). 金属ベルト式 CVT におけるエレメントの接触とスリップ挙動解析. 自動車技術会論文集, 48(2), 311-316.
- [37] 神名孝紀, 大窪和也, 藤井透, 吉田秀昭, & 矢ヶ崎徹. (2009). 定常伝動状態下における金属 V ベルトタイプ CVT のエレメントの滑り要因. 自動車技術会論文集, 40(4), 1029-1034.
- [38] Zhang, W., Guo, W., Zhang, C., & Kou, F. (2015). Loss of strain energy in metal belt for continuously variable transmission (CVT) pulley. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(7), 2905-2912.
- [39] Tenberge, P. (2004). Efficiency of Chain-CVTs at Constant and Variable Ratio-A new mathematical model for a very fast calculation of chain forces, clamping forces, clamping ratio, slip, and efficiency (No. 2004-40-0035). SAE Technical Paper.
- [40] 中澤輝彦, 服部治博, 樽谷一郎, 安原伸二, & 井上剛志. (2019). 無段変速機用チェーンの幾何モデルを用いた動力損失に関する研究. 日本機械学会論文集, 85(874), 19-00106.
- [41] Nakazawa, T., Hattori, H., Tarutani, I., Yasuhara, S., & Inoue, T. (2020). Influence of pin profile curve on continuously variable transmission (CVT) chain noise and vibration. *Mechanism and Machine Theory*, 154, 104027.

- [42] Nishizawa, H., Yamaguchi, H., Suzuki, H., Osawa, M., Iwatuki, K., & Oshiumi, Y. (2005). Friction characteristics analysis for clamping force setup in metal V-belt type CVT. *SAE transactions*, 1822-1829.
- [43] 吉田健太郎, 魚住真人, 島田良幸, & 小菅敏行. (2012). 高効率オイルポンプロータ (ジオクロイド™ ロータ) の開発. *SEI テクニカルレビュー*, (180), 38-42.
- [44] Delkhosh, M., & Foumani, M. S. (2013). Multi-objective geometrical optimization of full toroidal CVT. *International Journal of Automotive Technology*, 14(5), 707-715.
- [45] Ohno, N. (2007). High-pressure behavior of toroidal CVT fluid for automobile. *Tribology International*, 40(2), 233-238.
- [46] Wu, M. X., Zhang, J. W., Lu, T. L., & Ni, C. S. (2010). Research on optimal control for dry dual-clutch engagement during launch. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 224(6), 749-763.
- [47] 沼沢明男. (1982). 自動車用トルクコンバータの動向. *ターボ機械*, 10(6), 335-340.
- [48] 江尻英治. (1998). 自動車用トルクコンバータの流体解析における最近の技術動向. *ターボ機械*, 26(4), 216-224.
- [49] Atallah, K., Wang, J., Calverley, S. D., & Duggan, S. (2012). Design and operation of a magnetic continuously variable transmission. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 48(4), 1288-1295.
- [50] Mangialardi, L., & Mantriota, G. (1999). Power flows and efficiency in infinitely variable transmissions. *Mechanism and machine theory*, 34(7), 973-994.
- [51] Razzacki, S. T., & Hottenstein, J. E. (2007). Synchronizer design and development for dual clutch transmission (DCT) (No. 2007-01-0114). *SAE Technical Paper*.
- [52] 高橋秀俊, 藤村靖, "高橋秀俊の物理学講義—物理学汎論—," ちくま学芸文庫, 2011年.
- [53] Choudhary, V., & Ahmad, J. 移動中も USB Power Delivery を実現する昇降圧型コンバータ. <https://www.tij.co.jp/jp/lit/wp/jajy054/jajy054.pdf> (参照日付 2021. 7. 8).
- [54] 安部征哉. (2012). ひびきの便り (第 3 回) スイッチング電源の高性能化技術. *東アジアへの視点: 北九州発アジア情報*, 23(1), 93-95.
- [55] 杉浦利之. (1992). 高周波スイッチング電源の小形化技術. *電気學會雑誌*, 112(1), 43-47.
- [56] 平地克也. (2007). 通信用電源小型軽量化の歴史. *平地研究室技術メモ No. 20070604*

- [57] 西村正巳. (1961). [560] 電磁クラッチの応答速度, S. Iatesta, Prod. ngng., 1961, Vol. 32, No. 5, p. 41~ 44 図 6. 日本機械学会誌, 64(510), 1094.
- [58] Li, Y., Xing, J., Han, S., & Lu, Y. (2009, November). Principle and simulation analysis of a novel structure non-contact electromagnetic clutch. In 2009 International Conference on Electrical Machines and Systems (pp. 1-4). IEEE.
- [59] Barr, M. (2001). Pulse width modulation. Embedded Systems Programming, 14(10), 103-104.
- [60] Holtz, J. (1992). Pulswidth modulation—a survey. IEEE transactions on Industrial Electronics, 39(5), 410-420.
- [61] SUN, Jian. Pulse-width modulation. In: Dynamics and control of switched electronic systems. Springer, London, 2012. p. 25-61.
- [62] 三木プーリ. 励磁差動型クラッチ・ブレーキ.
https://www.mikipulley.co.jp/data/pdf/jp/cb_ea_ct.pdf (参照日付 2021. 7. 8).
- [63] Saito, T., Furuta, T., Hwang, J. H., Kuramoto, S., Nishino, K., Suzuki, N., ... & Sakuma, T. (2003). Multi Functional Titanium Alloy 'GUM METAL'. In Materials Science Forum (Vol. 426, pp. 681-688). Trans Tech Publications Ltd.
- [64] Kuramoto, S., Furuta, T., Hwang, J., Nishino, K., & Saito, T. (2006). Elastic properties of gum metal. Materials Science and Engineering: A, 442(1-2), 454-457.

研究業績

◇査読付き原著学術論文

1. Tsuchiya, E., & Shamoto, E. (2017). Pulse drive: A new power-transmission principle for a compact, high-efficiency, infinitely variable transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 118, 265-282.
2. Tsuchiya, E., & Shamoto, E. (2020). Formulation of intervibrator motion and development of a controller for a pulse-drive transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 150, 103880.

◇ その他の業績

・ 査読付き学術論文

1. Shamoto, E., Suzuki, N., Tsuchiya, E., Hori, Y., Inagaki, H., & Yoshino, K. (2005). Development of 3 DOF ultrasonic vibration tool for elliptical vibration cutting of sculptured surfaces. *CIRP annals*, 54(1), 321-324.
2. 鈴木教和, 樋野励, 土屋英滋, & 社本英二. (2007). 楕円振動切削による金型鋼の自由曲面加工 (第 2 報). *精密工学会誌*, 73(1), 117-123.
3. Watanabe, T., Tsuchiya, E., Ebina, M., Osada, Y., Toyama, T., & Murakami, A. (2016). High efficiency electromagnetic torque converter for hybrid electric vehicles. *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, 5(2), 228-236.

謝辞

本論文は、株式会社豊田中央研究所に勤めながら、国立大学法人東海国立大学機構名古屋大学大学院工学研究科の博士課程（後期）に入学し、研究成果をまとめたものである。本研究を進める上で、多くの方々のご指導、ご協力を頂きましたことを心より感謝致します。

名古屋大学大学院工学研究科 社本英二教授には、学部生および博士課程（前期）の際にもご指導いただき、研究の楽しさや、本質を見極めることの重要性を教えて頂きました。教えて頂いたことは株式会社豊田中央研究所に入社後の研究業務でも大いに役立っており、一生の宝です。本研究に関しても多くの助言を賜り、また、多くの議論をさせて頂いたことで、研究の質が高くなったと感じております。深く感謝の意を申し上げます。

名古屋大学大学院工学研究科 井上剛志教授、名古屋大学大学院情報科学研究科 大岡昌博教授、名古屋大学大学院工学研究科 中村隆特任教授には、本論文をまとめるにあたり審査・ご助言を頂き、論旨が明確になり内容も充実したこと、深く感謝申し上げます。

株式会社豊田中央研究所には、就業しながらの通学を認めて頂き、また、新しい原理の検討という基礎的な研究内容にもかかわらずご支援頂き、感謝申し上げます。

最後に、研究活動をするにあたり、常に精神的に支援してくれる家族に改めて感謝します。