



室蘭工業大学

学術資源アーカイブ

Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive



フライホイール装置によるエネルギー貯蔵の経済性

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-29 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 渡部, 富治 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3722

フライホイール装置によるエネルギー貯蔵の経済性

渡 部 富 治

A Cost Study on Energy Accumulation with Flywheel

Tomiji Watabe

Abstract

Because of attractive possibilities that a system will be more economical than electric batteries in energy utilization fields, flywheel is being studied in all over the world, manufacturing it with super high strength materials developed recently.

The author studied this subject on such a system planned as an emergency power station which has the capacity of 1000 kW output in about 40 minutes continuously.

In this case study, the system characteristics and economics were compared with a property of materials used for the flywheel. Some problems were also pointed out to make the system practical.

It seems that, the energy density of the whole system, may be much less than the one appeared in the papers published already, even at an optimum condition.

1. はじめに

フライホイールを用いたエネルギー貯蔵装置は、低比重、高強度材料の採用によって、寸法・重量・コスト面で有利になると期待されている。

しかし、いままでに発表されたフライホイールに関する記事は、高速回転体としてのフライホイールに対する検討の割には、これに伴う附属設備や問題点に対するものが少なく、これらすべてを含んだエネルギー貯蔵装置としての見方が不十分だという意見が聞かれる。

フライホイール単体に着目すれば、高い遠心応力場での使用に耐える材料でその本体を製作し、これをできる限り高速で回転させる程エネルギー密度（フライホイール単位重量当りの貯蔵エネルギー）が高くなる。いわゆるフライホイール装置の優位性は、ここを始点としているとする見方である¹⁾。

ところで貯蔵エネルギーの利用面からは、その最終利用速度は適当なレベル内にないと使いにくい。一例として発電に利用する場合、対象発電機の定格回転数に一致した利用速度がえられれば最も都合がよい。この使いやすい速度領域に対し、経済的に優れたフライホイール程かけ離れた高速領域で回転し、これと組合さるべき変速機にそのしわ寄せが集中するであろう。

また、フライホイールに働く諸々の摩擦抵抗は、この装置の効率・実用性に大きなかわり

を持つといわれているが、高速化する程抵抗増大に向うことが予想される。

すなわち、前述のような問題に対して、総合的に検討を加える必要がある。

今回の報告では、フライホイール装置の代表的な利用法の一つとして緊急発電装置を採りあげ、このケーススタディを通して総合的検討を試みた。対象とした仕様は、発電出力 1,000 kW 以下、継続運転時間約 40 分である。このシステムにおいて、容量（貯蔵エネルギーレベル）に対する(1)フライホイール、および(2)変速歯車装置、の仕様とこれら相互関係を調査検討した。この中で、フライホイール用材料にはつぎの 2 種を代表に選んだ。すなわち、(1)FRP（ガラス繊維）、および(2)真空溶解鋼、である。さらに問題点について検討整理した。

今回の報告は、以上の手法により大づかみに本装置の実用性を確かめることが、とりあえずの目的である。したがって、本筋を見失わぬ範囲でマクロ的な数値検討を行なった反面、具体性に欠ける一般的検討は割愛した。しかし、この分野の研究に対し何らかの参考になるものと考えられる。これら検討結果について以下に報告する。

2. フライホイール

回転中のフライホイールがもつ運動エネルギー E_w はつぎに示される。

$$E_w = \frac{I_w}{2g} \omega_w^2 \quad (2.1)$$

ここで I_w : フライホイールの慣性モーメント

ω_w : フライホイールの角速度, g : 重力の加速度

運動エネルギー E_w は、角速度 ω_w を増せば急速に上昇するが、この限界はフライホイールに生ずる遠心応力で押えられる。この場合の応力分布ができるだけ均一になるように考慮すれば、フライホイールの単位重量当りのエネルギー e_u が高くなる。この場合の理想状態では、単位重量当りエネルギー e_u は

$$e_u = K_s \frac{\sigma}{\gamma} \quad (2.2)$$

ここで K_s : 形状係数, σ : フライホイールに生ずる遠心応力

γ : フライホイールの単位体積当り重量

において、 $K_s = 1$ となる²⁾。

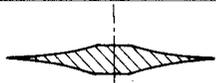
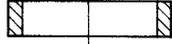
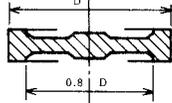
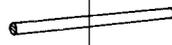
形状係数 K_s の値はフライホイールの形状で定まり、その代表的なものは表 1 に示される⁽²⁾。

すなわち運動エネルギー E_w は、

$$E_w = e_u M_w = K_s \frac{\sigma}{\gamma} M_w \quad (2.3)$$

ただし、 M_u : フライホイールの重量

表1 フライホイールの形状係数²⁾

名称	形状	形状係数 K_s	備考	名称	形状	形状係数 K_s	備考
(1) 均一応力円板 (外径 $\rightarrow\infty$)		1.000	ホモジニアス材料にのみ適用される。	(5) リング (内径/外径 $\rightarrow 1.0$)		0.500	ホモジニアスまたはフィラメントリ材料に適用される
(2) 修正均一応力円板 (代表例)		0.931		(6) 特殊形状棒 (径 $\rightarrow\infty$)		0.500	
(3) 円錐形円板 (代表例)		0.806		(7) リムつき円板 (代表例)		0.400	
(4) 穴なし円板		0.606		(8) 棒		0.333	
				(9) 穴つき円板		0.305	

で表わされ、材料と形状が決められれば、重量 M_w のみに比例する。そこで形状を選定し、この場合におけるフライホイールの特性について検討を試みる。

いま代表例として、図1の穴なし円板を採りあげる。

図1は、半径 a_w 、厚さ $0.2 a_w$ の均一密度材料より作られた穴なし円板を示す。表1に示されたように、形状係数 $K_s=0.606$ で、この場合の運動エネルギー E_w は、式 (2.1) より、

$$E_w = 0.157 \rho a_w^5 \omega_w^2 \tag{2.4}$$

ただし、 ρ : フライホイールの密度 $= \gamma/g$

である。また遠心応力 σ は、

$$\sigma = \frac{\rho}{8} \frac{3m+1}{m} a_w^2 \omega_w^2 \tag{2.5}$$

ここで、 $1/m$: ポアソン比

で示され、式 (2.4) の ω_w を式 (2.5) を用いて消去し、かつ

$$M_w = 0.2 \pi \gamma a_w^3 \tag{2.6}$$

の関係より a_w を消去すれば、前出の式 (2.3) において $K_s=0.606$ とした次式が導かれる。

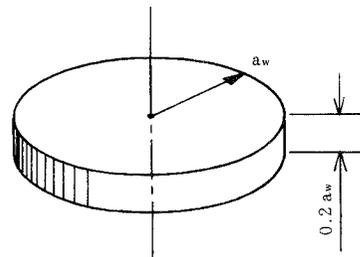


図1 円板形状

$$E_w = 0.606 \frac{\sigma}{\gamma} M_w \tag{2.7}$$

まず材料を選定すると、式(2.5)より $a_w^2 \cdot \omega_w^2$ すなわち a_w, ω_w の値が決まる。図2は、半径 a_w に対する重量 M_w 、限界角速度 ω_w およびエネルギー E_w を、それぞれ許容応力 $\sigma = 112 \text{ kgf/mm}^2$ (FRP) および $\sigma = 100 \text{ kgf/mm}^2$ (鋼) とした場合について示している。図示の使用材料の影響を同一寸法のフライホイールで比較すれば、FRPよりも鋼の方が重く逆に回転速度は低い。エネルギーにはほとんど差がない。

図3は、以上の関係を用い、重量 M_w に対する①エネルギー E_w 、②半径 a_w および③角速度 n_w を示す。ただし、 $n_w = 60 \omega_w / 2\pi$ である。図2、3ともに使用材料は

- (1) FRP : Sガラス-エポキシ, $\gamma = 2.2 \text{ gr/cm}^3, \sigma = 112 \text{ kgf/mm}^2$
- (2) 真空熔解鋼 " $\gamma = 7.85$ " , " $\sigma = 100$ "

の場合である。

図にみられるように、 M_w が大きくなれば E_w, a_w は増し、 n_w は低下 (同一材料では周速が一定) する。

3. 歯車装置

フライホイールの遠心応力による破損を想定すると、回転軸を垂直にしてフライホイールの

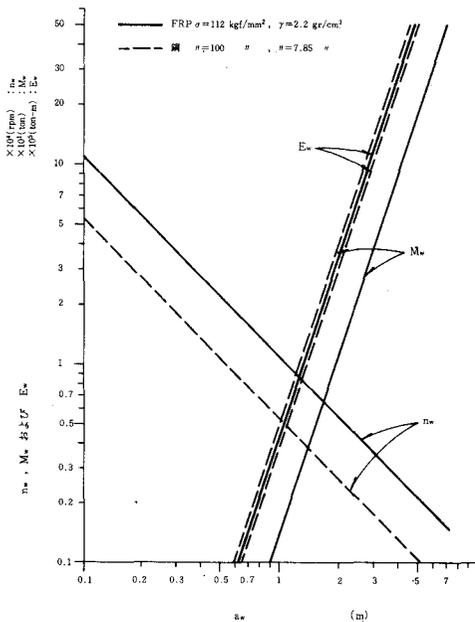


図2 フライホイールの特性 (その1)

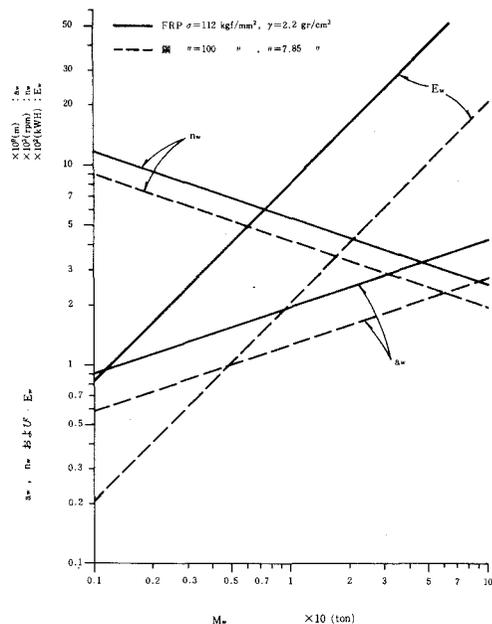


図3 フライホイールの特性 (その2)

外周にプロテクターを置き、かつ全体を地下に設置するなどの対策を検討しておかねばならない。

ともあれ、これと組合される歯車装置は、フライホイールの上部に、回転軸は同じく垂直に設置するのが適当であろう。したがって、ここでは豎形平行歯車装置を対象にする。

検討にあたり、つぎのように仮定する。

- (1) 歯車装置の高速側はフライホイールに、低速側は発電機（回転数=1500 rpm 一定）に接続される。
- (2) 豎形平行一段減速機とし、軸方向荷重（自重）を受けるスラスト軸受を設ける。起動抵抗軽減用の油圧式浮上装置は設けない。

フライホイールに対する入出力パワー L_w が与えられると、この場合の高速側における伝達トルク T_1 はつぎに示される。

$$T_1 = 974 \frac{L_w}{n_w} \quad (\text{kgfm}) \quad (3.1)$$

ただし、 L_w ：パワー（kW）

n_w ：フライホイールの回転数（rpm）

歯数比 ε はつぎに示される。

$$\varepsilon = \frac{n_w}{n_2} \quad (3.2)$$

ただし、 n_2 ：低速側回転数、ここでは、 $n_2 = 1500$ rpm 一定

式(2.5)より ω_w を a_w で表わし、つぎ式(2.6)で a_w を M_w で表わすことにより、 ε は M_w の関数で示される。 $n_2 = 1500$ とすれば式(3.2)はつぎのようになる。

$$\varepsilon = K_n M_w^{-\frac{1}{3}} \quad (3.3)$$

ここで、 K_n ： σ および γ で定まる定数

パワー L_w のレベルとして

$$L_w = E_w / 1 \text{ hr} \quad (3.4)$$

を仮定する。この場合、最高回転数のときのエネルギーを100%としたとき、回転数とその50%まで低下するに要する時間は約40分程度（この間に全エネルギーの75%が放出される）である。

式(3.2)へ式(3.3)を代入して整理する。

$$n_w = K_n n_2 M_w^{-\frac{1}{3}} \quad (3.5)$$

式(3.5)を式(3.1)に代入し、さらに L_w を E_w に書き換える。

$$T_1 = \frac{974}{K_n n_2} M_w^{\frac{1}{3}} E_w \quad (3.6)$$

上式に式(2.7)を代入して整理する。

$$\therefore T_1 = K_t M_w^{\frac{4}{3}} \tag{3.7}$$

ここで K_t : n_2 , σ および γ できまる定数

以上の検討で, T_1 , n_w および ϵ が求められるので, フライホイールの重量またはエネルギーが与えられると, 歯車装置の見積りが可能である。

図4は, フライホイール重量に対して歯車装置仕様……歯車比 ϵ , 伝達トルク T_1 その他……の関係を図示したものである(材料は図2, 3の場合と同じ)。

図にみられるように, M_w の増加と共に歯数比 ϵ が低下し, 伝達トルク T_1 , 歯車装置重量 M_g および歯車装置価額 C_g は増す。 M_w が大きいく程, M_w に対する歯車装置の重量の割合が低下する。そして M_g の値は M_w に比較し非常に小さくなり, フライホイール装置全体の大きさに着目すれば, M_g の影響は予想外に低いことが判る。なお図中の C_g は, 重量1トンの鋼製フライホイール用歯車装置を1とした場合の比較値で示した。

4. フライホイール装置

図3, 4を, エネルギー E_w を横軸にして書き改めると図5のようになる。 E_w を基準にして, M_w , a_w , n_w , M_g および C_g が示され, これらの E_w に対する影響の度合や使用材料による比強

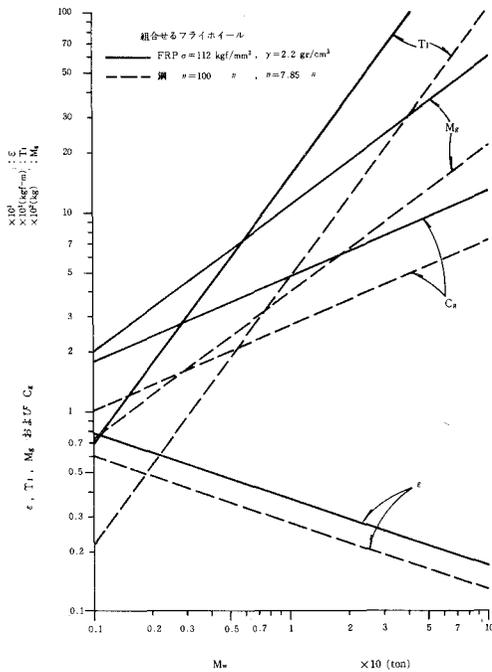


図4 適用歯車装置の仕様(例)

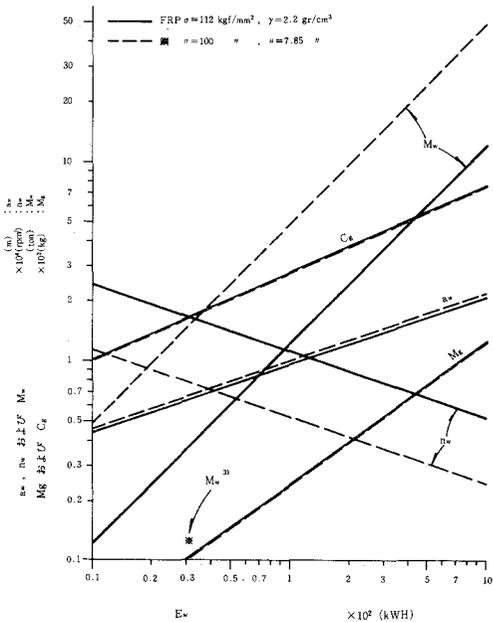


図5 フライホイール装置の仕様(例)

度 $=\sigma/\gamma$ の効果が定量的に把握できる。

図示例では、同一エネルギーレベルにおける鋼($\sigma=100\text{ kgf/cm}^2$, $\gamma=7.85\text{ gr/cm}^3$)に対してFRP($\sigma=112\text{ kgf/cm}^2$, $\gamma=2.2\text{ gr/cm}^3$)は、 M_w は25%、 n_w は208%、 a_w は97%程度になっている。歯車装置に関しては両者の差は無視できる。総合すると、図示範囲では比強度の高い材料を用いる方が、寸法、重量および価額の面で有利になる。しかし後述のエネルギー損失からは一概に結論できない。なお、図中の*印点は、文献³⁾に紹介されたフライホイール装置のフライホイール重量 M_w の例で、図5のFRPのその35%に相当している。このような相違は、高速回転体に対する安全性への配慮の差(文献³⁾では遠心応力に対する安全率=1とした場合の理想値と考えられる)から生じていると思われる。

真空容器、歯車装置などを組合せたフライホイール装置として見ると、装置全重量当りの蓄積エネルギーレベルは、FRPを用いた場合で40Wh/kg前後が予想される。(例： $E_w=1$, 000kWh, $M_w=13,000\text{ kg}$, $M_g=1,200\text{ kg}$, 真空容器 10,000 kg, その他=800 kg)

フライホイールは音速を超える周速で回転させられるため、風損対策として専ら真空容器中で回転させる場合が論じられている。これらでは真空度 $1 \times 10^{-3}\text{ Torr}$ オーダーを対象とすれば、風損は実用上無視できるレベルになるとしている。したがって、ここでは風損以外のものを対象にした場合の代表として軸受損失を考えよう。

いま回転軸を垂直にしてフライホイールを軸受け支持する場合、この全摩擦損失の主体は、フライホイール重量を支えるスラスト軸受によるものとなろう。そこで、テイルテイングパッド型を用いた場合につき試算する。この場合の条件と計算結果を表2に示す⁴⁾。

表2の例では、エネルギー $E_w=1000\text{ kWh}$ に対する軸受損失動力は、FRP材使用のとき68kW、鋼材使用のとき95kWという高レベルにあり、この軽減を図らねばエネルギー貯蔵の目的を達しえない。ころがり軸受を用い水平支持した当学内の実験例においても、対象エネルギー量に対し軸受損失量が大きく、システム効率低下の主因になっている⁵⁾。こうしたことから、真空雰囲気中で使用できる非接触型軸受(磁気式)の実用化などが鍵になろう。

表2 スラスト軸受による摩擦損失の試算例⁴⁾($E=1000\text{ kWh}$ のとき)

材 料	項 目		フ ラ イ ホ イ ー ル				ス ラ ス ト 軸 受		使用軸受 サイズ (大同)
	重量	回転速度	面積 cm^2	平均径 mm	許容最大 荷重	損失動力 kW			
FRP $\sigma=112\text{ kgf/mm}^2$ $\gamma=2.2\text{ gr/cm}^3$	12 ($a_w=2.0\text{m}$)	5200	529	276	20.9	68	8320		
鋼 $\sigma=100\text{ kgf/mm}^2$ $\gamma=7.85\text{ gr/cm}^3$	48 ($a_w=2.1\text{m}$)	2400	1495	465	59	95	8538		

注：大同メタル製スラスト軸受を使用、潤滑油90タービン油相当

つぎにフライホイールの変形について検討する。

図1の円板の半径方向変位 u は外周においてつぎの値をとる。

$$u_a = \frac{\gamma \omega^2}{4gE} (1-\nu) a_w^3 \quad (4.1)$$

ここで、 E : 材料の縦弾性係数, ν : ポアソン比, ω : 回転速度 rad/s

いま表2の条件の下で u_a を試算すると表3ののようになる。

表3 回転中の変形量 u_a の試算例($E_w=1000$ KWHのとき)

材 料	フ ラ イ ホ イ ール					備 考 ω rad/s
	半 径 m	回 転 速 度 ppm	弾 性 係 数 kgf/mm ²	ポアソン比	変形量(半径方向) cm	
FRP $\sigma=112$ kgf/mm ² $\gamma=2.2$ gr/cm ³	2.0	5200	980~1540	0.4	8.1~5.1	544.5
鋼 $\sigma=100$ kgf/mm ² $\gamma=7.85$ gr/cm ³	2.1	2400	21000	0.3	0.39	251.3

表3で見ると、FRP材における変形量は回転体として常識外のオーダーにあることが判る。物性値の不均一性に注目すれば、FRP材は鋼よりも不利である。このため高速回転中に重心点の偏心が発生し重大事故につながる危険が少なくない。この解決法の一つに、回転体の自己求心性を阻害することなく支持する方法が考えられる。しかしこれを満足できる具体的な構造は容易には見当らないであろう。

5. 結 言

発電時間40分前後、出力1,000kW以下の緊急発電装置をケーススタディとした検討結果をつぎにまとめる。

- (1) 鋼を用いる場合は、安全性のみならず経済性からも実用範囲が狭い。(図3, 4および5)
- (2) 比強度の大きいFRP材を用いれば、鋼での欠点が改善できる。しかしこの場合でも、装置全体の中で占めるフライホイールの価額は少なくないであろう。(図4および5)
- (3) フライホイールを滑り軸受で支持することは、摩擦損失が大きく現実的でない。長時間のエネルギー蓄積を対象とするには、磁気浮上などの非接触軸受の実用化など摩擦損失低減策が重要である。(表2)
- (4) FRP材を用いた場合は、回転中の変形に伴うトラブルを防止することが必要になろう。(表3)
- (5) FRPを用いた場合、装置全体重量当りの蓄積エネルギーは40Wh/kg前後になるものと考えられる。

今回の研究にあたり、日立製作所機械研究所ならびに日立建機株式会社土浦工場の関係の方々から資料の提供ならびにご助言をいただいた。

(昭和 55 年 4 月 28 日受理)

参考文献

- 1) 山本：フライホイールの効用とその動向，日本機械学会誌，81 巻，711 号。
- 2) Louis J. Lowson：Design and testing of high energy density flywheels for application to flywheel/heat engine hybrid vehicle drive. Lockheed Missiles & Space Co.
- 3) R. F. ポスト：フライホイールの新利用，サイエンス，昭 49. 3。
- 4) 大同メルル工業，テイルテイングパッドスラスト軸受，製品カタログ，1968. 6。
- 5) 松田，鈴木：フライホイールによるエネルギーの貯蔵について，室工大電気工学科研報，昭 55. 3。