

選 定

電磁クラッチ・ブレーキの特性

乾式単板電磁クラッチの連結から解放にいたるまでの動作状態は、図1に示すようになります。

電磁クラッチに電流を通じると、コイルに流れる電流は所定の時定数で増加し、ある値に達するとアーマチュアが吸引され、摩擦面が密着して摩擦トルクを発生しはじめます。この電流が流れてからトルクが発生するまでの時間をアーマチュア吸引時間と呼びます。アーマチュア吸引時、瞬間的に電流値が下がりますが、これは磁気回路の空隙変化によりインダクタンスが急増するためです。

その後励磁電流の増加にともない摩擦トルクも増大し、定格動摩擦トルクに達しますが、電流が流れてから80%定格動摩擦トルクに達するまでの時間を、トルク立ち上がり時間と呼びます。

一方、摩擦トルクの増大とともに被動側も次第に加速され、駆動側の回転数と同期してクラッチのすべりはゼロとなり、連結は完了します。この摩擦トルクを発生しはじめてから連結が完了するまでの時間を、実連結時間と呼びます。

電流を切ったときも、電流は直ちにはゼロとはならず徐々に減少します。これにともない解放ばねのばね力により瞬時遅れてアーマチュアは摩擦面より離脱します。電流が切れてから定格静摩擦トルクの10%に減衰するまでの時間をトルク消滅時間と呼んでいますが、乾式単板クラッチでは、アーマチュアが離脱した時点で摩擦トルクはゼロとなりますから、電流が切れてからアーマチュアが離脱するまでの時間（100%トルク消滅時間）をアーマチュア釈放時間と呼びます。トルク立ち上がり時間及びアーマチュア釈放時間は、励磁電流、負荷の大小並びに回転数などにより変化します。乾式単板電磁ブレーキもクラッチと同様の動作をします。

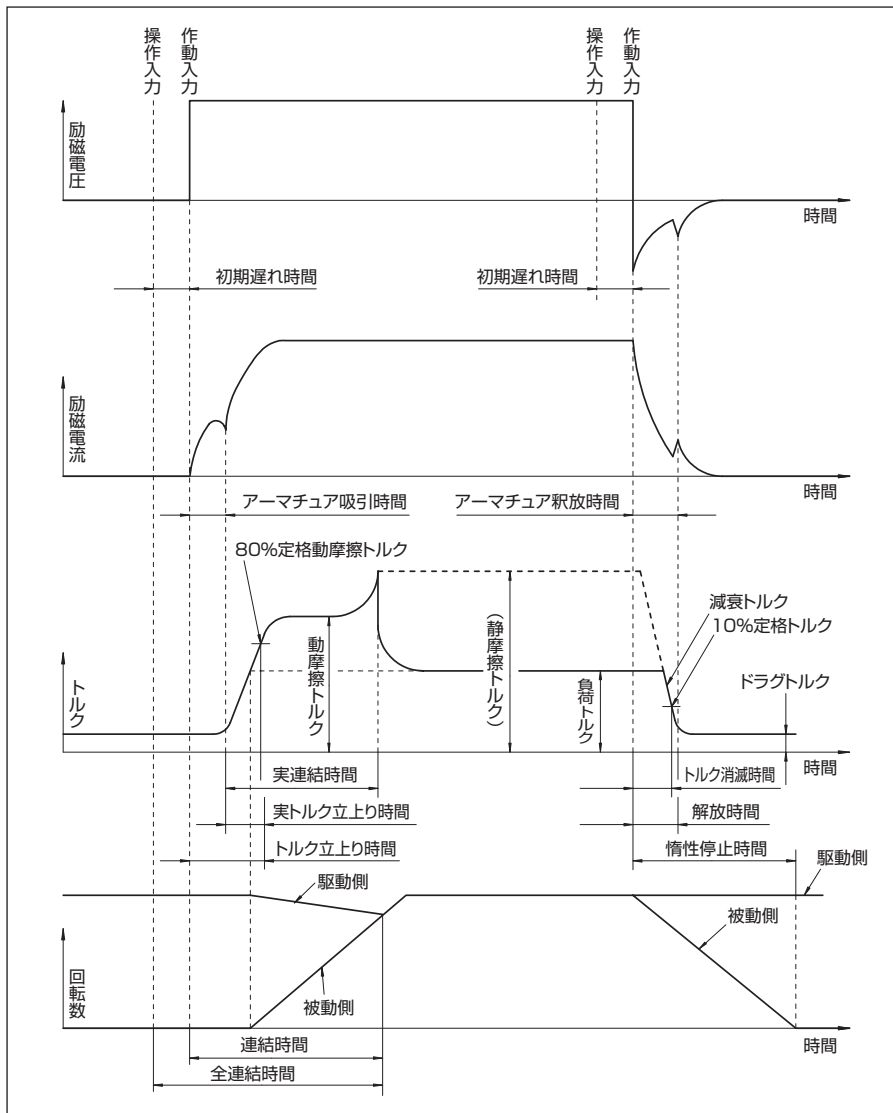


図1 動作特性

1.容量 (トルク) の検討

機種が決定したらトルクの検討を行います。次の各項目について検討し、各機種の性能表から満足できる容量 (トルク) を選定してください。

1-1 原動機出力とトルク

負荷条件が不明の場合、原動機の出力からトルクの目安をつけます。

$$T = \frac{7017PS}{n} = \frac{9550P}{n} \text{ [N}\cdot\text{m]} \dots\dots\dots\text{①}$$

- T: 原動機のトルク [N・m]
- PS: 原動機の出力 [HP]
- P: 原動機の出力 [kw]
- n: クラッチ・ブレーキ軸の回転数 [r/min]

1-2 負荷の加 (減) 速に要するトルク

負荷条件が分かっている場合は、次式で加速 (減速) に必要な動摩擦トルクを求めます。

$$T_d = \frac{J \cdot n}{9.55t_{ae} \text{ (又は } t_{ab})} \pm T_l \text{ [N}\cdot\text{m]} \dots\dots\dots\text{②}$$

±T_lは、負荷の働きがクラッチ・ブレーキを助ける場合は (-)、妨げる場合は (+) とします。

- T_d: 動摩擦トルク [N・m]
- J: 負荷の慣性モーメント [kg・m²]
- t_{ae} (t_{ab}): 実連結 (実制動) 時間 [s]
- T_l: 連結 (制動) 時の負荷トルク [N・m]

実連結 (実制動) 時間t_{ae}(t_{ab})は、仕事率や寿命を考慮して0.1s程度をめやすとします。尚、低回転の場合は、もっと大きくしてもかまいません。

以上の式から求めたトルクに対して負荷の性質により、次の条件を満たすことが必要です。

(1) 連結時に負荷トルクがかかる場合

$$T_{dr} > T_d \cdot f \dots\dots\dots\text{③}$$

(2) 連結後に負荷トルクがかかる場合

$$T_{sr} > T_{l_{MAX}} \cdot f \dots\dots\dots\text{④}$$

- T_{dr}: クラッチの動摩擦トルク [N・m]
- T_{sr}: クラッチの静摩擦トルク [N・m]
- T_{l_{MAX}}: 運転時の最大負荷トルク [N・m]
- f: 安全係数 (表1参照)

表1 クラッチ選定上の安全係数

負荷サイクル レート	原動機の種類			機械の種類
	モータ タービン	4~6 気筒 ガソリン エンジン	4~6 気筒 ディーゼル エンジン 1~2 気筒 ガソリン エンジン	
負荷の変動が なく低慣性 低サイクル作動	1.5	1.7	2.1	送風機 ファン 事務機
低慣性、 低サイクル 作動	1.7	2.0	2.4	小形工作機械 紡績機械 小形高速ポンプ 小形木工機械
低サイクル作動	2.0	2.3	2.8	大形工作機械 小形プレス ウインチ 紡織機 小形ポンプ コンプレッサ
負荷変動慣性大	2.4	2.8	3.4	中形プレス クレーン ミキサー タップ盤 ドロップハンマー
衝撃的な 負荷 重加重	3.5	4.0	4.7	重圧延機 大形プレス 大形平削盤 ブローチ盤 圧延機 製紙機械

1-3 負荷トルクの計算

1 切削力 (巻取力) と切削速度 (巻取速度) より

$$T_l = \frac{F \cdot V}{2\pi \cdot n \cdot \eta} \text{ [N}\cdot\text{m]} \dots\dots\dots\text{⑤}$$

- F: 切削力 (巻取力) [N]
- V: 切削速度 (巻取速度) [m/min]
- π: 円周率
- η: 機械効率

2 クランクプレス等の加圧力より

$$T\ell = \frac{P \sin(\phi + \theta)}{\cos \phi} \times R \text{ [N} \cdot \text{m]} \dots\dots\dots ⑥$$

P: プレスの加圧力 [N]
R: クランクの半径 [m]

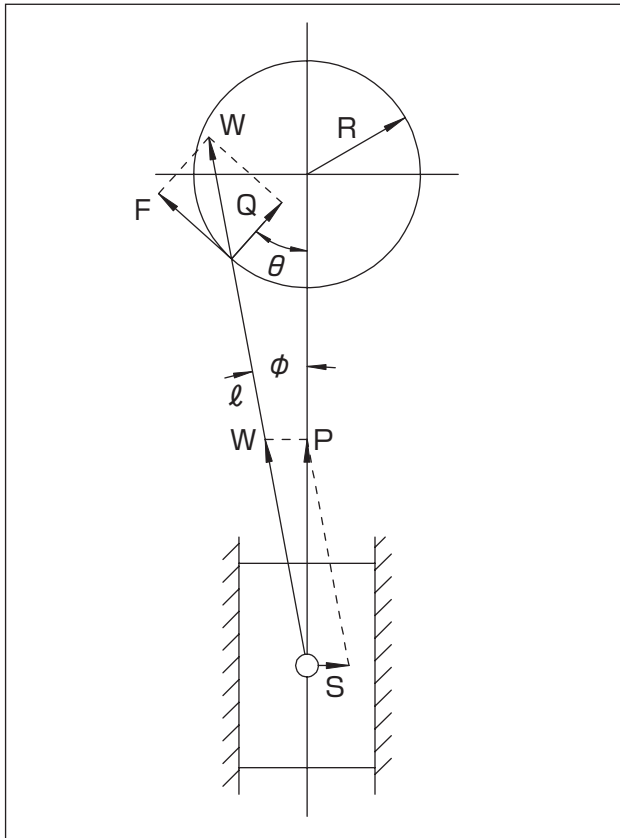


図2

3 油圧 (ギヤ) ポンプの軸トルク

$$T\ell = \frac{P \cdot V}{2\pi \cdot \eta} \text{ [N} \cdot \text{m]} \dots\dots\dots ⑦$$

P: 圧力 [MPa]
V: 1回転容量 [cm³/rev]
η: 機械効率 (参考0.8~0.9)

4 ボールねじ (垂直) の落下トルク

$$T\ell = \frac{9.8m \cdot P}{2\pi} \text{ [N} \cdot \text{m]} \dots\dots\dots ⑧$$

m: 直線運動する物体の質量 [kg]
P: ねじのリード [m/rev]

但し、効率は1.0とする。

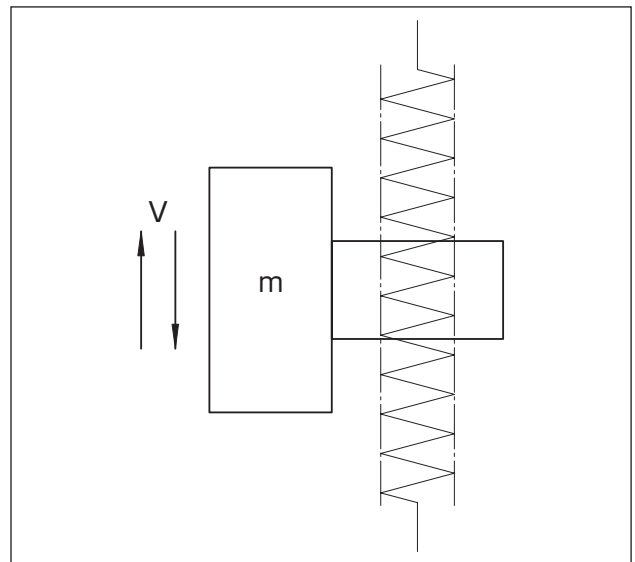


図3

2. 連結 (制動) 仕事の検討

軽負荷条件の場合は、トルクの検討のみで選定できますが、一般的には連結 (制動) 時のスリップによる発熱を検討し、クラッチ・ブレーキが持つ熱放散能力の許容値内にあることを確認する必要があります。

2-1 連結 (制動) 1回当たりの仕事

1 加速・減速時

$$Ee(Eb) = \frac{J \cdot n^2}{182} \cdot \frac{Td}{Td \pm T\ell} \text{ [J]} \dots\dots\dots ⑨$$

±Tℓは、負荷の働きがクラッチ・ブレーキを助ける場合は (+)、妨げる場合は (-) とします。

Ee(Eb): 連結 (制動) 仕事 [J]

2 正逆転時

$$Ee(Eb) = \frac{J(n_1 + n_2)^2}{182} \text{ [J]} \dots\dots\dots ⑩$$

n₁: 正転時の回転数 [r/min]
n₂: 逆転時の回転数 [r/min]

3 スリップサービス時

$$Ee(Eb) = \frac{2\pi \cdot Td \cdot n \cdot t}{60} \text{ [J]} \dots\dots\dots ⑪$$

Td: スリップトルク [N・m]
t: スリップ時間 [s]

2-2 連結(制動)仕事率

単位時間当たりの仕事を仕事率といい、特に高頻度運転の場合に充分検討する必要があります。

$$Pe(Pb) = \frac{Ee(\text{又は}Eb) \cdot Nc}{60} \text{ [W]} \dots\dots\dots ⑫$$

Pe(Pb): 連結(制動)仕事率 [W]
Nc: 連結(制動)頻度 [回/min]

3.動作時間

希望する時間内に負荷を加速或いは減速・停止できるかの検討は次式で行います。

3-1 加速・減速時

$$tae(tab) = \frac{J \cdot n}{9.55(Td \pm T\ell)} \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑬$$

±Tℓは、負荷の働きがクラッチ・ブレーキを助ける場合は(+)、妨げる場合は(-)とします。

tae(tab): 実連結(実制動)時間 [s]

3-2 正逆転時

$$tae = \frac{J}{9.55} \left(\frac{n_1}{Td \mp T\ell} + \frac{n_2}{Td \pm T\ell} \right) \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑭$$

式⑬及び⑭で算出したtae(tab)はトルクを発生してから連結(制動)が完了するまでの時間です。全連結時間tは、上記計算値にアーマチュア吸引時間と初期遅れ時間を足したものになります。

$$t = tae(\text{又は}tab) + \text{アーマチュア吸引時間} + \text{初期遅れ時間 [s]} \dots\dots\dots ⑮$$

3-3 トルク立上り時間内に連結(制動)を完了する場合

1 負荷トルクTℓを無視できる場合

$$tae(tab) = \sqrt{\frac{J \cdot n \cdot tap}{4.77Tp}} \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑯$$

tap: 実トルク立上り時間 [s]
Tp: 80%動摩擦トルク [N・m]

2 負荷トルクTℓがクラッチ・ブレーキを妨げる場合

$$tae(tab) = \sqrt{\frac{J \cdot n \cdot tap}{4.77Tp}} + T\ell \frac{tap}{Tp} \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑰$$

3 負荷トルクTℓがクラッチ・ブレーキを助ける場合

$$tae(tab) = \frac{tap}{Tp} \left(\sqrt{T\ell^2 + \frac{J \cdot n \cdot Tp}{4.77tap}} - T\ell \right) \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑱$$

4.摩耗寿命

乾式のクラッチ・ブレーキを高回転、高ひん度作動で使用すると、時間当りの連結(制動)仕事が大きくなり、それに伴って摩擦面の摩耗も早くなります。摩擦材の摩耗率は面圧、周速及び温度などにより変化しますから、正確な寿命を求めることは困難ですが、次式により近似値を算出することができます。

1 摩耗体積と摩耗率から求める場合

$$L = \frac{V}{Ee(\text{又は}Eb) \cdot w} \text{ [回]} \dots\dots\dots ⑲$$

L: 寿命回数 [回]
V: 摩耗限度までの総体積 [cm³]
w: 摩耗率 [cm³/J]
(表2参照)

■表2 各種摩擦材の摩耗率

材 質	摩耗率 × 10 ⁻⁸ [cm ³ /J]
レジンモールド	2~6
セミメタリック	2~5
銅系焼結合金	2~5
鉄系焼結合金	3~6

使用条件により、かなりの幅があるので、回転数が高い場合や、連結(制動)仕事及びひん度の高い場合には摩耗率の大きい方を用いてください。

2 総仕事から求める場合

$$L = \frac{Et}{Ee(\text{又は}Eb)} \text{ [回]} \dots\dots\dots ⑳$$

Et: 摩耗限度までの総仕事 [J]

5.慣性について

5-1 J、GD²、WR²、I

クラッチ・ブレーキの選定計算に必要な条件の一つに慣性(回転運動の場合、慣性モーメント、イナーシャ、フライホイール効果などと呼ばれる)があり、記号ではJ、GD²、WR²、Iなどで表されています。

これらは、同じ慣性を表しているのに、値は異なっても単位は同じ場合があり、もし取り違えると計算結果に重大な影響をおよぼしますので、充分注意する必要があります。

1 慣性モーメントJ [kg・m²]

回転半径Rの2乗と回転体の質量mの積で表されます。数値はGD²の1/4、WR²と同じになりますが単位系が全く異なるので、これらを混同しないようにすることが必要です。

$$J = m \cdot R^2 \dots\dots\dots(21)$$

2 フライホイール効果GD² {kgf・m²}

回転直径Dの2乗と回転体の重量Wの積で表されます。

$$GD^2 = W \cdot D^2 \dots\dots\dots(22)$$

3 WR² {kgf・m²}

GD²が回転直径をもとにしたのに対し、WR²は回転半径Rの2乗と回転体の重量Wの積で表されるものです。従って、数値はGD²の1/4になります。

$$WR^2 = \frac{1}{4} GD^2 \dots\dots\dots(23)$$

4 イナーシャI {kgf・m・s²}

WR²において、重量Wを質量mに置き換えたものです。

$$I = m \cdot R^2 = \left(\frac{W}{g}\right) R^2 = \frac{WR^2}{g} = \frac{GD^2}{4g} \dots\dots\dots(24)$$

g: 重力の加速度、9.8[m/s²]

5-2 各形状の計算式 (各寸法:m)

1 中実円柱 (図4)

$$J = \frac{\pi}{32} \rho \cdot L \cdot D^4 = \frac{1}{8} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots(25)$$

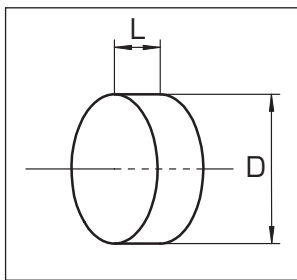


図4

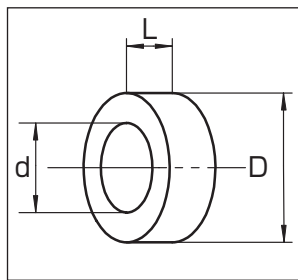


図5

2 中空円柱 (図5)

$$J = \frac{\pi}{32} \rho \cdot L (D^4 - d^4) = \frac{1}{8} m (D^2 + d^2) \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots(26)$$

3 角柱 (図6)

$$J = \rho \cdot a \cdot b \cdot c \left(\frac{a^2 + b^2}{12}\right) = \frac{1}{12} m (a^2 + b^2) \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots(27)$$

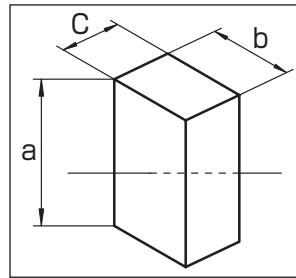


図6

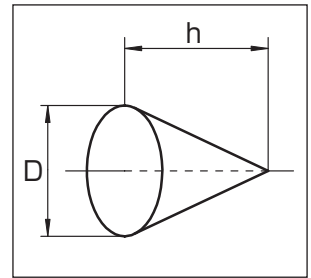


図7

4 円錐 (図7)

$$J = \frac{\pi}{160} \rho \cdot h \cdot D^4 = \frac{3}{40} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots(28)$$

5 球体 (図8)

$$J = \frac{\pi}{160} \rho \cdot D^5 = \frac{1}{10} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots(29)$$

ρ: 密度 [kg/m³]

m: 質量 [kg]

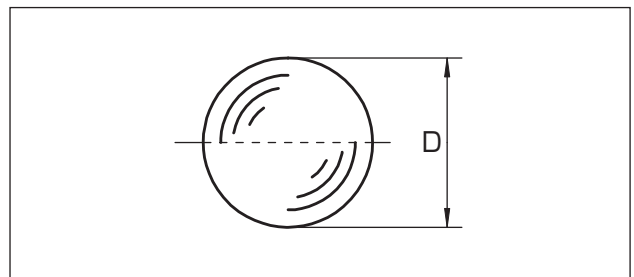


図8

5-3 直線運動の慣性

1 物体が速度v[m/min]で直線運動する場合の一般式

$$J = \frac{1}{4} m \left(\frac{v}{\pi \cdot n}\right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots(30)$$

2 ボールねじの場合 (図9)

$$J = m \left(\frac{P}{2\pi}\right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots(31)$$

P: ねじのリード [m/rev]

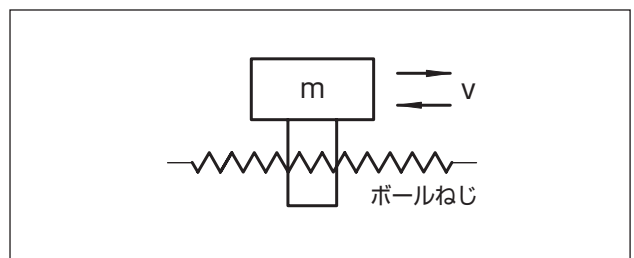


図9

3 ベルトコンベア、クレーン、ウインチ等の場合
(図10、11)

$$J = \frac{1}{4} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 32$$

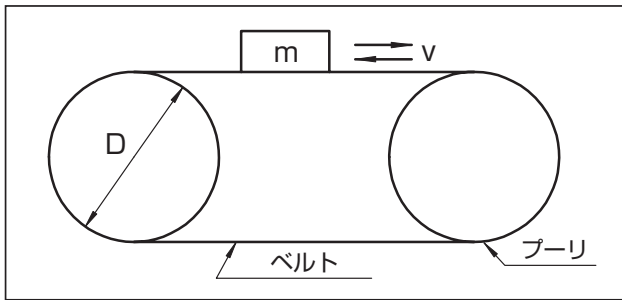


図10

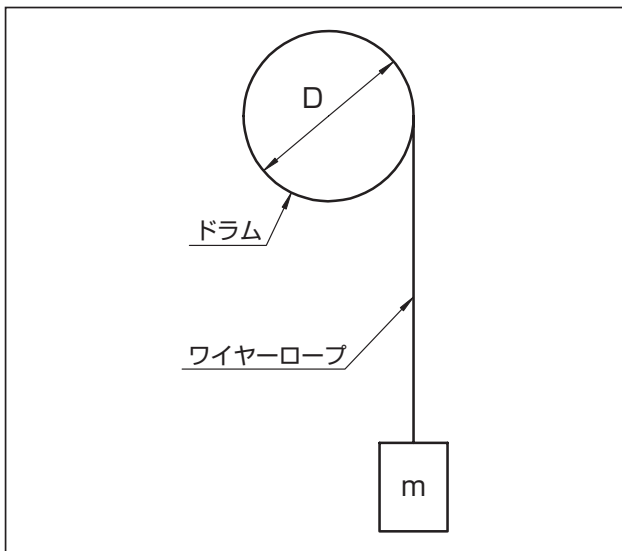


図11

5-4 回転数の異なる軸への換算 (図12)

$$J_1 = J_2 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 33$$

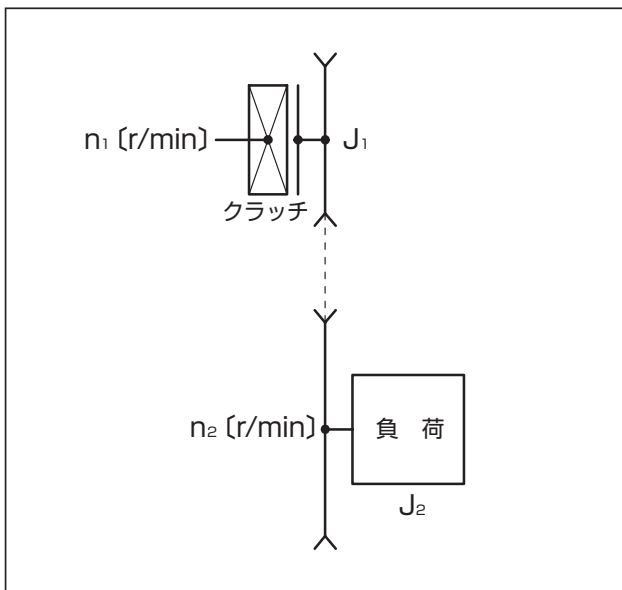


図12

6.選定例

電磁クラッチ、ブレーキによる負荷の連結・制動を繰り返す場合の選定計算例は、下記のとおりです。

仕様	
クラッチ/ブレーキ軸回転数	:500 [r/min]
負荷トルク	:20 [N・m]
負荷の慣性モーメントJ	:0.15 [kg・m ²]
連結・制動頻度	:4 [回/min]
希望実制動時間	:0.2 [s]以下
希望寿命	:200 [万回]以上

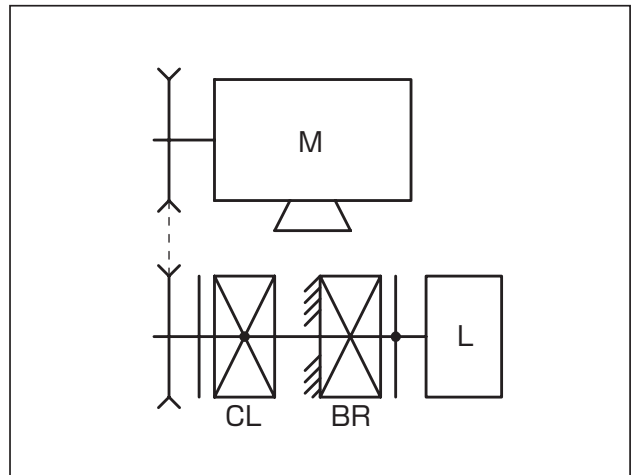


図13

6-1 必要トルクの検討 (P111式②より)

クラッチの実連結時間を0.3sと仮定する。

$$\begin{aligned} \square \text{クラッチ: } Td &= \frac{J \times n}{9.55 \times t_{ae}} + T\ell \\ &= \frac{0.15 \times 500}{9.55 \times 0.3} + 20 \\ &\doteq 46.2 \text{ [N} \cdot \text{m]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \square \text{ブレーキ: } Td &= \frac{J \times n}{9.55 \times t_{ab}} - T\ell \\ &= \frac{0.15 \times 500}{9.55 \times 0.2} - 20 \\ &\doteq 19.3 \text{ [N} \cdot \text{m]} \end{aligned}$$

(P111表1) より安全係数fを1.5とすると、

$$\begin{aligned} \text{クラッチの動摩擦トルク} &: Td = 46.2 \times 1.5 = 69.3 \text{ [N} \cdot \text{m]} \\ \text{ブレーキの動摩擦トルク} &: Td = 19.3 \times 1.5 \doteq 29.0 \text{ [N} \cdot \text{m]} \end{aligned}$$

となります。

従って、〔P39図1〕のトルク低減率より、クラッチは500r/min時の動摩擦トルクが70N・mのVCE10を選定します。

ブレーキは500r/min時の動摩擦トルクが37N・mのVBE5を選定します。

6-2 連結(制動)仕事の検討〔P112式⑨より〕

VCE10形クラッチとVBE5形ブレーキ使用時の負荷側の総慣性モーメントJは、

$$\begin{aligned} J &= 0.15 + 0.0058 \text{ (クラッチロータ側)} \\ &\quad + 0.00143 \text{ (ブレーキアーマチュア側)} \\ &\quad + 0.001 \text{ (ブレーキアーマチュア組立取付ハブ: 仮定)} \\ &= 0.15823 \div 0.16 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \end{aligned}$$

となります。

1回当たりの連結(制動)仕事は、

$$\begin{aligned} \square \text{クラッチ: } E_e &= \frac{J \times n^2}{182} \times \frac{T_d}{T_d - T_l} \\ &= \frac{0.16 \times 500^2}{182} \times \frac{70}{70 - 20} \\ &\div 308 \text{ [J]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \square \text{ブレーキ: } E_b &= \frac{J \times n^2}{182} \times \frac{T_d}{T_d + T_l} \\ &= \frac{0.16 \times 500^2}{182} \times \frac{37}{37 + 20} \\ &\div 143 \text{ [J]} \end{aligned}$$

作動頻度4回/minなので、連結(制動)仕事率は、

$$\begin{aligned} \square \text{クラッチ: } P_e &= \frac{E_e \times N_c}{60} \\ &= \frac{308 \times 4}{60} \div 21 \text{ [W]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \square \text{ブレーキ: } P_b &= \frac{E_b \times N_c}{60} \\ &= \frac{143 \times 4}{60} \div 10 \text{ [W]} \end{aligned}$$

となります。

〔P40図2〕より、500r/min時の許容連結(制動)仕事率を求めると、

$$\begin{aligned} \text{クラッチ: } &230 \text{ [W]} \\ \text{ブレーキ: } &155 \text{ [W]} \end{aligned}$$

となりクラッチ・ブレーキ共に充分余裕があります。

6-3 動作時間の検討〔P113式⑬より〕

クラッチの希望実連結時間は特に規定はない(必要トルクの計算では0.3sと仮定)が、VCE10形クラッチの実連結時間を計算すると、

$$\begin{aligned} \square \text{クラッチ: } t_{ae} &= \frac{J \times n}{9.55 \times (T_d - T_l)} \\ &= \frac{0.16 \times 500}{9.55 \times (70 - 20)} \\ &\div 0.17 \text{ [s]} \end{aligned}$$

また、VBE5形ブレーキの実制動時間を計算すると、

$$\begin{aligned} \square \text{ブレーキ: } t_{ab} &= \frac{J \times n}{9.55 \times (T_d + T_l)} \\ &= \frac{0.16 \times 500}{9.55 \times (37 + 20)} \\ &\div 0.15 \text{ [s]} \end{aligned}$$

となり、希望実制動時間0.2s以下を満足できます。

6-4 摩耗寿命の検討〔P113式⑳より〕

Et:調整までの総仕事[J]の値をとり〔P39表2〕より

$$\square \text{クラッチ: } L = \frac{E_t}{E_e} = \frac{62 \times 10^7}{308} \div 200 \text{ [万回]}$$

$$\square \text{ブレーキ: } L = \frac{E_t}{E_b} = \frac{26 \times 10^7}{143} \div 180 \text{ [万回]}$$

となります。

以上より、空隙調整を要するまでにクラッチは希望寿命200万回を満足しますが、ブレーキについては空隙調整を1回行うことにより希望寿命200万回を満足できます。