

選 定

電磁クラッチ・ブレーキの特性

1.動作特性

MDC形およびMWC形の多板電磁クラッチの連結から解放に至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ますと、コイルに流れる電流は所定の時間数で増加し、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始めます。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よびます。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、励磁電流の増加に伴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、トルク立上り時間とよびます。

一方、摩擦トルクの増大とともに被動側もしだいに加速され、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始めてから連結が完了するまでの時間を、実連結時間とよびます。

電流を切ったときも、電流は直ちにはゼロとならず、徐々に減少します。これに伴い、アーマチュアはディスクおよびリリースばねのばね力により瞬時遅れて離脱し、トルクもしだいに減少して、減衰トルクからドラグトルク(空転トルク)に移行します。電流が切れてから定格(乾式は静摩擦、湿式は動摩擦)トルクの10%に減衰するまでの時間を、トルク消滅時間とよびます。

トルク立上り時間およびトルク消滅時間は、励磁電流、負荷の大小、回転数および潤滑油の粘度(湿式のみ)などの影響を受けて変化します。MDB-N形およびMWB形多板電磁ブレーキもクラッチと同様の動作をします。

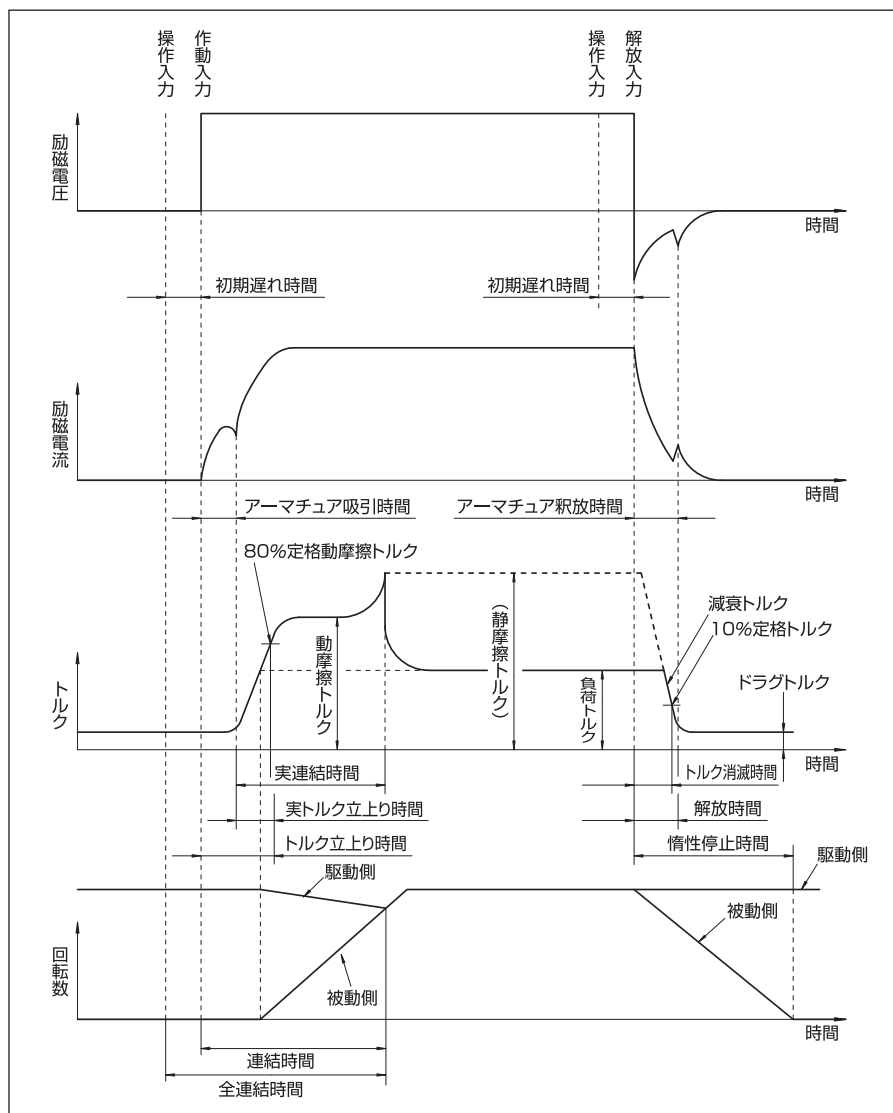


図1 動作特性

2. 静摩擦トルクと動摩擦トルク

MD形およびMW形の多板電磁クラッチ・ブレーキの摩擦トルクは、静摩擦トルクと動摩擦トルクで表します。

静摩擦トルクとは、摩擦面が静摩擦状態で発生する摩擦トルク、即ちクラッチが完全に連結された状態(摩擦面のすべりゼロ)で、駆動側から被動側に伝達しうる最大トルクをいいます。

動摩擦トルクとは、摩擦面が動摩擦状態で発生する摩擦トルク、即ちクラッチを励磁して被動側を起動するとき、摩擦面がすべりながら駆動側から被動側に伝達することのできるトルクをいいます。

しかし、これらの摩擦トルクは、励磁電流の変化や、特にMW形はその使用潤滑油の粘度などにより影響を受けて変化します。

3. 減衰トルクとドラグトルク

電源を切ってからドラグトルク(空転トルク)に移行する間の過渡的摩擦トルクを、減衰トルク(残留トルク)とよびます。

ドラグトルクとは、クラッチを作動させていないとき、即ちクラッチが解放状態において、駆動側から被動側に伝わる摩擦トルクをいいます。

MD形の場合、MW形のような潤滑油の介在がありませんので、使用上問題にならない程度です。

MW形はディスク間に介在する潤滑油の粘性があり、ドラグトルクを皆無にすることはできませんが、特殊表面処理のディスクとリリースばねの併用によって、ドラグトルクを小さくしています。

4. 許容仕事

摩擦クラッチ・ブレーキで負荷を起動・停止する場合、連結および制動の過渡期に摩擦面がスリップ状態となり、摩擦仕事に応じた摩擦熱を発生します。この摩擦熱がクラッチ・ブレーキの熱放散能力を超えると、異常摩耗を生じたり、摩擦面が変形したり、焼き付いたりして、使用不能になります。

クラッチ・ブレーキに許容しうる摩擦仕事の限界値を許容仕事といい、高速・重負荷や使用頻度の高い場合は、十分検討しておく必要があります。

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

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

$$Td = \frac{J \cdot n}{9.55tae(\text{または} tab)} \pm Tl \text{ [N}\cdot\text{m]} \dots\dots\dots\text{②}$$

±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。

- Td: 動摩擦トルク [N・m]
- J: 負荷の慣性モーメント [kg・m²]
- tae(tab): 実連結(実制動)時間 [s]
- Tl: 連結(制動)時の負荷トルク [N・m]

実連結(実制動)時間tae(tab)は、仕事率や寿命を考慮して0.1s程度を目安とします。なお、低回転の場合は、もっと大きくしても構いません。

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掛かる場合

$$Tdr > Td \cdot f \dots\dots\dots\text{③}$$

(2)連結後に負荷トルクが掛かる場合

$$Tsr > Tl_{MAX} \cdot f \dots\dots\dots\text{④}$$

- Tdr: クラッチの動摩擦トルク [N・m]
- Tsr: クラッチの静摩擦トルク [N・m]
- Tl_{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(巻取り力)と切削速度(巻取り速度)より

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

- F: 切削力(巻取り力) [N]
- v: 切削速度(巻取り速度) [m/min]
- π: 円周率
- η: 機械効率

2 クランプレスなどの加圧力より

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

P: プレスの加圧力 [N]
R: クランクの半径 [m]

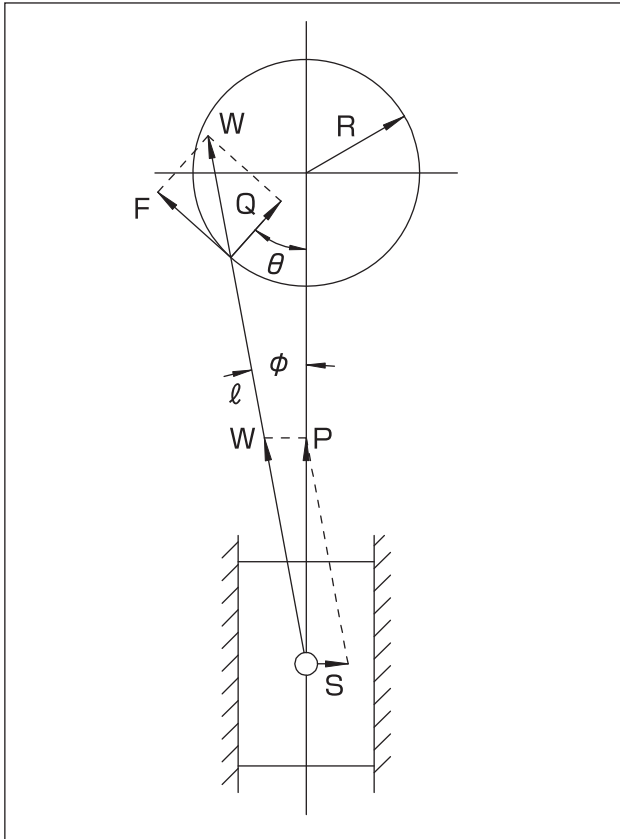


図2

3 油圧(ギア)ポンプの軸トルク

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

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

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

m: 直線運動する物体の質量 [kg]
P: ねじのリード [m/rev]

ただし、効率は1.0とする。

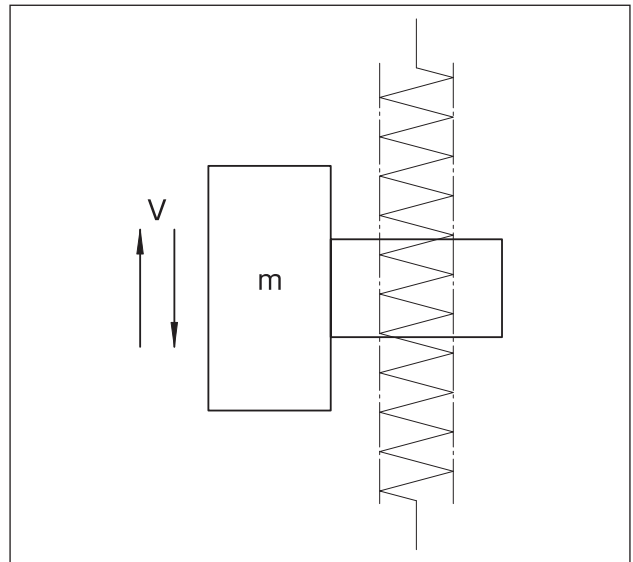


図3

1-4 ツース形の容量選定

負荷トルクおよび負荷の慣性を求め、起動時および起動後の負荷条件と回転数を調べ、総合条件から容量を選定します。摩擦形や空隙形と異なり、スリップが零ですので、式②の実連結時間 t_{ae} は原動機の立上りの時間となり、非常に小さい値となることから、スタート時のトルクはピーク的に大きな値となります。したがって、回転数の高い場合には、負荷トルクおよび慣性が大きいと、スタート時のピークトルクでスリップを起こす危険があるので、モータ駆動する場合、必ずモータの最大トルクに対し、許容トルクが1.5倍以上、極数変換または正逆転を行う場合には、2倍以上の容量をもったクラッチを選定する必要があります。

1 静止状態で連結し、モータで始動する場合

$$\frac{Tr \cdot a}{100} > T = (T_M - T\ell) \frac{J_2}{J_1 + J_2} + T\ell \text{ [N}\cdot\text{m]} \dots\dots\dots \text{⑨}$$

Tr: ツースクラッチの定格トルク [N・m]
T: 始動時ツースクラッチに掛かるトルク [N・m]
T_M: クラッチ軸におけるモータの最大始動トルク [N・m]
T_ℓ: クラッチ軸における負荷トルク [N・m]
a: 定格トルクに対する許容トルク [%](図4参照)
J₁: クラッチ軸における駆動側の慣性モーメント [kg・m²]
J₂: クラッチ軸における負荷側の慣性モーメント [kg・m²]

2 モータは常時運転状態で、摩擦クラッチでツースクラッチを連結後に始動する場合

$$\frac{Tr \cdot a}{100} > T = (T_{d_{max}} - T\ell) \frac{J_2}{J_1 + J_2} + T\ell \text{ [N}\cdot\text{m]} \dots\dots\dots \text{⑩}$$

T_{d_{max}}: 摩擦クラッチの最大動摩擦トルク [N・m]

ツースクラッチは静止状態で連結した場合、歯がかみ合う場合と、歯先が当たってかみ合わない場合があります。したがって、かみ合わない場合を想定して、選定しなければなりません。

したがって、式⑨および⑩で求めた $Tr \cdot a$ に対し、安全係数を1.5~2.0以上乗じるか、回転数の立上りを緩やかにする必要があります。

3 相対回転時の連結限界について

ツースクラッチを回転中連結する場合は、次の条件が合わないと連結できません。

(A)歯面の周速より吸引速度が早いこと。

(B)連結時の負荷トルクおよび慣性の立上りトルクより、クラッチの許容トルクが大きいこと。

この条件から、トルク即ち外径の大きいものほど歯面の周速が早くなるので、低い回転数でないと連結できないこととなります。

MZ形電磁ツースクラッチの相対回転時の連結限界を表2に示します。

ただし、(B)の条件も満足していなければなりません。表2よりさらに高い回転数で連結を行う必要のあるときは、急速過励磁を行うことにより、ある程度可能です。

また、100形以上は原則として静止連結でご使用ください。連結限界を超える場合は、弊社までご照会ください。

表2

形番MZ	2.5	5	10	16	25	50
連結限界回転数 [r/min]	38	34	28	26	24	20

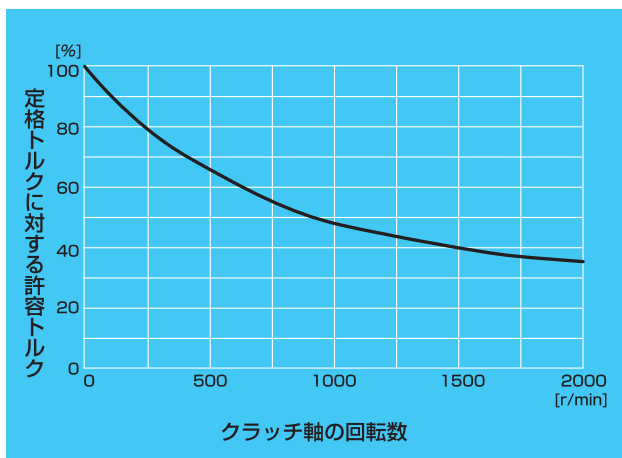


図4

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・ブレーキがも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

$$Ee(Eb) = \frac{J \cdot n^2}{182} \cdot \frac{Td}{Td \pm T\ell} \text{ [J]} \dots\dots\dots ⑪$$

$\pm T\ell$ 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

$$Ee(Eb) = \frac{J(n_1+n_2)^2}{182} \text{ [J]} \dots\dots\dots ⑫$$

n_1 : 正転時の回転数 [r/min]

n_2 : 逆転時の回転数 [r/min]

3 スリップサーブス時

$$Ee(Eb) = \frac{2\pi \cdot Td \cdot n \cdot t}{60} \text{ [J]} \dots\dots\dots ⑬$$

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、十分検討する必要があります。

$$Pe(Pb) = \frac{Ee(\text{または} Eb) \cdot Nc}{60} \text{ [W]} \dots\dots\dots ⑭$$

$Pe(Pb)$: 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あるいは減速・停止できるかの検討は、次式で行います。

3-1 加速・減速時

$$t_{ae}(tab) = \frac{J \cdot n}{9.55(T_d \pm T_\ell)} \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑩$$

±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。

t_{ae}(tab): 実連結(実制動)時間 [s]

3-2 正逆転時

$$t_{ae} = \frac{J}{9.55} \left(\frac{n_1}{T_d \mp T_\ell} + \frac{n_2}{T_d \pm T_\ell} \right) \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑪$$

式⑩および⑪で算出したt_{ae}(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。

$$t = t_{ae}(\text{または } tab) + \text{アーマチュア吸引時間} + \text{初期遅れ時間 [s]} \dots\dots\dots ⑫$$

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

$$t_{ae}(tab) = \sqrt{\frac{J \cdot n \cdot tap}{4.77T_p}} \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑬$$

tap: 実トルク立上り時間 [s]
T_p: 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

$$t_{ae}(tab) = \sqrt{\frac{J \cdot n \cdot tap}{4.77T_p}} + T_\ell \frac{tap}{T_p} \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑭$$

3 負荷トルクTℓがクラッチ・ブレーキを助ける場合

$$t_{ae}(tab) = \frac{tap}{T_p} \left(\sqrt{T_\ell^2 + \frac{J \cdot n \cdot T_p}{4.77tap}} - T_\ell \right) \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑮$$

4.発熱量

電磁クラッチ・ブレーキは、その動作時の連結(制動)仕事に相当した発熱をします。そして、特にMW形(湿式多板)は空転時に潤滑油の影響により、ドラグトルクを発生し発熱しますので、油温が60[°C]以下に保てるよう油量などの管理が必要です。

また、電磁クラッチ・ブレーキにおいては、コイルによるジュール熱を発生します。

以下が、その発熱の目安を求めるものです。

4-1 連結(制動)仕事による発熱

$$Q_1 = \frac{E_e \cdot N_c}{60} = \frac{J \cdot n^2}{182} \cdot \frac{T_d}{T_d \pm T_\ell} \cdot \frac{N_c}{60} \dots\dots\dots ⑯$$

Q₁: 発熱量 [W]
N_c: 連結(制動)頻度 [回/min]

4-2 ドラグトルクによる発熱

$$Q_2 = \frac{2\pi \cdot T_{dg} \cdot n}{60} = \frac{T_{dg} \cdot n}{9.55} \dots\dots\dots ⑰$$

Q₂: 発熱量 [W]
T_{dg}: クラッチ・ブレーキのドラグトルク [N・m]
n: クラッチ・ブレーキによる相対回転数 [r/min]

4-3 ジュール熱による発熱量

$$Q_3 = W_c \times \frac{t_0}{t} \dots\dots\dots ⑱$$

W_c: クラッチ・ブレーキのコイル消費電力 [W]
t₀: 1サイクル中のクラッチ・ブレーキの通電時間 [s]
t: 1サイクルの時間 [s]

5. 摩耗寿命

乾式のクラッチ・ブレーキを高回転、高頻度作動で使用すると、時間当たりの連結（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、周速および温度などにより変化しますので、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

$$L = \frac{V}{Ee(\text{または}Eb) \cdot W} [\text{回}] \quad \dots\dots\dots(25)$$

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3参照)

表3 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）仕事および頻度の高い場合には、摩耗率の大きいほうを用いてください。

2 総仕事から求める場合

$$L = \frac{Et}{Ee(\text{または}Eb)} [\text{回}] \quad \dots\dots\dots(26)$$

Et: 摩耗限度までの総仕事 [J]

6. 慣性について

6-1 J、GD²、WR²、I

クラッチ・ブレーキの選定計算に必要な条件の1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よばれる）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及ぼしますので、十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必要があります。

$$J = m \cdot R^2 \quad \dots\dots\dots(27)$$

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。

$$GD^2 = W \cdot D^2 \quad \dots\dots\dots(28)$$

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。したがって、数値はGD²の1/4になります。

$$WR^2 = \frac{1}{4} GD^2 \quad \dots\dots\dots(29)$$

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。

$$I = m \cdot R^2 = \left(\frac{W}{g}\right) R^2 = \frac{WR^2}{g} = \frac{GD^2}{4g} \quad \dots\dots\dots(30)$$

g: 重力の加速度、9.8 [m/s²]

6-2 各形状の計算式(各寸法：m)

1 中実円柱(図5)

$$J = \frac{\pi}{32} \rho \cdot L \cdot D^4 = \frac{1}{8} m \cdot D^2 [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad \dots\dots\dots(31)$$

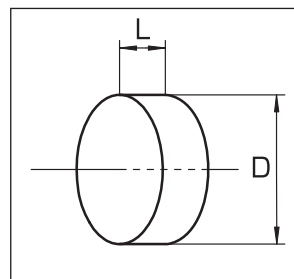


図5

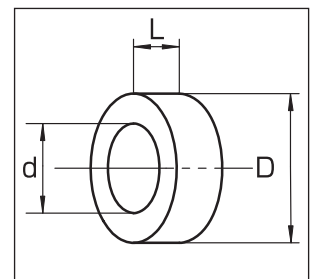


図6

2 中空円柱(図6)

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

3 角柱(図7)

$$J = \rho \cdot a \cdot b \cdot c \left(\frac{a^2 + b^2}{12}\right) = \frac{1}{12} m (a^2 + b^2) [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad \dots\dots\dots(33)$$

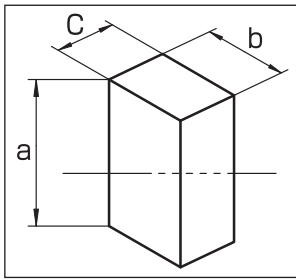


図7

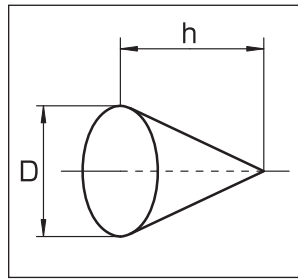


図8

4 円錐(図8)

$$J = \frac{\pi}{160} \rho \cdot h \cdot D^4 = \frac{3}{40} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 34$$

5 球体(図9)

$$J = \frac{\pi}{160} \rho \cdot D^5 = \frac{1}{10} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 35$$

ρ : 密度 [kg/m³]
 m: 質量 [kg]

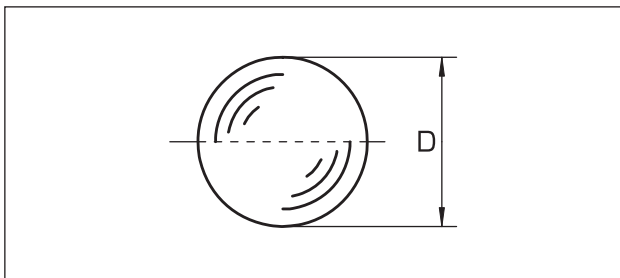


図9

6-3 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

$$J = \frac{1}{4} m \left(\frac{v}{\pi \cdot n} \right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 36$$

2 ボールねじの場合(図10)

$$J = m \left(\frac{P}{2\pi} \right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 37$$

P: ねじのリード [m/rev]

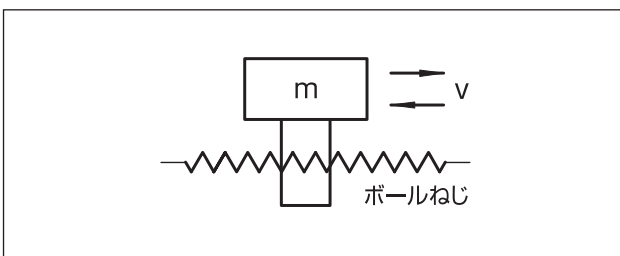


図10

3 ベルトコンベア、クレーン、ウインチなどの場合(図11、12)

$$J = \frac{1}{4} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 38$$

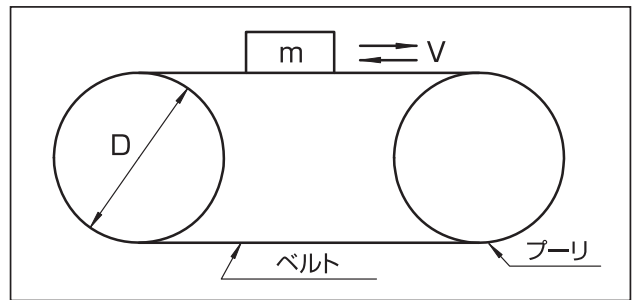


図11

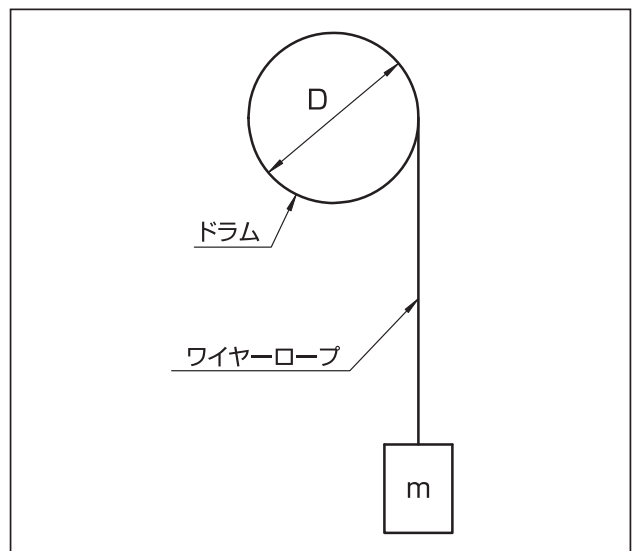


図12

6-4 回転数の異なる軸への換算(図13)

$$J_1 = J_2 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 39$$

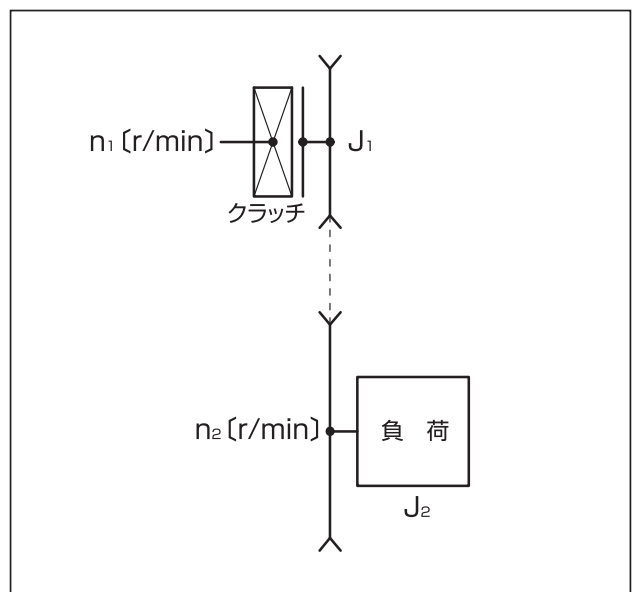


図13

7. 選定例

7-1 MZ形

電磁ツースクラッチMZ形を、モータに直結して負荷を駆動する場合の選定計算例は、下記のとおりです。

仕様	
モータ	
容量	:2.2 [kw]
極数	:4P
軸回転数(クラッチ回転数)	:1430 [r/min]
モータ側の慣性モーメント	: $J_1=0.015$ [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
負荷側の慣性モーメント	: $J_2=0.02$ [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
負荷トルク	:0 [$\text{N}\cdot\text{m}$]
静止状態でクラッチを連結する	

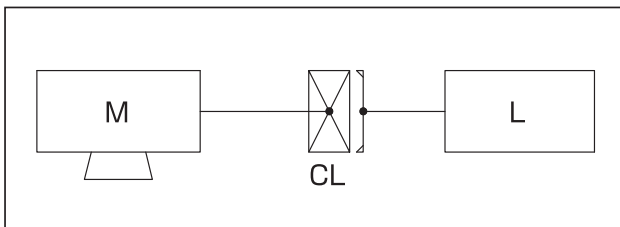


図14

1 ツースクラッチのトルク容量検討

(I) ツースクラッチは摩擦形および空隙形クラッチと異なり、連結したときにスリップは零ですので、式②の実連結時間 t_{ae} はモータの立上り時間となり、非常に小さい値となることから、スタート時のトルクはピーク的に大きな値となります。したがって、回転数が高い場合には、負荷トルクおよび慣性モーメントが大きいと、スタート時のモータのピークトルクで、ツースクラッチがスリップを起こす危険があります。

このため、モータ始動(駆動)する場合、必ずモータの最大トルクに対して、クラッチの許容トルクが1.5倍以上、モータの極数変換または正逆転を行う場合には、2倍以上のトルク容量をもったクラッチにすることが必要です。

このことから、ツースクラッチをモータに直結し、静止状態で連結した後、モータにより起動する場合のクラッチトルク T は、(P65式⑨)右辺より、

$$T = (T_M - T_\ell) \frac{J_2}{J_1 + J_2} + T_\ell$$

$$= \left(\frac{9550 \times 2.2}{1430} \times 1.5 - 0 \right) \times \frac{0.02}{0.015 + 0.02} + 0$$

$$\approx 12.6 [\text{N}\cdot\text{m}]$$

ただし、クラッチ軸におけるモータの最大始動トルク T_M は、モータ定格トルクの1.5倍と仮定する。

(II) 次に、ツースクラッチの伝達トルクは、回転数が高くなるほど歯面の周速も早くなるとともに、機械振動や取付け精度の影響を受け、下がる特性をもっています。(P66図4参照)

このため、使用する回転数に対応して、トルクの低下を補償した選定をする必要があります。

前記(I)の結果および式⑨より、ツースクラッチに必要なトルク Tr を検討します。

$$\frac{Tr \times a}{100} > T$$

$$\therefore Tr > \frac{T \times 100}{a} = \frac{12.6 \times 100}{40} = 31.5 [\text{N}\cdot\text{m}]$$

ツースクラッチの回転数に対する許容トルク a は、P66図4より40%(1430[r/min]時)となります。

以上より、トルク31.5 [$\text{N}\cdot\text{m}$] よりトルクの大きいツースクラッチMZ5D形を選定します。

7-2 MDC形

乾式多板クラッチMDC形により、負荷の連結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/軸回転数	:500 [r/min]
負荷トルク	:10 [$\text{N}\cdot\text{m}$]
負荷の慣性モーメント J	
質量	:25 [kg]
外径	: $\phi 400$ [mm]
連結頻度	:2 [回/min]
希望連結時間	:0.5 [s]以下

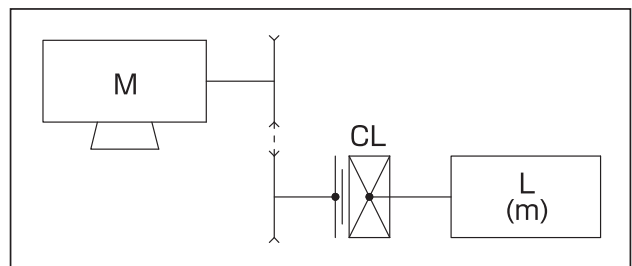


図15

1 負荷の慣性モーメント J の計算(P68式③より)

$$J = \frac{1}{8} \cdot m \cdot D^2$$

$$= \frac{1}{8} \times 25 \times (400 \times 10^{-3})^2$$

$$= 0.5 [\text{kg}\cdot\text{m}^2]$$

2 必要トルクの検討(P64式②より)

$$T_{d1} = \frac{J \cdot n}{9.55 \cdot t_{ae}} + T_{\ell}$$

$$= \frac{0.5 \times 500}{9.55 \times 0.5} + 10 = 62.4 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

P64表1より、安全係数 f を1.7とすると、連結に必要なクラッチの動摩擦トルク T_d は

$$T_d > T_{d1} \times f = 62.4 \times 1.7 \doteq 106 \text{ [N}\cdot\text{m]} \text{以上}$$

したがって、クラッチはMDC20形を選定します。

3 連結仕事の検討(P66式①より)

$$E_e = \frac{J \cdot n^2}{182} \cdot \frac{T_d}{T_d - T_{\ell}}$$

$$= \frac{0.5 \times 500^2}{182} \cdot \frac{200}{200 - 10} \doteq 723 \text{ [J]}$$

となります。

これは1回の連結仕事ですので、MDC形の許容仕事P32図1より、MDC20形の動作頻度2回/minの許容連結仕事を求めると、2000Jとなります。

$$\frac{723}{2000} \doteq 0.36$$

したがって、許容連結仕事の36%で使用するこゝになり、使用可能と判断します。

4 動作時間の検討(P67式⑬より)

$$t_{ae} = \frac{J \cdot n}{9.55 \cdot (T_d - T_{\ell})} = \frac{0.5 \times 500}{9.55 \cdot (200 - 10)}$$

$$\doteq 0.14 \text{ [s]}$$

となり、希望実連結時間0.5 [s] 以下を十分満足できます。

5 摩耗寿命の検討(P68式⑳より)

E_t : 摩耗限界までの総仕事[J]の値を取り
(P31 MD形仕事率・表2より)

$$L = \frac{E_t}{E_e} = \frac{16 \times 10^7}{723} \doteq 221,000 \text{ [回]}$$

となります。

7-3 MWC形

湿式多板クラッチMWC形により、負荷の連結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/軸回転数	: 1450 [r/min]
負荷軸回転数	: 580 [r/min]
負荷トルク	: 80 [N·m]
負荷の慣性モーメント J	: 1.5 [kg·m ²]
連結頻度	: 4 [回/min]
希望連結時間	: 0.5 [s] 以下

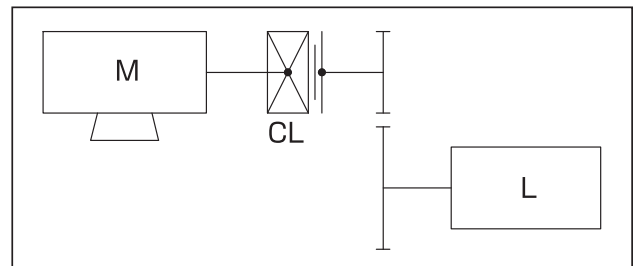


図16

1 必要トルクの検討(P69式㉑、P64式②より)

まず負荷軸の慣性モーメント J_2 と負荷トルク T_2 をクラッチ軸に換算すると、

$$J_1 = J_2 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

$$= 1.5 \times \left(\frac{580}{1450}\right)^2 = 0.24 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$T_{\ell 1} = T_{\ell 2} \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)$$

$$= 80 \times \left(\frac{580}{1450}\right) = 32 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

$$T_{d1} = \frac{J_1 \cdot n_1}{9.55 \cdot t_{ae}} + T_{\ell 1}$$

$$= \frac{0.24 \times 1450}{9.55 \times 0.5} + 32 \doteq 105 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

P64表1より、安全係数 f を1.7とすると、連結に必要なクラッチの動摩擦トルク T_d は

$$T_d > T_{d1} \times f = 105 \times 1.7 \doteq 179 \text{ [N}\cdot\text{m]} \text{以上}$$

したがって、クラッチはMWC20形を選定します。

2 連結仕事の検討(P66式①より)

$$E_e = \frac{J \cdot n^2}{182} \cdot \frac{T_d}{T_d - T_l}$$

$$= \frac{0.24 \times 1450^2}{182} \cdot \frac{200}{200 - 32}$$

$$\approx 3300 [\text{J}]$$

となります。

これは1回の連結仕事ですので、MWC形の許容仕事P45図1より、MWC20形の動作頻度4回/minの許容連結仕事を求めると、4300[J]となります。

$$\frac{3300}{4300} \approx 0.77$$

したがって、許容連結仕事の77%で使用するこ
 になり、使用可能と判断します。

3 動作時間の検討(P67式①②より)

$$t_{ae} = \frac{J \cdot n}{9.55 \cdot (T_d - T_l)} = \frac{0.24 \times 1450}{9.55 \cdot (200 - 32)}$$

$$\approx 0.22 [\text{s}]$$

となり、希望実連結時間0.5[s]以下を十分満足
 できます。

4 摩耗寿命について

MW形は湿式仕様のクラッチ・ブレーキですので、
 ディスクは常に潤滑油による境界摩擦でトルクを伝
 達します。

適正な仕様状態であれば、ディスクの摩耗はごく
 僅かで、半永久的に使用できます。

8.湿式クラッチ・ブレーキの潤滑

湿式クラッチ・ブレーキは、潤滑状態で使用するよ
 う摩擦材料が作られているので、必ず給油してご
 使用ください。

潤滑油には潤滑と冷却の2つの働きが要求され、
 また性能および耐久性に大きく影響するので、使
 用状況および使用機械の潤滑を総合的に考慮して
 選定しなければなりません。

8-1 潤滑を必要とするクラッチ・ブレーキ

MW形湿式多板電磁クラッチ・ブレーキ

8-2 潤滑油の種類

クラッチに用いる潤滑油は、耐熱性が良好で、なるべく粘
 度が低く、泡の発生しないものが理想であります。潤滑油は
 連結時にはディスク間から押し出されて、最後に境界摩擦
 となって連結し、トルクを伝達します。したがって、連結時
 間は潤滑油によって大きく影響されます。特に、電磁クラッ
 チ・ブレーキの場合は、粘度が高いとアーマチュアの動作時
 間も長くなります。また、低速回転の場合は、連結・制動時
 間が長くなるので、使用条件を考慮して選定することが大
 切です。

一般にはタービン油ISO VG32~68を使用しま
 すが、特にドラグトルクを問題にする場合や、高速回転また
 は低速回転および寒冷地で使用する場合は、マシン油ISO
 VG5~10をご使用ください。

歯車箱に組み込んで使用する場合、歯車の潤滑上から粘
 度の高い潤滑油を使う場合は、クラッチ・ブレーキの動作時
 間が悪くなるとともに、トルクの低下およびドラグトルク
 が大きくなるので、注意を要します。

次に、現在クラッチ・ブレーキに使われている潤滑油を表
 4に示します。

表4 推奨潤滑油

石油メーカー名	ISOグレード	エッソ	モービル石油	日本石油	昭和シェル石油	コスモ石油	出光興産	三菱石油
一般用	VG32	テレソン32	DTEオイル ライト797J	FBKタービン 32	ターボオイル T32	タービンスーパー 32	ダフニータービン オイル32	ダイヤモンド タービンオイル32
	VG46	テレソン46	DTEオイル メディウム	FBKタービン 46	ターボオイル T46	タービンスーパー 46	ダフニータービン オイル46	ダイヤモンド タービンオイル46
	VG68	テレソン68	DTEオイル ヘビーメディウム	FBKタービン 68	ターボオイル T68	タービンスーパー 68	ダフニータービン オイル68	ダイヤモンド タービンオイル68
高・低速用 寒冷地用	VG5	スピネツ5		スピノックス S5	テトラオイル C5	マイティスーパー 5	ダフニースーパー マルチオイル5	ダイヤモンドル ブR05
	VG10	スピネツ10	ペロシテオイル N0.6	スピノックス S10	テトラオイル C10	マイティスーパー 10	ダフニースーパー マルチオイル10	ダイヤモンドル ブR10

8-3 潤滑方法

クラッチ・ブレーキの潤滑方法には、次の方法があります。

理想としては、軸心給油が一番望ましいですが、クラッチ・ブレーキの取付け位置、使用条件から検討し、経済性から見て総合的に判断し、決定してください。

1 油浴潤滑(横軸で回転数1000[r/min]以下または連結頻度の少ない場合)

クラッチ・ブレーキの外径の1/4から1/5位を油中に浸して潤滑する方法。(図17)

ただし、歯車箱内などで歯車によって、油の飛沫がクラッチ・ブレーキに十分掛かる場合は、クラッチ・ブレーキは油面上にあっても差し支えありません。

2 ふりかけ潤滑(回転数1000[r/min]以下の場合)

ポンプによって、クラッチ・ブレーキのディスク部分および電磁クラッチの場合は、軸受け部分にも給油する方法。(図18)

3 軸心給油

ポンプによって、クラッチ・ブレーキの軸心からディスクおよび軸受け部分に給油する方法。回転数1000[r/min]以上の場合および縦軸の場合または高仕事には、軸心給油が理想的です。

軸心給油の例を図19～20に示します。

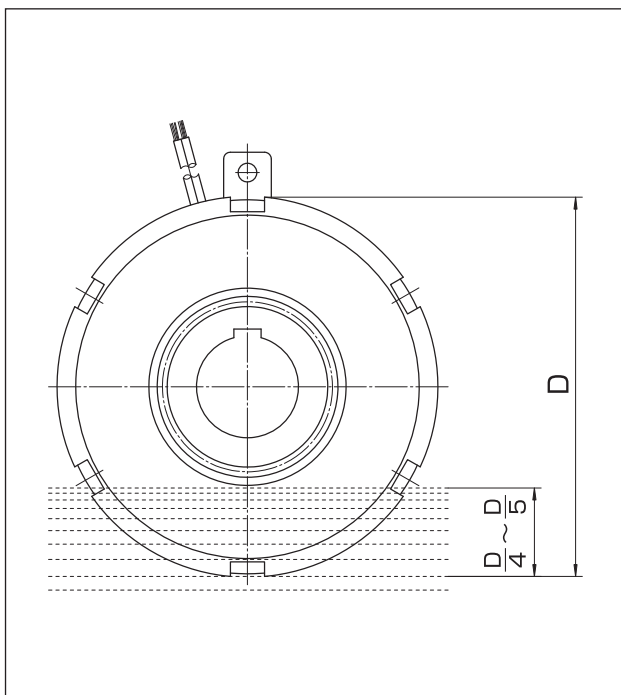


図17 油浴潤滑

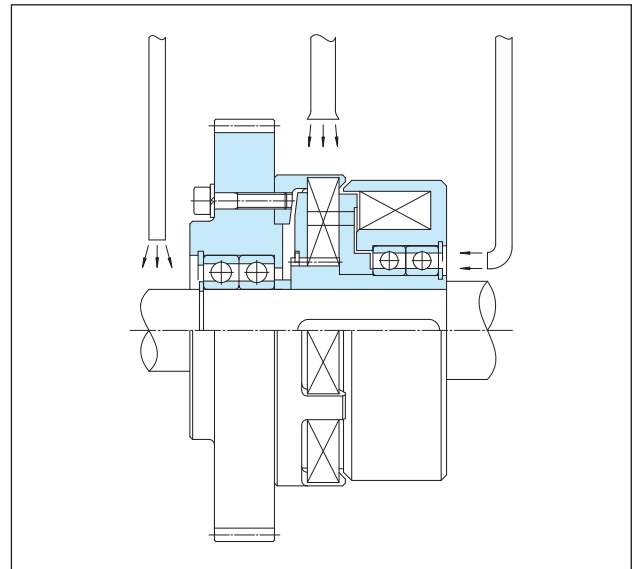


図18 MWC形のふりかけ潤滑例

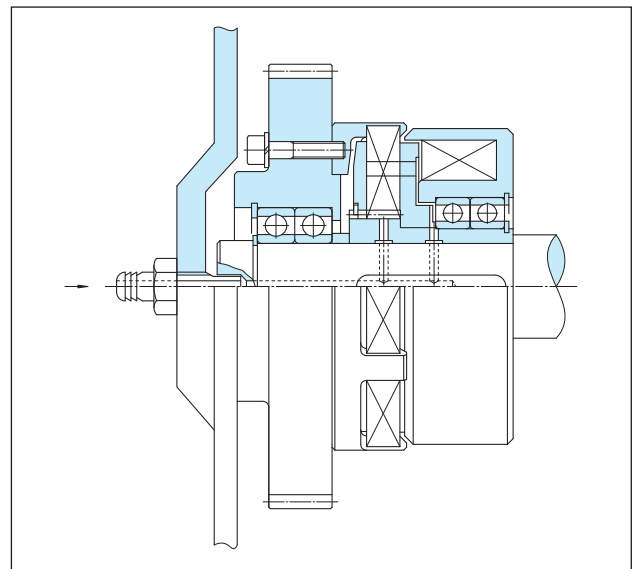


図19 MWC形の軸心給油例

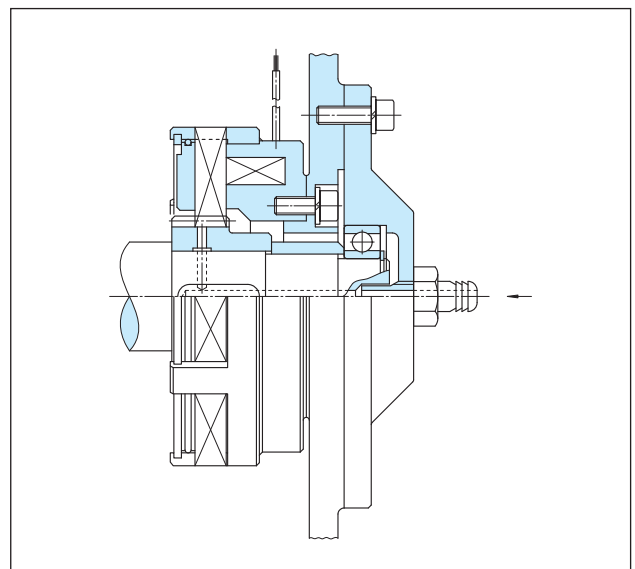


図20 MWB形の軸心給油例

4 給油量および油の清浄化

(1) 給油量

クラッチ・ブレーキの潤滑は、ディスクに油膜が構成されていればよいわけですが、冷却効果の点からは油量が多いほうが有効です。しかし、多すぎるとドラグトルクが大きくなるので、使用条件によって給油量を増減することが必要です。標準給油量は下記に示すとおりですが、連結、制動仕事の大きい場合は、十分に給油する必要があります。

(2) 油温

油温は60℃以下に保てるよう、タンク容量を大きく取る必要があります。大きく取れない場合は、油を循環するか、クーラまたはクラッチ・ブレーキ箱に冷却フィンを設けることなどが必要です。

(3) 油の清浄化

潤滑油は清浄なものを使用し、特にポンプ給油を行う場合には、必ずオイルフィルタ(80~100メッシュ)を設け、鉄粉などを除去する必要があります。

潤滑油はときどき点検して、油量が不足しているときは補充し、また使用経過によって汚染劣化するので、定期的に交換してください。

表5 MW形湿式多板電磁クラッチ・ブレーキ標準給油量(軸心給油)

形番	給油量 [cm ³ /min]
1.2	150
2.5	200
5	300
10	450
20	650
40	1000
80	1500
160	2000
250	2500
320	3000
450	4000
600	5000