

風力機增速齒輪箱之潤滑設計

The lubrication design of wind turbine gearbox

作者 1. 林榮貴 工研院機械所 工程師(稿費受款者)
2. 張永源 工研院機械所 經理 3. 曾瑞堂 工研院機械所 工程師
* 投稿「機械月刊」 * 本文為「自撰」
* 關鍵字：風力發電機、增速齒輪箱、潤滑、過濾

摘要

風力發電機為長壽命的產品，增速齒輪箱為風力發電機中重要之動力元件，其需要有非常高的可靠度設計。本文風力發電機增速齒輪箱之潤滑設計，依照齒輪箱設計規格與額定負載狀況，依風力發電機增速齒輪箱標準與規範如 GL、GE、ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 等相關規定，來進行規劃並設計增速齒輪箱之潤滑系統、散熱系統、潤滑油過濾系統與其整合。

潤滑油規格選擇

潤滑油規格對風力機齒輪箱是非常重要的。其具有減少摩耗、減少摩擦、散熱、移除摩耗件、減少生銹與腐蝕等功能。

在風力機齒輪箱應用上，依 GL、GE 及 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 規範，礦物油已被成功應用；但是，潤滑油之**油質黏度**、潔淨度等特性，仍須加以規範，才能確保風力機齒輪箱的有效運用與提高其可靠度。

在**油質**之黏度方面，依 ANSI/AGMA/ 6011-H98、NSK 及 KOYO 軸承規範，如潤滑油之**油質**黏度太低時，將造成齒輪箱傳動元件的不正常磨耗；如潤滑油之**油質**黏度太高時，將造成齒輪箱傳動元件的過熱與較大的功率損失，故選取適當的潤滑油之**油質**黏度，是絕對必要的。依 GDC、GE、NSK 及 KHK 規範，齒輪箱之油池溫度 -15 ~ 75 °C、負載為重或衝擊負荷之密閉齒輪箱，選擇**油質**黏度為 ISO VG320 之齒輪箱潤滑油。

在**油質**之潔淨度方面，依 GDC、GL、GE 及 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 規範，新的齒輪箱潤滑油進入風力機齒輪箱前，其必須經過過濾器予以過濾，其過濾潔淨度要求-17/14 以上；其含水量，必須小於 0.1%。潤滑**油質**的潔淨度，需嚴密管控與監控以確保其正常。

風力機齒輪箱之潤滑油更換週期，依 GL、GE 及 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 規範，必須考慮操作狀況與潤滑油量、油溫及**油質**等狀況，來因應調整。潤滑油之監控，需隨時嚴密監控，每 3 個月應檢測、監控潤滑油值、油溫與油量狀況，如不符合規定，即須立即更換合格之新潤滑油總量；如每 3 個月取樣檢查，均符合規範，則每年至少需更換一次合格之新潤滑油總量。

齒輪箱之齒輪傳動損失功率

一般風力機齒輪箱共有 3 階增速齒輪組，第 1 階為行星型增速齒輪組，第 2 階為平行軸型增速齒輪組，第 3 階為平行軸型增速齒輪組。故風力機齒輪箱共有單階行星型增速齒輪組及雙階平行軸型增速齒輪組。

齒輪箱之齒輪傳動損失，依齒輪手冊及齒輪的設計和製造規範，包含有風阻與齒輪攪動損失、齒輪嚙合損失及軸承摩擦損失。

依齒輪手冊規範，單階行星型增速齒輪組，齒輪傳動速比 5：1，其齒輪傳動效率為 97%；雙階平行軸型增速齒輪組，齒輪傳動速比 21：1，其齒輪傳動效率為 97%，其總齒輪傳動效率為 $97\% \times 97\% = 94\%$ 。故風力機齒輪箱的 3 階增速齒輪組之齒輪傳動損失功率為 $2000\text{kW} \times (1 - 0.94) = 120\text{ kW}$ 。

風力機齒輪箱的設計，主要包含太陽齒輪、行星齒輪、環齒輪、二級螺旋齒輪、中間軸齒輪、三級螺旋齒輪及輸出軸齒輪等齒輪、行星架軸承、行星輪軸承、第 2 軸軸承、第 3 軸軸承、行星架等，參見圖 1。

註：行星齒輪組部份，其中環齒輪固定，輸入為行星架，輸出為太陽齒輪。

潤滑油所需之總油量

風力機齒輪箱潤滑油所需之總油量，依 GL、GE 及 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 規範，其對風力機齒輪箱是非常重要的。其具有減少摩耗、減少摩擦、散熱、移除摩耗件、減少生銹與腐蝕等功能，需嚴密管控、更換與監控以確保其正常。

風力機齒輪箱潤滑油所需之總油量，依 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 規範，其與風力機齒輪箱之傳動功率(P)有關，其至少潤滑油所需之總油量為 $0.15 \times P + 20 = 0.15 \times 2,000 + 20 = 320\text{ Liter}$ 。

風力機齒輪箱潤滑油所需之總油量，另依 GE 規範，其亦與風力機齒輪箱之傳動功率(P)有關，其潤滑油所需之總油量為 $16/P \div 100 + 10\% = 16/2,000 \div 100 + 10\% = 352\text{ Liter}$ 。

故風力機齒輪箱潤滑油所需之總油量，可先選擇 352 Liter，再依實際測試狀況來調降，最後潤滑油所需之總油量以 352~320 Liter 間，來選定最佳潤滑油所需之總油量。

齒輪箱之潤滑系統

風力機齒輪箱之潤滑系統，主要為潤滑風力機齒輪箱之各個軸承，其齒輪箱之齒輪與軸承配置圖、齒輪箱之齒輪與軸承剖視圖、齒輪箱軸承規格，參見圖 1。

表 1 軸承摩擦係數

軸承型式	摩擦係數(μ)
深槽滾珠	0.0015
圓柱滾柱	0.0011
斜錐滾柱	0.0018
自動調心滾柱	0.0018

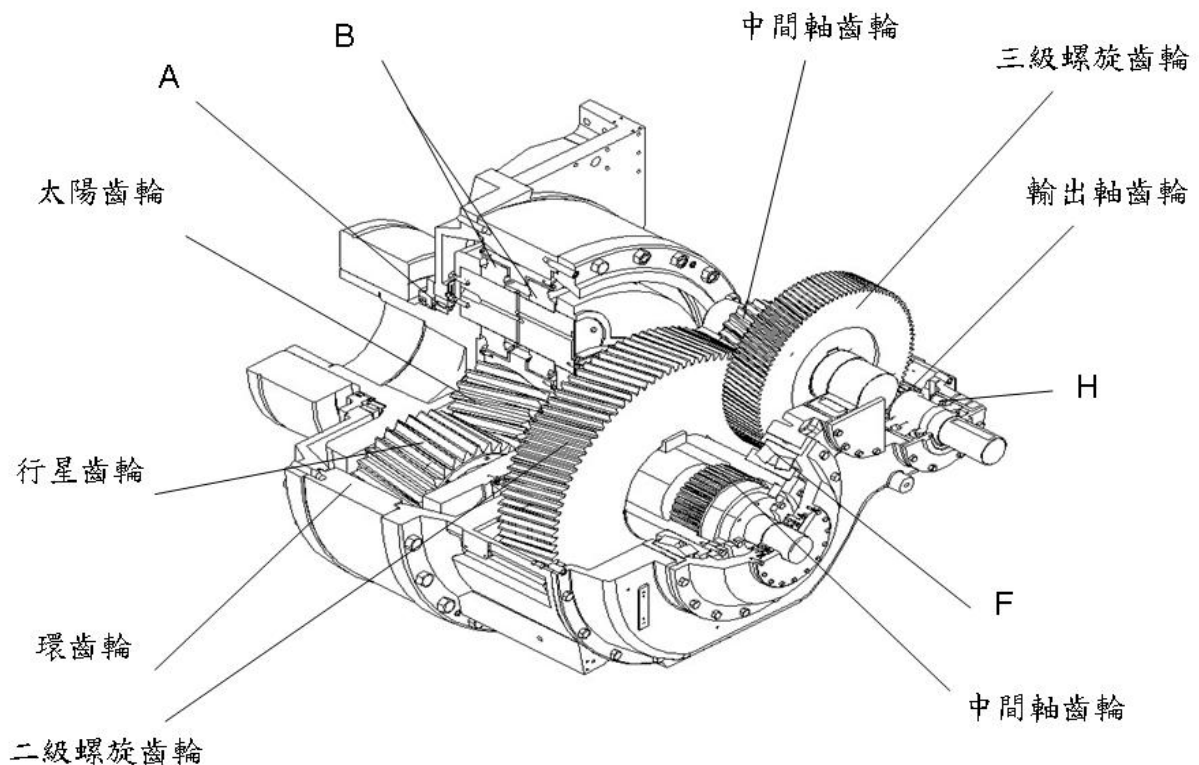


圖1 齒輪箱之齒輪與軸承剖視圖

表 2 齒輪箱軸承規格

位置	代號	軸承型式	數量	等量平均負載 (kN)	轉速(rpm)
行星架軸承	A	圓柱滾柱	2	281.7	16.8
行星輪軸承	B	斜錐滾柱	6	681.4	44
第 1 軸-右	C	圓柱滾柱	1	146.62	95.5
第 1 軸-左	D	斜錐滾柱	1	164.65	95.5
第 2 軸-右	E	圓柱滾柱	1	108.83	444.1
第 2 軸-左	F	圓柱滾柱	1	198.85	444.1
第 3 軸-右	G	圓柱滾柱	1	97.64	2027.3
第 3 軸-左	H	斜錐滾柱	2	97.64	2027.3

風力機齒輪箱之潤滑系統，依 GL、GE 及 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 規範，選用壓力式潤滑方式來潤滑軸承與輸出軸啮合齒輪，且潤滑油會流返油池循環使用。

風力機齒輪箱之各軸承所需之潤滑量計算，依 KOTO 軸承、齒輪手冊及 ANSI/AGMA 6011-H98 規範，其各軸承摩擦係數 μ ，參見表 1。

其各軸承所需之潤滑油量計算，與軸承摩擦係數、軸承內徑、軸承轉速、軸承的等量平均負載軸承使用潤滑油比重及潤滑油溫昇有關，其強制潤滑油量滑油量計算參見下式：

$$G = (1.88 \times 10^{-4} \cdot \mu \cdot d \cdot n \cdot P) / (60 \cdot c \cdot T)$$

其中參見表 2， d: 軸承內徑(mm)

n : 軸承轉速(rpm)

P : 軸承的等量平均負載(N)

c : 潤滑油比熱(kj/kg .)

: 潤滑油比重(g/cm³)

T: 潤滑油溫昇()。

μ : 軸承摩擦係數

風力機齒輪箱之各軸承所需之潤滑量，參見表 2、表 3。

風力機齒輪箱之潤滑系統的輸出軸啮合齒輪所需之潤滑量，以輸出軸之 H 軸承所需之潤滑量為考慮約為 5 L/min，故齒輪箱之潤滑系統全部所需之潤滑量為 14 + 5= 19L/min。

表 3 各軸承所需之潤滑油量

位置	計算式	油量 (L/min)
行星架軸承 A(2)	$G = \frac{1.88 \times 10^{-4} \cdot \mu \cdot d \cdot n \cdot P}{60 \cdot c \cdot T}$	0.172x2= 0.344
行星齒輪軸承 B(6)	$G = \frac{1.88 \times 10^{-4} \cdot \mu \cdot d \cdot n \cdot P}{60 \cdot c \cdot T}$	0.712x6= 4.272
第 1 軸-右 C	$G = \frac{1.88 \times 10^{-4} \cdot \mu \cdot d \cdot n \cdot P}{60 \cdot c \cdot T}$	0.356
第 1 軸-左 D	$G = \frac{1.88 \times 10^{-4} \cdot \mu \cdot d \cdot n \cdot P}{60 \cdot c \cdot T}$	0.684
第 2 軸-右 E	$G = \frac{1.88 \times 10^{-4} \cdot \mu \cdot d \cdot n \cdot P}{60 \cdot c \cdot T}$	0.497
第 2 軸-左 F	$G = \frac{1.88 \times 10^{-4} \cdot \mu \cdot d \cdot n \cdot P}{60 \cdot c \cdot T}$	1.068
第 3 軸-右 G	$G = \frac{1.88 \times 10^{-4} \cdot \mu \cdot d \cdot n \cdot P}{60 \cdot c \cdot T}$	1.676
第 3 軸-左 H(2)	$G = \frac{1.88 \times 10^{-4} \cdot \mu \cdot d \cdot n \cdot P}{60 \cdot c \cdot T}$	2.546x2= 5.092
所需之總潤滑油量		14

風力機齒輪箱之潤滑系統設計，除了需考慮各傳動零件之所需潤滑油量外，仍需考慮潤滑油值的過濾、潤滑油壓力、潤滑油溫度、安全保護、配管流道、潤滑油流量與流速控制、能量損失、操作與維修、可靠度、散熱功能、建置成本及效益等。

風力機齒輪箱之潤滑系統的控制流程圖，參見圖 2。其圖 2 中符號如(1)即為表 5 中之編號 1 等等。其控制流程說明為，當風力機齒輪箱配合風力機開始運轉時，將自動帶動(1)潤滑油路 pump ON，將潤滑油送到(2)潤滑油路過濾器。當(2)潤滑油路過濾器之油過濾壓力小於 2bar 時，潤滑油即流入(6)單向閥；否則潤滑油即流入(4)單向閥並啟動(3)警示器警示潤滑油路過濾壓力大須更換(2)潤滑油路過濾器；當(4)單向閥之潤滑油壓力大於 2bar 時，潤滑油即流入(6)單向閥。當(6)單向閥之潤滑油壓力大於 0.34bar 時，潤滑油即流入(10)溫度控制閥(9)洩壓閥。當(10)溫度控制閥油溫小於 50 且(9)洩壓閥油壓大於 0.34bar 時，潤滑油即流入(11)壓力開關；否則(10)溫度控制閥油溫大於 50 且(9)洩壓閥油壓大於 1.34bar 時，潤滑油即流入(13)散熱器予以散熱冷卻；當(13)散熱器小於 50 時，潤滑油亦流入(11)壓力開關。當(11)壓力開關油壓在 0.1~1bar 時，潤滑油即流入(24)流量控制閥；(24)流量控制閥流量在 0~95L/min 時，潤滑油即流入各軸承及輸出軸嚙合齒面進行潤滑，隨後流回潤滑油池。當潤滑油流入(10)溫度控制閥(9)洩壓閥前，(5)單向閥之潤滑油壓力大於 3.4bar 時，潤滑油即流回潤滑油池，建置良好循環的風力機齒輪箱之潤滑系統。

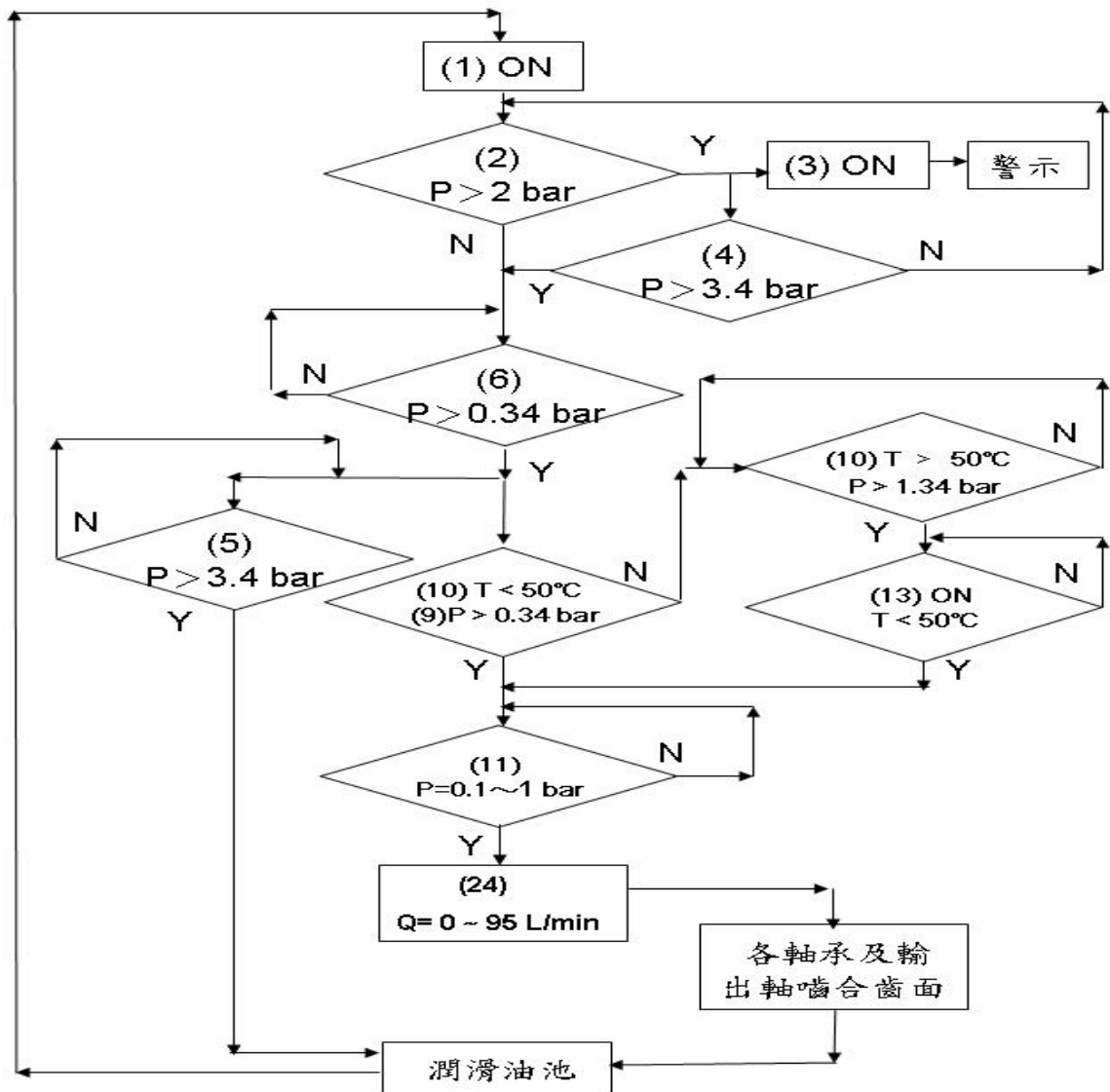


圖2 齒輪箱潤滑系統之控制流程圖

齒輪箱之散熱系統

風力機齒輪箱之潤滑系統，主要為潤滑風力機齒輪箱之各個齒輪，其齒輪箱之齒輪與軸承配置圖、齒輪箱之齒輪與軸承剖視圖、齒輪箱之潤滑與散熱系統配置圖，參見圖 1、圖 3。

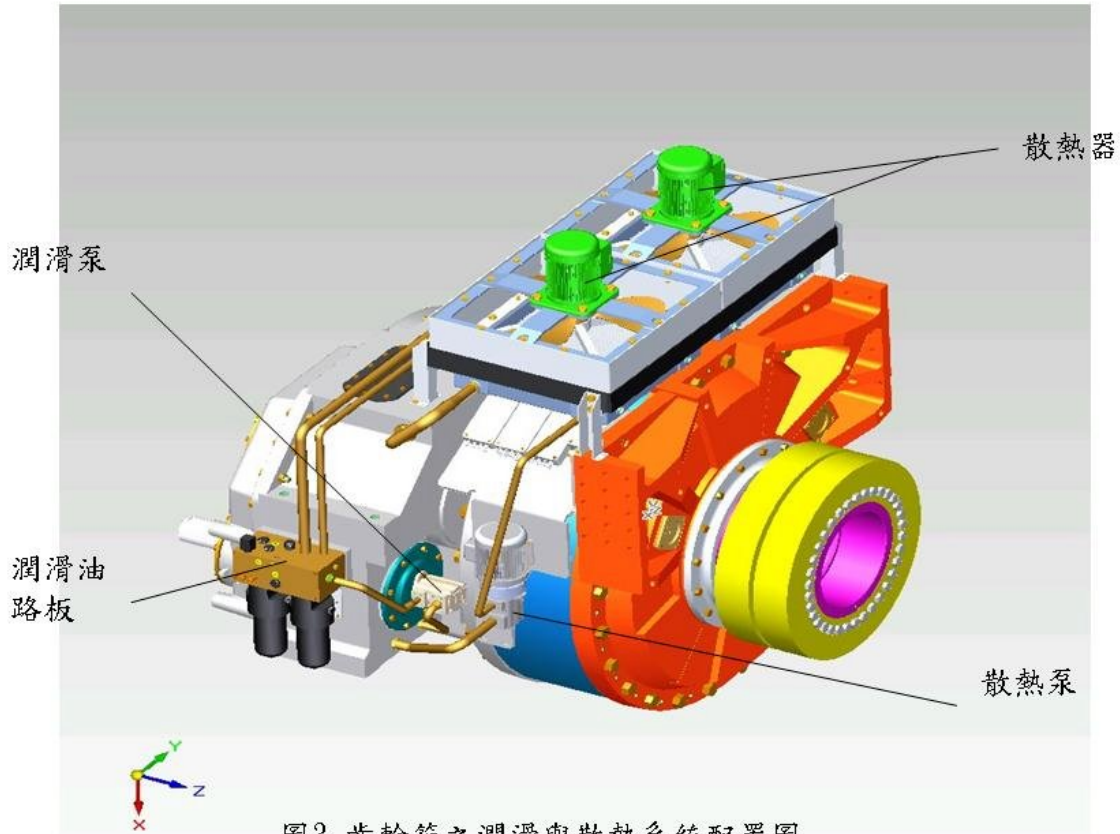


圖3 齒輪箱之潤滑與散熱系統配置圖

風力機齒輪箱之散熱系統，依 GL、GE 及 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 規範，選用壓力式散熱方式來潤滑並散熱各個齒輪，且潤滑油會流返油池循環使用。

風力機齒輪箱之各個齒輪所需散熱的冷卻油量，依機械設計圖表便覽規範，其各個齒輪齒面所需散熱的冷卻油流量為每 100mm x 100mm 為 4.5Liter/min。其與齒輪之齒面寬及節圓直徑、循環潤滑加油有關。其循環潤滑加油齒輪齒面所需散熱的冷卻油量計算參見下式：

$$Q=4.5 \cdot D_p \cdot A \cdot W/100 \cdot 100$$

風力機齒輪箱之各個齒輪所需散熱的冷卻油量，參見表 4。

其中 D_p ：齒輪節圓直徑(mm) A ：齒輪嚙合面積(mm²)
 W ：齒輪齒面寬(mm)

表 4 齒輪齒面所需散熱的冷卻油量

位置	計算式	油量(L/min)
第 1 階行星型增速齒輪	$Q=4.5 \cdot D_p \cdot A \cdot W/100 \cdot 100$	33
第 2 階平行軸型增速齒輪	$Q=4.5 \cdot D_p \cdot A \cdot W/100 \cdot 100$	21
第 3 階平行軸型增速齒輪	$Q=4.5 \cdot D_p \cdot A \cdot W/100 \cdot 100$	9
所需之總散熱的冷卻油量		63

風力機齒輪箱之齒輪傳動損失，依齒輪手冊及齒輪的設計和製造規範，包含有風阻與齒輪攪動損失、齒輪嚙合損失及軸承摩擦損失；亦即風力機齒輪箱之齒輪傳動損失功率 120kW，將由齒輪與軸承傳動所產生的熱能，經由潤滑油及接觸機件來散熱。

風力機齒輪箱之齒輪傳動損失，其經由接觸齒輪與軸承之機件來散熱，依齒輪的設計和製造規範，其散熱量為 $1.59 \times 10^{-3} \cdot K \cdot A \cdot T$ ，其中 K: 齒輪箱表面的熱傳導率, A: 接觸到空氣的齒輪箱表面積(m^2), T: 齒輪箱表面與空氣的溫度差()

故風力機齒輪箱之齒輪傳動損失，其經由接觸齒輪與軸承之機件來散熱的散熱量為 $1.59 \times 10^{-3} \times 10 \times 14.66 \times 30 = 5.2 \text{ kW}$ 。

風力機齒輪箱之潤滑油的散熱，需以散熱器來散熱，以確保機件可長時間正常運轉，達成傳輸動力之目的。故總散熱器規格，至少為 $120 - 5.2 = 114.8 \text{ kW}$ 。

風力機齒輪箱之散熱系統設計，除了需考慮各傳動零件之所需潤滑油量外，仍需考慮潤滑油值的過濾、潤滑油壓力、潤滑油溫度、安全保護、配管流道、潤滑油流量與流速控制、能量損失、操作與維修、可靠度、散熱功能、建置成本及效益等。

風力機齒輪箱之散熱系統的控制流程圖，參見圖 4。其圖 4 中符號如(14)即為表 5 中之編號 14 等等。其控制流程說明為，當風力機齒輪箱配合風力機開始運轉時，須以電控帶動(15)散熱油路馬達(14)散熱油路 pump ON，將潤滑油送到(16)散熱油路過濾器。當(16)散熱油路過濾器之油過濾壓力小於 1.3bar 時，潤滑油即流入(13)散熱器散熱冷卻；否則(16)散熱油路過濾器即警示潤滑油路過濾壓力大須更換(16)散熱油路過濾器。其由(13)散熱器流出之潤滑油流入(26)單向閥；當(26)單向閥油壓大於 0.1bar 時，潤滑油即流入齒輪箱各齒輪嚙合齒面，隨後流回潤滑油池，建置良好循環的風力機齒輪箱之散熱系統。

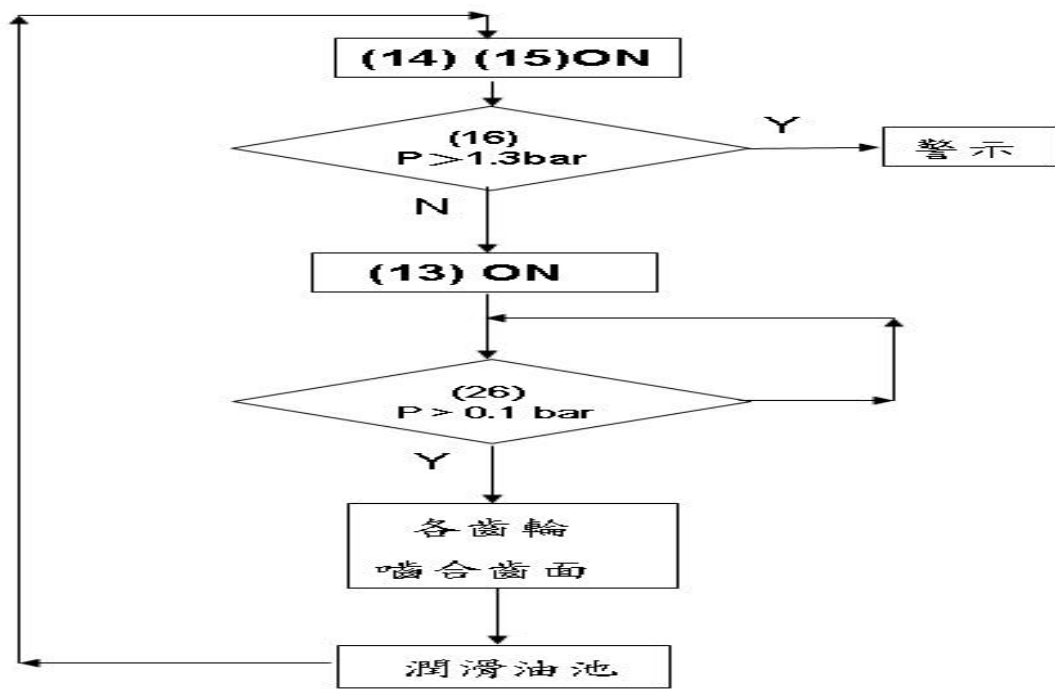


圖4 齒輪箱散熱系統之控制流程圖

齒輪箱之潤滑油過濾系統

齒輪箱之潤滑油過濾系統，為除了齒輪箱之潤滑系統與散熱系統的各自具有的潤滑油過濾功能外，另外獨立出來的潤滑油過濾系統。

齒輪箱之潤滑油過濾系統，參見圖 5。

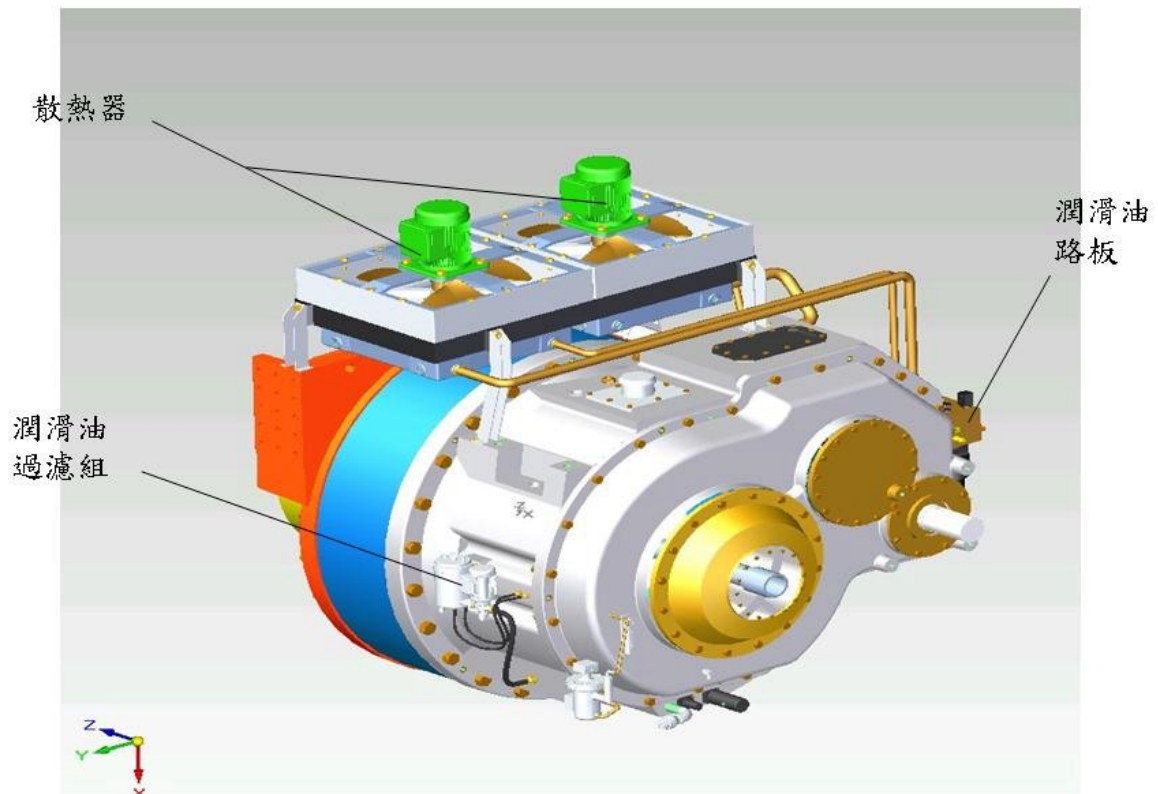


圖5 齒輪箱之潤滑油過濾系統配置圖

齒輪箱之潤滑油過濾系統，依 GDC、GL、GE 及 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 規範，新的齒輪箱潤滑油進入風力機齒輪箱前，其必須經過過濾器予以過濾；齒輪箱操作時，仍需有獨立出來的潤滑油過濾系統。其過濾潔淨度要求-17/14 以上；其含水量，必須小於 0.1%。潤滑油值的過濾品質，需嚴密管控與監控以確保齒輪箱之正常運轉。

齒輪箱之潤滑油過濾系統設計，需考慮潤滑油值的過濾品質與過濾壓力、安全保護、配管流道、潤滑油流量與流速控制、能量損失、操作與維修、可靠度、建置成本及效益等。

風力機齒輪箱之潤滑油過濾系統的控制流程圖，參見圖 6。其圖 6 中符號如(17)即為表 5 中之編號 17 等等。其控制流程說明為，當風力機齒輪箱配合風力機開始運轉時，須以電控帶動(17)過濾油路馬達(18)過濾油路 pump ON，將潤滑油送到(19)過濾油路過濾器。當(19)過濾油路過濾器之油過濾壓力大於 1.3bar 時，(19)過濾油路過濾器即警示潤滑油路過濾壓力大須更換(19)過濾油路過濾器；否則(19)過濾油路過濾器流出之潤滑油即流回潤滑油池，建置良好循環的風力機齒輪箱之潤滑油過濾系統。

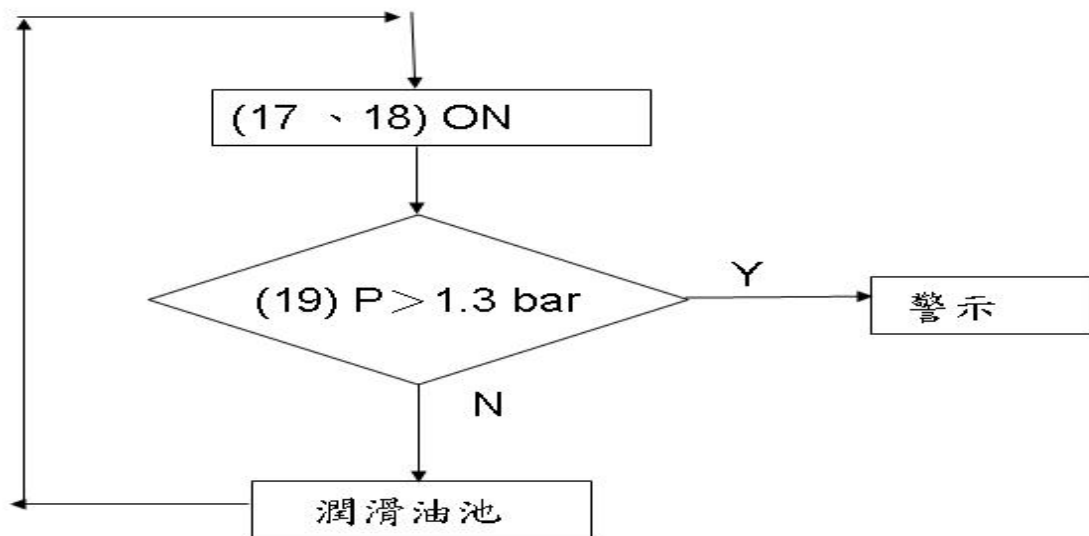


圖6 齒輪箱潤滑油過濾系統之控制流程圖

齒輪箱之潤滑與散熱系統的整合設計

風力機齒輪箱之潤滑與散熱系統的整合設計，依照齒輪箱設計規格與額定負載狀況，依風力發電機增速齒輪箱標準與規範如 GL、GE、ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 等相關規定，來進行規劃並設計增速齒輪箱之潤滑系統、散熱系統、潤滑油過濾系統與其整合。

風力機齒輪箱之潤滑與散熱系統的整合設計，除了需考慮各傳動零件之所需潤滑油量外，仍需考慮潤滑油值的過濾品質與過濾壓力、潤滑油壓力、潤滑油溫度、安全保護、配管流道、潤滑油流量與流速控制、能量損失、操作與維修、可靠度、散熱功能、建置成本及效益等。

風力機齒輪箱之潤滑與散熱整合的控制迴路圖，參見圖 7。其圖 7 中符號如(1)即為表 5 中之編號 1 等等。其控制流程說明為，風力機齒輪箱之潤滑與散熱系統的整合設計，乃整合風力機齒輪箱之潤滑系統、散熱系統、潤滑油過濾系統與其相關安全潤滑設計。

潤滑系統部份，當風力機齒輪箱配合風力機開始運轉時，將自動帶動(1)潤滑油路 pump ON，將潤滑油送(20)油路板 P 口處進到(2.1) (2.2)潤滑油路過濾器。當(2)潤滑油路過濾器之油過濾壓力小於 2bar 時，潤滑油即流入(6)單向閥；否則潤滑油即流入(4)單向閥並啟動(3)警示器警示潤滑油路過濾壓力大須更換(2)潤滑油路過濾器；當(4)單向閥之潤滑油壓力大於 2bar 時，潤滑油即流入(6)單向閥。當(6)單向閥之潤滑油壓力大於 0.34bar 時，潤滑油即流入(10)溫度控制閥(9)洩壓閥。當(10)溫度控制閥油溫小於 50 且 (9)洩壓閥(7)單向閥油壓大於 0.34bar 時，潤滑油即流入(11)壓力開關；否則(10)溫度控制閥油溫大於 50 且(9)洩壓閥(7)單向閥油壓大於 1.34bar 時，潤滑油即經由油路板 H 口處流入(13.1)散熱器予以散熱冷卻；當(13.1)散熱器小於 50 時，潤滑油亦經由油路板 C 口處流入(11)壓力開關 當(11)壓力開關油壓在 0.1~1bar 時，潤滑油即經由油路板 T 口處流入(24)流量控制閥；(24)流量控制閥流量在 0~95L/min 時，潤滑油即流入各軸承及輸出軸嚙合齒面進行潤滑，隨後流回潤滑油池。當潤滑油流入(10)溫度控制閥(9)洩壓閥前，(5)單向閥之潤滑油壓力大於 3.4bar 時，潤滑油即經由油路板 R 口處流回潤滑油池。油路板留有(12.1)(12.2) (12.3)(12.4) 處供潤滑油檢測或取樣。

散熱系統部份，當風力機齒輪箱配合風力機開始運轉時，須以電控帶動(15)散熱油路馬達(14)散熱油路 pump ON，經由 a1 口處將潤滑油送到(16)散熱油路過濾器。當(16)散熱油路過濾器之油過濾壓力小於 1.3bar 時，潤滑油即流入(13.2)(13.3)散熱器散熱冷卻；否則(16)散熱油路過濾器即警示潤滑油路過濾壓力大須更換(16)散熱油路過濾器。其由(13.2)(13.3)散熱器流出之潤滑油，經由 a2 口處流入(26.1)(26.2)單向閥；當(26.1)(26.2)單向閥油壓大於 0.1bar 時，潤滑油即流入齒輪箱各齒輪嚙合齒面，隨後流回潤滑油池，建置良好循環的風力機齒輪箱之散熱系統。

潤滑油過濾系統部份，當風力機齒輪箱配合風力機開始運轉時，須以電控帶動(17)過濾油路馬達(18)過濾油路 pump ON，經由 b1 口處將潤滑油送到(19)過濾油路過濾器。當(19)過濾油路過濾器之油過濾壓力大於 1.3bar 時，(19)過濾油路過濾器即警示潤滑油路過濾壓力大須更換(19)過濾油路過濾器；否則(19)過濾油路過濾器流出之潤滑油即經由 b2 口處流回潤滑油池，建置良好循環的風力機齒輪箱之潤滑油過濾系統。

安全潤滑設計部份，當風力機齒輪箱潤滑油油溫小於 15 時，電控即啟動(27)(28)加熱器加熱潤滑油；當其潤滑油油溫大於 27 時，電控即關閉(27)(28)加熱器不繼續加熱潤滑油。當風力機齒輪箱潤滑油(23)油溫 sensor 感知潤滑油油溫大於 85 時，電控即關閉風力機齒輪箱運轉。當風力機齒輪箱潤滑油油位小於設定值時，(21)液位開關即感知潤滑油不足異常而由電控作保護，也可經由目視(22)液位計加以監控。當(25)軸承 sensor 感知軸承溫度大於 105 時，電控即關閉風力機齒輪箱運轉。當須更換潤滑油時，則可將(29)洩油閥打開流出劣化的舊潤滑油而添加符合規定之新潤滑油進入風力機齒輪箱。

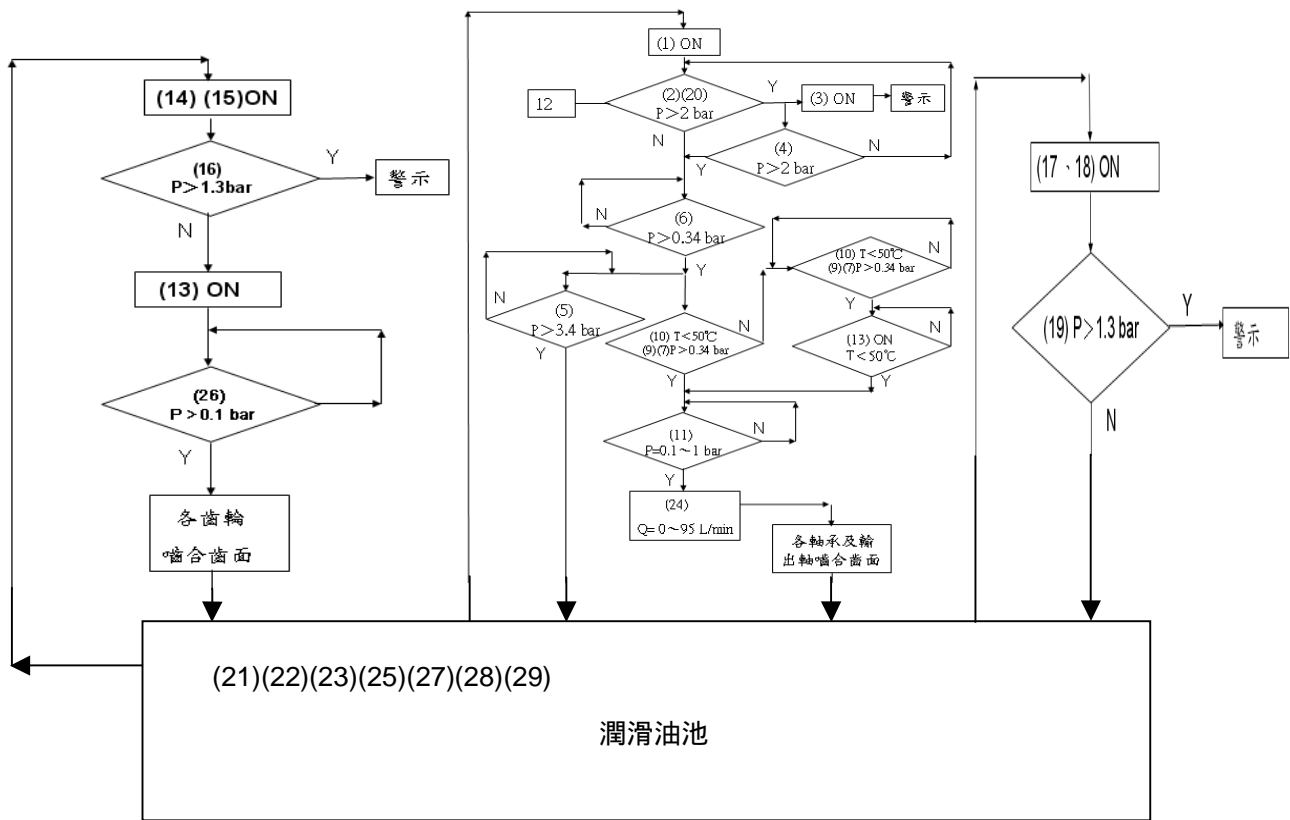


圖7 齒輪箱之潤滑與散熱整合控制迴路圖

風力機齒輪箱之潤滑與散熱整合的控制迴路圖，乃依照齒輪箱設計規格與額定負載狀況，依風力發電機增速齒輪箱標準與規範如 GL、GE、ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 等相關規定，來進行規劃並設計增速齒輪箱之潤滑系統、散熱系統、潤滑油過濾系統與其整合。對細部零組件進行設計與選用。

風力機齒輪箱之潤滑與散熱整合系統的零件表，參見表 5。

表 5 潤滑系統之零件表

編號	數量	名稱
1	1	潤滑油路 pump
2.1	1	潤滑油路過濾器
2.2	1	潤滑油路過濾器
3	1	警示器
4	1	單向閥
5	1	單向閥
6	1	單向閥
7	1	單向閥
8	1	流量控制閥
9	1	洩壓閥
10	1	溫度控制閥
11	1	壓力開關
13.1	1	散熱器
13.2	1	散熱器
13.3	1	散熱器
14	1	散熱油路 pump
15	1	散熱油路馬達
16	1	散熱油路過濾器
17	1	過濾油路馬達
18	1	過濾油路 pump
19	1	過濾油路過濾器
20	1	油路板
21	1	液位開關
22	1	液位計
23	1	油溫 sensor
24	1	流量控制閥
25	1	軸承 sensor
26.1	1	單向閥
26.2	1	單向閥
27	1	加熱器
28	1	加熱器
29	1	洩油閥

結論

增速齒輪箱為風力發電機中重要之動力元件，功能為將葉片轉動之能量傳輸至發電機，其動力傳遞過程為增加轉速，將葉片主軸輸入之轉速提升，使輸出軸進入發電機能以最高效率運轉發電。風力發電機為長壽命的產品，其增速齒輪箱需要有非常高的可靠度，故其散熱與潤滑系統須能有效移除因摩擦、齒輪傳動等產生之熱能；並良好潤滑嚙合齒面與軸承，以確保機件可長時間正常運轉，達成傳輸動力之目的。

風力發電機增速齒輪箱之潤滑與散熱設計，依照齒輪箱設計規格與額定負載狀況，依風力發電機增速齒輪箱標準與規範如 GL、GE、ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 等相關規定，來進行規劃並設計增速齒輪箱之潤滑系統、散熱系統、潤滑油過濾系統與其整合。

風力發電機增速齒輪箱，傳輸功率與扭力均為高功率、大扭力負載，故潤滑與冷卻為確保齒輪箱性能與使用壽命之重要系統，系統設計時除了計算外，若能輔以實驗結果驗證，確認修正計算結果，則系統效能與可靠度將會大幅提昇，對於產品壽命與效能將會有顯著助益。

參考資料

- [1] GDC, Urs Giger GmbH, 風力機增速齒輪箱技術資料
- [2] Technical specification for GE wind energy 1.5 series gearbox.
- [3] ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03, Wind turbine generator systems – part4 Gearboxes for turbines from 40 Kw to 2 MW and larger.
- [4] Germanischer Lloyd, Guideline for the certification of wind turbine.
- [5] ANSI/AGMA 6011-H98, specification for high speed helical gear units.
- [6] 小栗富士雄, 機械設計圖表便覽
- [7] 曾瑞堂, 增速齒輪箱設計規格
- [8] 曾瑞堂, 2MW 增速齒輪組之設計報告
- [9] 鍾允睿, 2MW 增速齒輪組之冷卻與潤滑設計報告
- [10] NSK, Bearing product catalogue
- [11] Koyo, Bearing product catalogue
- [12] Fag, Bearing product catalogue
- [13] Darle W. Dudley, 齒輪手冊
- [14] Hansen, 2MW 風力機增速齒輪箱之潤滑與散熱系統資料
- [15] 日本京畿齒輪研討會, 齒輪的設計與製造
- [16] KHK, 齒輪原理概要
- [15] 睿禹, 潤滑與散熱系統產品型錄