



CR

中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

2019年4月



CR

中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

2019年4月



CR
中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 I 篇 — 入級與檢驗

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 I 篇
內容重大增修表

Nil.

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 I 篇 入級與檢驗

目 錄

第 1 章	鋁合金船入級	1
1.1	通則	1
1.2	適用	2
1.3	船級符號及註解	2
1.4	船級之申請	2
1.5	鋁合金船之檢驗	2
1.6	認可	3
1.7	船級證書	3
1.8	檢驗通知	3
1.9	船級之撤回	4
1.10	再入級	4
1.11	檢驗費及雜費	4
1.12	國際公約與章程	4
1.13	政府法規	4
1.14	海上試俾	4
1.15	穩度試驗	4
1.16	責任與補償	4
第 2 章	鋁合金船檢驗規定	5
2.1	總則	5
2.2	船底檢驗	6
2.3	推進軸與管軸檢驗	6
2.4	鍋爐檢驗及熱油加熱器檢驗	6
2.5	歲驗	6
2.6	中期檢驗	6
2.7	特驗	6
2.8	冷凍貨載裝置檢驗	6
2.9	特殊船型檢驗	6
2.10	非建造中檢驗之船舶入級	6

第 1 章

鋁合金船入級

1.1 通則

1.1.1 凡依照中國驗船中心（以下簡稱本中心）鋁合金船建造與入級規範（以下簡稱「規範」）之規定，或依照其他具同等整體安全標準之規定，則建造及檢驗之鋁合金船，即予設定其船級並登錄於本中心船舶登記簿內。其後如經定期檢查，並認為其保持良好及有效之情況，且符合本規範之規定者，得繼續保有本中心之船級。本規範適用於 100 總噸以上 90 m 長度以下航行大洋之船舶。非屬此類船舶得特別考慮之。

(a) 屬高速船者：除本規範適用條文外，此類船舶亦需符合高速船建造與入級規範（以下簡稱「高速船規範」）及鋼船建造與入級規範（以下簡稱「鋼船規範」）相關規定。

(b) 非屬高速船者：除本規範適用條文外，此類船舶亦需符合鋼船規範相關規定。

1.1.2 入級應以船體及機器（包括主副機、鍋爐、重要設備，泵浦佈置及電器設備），兩方面均符合本規範之規定為條件。

1.1.3 本規範之制訂係以船舶在適當裝載與操縱為條件，除在船級註解上另有說明，否則本規範並未考慮裝載之特殊分配或貨載之集中。對因設計上具有特點，或其裝載或壓載情況特殊，而導致可能承受嚴重應力之船舶，本中心認為必要時，得要求其作額外之加強。此時，船舶所有人需檢送其加強部份之圖說以供本中心考慮。

1.1.4 本規範不涵蓋某些技術特性，例如俯仰、船體振動等等，雖然本中心並無義務但對這些特性仍將提出建議。

1.1.5 其他之規定，如經本中心認為其內容相當於本規範者，得予接受。

1.1.6 船舶之船體、機器或設備，其結構上之設計具有新穎之特徵，致本規範之規定不能直接適用者，如本中心認為就本規範能適用於該船之部份業已符合規定，且在審核時，已對該特徵之最有利資料給予特別考慮，得允該船入級。本規範乃基於了解船舶未經本中心事先同意之前，將不超過設計基礎環境因素下營運。

1.1.7 船舶登記簿

鋁合金船經本中心核定其船級者均應登錄於船舶登記簿內。該船舶登記簿每年刊行一次，並登錄船舶名稱及其他有用之資料，如船級註解、船舶所有人名稱、承造船廠名稱、船舶主要尺寸、機器之主要資料、建造日期等。

1.1.8 建造日期

(a) 建造日期通常係指船舶在建造中接受檢驗之下，完成建造中船級首次檢驗之日期。

(b) 如船舶之下水日期與檢驗完成日期或船舶開始使用日期之間隔超出通常之期限時，則其下水日期得加註於船舶登記簿內。

- (c) 如船舶於建造中船級檢驗完成後，未立即使用，而停航一段時間，該船如欲出海航行，應入塢經本中心驗船師（以下簡稱「驗船師」）之檢驗，認為合格後方可出航，且次一特別檢驗日期應自該項入塢檢驗完成之日起計。

1.1.9 具有某營運限制之船級註解之船舶，以裝載條件與任何其他準備要求取得一航次之航行，不論自裝貨港至其航運服務區或自一航運服務區移至另一區之航次，其特殊安排事先應經本中心同意。

1.1.10 海損、修理及改裝

任何海損、缺陷、損壞或擱淺會影響船級之簽發條件失效，應立即通知本中心。

1.1.11 船舶上之佈置與設備須符合國際公約及其適用之議定書及相關修正案之要求。船舶應擁有船籍國政府（以下簡稱主管機關）或主管機關授權機構所簽發之適當公約證書，以證明合乎要求。

1.1.12 具有縱向強度或穩度計算能力或兩者兼具之電腦系統裝置於新造船上或新裝於現成船，該系統應依據本中心船上電腦穩度計算系統之程序，對該等使用予以認證。

1.2 適用

1.2.1 除非本中心另有特別規定，新規定或有關對於船級符號或註解之修訂，均不適用於現成船。

1.2.2 除非本中心另有特別規定，新規範或原規範之修訂實質影響船級，於採納日起六個月內不強制適用。原始中央剖面圖或同等級結構圖已經認可之後也不強制適用。如新合約欲使用以前已認可之圖說，應以書面向本中心提出申請。

1.3 船級符號及註解

1.3.1 鋁合金船經本中心建造檢驗滿意並經船級委員會審核通過者給予 **Aluminum Alloy Hull** 之註解以表示符合本規範船體相關規定。

1.3.2 除以上註解，如有必要亦需參照高速船規範及鋼船規範相關規定。

1.4 船級之申請

1.4.1 申請船舶船級應以書面為之。建造中檢驗之船舶由造船廠負責申請，非建造中檢驗之船舶由船東負責申請。

1.4.2 維持船級之檢驗，應由船東或其代表人以書信、電子郵件或傳真方式提出書面申請。

1.5 鋁合金船之檢驗

1.5.1 通則

(a) 船舶入級本中心者，必須依照高速船規範及/或鋼船規範之相關規定施行各項定期檢驗。

(b) 檢驗內容：除本規範規定者外亦需參照高速船規範及/或鋼船規範之相關規定。

1.5.2 建造中船級首次檢驗

- (a) 新船應按本規範建造。於建造工程開始之前應將結構圖及船體、設備及機器之要目表提送本中心審核。如該藍圖需修正或變更，則必須送圖重審。
- (b) 已入級或欲入級船舶之新機器，包括鍋爐、壓力容器及電器設備在內，均應依本規範製造及檢驗。
- (c) 從船舶建造工程開始，一直到完成船體及機器於工作狀態下之最後試驗，驗船師應確認材料、工藝及佈置已合格，並符合本規範或認可圖說。若發現任何材料、工藝或佈置不合格者，應予以修正。
- (d) 欲入級船舶之船體與機器構造所使用之材料應有良好品質，無瑕疵，並應依據本規範之規定試驗。鋁合金材料應在本中心認可之工廠以認可程序製造。對於替代事項，本中心要求試驗合格，以確認該材料之適用性。
- (e) 驗船師如有要求，完成圖影本（標示所造船舶）、主要證書及記錄、規定之裝載手冊與其它指導手冊應立即備妥以供使用，亦得要求置放於船上。

1.5.3 非建造中檢驗之船舶

- (a) 於建造中未經本中心檢驗之船舶申請入級者，應接受現成船船級檢驗。

1.6 認可

1.6.1 檢驗報告

- (a) 具有船級之船舶於檢驗完成時，驗船師應將報告連同建議事項（如有時）正、副本各乙份送交檢驗申請人，同時將報告副本乙份送交本中心。本中心對驗船師所作之建議事項保留最後決定權。

1.6.2 船級之決定

- (a) 凡與申請入級船舶有直接或間接關係之本中心船級委員會委員或本中心職員，均不得出席或參加該船入級之會議。

1.7 船級證書

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。

1.8 檢驗通知

- 1.8.1 船東有責任確保在適當時間，依據本中心之指導，施行維持船級所需之所有檢驗。

- 1.8.2 本中心將適時以信函或電子郵件通知即將到來之檢驗。然而，此通知函若有疏漏，並不免除船東符合本中心之檢驗規定以維持船級之責任。

1.9 船級之撤回

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。

1.10 再入級

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。

1.11 檢驗費及雜費

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。

1.12 國際公約與章程

在船舶已經登錄或欲登錄之國家政府授權下，本中心得應造船廠或船舶所有人之申請，施行新船或現成船之檢驗，其符合國際公約與章程規定者，按公約與章程規定發證。

1.13 政府法規

本中心於某國政府授權下，得應船舶所有人之申請，對其新船或現成船依該國政府之特別規定予以檢驗並發證。

1.14 海上試俾

入級船之試俾應符合鋼船規範及/或高速船規範之相關規定。

1.15 穩度試驗

1.15.1 船級檢驗應於船舶建造完成時，實施穩度試驗。根據穩度試驗結果所確定之穩度特性而製作之穩度資料手冊，應經本中心認可，並存放於船上。

1.15.2 非屬本中心建造中檢驗船舶之船級檢驗，若具備有過去穩度試驗之充分資料，且無足以影響先前試驗穩度之改裝與修理，則穩度試驗得免除。

1.15.3 若從姐妹船或其他適當方式取得有效穩度資料，且經本中心特別認可時，則個案船之穩度試驗得免除。

1.16 責任與補償

本中心提供服務之責任與補償應參照鋼船規範相關條款。

第 2 章

鋁合金船檢驗規定

2.1 總則

2.1.1 通則

- (a) 本中心驗船師得隨時登輪檢查已入級之船舶，以確定該船處於良好狀況。
- (b) 凡檢驗日期到期，或任何損害或改裝足以影響該船之技術適宜性，或涉及船體與機器之級位時，船舶所有人或代理人不應等待本中心之通知，即宜及時申請檢驗。
- (c) 船舶所有人與本中心驗船師之間，或與本中心職員之間，因各項檢查與檢驗工作而發生意見相左或爭執之情況，得以書面申請本中心重新檢驗或解釋。
- (d) 雖非本章所包括之檢驗項目，但如本中心驗船師認為必要時，得增加此部份之檢驗。必要時，本中心得要求臨時性檢驗。
- (e) 檢驗規定之修訂
 - (i) 定期檢驗時，針對尺寸、從事服務、船齡、結構、上次檢驗結果及船舶現況，驗船師得修正有關本章所訂定期檢驗之規定。
 - (ii) 壓水艙有效塗裝發現良好狀況時，本章規定之內檢範圍或測厚要求，驗船師得在特殊考慮下作適當之裁定。
- (f) 為防止 PSC 扣船及確保船舶之安全，15 年以上之油輪、散裝和乾貨船及 20 年以上之一般貨船在施行定期檢驗時應符合下列額外規定：
 - (i) POOR 艙區應除鏽、測厚及檢查。如發現嚴重鏽損，嚴重鏽損區域應在該定期檢查完成前換新，否則每年必須除鏽、測厚及檢查。如未發現嚴重鏽損，該艙區應在該定期檢查完成前重新油漆保持至少 FAIR 狀況，否則每年必須除鏽、測厚及檢查。
 - (ii) 在任何艙區內發現嚴重鏽損時，縱然該區域之油漆為 FAIR 或 GOOD 狀況，該嚴重鏽損區域應在該定期檢查完成前割除換新，否則該嚴重鏽損區域每年必須除鏽、測厚及檢查。

2.1.2 定義

- (a) 全面檢驗係指該檢驗之目的為報告船體結構之全面狀況，以決定再進行近觀檢驗之範圍。
- (b) 近觀檢驗係指驗船師在大約伸手可觸及之目視檢驗距離內，對各結構件作詳細之檢驗。

2.1.3 船級相關之服務辦法

參照鋼船規範第 I 篇第 2.1.3 相關規定。

2.2 船底檢驗

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。應特別注意相異金屬之接合處及所有可能快速退化之構件。

2.3 推進軸與管軸檢驗

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。

2.4 鍋爐檢驗及熱油加熱器檢驗

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。

2.5 歲驗

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。應特別注意相異金屬之接合處及所有可能快速退化之構件。

2.6 中期檢驗

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。應特別注意相異金屬之接合處及所有可能快速退化之構件。

2.7 特驗

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。應特別注意相異金屬之接合處及所有可能快速退化之構件。

2.8 冷凍貨載裝置檢驗

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。

2.9 特殊船型檢驗

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。

2.10 非建造中檢驗之船舶入級

參照鋼船規範第 I 篇相關規定。



CR
中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 II 篇 — 船體結構及屬具

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 II 篇
內容重大增修表

Nil.

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 II 篇 船體結構及屬具

目 錄

第 1 章	通則.....	1
1.1	通則	1
1.2	穩度	1
1.3	船體結構佈置原則	2
1.4	艙櫃試驗	3
第 2 章	結構.....	4
2.1	通則	4
2.2	文件	5
2.3	設計垂向加速度	7
2.4	設計壓力	8
2.5	船體樑強度	11
2.6	直接計算法	13
2.7	結構寸法	14
2.8	舵	20
第 3 章	龍骨、艙材、艙軸支架.....	21
3.1	龍骨	21
3.2	艙材	21
3.3	艙材	22
3.4	艙軸支架	22
第 4 章	屬具.....	23
4.1	通則	23
4.2	錨泊	23
4.3	拖曳	23
4.4	繫泊	24
4.5	屬具	24

第 1 章 通則

1.1 通則

1.1.1 本篇適用於最大船速達到 1.1.3 所規定船速之鋁合金高速船。對於新穎設計或特殊用途之船舶，則另予特別之考慮。

1.1.2 未直接符合本篇之結構設計，如經認為滿意且與本篇等效時，本中心得予認可之。

1.1.3 「高速船」係指最大船速以 m/s 計，等於或大於下式之船舶：

$$3.7\nabla^{0.1667}$$

式中：

∇ = 對應於設計水線之排水體積(m³).

不包括艇身由地面效應產生之空氣動力所支撐完全離開水面之非排水模式高速艇。

1.1.4 鋁合金船最大船速未達到 1.1.3 所規定者，其結構寸法得由本中心依本篇第 2 章之規定予以酌減，屬具亦得由本中心依本篇第 4 章或依本中心鋼船規範之規定予以特別考量。所採取之減免措施皆須通過本中心認可。

1.2 穩度

1.2.1 完整穩度

- (a) 鋁合金船貨船≥ 500 GT，最大船速大於 $3.7\nabla^{0.1667}$ (m/s)，以 90%最大船速航行時離避難地不超過 8 小時者，其完整穩度應符合本中心高速船建造及入級規範第 2 章之規定。
- (b) 鋁合金客船，最大船速大於 $3.7\nabla^{0.1667}$ (m/s)，以 90%最大船速航行時離避難地不超過 4 小時者，其完整穩度應符合本中心高速船建造及入級規範第 2 章之規定。
- (c) 其他鋁合金船，其完整穩度應符合國際海事組織完整穩度國際章程(International Code on Intact Stability Code)。
- (d) 當鋁合金船不適用以上標準時，其完整穩度應由本中心依據其船型、尺寸、營運，以適合的認可準則加以審查。

1.2.2 破損穩度

- (a) 鋁合金船貨船≥ 500 GT，最大船速大於 $3.7\nabla^{0.1667}$ (m/s)，以 90%最大船速航行時離避難地不超過 8 小時者，其破損穩度應符合本中心高速船建造及入級規範第 2 章之規定。

- (b) 鋁合金客船，最大船速大於 $3.7V^{0.1667}$ (m/s)，以 90%最大船速航行時離避難地不超過 4 小時者，其破損穩度應符合本中心高速船建造及入級規範第 2 章之規定。
- (c) 鋁合金船貨船船長 $\geq 80\text{m}$ 以及鋁合金客船，其破損穩度應符合海上人命安全國際公約第 II-1 章 B 部分之要求。
- (d) 當鋁合金船不適用以上準則時，其破損穩度應由本中心依據其船型、尺寸、營運，以適合的認可準則加以審查。

1.3 船體結構佈置原則

1.3.1 肋骨、腹板、縱桁及非水密結構艙壁

- (a) 船殼、主露天甲板或乾舷甲板，以及長船艙之側壁及上方，原則上應為縱向結構；但考量該船之船長、船速，結構穩定性許可時，可為橫向結構。
- (b) 主船體、長船艙或甲板室內部之艙壁、部分艙壁或橫向大肋骨之佈置，需提供有效的橫向剛性。在船艙或甲板室端壁的下方，主船體內部需提供艙壁、部分艙壁或橫向大肋骨。
- (c) 縱向肋骨應由橫向大肋骨、橫向隔艙壁或其他橫向結構所支撐。縱向材在受到橫向支撐之位置，原則上必需連續；但在橫向艙壁處，如果能夠維持強度連續性及末端固定性，則可為斷續式。當縱向材穿過橫向大肋骨處若欲採用斷續式設計，則需依據船長及細部設計給予特別考量。採用橫向結構時，應為甲板和底板提供縱桁。縱桁在橫向隔艙壁處，如果能夠維持強度連續性及末端固定性，則可為斷續式。
- (d) 橫向肋骨圈應連續。縱桁在隔艙壁處應和加強材對齊。為橫向肋骨和縱桁端部提供固定性之替代性佈置將給予特別考量。
- (e) 主機需由較大的縱桁支持固定，縱桁需適當地加強、支持以避免傾倒，且末端由艙壁所支撐。輔機機座應為裝備提供穩固的連結，並有效地連接到船體結構。應為錨之絞機或錨機提供堅固之機座。
- (f) 內部結構構件於支撐構件處，應提供適當的末端固定性，使負荷有效傳遞。末端固定性可特別考量予以減少，只要替代性之結構設計能夠具有同等之強度。
- (g) 所有結構構件之腹板應有效地連接到船殼、甲板或隔艙壁，連接到其支撐構件，連接到面板。

1.3.2 水密隔艙壁

(a) 防碰艙壁

船舶應有一道防碰艙壁，其位置應在設計載重水線上艙柱往後 $0.05L$ 至 $0.05L+3\text{m}$ 的範圍內。船長 L 如 2.1.8 所定義。除了認可的管路貫穿孔，防碰艙壁結構必需完整，且應延伸高至露天甲板，並維持平面。前端具有長船艙之鋁合金船，防碰艙壁必需風雨密延伸至船艙甲板。延伸的防碰艙壁位置，不得小於設計載重水線上艙柱往後 $0.05L$ ，但不一定要位於防碰艙壁正上方，此時，形成此階式構造之甲板必需為風雨密。公務船如巡邏艇、救難艇等，其防碰艙壁的佈置可由本中心予以特別考量。

(b) 機艙

機艙前後端壁應為水密隔艙壁，並延伸至露天甲板。

(c) 錨鍊艙

錨鍊艙位於防碰艙壁之後，以及延伸進艏尖艙者，必需為水密。

1.3.3 艙櫃

(a) 所有整體艙櫃及其用途、溢流管高度之佈置，需於圖說上清楚註明並送本中心認可。

(b) 所有艙櫃及空艙需可進入檢查和修理。

1.3.4 船殼板

船底殼板需延伸至稜艏線或艏部上端點。通常船側殼板從其底端到舷緣都需等厚。艏鰭、艏軸支架、錨鍊管處板厚應增加。艏側推器管道需與周遭船殼等厚。

1.3.5 甲板

(a) 當甲板為階式，或有艙中斷時，於船側殼應有適當之腋板。

(b) 在船舫 0.5L 內的艙中斷處，穿入船艙之甲板應加厚。

1.3.6 逃離設施

從主船體空間至少要提供兩種逃離設施至主露天甲板。各設施應儘可能遠離，並需能從兩邊操作。

1.3.7 二重底

(a) 國際航線客船以 90%最大船速航行時離避難地超過 4 小時者，必需設置二重底。

(b) 國際航線貨船以 90%最大船速航行時離避難地超過 8 小時者，必需設置二重底。

(c) 內底板應儘可能佈置在前後尖艙之間。如有特殊設計上的理由而欲省略二重底，其佈置於首次圖說送審時就應詳細註明。只要船底損傷時仍能不損及船舶安全，深艙處可以不必裝設二重底。建議內底之佈置應儘可能保護艏部，並延伸至船的兩側。

1.4 艙櫃試驗

1.4.1 水密艙區之水壓試驗及被接受的水密試驗，應在與水密性相關之所有工作完成後，但油漆、裝墊板、鋪水泥等工作之前舉行。但如在施行特殊塗裝之前，所有電銲銲接已經驗船師檢驗且認為滿意，則也可以在特殊塗裝完成之後再施行該項試驗。

1.4.2 水密與風雨密邊界必需依據本中心鋼船規範第 II 篇第 1 章之規定進行測試。

第 2 章

結構

2.1 通則

2.1.1 本章涵蓋構成全船整體縱向強度和其他主要與局部強度的船體和上層建築的各個構件，也涵蓋與船體和船艙直接相連的其他重要部件，諸如水翼和氣裙。

2.1.2 按 2.1.1 中所述，用於船體和上層建築，以及其他部件之材料應適宜於船舶之預定用途。

2.1.3 結構應能在船舶許可運行之一切運行條件下承受作用在船上之靜態、動態負荷，而不致因此等負荷產生不可允許之變形和水密損失或妨礙船舶的安全運行。

2.1.4 周期性負荷，包括來自船舶上發生之振動而產生之周期性負荷，不應：

- (a) 損害在船舶預期服務年限或主管機關同意之服務年限內結構之完整性；
- (b) 妨礙機器和設備之正常運行；以及
- (c) 影響船員執行其職責之能力。

2.1.5 振動驗證須於海上試車時行之，如認為有必要，本中心可要求使用適當之儀器測量振動。如適當，矯正措施可予以要求，以消除認為無法接受之部份。

2.1.6 主管機關認為有必要時，應要求進行實尺度試驗，以確定其負荷情況，對表明的結構計算中負荷假設不足的試驗結果應予重視。

2.1.7 本章適用於單體船、雙體船、水面效應船、氣墊船及水翼船等船型。

2.1.8 下列符號之定義適用於本章：

- FP = 艏垂標
AP = 艉垂標
L = 船長(m)，係指於排水模式夏季載重水線(可行時，為設計載重水線)上，自艏柱前端至舵桿中心線之距離。L 不得小於 96%，但也不必大於 97%夏季載重水線長度。L 之前端點位於艏柱前端與夏季載重水線之交點。
B = 最大模寬(m)
D = 模深(m)，於舢點從模基線量至最高連續甲板之甲板模線
d = 滿載狀況之模吃水(m)
 Δ = 在海水(比重 1.025)中，吃水 d 之模排水量 (tonne)
 C_b = 方塊係數
= $\Delta / (1.025 \cdot L \cdot B_w \cdot d)$
 B_w = 吃水 d 處之最大水線寬度
V = 最大船速，單位：knots
g = 重力加速度 9.81 m/s²
LCG = 船舶縱向重心位置 (m)。

稜艫線—如船舶無明顯稜艫線，則以船殼上在該點與船殼之切線與水平面成 50°。

船底—船殼下方部份位於龍骨至稜艫線間者。

船側—船殼位於稜艫線與主甲板間者。

主甲板—船殼最上面完整甲板。

橫跨結構—連結兩船體之結構。

橫斜角—如船舶無明顯橫斜角，橫斜角取水平線與基線和中心線交點至稜艫連線之角度。

2.1.9 加勁構件之剖面模數及慣性矩由構件本身以及構件所貼附之部分板材所提供。對於主要支撐構件而言，有效板寬應為構件兩側間距和之一半、0.33 倍未支撐跨距、750 mm，三者取其小者。對於加強材而言，有效板寬為構件兩側間距和之一半，或以下公式所得之值，取其小者：

$$w = 60t$$

其中：

w = 有效板寬(mm)

t = 所貼附板之厚度(mm)

2.1.10 主要支撐構件為樑、桁或水平加強肋等型式之構件，提供船體外殼和艙櫃邊界之整體結構完整性。例如二重底肋板和縱桁、船側深橫肋結構、甲板深橫桁、艙壁水平加強肋，以及縱向艙壁上的垂向大肋骨。

2.1.11 加強材為次要支撐結構構件之集合用語。

2.2 文件

2.2.1 下列圖樣應檢送審核：

- (a) 舢剖面圖
- (b) 結構側視圖及甲板平面圖
- (c) 外板展開圖
- (d) 水密隔艙壁

- (e) 艙櫃構造圖
- (f) 機艙結構圖
- (g) 後尖艙結構圖
- (h) 前尖艙結構圖
- (i) 船艙及甲板室
- (j) 艙口，貨艙蓋及舷門
- (k) 軸架
- (l) 襟翼或水翼
- (m) 舵及舵桿
- (n) 繫泊設備
- (o) 操作手冊

2.2.2 下列各圖樣需檢送作為審圖輔助資訊：

- (a) 一般佈置圖
- (b) 機艙佈置圖
- (c) 容積圖
- (d) 靜水性能曲線或表

2.2.3 下列各圖樣需檢送參考：

- (a) 縱向強度計算
- (b) 船材寸法計算
- (c) 強度分析資料
- (d) 線圖或船線座標表

2.3 設計垂向加速度

2.3.1 於船舶重心位置之設計垂向加速度， a_{cg} ，需由設計者根據設計實務以確定之，設計垂向直加速度係於預期海況下，前 1/100 最大加速度之平均值。

2.3.2 船舶之垂向加速度 a_{cg} 與有義波高 $H_{1/3}$ 及最大船速 V 之關係如下：

$$a_{cg} = \frac{7.6\tau \times 10^{-6}}{dC_b} \left(12H_{\frac{1}{3}} + B_w \right) (50 - \beta_{cg}) \left(\frac{V}{\sqrt{L_w}} \right)^2 g$$

其中：

C_b = 方塊係數

d = 吃水(m)

$H_{1/3}$ = 有義波高(m)

β_{cg} = 在 LCG 處之橫斜角(度)，應取 10° 至 30°

τ = 最大船速 V 時之仰角(度)，應取大於 4° 之值

V = 最大船速(節)

B_w = 最大水線寬，如為多體船，則為單體之寬度

L_w = 在吃水 d 時之水線長(m)

a_{cg} = 船舶 LCG 處之前 1/100 最大加速度平均值，以 g 為單位，其中 $g = 9.81\text{m/s}^2$

2.3.3 允許船速與有義波高之關係須於「船舶操作手冊」中載明，且應於駕駛台以圖板顯示。

2.3.4 設計者應根據表 II 2-1 所示之航行限制條件來假設可能遭遇之波高。

表 II 2-1
航行限制條件

營運水域	有義波高	航行限制因子 $*F_s$
無限制營運水域	$H_{1/3} > 4.0 \text{ m}$	1.0
限制營運水域	$H_{1/3} \leq 4.0 \text{ m}$	0.7
	$H_{1/3} \leq 2.0 \text{ m}$	0.5
平水海況營運水域	$H_{1/3} \leq 0.5 \text{ m}$	0.3

$*F_s$ = 航行限制因子

$H_{1/3}$ = 有義波高

2.3.5 在 LCG 以外之縱向位置之設計垂向加速度需根據下式計算：

$$a_x = k_v \cdot a_{cg}$$

其中：

a_{cg} = 在 LCG 之垂向加速度，如 2.3.2 所述

k_v = 縱向上之垂向加速度分佈因子，如圖 II 2-1

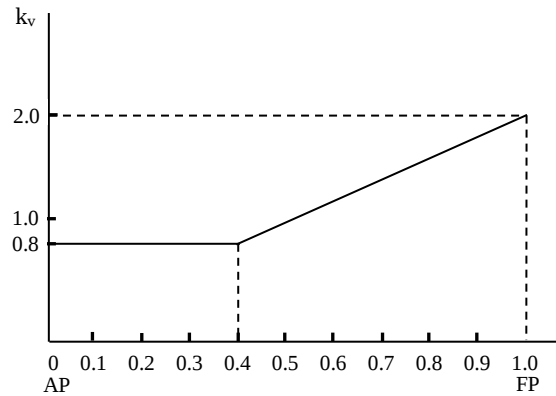


圖 II 2-1
加速度分佈因子 k_v

2.4 設計壓力

2.4.1 在 LCG 處作用於船底之波擊壓力應取：

$$P_{cg} = \frac{100\Delta}{L_W \cdot B} (1 + a_{cg}) K_a \quad \text{kN/m}^2$$

其中：

a_{cg} = 在 LCG 處之設計垂向加速度(g)

K_a = 衝擊區之設計因子

$$= 0.62 - 0.47 \frac{r^{0.75} - 10}{r^{0.75} + 10}$$

$$r = 1000 \frac{A_D}{A_R}$$

A_D = 設計面積(cm^2)，對板材，為船殼板格，但不超過 $2S^2$ 。對縱材、橫材、加強材及縱樑，為其所支持之殼板面積，但不小於 $0.33l^2$ 。其中 S 指縱材或加強材之間距(單位 cm)，而 l (單位 cm)指內構材無支撐跨距長度，見 2.7.6

A_R = 參考面積(cm^2)

$$= 7000 \frac{\Delta}{d}$$

2.4.2 縱向位置之設計波擊壓力在 LCG 以外應如下式：

$$P_x = P_{cg} \cdot \left(\frac{1 + a_x}{1 + a_{cg}} \right) \left(\frac{70 - \beta_x}{70 - \beta_{cg}} \right) \quad \text{kN/m}^2$$

其中：

a_{cg}, β_{cg} = 如 2.3.2 所述

β_x = 於任何縱向位置之橫斜角取 $10^\circ \sim 50^\circ$

a_x = 於任何縱向位置之垂向加速度，如 2.3.5 所述

P_{cg} = 於 LCG 處之波擊壓力，如 2.4.1 所述

2.4.3 作用於露天甲板之壓力應按下式計算：

$$P_d = 0.2L + 7.6 \quad \text{kN/m}^2$$

2.4.4 作用於非暴露甲板之壓力應按下式計算：

$$P_d = 0.1L + 6.1 \quad \text{kN/m}^2$$

2.4.5 作用於封閉住艙甲板之壓力應按下式計算：

$$P_d = 5.0 \quad \text{kN/m}^2$$

2.4.6 如甲板設計以載運甲板貨物，則作用於甲板之壓應按下式計算：

$$P_d = W (1 + 0.5a_x) \quad \text{kN/m}^2$$

其中：

W = 甲板貨物負荷(kN)

a_x = 船舶考慮縱向位置之垂向加速度(g)

2.4.7 作用於上層建築及甲板室前壁之壓力如下：

$$P_h = 24.0 \quad \text{kN/m}^2 \quad \text{對板與加強材}$$

2.4.8 作用於上層建築及甲板室側壁及後壁之壓力如下：

$$P_h = 13.0 \quad \text{kN/m}^2 \quad \text{對板}$$

$$P_h = 10.0 \quad \text{kN/m}^2 \quad \text{對加強材}$$

2.4.9 作用於甲板室頂部對板及加強材之壓力如下：

$$P_h = 7.0 \quad \text{kN/m}^2$$

2.4.10 作用於防碰艙壁及水密艙壁之壓力應計算如下：

$$P_h = 10h \quad \text{kN/m}^2$$

其中：

h = 從考慮點至一艙壁甲板中央之高度(m)

2.4.11 作用於艙櫃周圍之壓力如下：

$$P_h = 10h \quad \text{kN/m}^2$$

其中：

h = 從考慮點至下列各式中最大者之最大高度：

(a) 從櫃頂算起 2/3 空氣管高度。

第 II 篇第 2 章
2.4 設計壓力

(b) 至露天甲板 2/3 距離。

(c) $0.01L + 0.15$ (m)

(d) 0.46 m

2.4.12 作用於橫跨結構之波擊壓力應按下式計算：

$$P = K_1 K_2 V V_R \left(1 - \frac{G_A}{H_{1/3}} \right) \quad \text{kN/m}^2$$

其中：

G_A = 氣隙，橫跨甲板下緣離最輕載吃水線之高度(m)

K_1 = 縱向分佈因子如圖 II 2-2 所示

K_2 = 橫跨甲板衝擊因子

= 0.17 用於有保護結構

= 0.33 用於無保護結構

V = 最大船速(knots)

$V_R = \frac{8H_{1/3}}{\sqrt{L_W}} + 2$ (knots)

$H_{1/3}$ = 如 2.3.2 定義

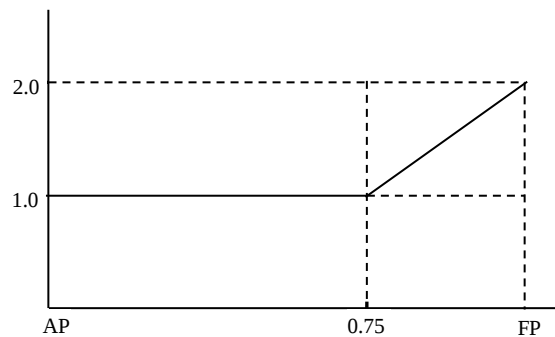


圖 II 2-2
縱向分佈因子 K_1

2.4.13 作用於船底之海水壓力應按下式計算：

$$P_h = 10(F_s H + d) \quad \text{kN/m}^2$$

其中：

F_s = 表 II 2-1 所示之航行限制因子

H = 波浪參數

= $0.0172L + 3.653$ (m)

d = 模吃水(m)

2.4.14 作用船側外板之海水壓力應按下式計算：

$$P_h = 10(F_s H + h) \quad \text{kN/m}^2$$

其中：

F_s, H = 如 2.4.13 所述

h = 如負荷點低於設計水線，則為負荷點至設計水線之高度(m)；如負荷點高於設計水線則為 0

2.5 船體樑強度

2.5.1 對於 $L > 50 \text{ m}$ 或 $L/D > 12$ 之船舶，於高速航行狀況之船樑縱向強度如 2.5.4 所述，於排水狀況如 2.5.5 所述，均應加以審核。

2.5.2 對於雙體船及水面效應船，其橫向強度如 2.5.7 所述，及橫跨結構之扭轉強度如 2.5.8 所述，均應加以審核。

2.5.3 對於水翼船，其縱向強度應計算從排水、升起模式至翼航，最嚴重之情況。

2.5.4 高速航行狀態之縱向彎矩應假設如下式。

$$M_{BH} = M_{BS} = 0.55 \Delta L (1 + a_{cg}) \quad \text{kN-m}$$

其中：

M_{BH} = 縱向舢舨彎矩

M_{BS} = 縱向舢舨垂彎矩

2.5.5 排水航行狀態之縱向彎矩應假設如下：

$$M_{BH} = M_{SW} + 0.21 C_W L^2 B C_b C_R \quad \text{kN-m}$$

$$M_{BS} = M_{SW} + 0.12 C_W L^2 B (C_b + 0.7) C_R \quad \text{kN-m}$$

其中：

L, B, C_b 應按 2.1.8 定義

M_{SW} = 最嚴重裝載狀況之靜水彎矩(kN-m)

$$C_W = 0.02L + 6$$

C_R = 1.0 無限制營運水域時

= 0.9 $H_{1/3} \leq 4.0 \text{ m}$ 限制營運水域時

= 0.75 $H_{1/3} \leq 2.0 \text{ m}$ 限制營運水域時

= 0.6 $H_{1/3} \leq 0.5 \text{ m}$ 限制營運水域時

2.5.6 剪力應假設如下：

$$T_B = \frac{3.2 M_B}{L} \quad \text{kN}$$

其中：

M_B = 如 2.5.4 及 2.5.5 適用之 M_{BH} 及 M_{BS} 之大者

L = 如 2.1.8 定義

2.5.7 $L < 50 \text{ m}$ 雙體船之橫向彎矩應假設如下：

$$M_B = \frac{\Delta b \cdot a_{cg}}{5} \cdot g \quad \text{kN-m}$$

其中：

b = 兩船體中心線間之橫向距離

a_{cg} = 如 2.3.2 定義

g, Δ = 如 2.1.8 定義

2.5.8 $L \geq 50 \text{ m}$ 雙體船之橫向彎矩應按下式之大者：

$$M_B = M_S (1 + a_{cg}) \quad \text{kN-m}$$

$$M_B = M_S + F_y (z - 0.75d) \quad \text{kN-m}$$

其中：

M_S = 靜水橫向彎矩(kN-m)

F_y = 沒入水中船體之水平分裂力

$$= \frac{7L^2}{\left(\frac{L}{d}\right)^{1.5}} \left(1 + \frac{V}{10\sqrt{L}}\right) \left(1.6 - \frac{6}{\sqrt{L}}\right) \left(53 - \frac{2L}{B_w}\right) \quad \text{kN}$$

z = 從基線算起至橫跨結構中性軸之高度(m)

d = 滿載吃水(m)

$\frac{V}{\sqrt{L}}$ 不需取大於 3.0 之值

2.5.9 雙體船橫跨結構在中心線之垂向剪力應假設如下：

$$T_B = \frac{\Delta a_{cg}}{4} \cdot g \quad \text{kN}$$

2.5.10 雙體船橫跨結構於縱搖時之力矩可假設如下：

$$M_p = \frac{\Delta L \cdot a_{cg}}{8} \cdot g \quad \text{kN-m}$$

2.5.11 雙體船沿縱向軸之扭矩應假設如下：

$$M_t = \frac{\Delta b \cdot a_{cg}}{4} \cdot g \quad \text{kN-m}$$

其中：

b = 兩船體中心線間之橫向距離(m)

2.5.12 船底及甲板之規定剖面模數應按下式計算：

$$SM = \frac{M}{17.5} \cdot Q \cdot 0.9 \times 10^2 \quad \text{cm}^3$$

其中：

- M = 按 2.5.4 或 2.5.5 假設之縱向彎矩
 Q = $0.9 + 115/\sigma_y$ ，但不得低於 $635/(\sigma_y + \sigma_u)$
 σ_y = 已鋸鋁材之最低降伏應力(N/mm²)
 σ_u = 已鋸鋁材之最低極限強度(N/mm²)

2.6 直接計算法

2.6.1 通則

- (a) 通常船長大於 90 公尺或船速大於 45 節之高速艇，本中心要求須進行直接計算以驗證主要結構之強度。
- (b) 此外，對於船體形狀及結構尺寸不適用於 2.7 之寸法公式之高速船，必須依本中心之要求進行直接計算以檢查主要結構之寸法。

2.6.2 負荷

- (a) 一般而言，2.6.3 中所列之負荷狀況應予以考慮。
- (b) 波擊壓力應依照 2.4 中之規定計算。
- (c) 在三維結構分析中，應特別注意船體重量及浮力之分布，及其動態平衡。
- (d) 當進行三維結構分析時，應依本中心之要求，個別予以考慮波擊壓力之縱向分布。一般而言，波擊壓力可考慮施加於模型之橫向剖面，其餘之剖面承受靜水壓力。

2.6.3 負荷狀況

- (a) 靜水負荷狀況：
 - (i) 滿載狀況下之重量造成之力，且重量之分布應依照該船之重量手冊。
 - (ii) 在靜水狀況下之海水外壓。
- (b) 垂向加速度負荷狀況：
 - (i) 滿載狀況下之重量造成之力，且重量之分布應依照該船之重量手冊。
 - (ii) 由垂向加速度 a_x 引起之慣性力，且向下作用於模型上。
- (c) 波擊壓力負荷狀況：應考慮作用於底板及側板之波擊壓力。
- (d) 雙體船之水平分裂力負荷狀況：應考慮雙體船沒入水中之船體所承受之水平分裂力。
- (e) 雙體船縱搖所產生之力矩負荷狀況：應考慮作用於雙體船之橫跨甲板因縱搖所產生之力矩。

2.6.4 結構分析模型

- (a) 通常模型之範圍應足以模擬主要結構件之物理行為及其相互作用效果。
- (b) 通常船體之主要結構可選用中等大小之網格。而另依本中心之要求，對超過容許應力值或其結構型式足以懷疑存在高應力集中之區域，應進行細部結構分析。

2.6.5 邊界條件

邊界條件取決於模型範圍以及所考慮之負荷狀況。

2.6.6 判定基準

依前述規定計算出之應力，不可超過下列容許值(N/mm²)：

- (a) 正向應力： $\sigma = \frac{0.65\sigma_y}{K_m K_s}$
- (b) 剪切應力： $\tau = \frac{0.35\sigma_y}{K_m K_s}$
- (c) Von Mises 等效組合應力： $\sigma_{all} = \frac{0.80\sigma_y}{K_m K_s}$

其中：

- σ_y = 降伏應力(N/mm²)
- K_m = 2.15
- K_s = 安全係數，其設定如下：
- = 1.00，組合之負荷狀況時
- = 1.25，靜水狀況時

2.7 結構寸法

本節規定關於船體結構寸法之要求(板、加強材、主要支持構件)，而作用於此結構之負荷則按照 2.4 之規定計算。

2.7.1 外板、甲板或艙壁之板厚不可小於 2.7.2 至 2.7.4 中所計算之較大值。

2.7.2 承受側向負荷時之板厚要求

$$t = sk_1 \sqrt{\frac{Pk_2}{1000 \cdot \sigma_a}} \quad \text{mm}$$

其中：

- s = 板之短邊長(mm)
- k_1 = 曲板修正係數，如表 II 2-2 所示
- h = 如圖 II 2-3 所示(mm)
- P = 2.4 所規定之設計壓力(kN/m²)
- $k_2 = \frac{0.5}{1+0.623\left(\frac{s}{l}\right)^6}$
- σ_a = 容許應力，如表 II 2-3 所示(N/mm²)
- l = 板之長邊長(mm)

表 II 2-2
曲板修正係數

h/s	k ₁
0 ~ 0.03	1.0
0.03 ~ 0.1	1.1 - 3·h/s
≥ 0.1	0.8

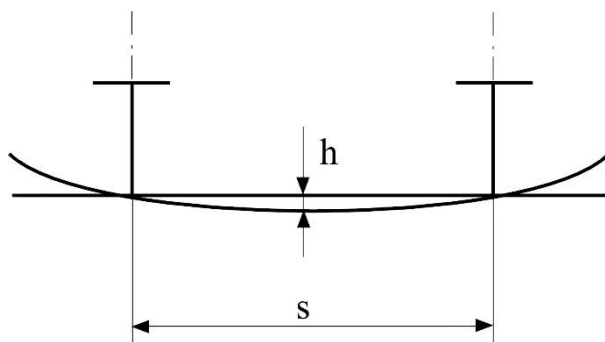


圖 II 2-3
曲板之曲率

表 II 2-3
板之容許應力

結構位置	容許應力 σ_a
底板及側板－波擊壓力	$0.90\sigma_y$
底板及側板－海水壓力	$0.55\sigma_y$
甲板－強度甲板	$0.60 \sigma_y$
甲板－低層甲板	$0.60 \sigma_y$
艙壁－艙區邊界艙壁	$0.60 \sigma_y$
艙壁－水密艙壁	$0.95\sigma_y$
船艙及甲板室－前端、側面、後端、頂部	$0.60 \sigma_y$

附註： σ_y = 鋁合金鋁後降伏強度(N/mm²)

2.7.3 板之挫曲強度

本節之規定適用於承受壓縮負荷之平板。

(a) 彈性挫曲應力

$$\sigma_E = 0.9mE \left(\frac{t}{s} \right)^2 \quad \text{N/mm}^2$$

其中：

σ_E = 彈性挫曲應力(N/mm²)

$m = 4.0$ ，縱向結構之平板

$= C \left[1 + \left(\frac{s}{l} \right)^2 \right]^2$ ，橫向結構之平板

$E = 6.90 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$

- t = 板厚(mm)。
 s = 平板之短邊長(mm)。
 l = 平板之長邊長(mm)。
 C = 1.21, 當加強材為 T 型或角型斷面時
= 1.10, 當加強材為球型材時
= 1.05, 當加強材為扁平材時

(b) 臨界挫曲應力

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \sigma_E && \text{當 } \sigma_E \leq 0.5\sigma_y \\ \sigma_c &= \sigma_y \left(1 - \frac{\sigma_y}{4\sigma_E}\right) && \text{當 } \sigma_E > 0.5\sigma_y\end{aligned}$$

其中：

- σ_E = 依 2.7.3(a)所計算之彈性挫曲應力(N/mm²)
 σ_y = 鋁合金銑後降伏強度(N/mm²)

(c) 計算壓縮應力

$$\sigma_w = \frac{My}{I} \times 10^5 \quad \text{N/mm}^2$$

式中：

- σ_w = 所考慮之平板所承受的壓縮應力(N/mm²)
 M = 在 2.5 所規定之總彎曲力矩(kN-m)
 y = 構件所在位置距中性軸之垂直距離(m)
 I = 船體樑之慣性矩(cm⁴)。

(d) 挫曲強度判定基準

$$\sigma_c \geq \sigma_w$$

2.7.4 最小板厚

- (a) 外板、甲板、及艙壁之板厚不可小於表 II 2-4 所計算之值。
- (b) 船殼板之最小厚度在艙艀、艙軸支架、錨鍊筒等位置應增加 50%；艙側推器管道厚度應與周遭船殼等厚。

表 II 2-4
最小板厚

結構位置	最小板厚
底板	$0.7\sqrt{L}q_a+1.0$ (最小 4.0 mm)
側板	$0.62\sqrt{L}q_a+1.0$ (最小 3.5 mm)
強度甲板	$0.62\sqrt{L}q_a+1.0$ (最小 3.5 mm)
低層甲板、水密艙壁、深水艙壁	$0.52\sqrt{L}q_a+1.0$ (最小 3.5 mm)
附註：	
$q_a = 115/\sigma_{ya}$	
σ_{ya} = 取鋁合金之最低鋁前降伏強度，但不得大於 0.7 倍鋁後極限抗拉強度	

2.7.5 加強材及主要支持結構

縱向材、加強材、橫向大肋骨、水平加強肋及縱桁之寸法不可小於 2.7.6 至 2.7.8 所規定者。

2.7.6 剖面模數

構件之兩端與支撐結構應有效連接。縱向材、加強材、橫向大肋骨、水平加強肋及縱桁之剖面模數不可小於下式所計算之值：

$$SM = \frac{Pl^2}{12\sigma_a} \times 10^3 \quad \text{cm}^3$$

其中：

P = 2.4所規定之設計壓力(kN/m²)

s = 縱向材、加強材、橫向大肋骨、水平加強肋及縱桁之間距(m)

l = 縱向材、加強材、橫向大肋骨、水平加強肋及縱桁在支撐結構間之跨距，如兩端肘板與艙壁接合， l 可量至肘板上(m)

σ_a = 如表 II 2-5所規定之容許應力(N/mm²)

表 II 2-5
加強材及主要支持結構之容許應力

結構位置	容許應力 σ_a
船底縱向加強材	$0.50 \sigma_y$
船側縱向加強材	$0.50 \sigma_y$
甲板縱向加強材－強度甲板	$0.33 \sigma_y$
甲板縱向加強材－其他甲板	$0.40 \sigma_y$
船底橫向肋板	$0.60 \sigma_y$
船側橫向肋板	$0.60 \sigma_y$
甲板橫向肋板－強度甲板	$0.75 \sigma_y$
甲板橫向肋板－其他甲板	$0.75 \sigma_y$
水密艙壁	$0.85 \sigma_y$
深艙艙壁	$0.60 \sigma_y$
船艙及甲板室	$0.70 \sigma_y$

註： σ_y = 鋁合金銑後降伏強度(N/mm²)

2.7.7 加強材之挫曲強度

本節之規定適用於承受壓縮負荷之縱向材、加強材、橫向大肋骨、水平加強肋及縱桁。

(a) 彈性挫曲應力

$$\sigma_E = \frac{EI_a}{Al^2} \times 10^{-3} \quad \text{N/mm}^2$$

其中：

- σ_E = 彈性挫曲應力(N/mm²)
- E = 6.90×10^4 N/mm²
- I_a = 構件與相接合之平板合併考慮時之慣性矩 (cm⁴)
- A = 構件與相接合之平板合併考慮時之斷面積 (cm²)
- l = 加強材之跨距(m)

(b) 臨界挫曲應力

$$\sigma_c = \sigma_E \quad \text{當 } \sigma_E \leq 0.5\sigma_y$$

$$\sigma_c = \sigma_y \left(1 - \frac{\sigma_y}{4\sigma_E}\right) \quad \text{當 } \sigma_E > 0.5\sigma_y$$

其中：

- σ_E = 依 2.7.7(a)所計算之彈性挫曲應力(N/mm²)
- σ_y = 鋁合金銑後降伏強度(N/mm²)

(c) 計算壓縮應力

$$\sigma_w = \frac{My}{I} \times 10^5 \quad \text{N/mm}^2$$

其中：

- σ_w = 構件承受的壓縮應力 (N/mm²)

M = 在 2.5 所規定之總彎曲力矩(KN-m)
y = 構件所在位置距中性軸之垂直距離(m)
I = 船體樑之慣性矩(cm⁴)。

(d) 挫曲強度判定基準

$$\sigma_c \geq \sigma_w$$

2.7.8 加強材之最小板厚

腹板及面板之厚度不可小於下列公式之計算值：

(a) 腹板

$$t = \frac{d_w}{C} \sqrt{\frac{\sigma_y}{\sigma_d}} \quad \text{mm}$$

其中：

t = 要求最小厚度(mm)
d_w = 腹板之深度(mm)
C = 35
σ_y = 鋁合金銲後降伏強度(N/mm²)
σ_d = 127.6 N/mm²

(b) 面板

$$t = \frac{b_f}{C} \sqrt{\frac{\sigma_y}{\sigma_d}} \quad \text{mm}$$

其中：

σ_y, σ_d = 如 2.7.8(a)所定義
t = 要求最小厚度(mm)
b_f = 面板突出之寬度(mm)，如圖 II 2-4
C = 9



圖 II 2-4
b_f 定義

2.8 舵

2.8.1 所有關於舵之材料、負荷、寸法必須符合鋼船規範第 II 篇第 24 章之規定。特殊型式之舵由本中心個別予以考量。

2.8.2 高速航行時若欲於最大舵角進行操舵，則舵需由設計者以直接計算法進行計算。計算結果由本中心依個案進行考量與接受。

第 3 章

龍骨、艏材、艉軸支架

3.1 龍骨

3.1.1 條形龍骨

- (a) 當使用條形龍骨時，其對於次要軸向上的剖面模數(Z)和慣性矩(I)之需求不得小於以下規定：

$$Z = Q \cdot (0.244L^3 + 38.3L^2 + 1815L + 23000) \quad \text{mm}^3$$
$$I = \frac{2.06 \times 10^5}{E} \cdot (0.162L^4 + 36.5L^3 + 2950L^2 + 97700L + 1040000) \quad \text{mm}^4$$

其中：

$$Q = 0.9 + 115/\sigma_y, \text{ 但不小於 } 635/(\sigma_y + \sigma_u)$$

σ_y = 已鋸鋁材之最低降伏應力(N/mm²)

σ_u = 已鋸鋁材之最低極限強度(N/mm²)

L = 船長(m)，如2.1.8所定義

E = 所用鋁材之楊氏彈性係數(N/mm²)

- (b) 深度對厚度之比值不可超過 4.5。

3.1.2 平板龍骨

平板龍骨厚度在船舶全部長度上都不得小於 2.7 所需之底板厚度。

3.2 艏材

3.2.1 條形艏材

- (a) 當使用條形艏材時，其對於次要軸向上的剖面模數(Z)和慣性矩(I)之需求值不得小於以下規定：

$$Z = Q \cdot (0.179L^3 + 27.6L^2 + 1190L + 9430) \quad \text{mm}^3$$
$$I = \frac{2.06 \times 10^5}{E} \cdot (0.102L^4 + 23L^3 + 1810L^2 + 54100L + 386000) \quad \text{mm}^4$$

其中：

Q, L 和 E = 如 3.1.1(a)所定義

- (b) 條形艏材之厚度及寬度在龍骨至設計載重水線之間都必需維持(a)之規定。設計載重水線以上可逐漸縮減，艏材頂部末端之斷面積可縮為達到(a)所規定者之 70%。

- (c) 寬度對厚度之比值不可超過 5.5。條形艏材之厚度一般不應小於周圍船殼厚度之兩倍。

3.2.2 平板艀材

當使用平板艀材時，其厚度不得低於 2.7 所要求之船底板厚度，此時所取用之 s 為實際橫肋間距或 610 mm，取大者。平板艀材必需適當加強。

3.3 艀材

當使用艀材、舵根材、半懸舵承架、舵針承座時，需符合鋼船規範第 II 篇第 2 章之相關規定。

3.4 艀軸支架

3.4.1 通則

艀軸（推進軸）支架可以是 V 型或 I 型。艀軸筒或艀軸轂厚度至少達艀軸直徑之 1/5。艀軸筒或艀軸轂需具有適當長度以安裝推進器末端軸承。以下公式乃針對具有流線型斷面之實心支架。中空斷面或非流線型支架，對於主要軸向之面積、慣性矩、剖面模數不得小於 3.4.2 和 3.4.3 所規定。

3.4.2 V 型支架

- (a) 支架之每一個流線型斷面，對於次要軸向上的剖面模數(Z)和慣性矩(I)之需求值不得小於以下規定：

$$\begin{aligned} Z &= 0.0266d^3 \cdot Q & \text{mm}^3 \\ I &= 0.00442d^4 \cdot Q & \text{mm}^4 \end{aligned}$$

其中：

d = 艀軸直徑需求值(mm)，詳見第 III 篇

Q = 如 3.1.1(a)所定義

- (b) 當 V 型支架夾角小於 45 度時，上列尺寸需予以特別考量。

3.4.3 I 型支架

支架之每一個流線型斷面，對於次要軸向上的剖面模數(Z)和慣性矩(I)之需求值不得小於以下規定：

$$\begin{aligned} Z &= 0.0752d^3 \cdot Q & \text{mm}^3 \\ I &= 0.0176d^4 \cdot Q & \text{mm}^4 \end{aligned}$$

其中：

d = 艀軸直徑需求值(mm)，詳見第 III 篇

Q = 如 3.1.1(a)所定義

3.4.4 V 型支架較長腳之長度或 I 型支架腳之長度，從艀軸筒或艀軸轂外側量起至船殼板外側，不得超過艀軸直徑之 10.6 倍。若長度超過時，支架的寬度和厚度應予增加，且設計應予特別考量。當支架長度小於艀軸直徑之 10.6 倍時，其剖面模數可按減少之長度成比例減少，但不得小於剖面模數需求值之 0.85 倍。

第 4 章

屬具

4.1 通則

- 4.1.1 本章之主要假定為鋁合金高速船只需配一只錨以供應急時之使用。
- 4.1.2 錨泊、拖曳、繫泊及船舶局部結構之佈置、錨泊、拖曳、繫泊及船舶局部結構之設計，應使船員在執行錨泊、拖曳及繫泊作業時之風險降至最小。
- 4.1.3 所有錨泊設備、拖纜柱、繫纜樁、導纜孔、羊角及環首螺栓之構造及其與船體之連接，都應在達到設計負荷時，不損及船舶水密之完整性。設計負荷及假定之任一方向限制，均應記入船舶操作手冊中。
- 4.1.4 在任何操作負荷達到錨鏈或繫纜索斷裂強度下，作用於繫纜柱、繫纜樁等之負荷，應不造成損壞船體結構以致傷害水密完整性。強度餘裕應大於錨鏈或繫纜索斷裂強度作用於繫纜柱之合力至少 20%。
- 4.1.5 為船級之目的，僅錨泊設備列入考慮。
- 4.1.6 應提供詳細圖，顯示與船舶屬具數評估有關所有要件及 EN 數之計算。裝置於船上之錨泊屬具應予以說明。錨機、煞車裝置及制鍊器應經本中心認可，並提供相關證明文件。

4.2 錨泊

- 4.2.1 鋁合金高速船至少應配置一具連有錨鏈或纜繩與拖索及收回裝置之錨。每艘高速船亦應設置能適當且安全釋放錨、錨鏈及拖索之裝置。
- 4.2.2 任一存放錨收回裝置之封密艙間，其設計應遵循良好之工程常規，以確保人員使用該裝置時沒有危險，尤其要注意該等艙間入口之措施、走道、照明，並對錨鏈及收回機械予以保護。
- 4.2.3 在操作室與從事拋錨、起錨或釋放錨作業人員之間，應配置適當之雙方向聲音通信設備。
- 4.2.4 錨泊佈置應慮及凡是錨鏈有可能碰擦之任何表面（如錨鏈筒、船體障礙物）都應防止錨鏈受到損傷及纏繞，且在所有操作情況下都能將錨固定妥善。
- 4.2.5 船舶應受到保護，使錨及錨鏈在正常操作情況下，損及船體結構之可能性減至最低。

4.3 拖曳

- 4.3.1 應配置適宜之裝置，使船舶在最壞預期情況下能夠被拖曳。凡拖曳點為一個以上時，應配有適當之平衡支索。

4.3.2 拖曳佈置應使任何有可能與拖索發生磨擦之表面（如導纜孔）具有足夠曲率半徑，以防拖索承受負荷時受損。

4.3.3 船舶被拖曳時之最大允許船速應記入操作手冊中。

4.4 繫泊

4.4.1 應按需要設置適當之導纜孔、繫纜柱及繫索。

4.4.2 繫索應有適宜之儲存艙間，取用方便，並予以繫固以對抗可能遭受之高相對風速及加速度。

4.5 屬具

4.5.1 通則

- (a) 依 4.5.2 規定之錨泊裝置，係作為船舶在港區或遮蔽水域等待船席或潮汐等情況下，偶爾、暫時停泊繫船之用。
- (b) 因此該裝置並非設計用來穩住處於離岸且完全曝露海洋中且天候惡劣下之船舶，或用來停住移動中或飄流之船舶。因為遇到此種情況下，特別是在大船上高動能產生之作用力使錨泊裝置所承受之負荷，可能會增高到足以使其構件損壞或掉落之程度。
- (c) 對於預期要經常在開闊海域錨泊之船舶，船東及船廠應注意此狀況，應提供比本規範要求更高之錨泊設備。
- (d) 依 4.5.2 規定之錨泊裝置其設計係駐錠在良好海床上，且可避免錨之拖曳。使用在駐錠力不佳之海床上，錨之駐錠力會明顯降低。
- (e) 小型船舶船長 $L \leq 25 \text{ m}$ ，可接受豁免本規範部份規定，特別是與錨泊操作相關事項。如能確保錨泊操作適當及安全，手動操作機具及/或不設錨鍊管均可接受。

4.5.2 屬具數

- (a) 通則
 - (i) 船舶屬具應符合表 II 4-1 之要求，並得根據其營運限制註解，依照表 II 4-2 折減屬具要求。
 - (ii) 如配備兩個艏錨，各錨重量，各錨鍊直徑及長度應符合上述表列之規定。
 - (iii) 屬具數 EN 依下式計算：

$$EN = \Delta^{\frac{2}{3}} + 2BH + 0.1A$$

式中：

Δ = 最大排水量 (tonne)

H = 從夏季載重水線至最上層甲板室頂端之有效高度(m)。依下列公式計算：

$$H = a + \sum h_i \sin \theta_i$$

a = 在船舳處自夏季滿載水線量至上甲板船側之距離 (m)

h_i = 各層甲板室實際寬度大於 $B/4$ 者，船中心線處甲板室之高度(m)，式中 B 為第二章 2.1.8 所定義之寬度(m)，可忽略舷弧高及俯仰。
 θ_i = 如圖 II 4-1所示各前端艙壁之向後傾斜角
 A = 在第 2 章 2.1.8 所定義之船長內，寬度大於 $B/4$ 之船體、上層建築及甲板室等在夏季滿載水線以上之側面積(m²)

- (iv) 如有寬度大於 $B/4$ 之甲板室位於另一寬度等於或小於 $B/4$ 之甲板室之上，則僅考慮最寬者，而最窄者可以忽略。
- (v) 擋風板或舷牆與艙口緣圍在甲板以上之高度大於 1.5 m 者，在決定 H 及 A 時，應視為上層建築及甲板室之一部份。
- (vi) 計算 A 時，舷牆高度大於 1.5 m 者，圖 II 4-1 斜線區之面積應列入考慮。
- (vii) 雙體船，水線上方之隧道剖面積得自公式中的 BH 扣除。

4.5.3 錨

(a) 錨重

- (i) 表 II 4-1 所示重量為「高駐碇力(HHP)錨」之重量，即具有駐碇力高於普通錨之船錨。
- (ii) 可使用表 II 4-1 所列之「超高駐碇力(SHHP)錨」，即具有至少等於普通錨駐碇力 4 倍之船錨。
- (iii) 實際錨重可依表列數值，偏離加減百分之七之範圍內，惟錨之總重量不得少於所要求之相等重量。
- (iv) 船上通常採用 HHP 或 SHHP 錨。可能使用普通錨，本中心將特別考慮。

(b) 錨之設計

- (i) 錨應具符合本中心要求之適當形狀及尺寸，並依中心規定製造。
- (ii) 高或超高駐碇力錨應適合船上使用發揮功效，不須預先調整或以特別方式放置於海床上。
- (iii) 認可及/或接受成為高或超高駐碇力錨，應確認該錨分別具有至少等於同等重量普通無桿錨之 2 倍或 4 倍駐碇力。
- (iv) 與普通錨在海上作比較性試驗，應在各種不同類型海床上都獲致滿意之結果。
- (v) 採替代方式，以海上試驗之結果與先前已認可之 HHP 錨比較，可以作為接受認可之基礎。
- (vi) 作為試驗之錨，其重量儘可能具有之代表性應可涵蓋所提出認可錨大小之範圍。
- (vii) 至少應選取兩個錨作試驗，認可範圍最大錨之重量不得超過選取作為試驗最大錨重之 10 倍，認可範圍最小錨之重量不得小於選取作為試驗最小錨重之 0.1 倍。
- (viii) 通常以拖船拖曳進行試驗，亦可接受以岸邊拉力試驗替代。
- (ix) 連結受試驗船錨之錨鍊應具與錨重匹配之適當直徑，其長度應使施加拉力時，錨桿仍幾乎呈水平狀態。為達此目的，錨鍊釋放長度與水深比為 10 時，將被視為正常，但仍可接受小一點之數值。
- (x) 對各受試驗之船錨及各種型式之海床應作三次試驗。
- (xi) 拉力應以施力計量測，如以繫纜拖力試驗方式所獲得對應螺槳每分鐘轉速之拉力曲線為基礎，查算拉力，亦可接受取代讀取施力計數值。
- (xii) 可能時，錨之穩定性及容易拖動之情況應予記錄。
- (xiii) 上述試驗結果滿意後，本中心將簽發證書證明該高或超高駐碇力錨符合相關規範規定。

4.5.4 錨鍊

- (a) 使用錨應連結與其匹配之日字型錨鍊，其尺寸與鋼質等級應符合本中心規定。
- (b) 通常 HHP 錨使用 2 級或 3 級日字型錨鍊。SHHP 錨則使用 3 級日字型錨鍊。

- (c) 使用 1 級錨鍊連結普通錨之設計，本中心將特別考慮。
- (d) 高速船屬具數 $EN \leq 205$ ，如符合下列條件可使用短環鍊：
- (i) 短環鍊鋼質等級與被取代使用之日字型錨鍊同等，即參照 ISO 1834 標準：
 - 等級 M (4) [級數 400] 取代 2 級，
 - 等級 P (5) [級數 500] 取代 3 級。
 - (ii) 同等強度乃基於裂斷負荷。
 - (iii) 符合本中心規定之短環鍊。
- (e) 短環鍊之保證負荷 PL 及裂斷負荷 BL(kN)，依下列公式計算，式中，d 為表 II 4-1 所要求 2 級及 3 級日字型錨鍊之直徑(mm)：
- 2 級: $PL_2 = 9.807 d^2 (44 - 0.08 d) 10^{-3}$
 $BL_2 = 13.73 d^2 (44 - 0.08 d) 10^{-3}$
- 3 級: $PL_3 = 13.73 d^2 (44 - 0.08 d) 10^{-3}$
 $BL_3 = 19.61 d^2 (44 - 0.08 d) 10^{-3}$
- (f) 各製造廠之錨鍊製造方式及使用鋼料特性應經本中心認可，製造錨鍊所用材料及錨鍊成品本身應依相關規定試驗。
- (g) 錨鍊應以最少 27.5 公尺為單位長度(節)製成，以 D 型或無耳接環連結。

4.5.5 錨用鋼索

- (a) 如 $EN \leq 500$ 並符合下列條件，表 II 4-1 所要求日字型錨鍊可使用鋼索替代。
- (b) 鋼索長度 L_{swr} 不小於：
- $$L_{swr} = L_{ch} \quad \text{當 } EN \leq 130$$
- $$L_{swr} = L_{ch} (EN + 850) / 900 \quad \text{當 } 130 < EN \leq 500$$
- 式中 L_{ch} 為表 II 4-1 所要求日字型錨鍊之長度。
- (c) 鋼索有效裂斷負荷不得小於對其替代錨鍊所要求之裂斷負荷。
- (d) 應在鋼索與艀錨間配置一小段尺寸大小符合 4.5.4 所規定之錨鍊，此段錨鍊長度不小於 12.5 m 或自錨儲放位置至錨機之距離，取其小者。

4.5.6 錨用纖維繩

- (a) 如 $EN \leq 130$ 並符合下列規定，表 II 4-1 所要求之日字型錨鍊可使用合成纖維繩替代。
- (b) 纖維繩以氨基聚合物或其他同等之非聚丙烯合成纖維製成。
- (c) 合成纖維繩長度 L_{sfr} 應不小於：
- $$L_{sfr} = L_{ch} \quad \text{當 } EN \leq 60$$
- $$L_{sfr} = L_{ch} (EN + 170) / 200 \quad \text{當 } 60 < EN \leq 130$$

式中 L_{ch} 為表 II 4-1 所要求之日字型錨鍊長度。

- (d) 合成纖維繩之有效裂斷負荷 P_s 應不小於下列數值(kN)：

$$P_s = 2.2 BL^{8/9}$$

式中 BL 為合成纖維繩所替代日字型錨鍊之裂斷負荷(kN)(BL 可依 4.5.5 之公式決定)。

- (e) 應在合成纖維索與艀錨之間配備一小段符合 4.5.5 規定之錨鍊。

4.5.7 連結件

錨鍊之連結件與連接配件之設計構造應能提供與錨鍊相同強度，並依適當規定試驗。

4.5.8 錨及錨鍊佈置

- (a) 艀錨連接其錨鍊之儲存應隨時可供使用。
- (b) 錨鍊管應具適當尺寸，其佈置應儘可能使錨鍊順導並供錨作有效收藏。
- (c) 為達此目的，管口在船殼及甲板處，配合錨鍊尺寸，設置適當形狀具有足夠藏錨空間及適當半徑圓弧之摩擦唇。必要時在錨鍊管口處船殼應加強。

4.5.9 錨鍊扣

- (a) 通常在錨機與錨鍊管中間裝設錨鍊扣，以解除船舶在錨泊狀態下錨機承受錨鍊之拉力。
- (b) 錨鍊扣應能承受錨鍊裂斷負荷之 80%之拉力，錨鍊扣處之甲板應適當加強。然而，裝設錨鍊扣並非強制要求。
- (c) 收錨至錨穴後，以錨鍊拉緊或拉繫固定裝置支撐錨之重量，不視為錨鍊扣。
- (d) 如錨機位置距錨鍊管有相當長距離，且未裝設錨鍊扣時，應安排適當裝備引導錨鍊至錨機。

4.5.10 錨鍊艙

- (a) 錨鍊艙應具備足夠容量儲放全部錨鍊，並提供錨鍊之直接順導至錨機。
- (b) 如裝有兩條錨鍊，錨鍊艙內應以鋼質艙壁隔開左右舷錨鍊。
- (c) 錨鍊艙內端應繫固於結構上，該繫固裝置應能承受錨鍊裂斷負荷不少於 15%，但不超過 30%之受力。
- (d) 在緊急狀況下，該連結裝置應易於從錨艙外面釋放。
- (e) 如錨鍊艙佈置在避碰艙壁之後，其周圍艙壁應為水密，並具備排水系統。

4.5.11 錨泊海試

- (a) 錨泊海試應有本中心驗船師在船上現場實施試驗。
- (b) 在試驗中應展示錨機符合 4.5.9(e)之規定。
- (c) 在錨下放操作過程中應作煞車試驗。

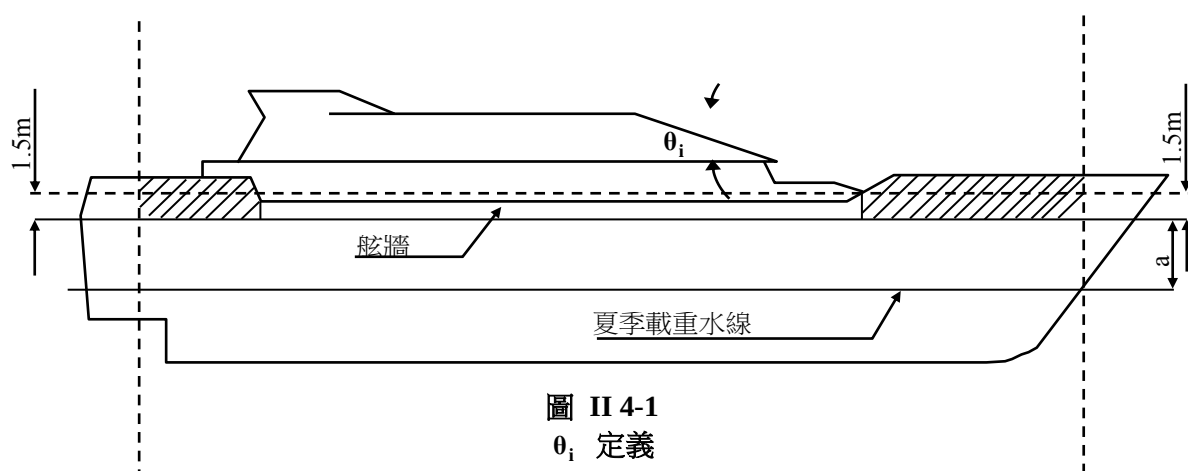


表 II 4-1
屬具

屬具數 EN		錨數量	錨		日字型錨鍊				繫纜索	
			各錨重		總長度(m)	直徑及等級			鋼纜或纖維繩	
			HHP	SHHP		1 級鋼	2 級鋼	3 級鋼	最低數量× 每索長度	最小裂 斷強度
超過	至		(kg)	(kg)		(mm)	(mm)	(mm)	(m)	(kN)
30	39	1	93	62	115	12.5			2 X 40	32
40	49	1	119	79	115	12.5			2 X 40	32
50	59	1	146	97	130	14	12.5		3 X 40	34
60	69	1	171	114	130	14	12.5		3 X 40	34
70	79	1	198	138	130	16	14		3 X 50	37
80	89	1	224	149	130	16	14		3 X 50	37
90	99	1	251	167	150	17.5	16		3 X 55	39
100	109	1	276	184	150	17.5	16		3 X 55	39
110	119	1	303	202	150	19	17.5		3 X 55	44
120	129	1	329	219	150	19	17.5		3 X 55	44
130	139	1	356	237	165	20.5	17.5		3 X 60	49
140	149	1	383	255	165	20.5	17.5		3 X 60	49
150	159	1	408	272	165	22	19		3 X 60	54
160	174	1	441	294	165	22	19		3 X 60	54
175	189	1	480	320	180	24.5	20.5		3 X 60	59
190	204	1	521	347	180	24.5	20.5		3 X 60	59
205	219	1	560	373	180	26	22	20.5	4 X 60	64
220	239	1	606	404	180	26	22	20.5	4 X 60	64
240	259	1	659	439	200	28	24	22	4 X 60	69
260	279	1	711	474	200	28	24	22	4 X 60	69
288	299	1	764	509	215	30	26	24	4 X 70	74
300	319	1	816	544	215	30	26	24	4 X 70	74
320	339	1	869	579	215	32	28	24	4 X 70	78
340	359	1	926	617	215	32	28	24	4 X 70	78
360	379	1	974	649	230	34	30	26	4 X 70	88
380	399	1	1028	685	230	34	30	26	4 X 70	88
400	424	1	1086	724	230	36	32	28	4 X 70	98
425	449	1	1152	768	230	36	32	28	4 X 70	98
450	474	1	1226	817	230	36	32	28	4 X 70	108
475	499	1	1284	856	230	38	34	30	4 X 70	108
500	549	2	1403	935	248	40	34	30	4 X 80	123
550	599	2	1535	1024	264	42	36	32	4 X 80	132
600	659	2	1694	1129	264	44	38	34	4 X 80	147
660	719	2	1853	1235	264	46	40	36	4 X 80	157
720	779	2	2012	1341	281	48	42	36	4 X 85	172
780	839	2	2171	1447	281	50	44	38	4 X 85	186
840	909	2	2329	1553	281	52	46	40	4 X 85	201
910	979	2	2515	1676	297	54	48	42	4 X 85	216
980	1059	2	2700	1800	297	56	50	44	4 X 90	230
1060	1139	2	2912	1941	297	58	50	46	4 X 90	250
1140	1219	2	3124	2082	314	60	52	46	4 X 90	270
1220	1299	2	3335	2224	314	62	54	48	4 X 90	284
1300	1389	2	3574	2382	314	64	56	50	4 X 90	309
1390	1479	2	3812	2541	330	66	58	50	5 X 90	324
1480	1569	2	4050	2700	330	68	60	52	5 X 95	324
1570	1669	2	4315	2876	330	70	62	54	5 X 95	333
1670	1789	2	4632	3088	347	73	64	56	5 X 95	353
1790	1930	2	4950	3300	347	76	66	58	5 X 95	378

表 II 4-2
根據營運限制註解之屬具數折減 (請參照表 II 4-1)

營運限制註解	艏錨數量	每錨重量變化	日字型錨鍊長度變化
Greater Coastal Service	1	無折減	無折減
Coastal Service	1	-30%	無折減
Greater Coastal Service	2	-30%	+60%
Coastal Service	2	-50%	+60%

附註：

- (1) 其它特定營運限制註解可允許特別考量。
- (2) 營運限制註解之定義請參照鋼船規範第 I 篇 1.4.4。



CR
中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 III 篇 — 機器安裝—構造與軸系

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 III 篇
內容重大增修表

Nil.

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 III 篇 機器安裝—構造與軸系

目 錄

第 1 章	總則.....	1
1.1	通則	1
1.2	單位與公式	1
1.3	主要工作輔機	1
1.4	材料	2
1.5	圖樣及資料	3
1.6	一般構造	3
1.7	試驗與檢驗	5
1.8	獲有認可的品保制度的機械工廠的發證.....	6
第 2 章	燃氣渦輪機.....	7
2.1	通則	7
2.2	圖樣及資料	7
2.3	材料	7
2.4	主渦輪機佈置	8
2.5	構造	8
2.6	提交的資料	9
2.7	燃氣渦輪機之安全裝置.....	10
2.8	試驗及檢驗	10
第 3 章	柴油機.....	12
3.1	通則	12
3.2	圖樣及資料.....	12
3.3	材料	13
3.4	構造	13
3.5	曲軸	18
3.6	起動裝置	29
3.7	進氣及排氣裝置	29
3.8	燃油、滑油及冷卻裝置.....	30
3.9	量化生產柴油機	31
3.10	試驗與檢驗	34

第 4 章	甲板機械及主要輔機	38
4.1	通則	38
4.2	舵機	39
4.3	錨機	43
4.4	往復式壓縮機	45
4.5	泵	46
4.6	試驗與檢驗	46
第 5 章	齒輪與聯結器	49
5.1	通則	49
5.2	構造	49
5.3	設計—平行軸漸開線正齒輪及斜齒之負荷	50
5.4	工藝	62
5.5	試驗與檢驗	62
第 6 章	軸系、推進器及推進軸系系統	65
6.1	軸系	65
6.2	推進器	70
6.3	噴水推進系統	76
6.4	軸系扭轉振動	78
6.5	橫向（迴旋）振動	81
6.6	縱向振動	81
6.7	推進軸系中線校正	81
6.8	側推進器	83
6.9	試驗與檢查	84

第 1 章

總則

1.1 通則

1.1.1 本篇之規定適用於無特殊業務或水域限制之船舶之機器。然如使用於有業務或水域限制之船舶時，本中心得對其特殊情況作適當之修訂。

1.1.2 對於依據當前所能取得的最佳資料而獨特設計的機器，本中心將予以特別考慮。

1.1.3 擬入本中心船級之客船，除需按本中心之規定外，同時需符合船籍國政府及國際公約之規範建造。

1.1.4 本篇中機器構件尺寸之計算公式，並未考慮其安裝後，在操作範圍內轉速，產生危險性之振動所可能出現之額外增加應力，製造廠商於使用此公式時需自行負責。

1.2 單位與公式

1.2.1 本規範內之單位與公式是以 SI 單位標示。

1.2.2 壓力表刻度為 bar 的單位。

在此 1 bar = 0.1 MPa (1.02 kgf/cm²)

1.2.3 四周環境參考狀況

(a) 於入級欲取得無限制工作範圍級位的遠洋航線船舶，安裝的主機與主要工作輔機，其額定等級係以大氣壓 1000 mbar，機艙周遭溫度或空氣入口溫度 0°至 45°C，相對濕度 60%和海水溫度 32°C 或空氣冷卻劑的進口溫度 32°C 為基準，若機器安裝於露天甲板，則溫度範圍為 -25°至 45°C。機器製造廠在試俾台上並不需要模擬準備類似的四周環境參考狀況。

(b) 對於有限制用途之船舶，其定額應適合該限制用途之地理區域範圍之溫度狀況。

1.2.4 功率定額

當規範中規定需使用定額出力及轉速以決定其機器大小時，其出力及轉速值可按下列說明獲得：

(a) 主推進機器：最大連續出力及其相當之每分鐘轉速，係由欲入級的機器產生最大轉扭時的出力與相當轉速。

(b) 重要輔機：係依其使用時的最大連續出力與其相當的每分鐘轉速。

1.3 主要工作輔機

1.3.1 應用本規範的規定時，所謂的主要工作輔機一般均如下節所列者。

1.3.2 船舶推進所必須的輔機包括其原動機及控制器：

冷卻泵
一般雜用泵
燃油泵
滑油泵
淨油機
油壓泵（控制用）
空氣壓縮機（起動空氣及控制空氣用）
掃氣泵，鼓風機及排氣渦輪增壓機
冷凝水泵
疏水泵
循環冷卻水泵
冷凝器抽射泵
衛帶排汽機
鍋爐給水泵
鍋爐循環水泵
鍋爐風機
發電機
蒸發器（主推進機器及鍋爐用）

1.3.3 人命安全及船舶於海上航行安全所需要的輔機包含其原動機與控制器：

艀水泵（包含油水分離器所使用的泵）
壓艙水泵
救火泵
舵機
橫向推力裝置
錨機
繫船絞纜機或絞盤
油壓裝置（錨機及繫船絞纜機用）
通風機（機艙用）
發電機（緊急電源用）
通氣、驅氣、除油氣及通風系統的裝備與機器（油輪用）
機器及鍋爐控制設備
焚化爐
本中心認為重要的其他輔機

1.4 材料

1.4.1 機器主要部品所使用的材料必須符合鋼船規範第 XI 篇的規定，或與其特殊設計有關並經認可的其他適當的材料規範的規定相符。

1.4.2 機器構件的材料，均需照本篇各相關章節之規定試驗。未載於本篇的其他重要構件的材料試驗及試驗方法，本中心亦可要求之。

1.4.3 暴露於高溫或化學侵蝕下的機器部品需選用適當品質的材料。

- 1.4.4 噴敷金屬法及以特殊鉗夾鎖定裂縫法等，不得使用於軸系以及其他承受動應力的機器部品。
- 1.4.5 若以蒸汽往復機主推進機器和主要工作輔機，則需符合本規範 1976 版有關往復蒸汽機的部份。

1.5 圖樣及資料

- 1.5.1 製造中特別檢驗的機器，其機器艙間的佈置圖以及後續各章節所指定的圖樣，需在施工前送本中心審核。
- 1.5.2 設計尺寸，材料品質以及重要的佈置及細節均需於圖樣中清晰顯示。
- 1.5.3 主推進裝置與主要工作輔機的中央及自動控制系統圖樣與說明，需根據鋼船規範第 VIII 篇的適用規定送本中心審核。
- 1.5.4 特殊設計的機器，其部品詳圖及必須的資料，須送本中心審核。

1.6 一般構造

1.6.1 船舶的傾斜度

機器裝備的設計與構造須符合已被接受的輪機工程實務，且在表 III 1-1 所指出的狀況下的所有位置與運動下，機器都能完全可靠的操作。

表 III 1-1
船舶的傾斜度

安裝機器之型式	橫向 ⁽¹⁾		縱向 ⁽¹⁾	
	靜態角度 (傾斜)	動態角度 (橫搖)	靜態角度 (俯仰)	動態角度 (縱搖)
主推動機器主鍋爐及重要輔助鍋爐發電之原動機(不包括緊急用的發電機)，輔機(不包括特定用途的輔機)及其驅動機構	15°	22.5°	5°	7.5°
緊急裝置(緊急發電機，緊急救火泵及其驅動之原動機)開關設備 ⁽²⁾ (斷路器等)自動及遙控設備	22.5° ⁽³⁾	22.5° ⁽³⁾	10°	10°

附註：

- (1) 橫向及縱向傾斜，可同時發生。
- (2) 當傾斜角度至 45°時，不需要之開關操作及切換不致發生。
- (3) 裝有散裝液態氣體及危險化學品之船舶，因浸水其橫向傾斜角度至 30°時，船上應有能使緊急電源能維持運轉之裝置。

1.6.2 操作的可行性

船舶機器應有適當的配置，能在使用船舶本身的設備即可將船舶由「呆船」狀態起動而至運轉狀態。「呆船」狀態之意，即為船上所有機器裝置，包括電力供應均不在運轉狀態。且輔助設備如壓縮空氣，蓄電池起動電力等，用以帶動主推進力至運轉狀態及恢復主電源供應者均不備便。為使船舶能自「呆船」狀態至運轉狀態，得使用應急發電機，此應急發電機應可在任何時間發動。

1.6.3 倒俾動力

主推進用的機器需具有足夠的倒俾動力，確信其能在所有一切正常狀況下，能適當的控制船舶。倒俾馬力應足夠維持額定前進轉速 70%的轉速下自由倒俾航行至少 30 分鐘。倒俾動力應在極短時間內達成使船舶能於合理

的時間內刹住。主推進機器具有倒俚裝置者，可控螺距螺槳或電力推進系統，其倒俚不得造成主推進機器的超負荷。

1.6.4 轉俚機

主推進機器和輔機均須裝設能轉動該機器的裝備。主推進蒸汽渦輪機之轉俚機應為動力驅動，如為電力驅動者須能連續運轉。當轉俚機與機器嚙合時，確保無法起動該機器，須裝設一互鎖警告裝置。

1.6.5 機器所有承受壓力的部品須以認可之無瑕疵材料製造，其間隙與適當的配裝均須與最佳的輪機工程實務相符合。

1.6.6 銲接結構

銲接結構需符合第鋼船規範 XII 篇之規定。

1.6.7 運動部品的安全裝置

- (a) 運動部品的螺帽與螺栓應具備有效的方法防止其鬆脫。
- (b) 機器的運動部品和軸系，需以欄干、遮簾等有效的保護。

1.6.8 機座與固定

- (a) 機器的機座應為堅實之結構，且與船體適當的連接。船體結構變形對機器之影響，振動與衝擊產生的過大應力以及機器的熱膨脹等均應考慮。機器座縱構材與橫構材及鄰近船體相當構件間，需儘可能按實際情況使其結構保持連續性。
- (b) 機器須牢固的栓在機座上，以防止因船舶運動產生的位移。座板的墊塞物應於螺栓未栓緊前均勻的裝配。
- (c) 機器的附屬品和大型備品，均需牢固鎖緊，於船舶航行中不致移動或鬆脫。

1.6.9 佈置與通風

- (a) 機艙與軸道內機器的佈置需有足夠的空間，以便機器容易操作，保養及檢修。
- (b) 為能安全及快速的操縱和指示機器工作情況，所需裝備之儀表，應明顯的裝置於適當之位置。
- (c) 機艙需通風良好，通風機的安裝位置應儘可能防止易燃氣體積聚。
- (d) 燃油、滑油與其他易燃油管路之凸緣結合及特殊結合(螺紋管結合、壓力結合等)及盛裝燃油、滑油及其他易燃油類之容器，不可座落於鍋爐暴熱表面，蒸汽管路、熱油管路及排氣管路，消音器或排氣渦輪增壓器之直上方。且應儘可能遠離該等處所。在這些接合處及器具處應設有經認可之設施用以防止油之噴撒。但若本中心認為不必要時，則可省略。

1.6.10 通訊設備

- (a) 船舶在駕駛台與通常控制機器的機艙控制站間須裝設兩種獨立的傳達命令設備。其中之一是能於駕駛台與機艙控制站兩方以可視訊號傳達命令與回答的機艙俾鐘。
- (b) 駕駛台與其他可控制主推進機器的控制站間，至少應有一種連絡裝備。
- (c) 需裝設一輪機員警報器可在操作台或機艙控制室操控，能在輪機員的住艙區清晰的聽到。

1.6.11 噪音之防護

應有措施使機艙空間之噪音降低至該船舶籍港國內法規所規定可以接受之標準。假若無法將噪音予以充份降低，則應將過量噪音之發生源予以隔離或另設置一隔絕噪音之場所，以供操作人員之用。若有必要，應供應耳保護器給進入上述噪音空間之人員。

1.6.12 控制與安全

推進用主輔機之控制與安全，應具備有效之操作與控制方法。對於推進用之所有控制系統，彼此間應互為獨立，致某一系統失效時，不影響其他系統之性能。

1.6.13 船舶機械設備之操作與維護說明書

船舶機械設備，與船舶操作安全關係密切者，其操作與維護之說明書及工程圖說，應以相關高級船員與一般船員可閱讀之語言編寫。

1.7 試驗與檢驗

1.7.1 在製造中特別檢驗的機器，本中心督導的範圍如下：

- (a) 建造用圖樣及計算的審核。
- (b) 使用材料的審核與試驗。
- (c) 工作進行中的督導與機器的安裝。
- (d) 機器的運轉試驗。

1.7.2 機器欲使用於已入級或準備入級之船舶者，通常在下列情況須會同驗船師按照本規範的規定及認可的圖樣試驗與檢驗。

- (a) 本篇有關各章節所指出機器部品的材料試驗。
- (b) 核對由其他廠商所供應的機器部品。
- (c) 機器部品的加工工藝，由加工開始至完成檢驗。
- (d) 本篇有關各章節所指出的緊密試驗，平衡試驗及非破壞測驗等。
- (e) 機器的廠試運轉。
- (f) 主推進機器，軸系，齒輪系及主要工作輔機等的船上安裝檢查。

- (g) 機器及主要系統的船上試運轉。如廠試成績良好均能符合規定者，可由驗船師斟酌實情決定修訂船上試運轉。

1.7.3 製造廠的生產程序與品管過程如經本中心認可，本中心可接受申請按其他替代檢驗方法檢查生產線上製造的機器和部品。

1.7.4 未載於本篇的其他試驗與檢驗，如本中心認為必要也需遵行。

1.7.5 若機器或部品具有適當的證書，經本中心考慮及特殊認可後，可以免除其全部或部份的試驗與檢驗。

1.8 獲有認可的品保制度的機械工廠的發證

1.8.1 適用範圍

準備用於主要工作輔機的機器其輸出功率小於 750 kW 者，其設計與生產廠商的品管計畫經認可後，可考慮接受申請於標準化，大批生產及線上生產的機器不須對每個單位產品都經過試驗與檢驗。

1.8.2 工廠的認可

每一認可工廠均可獲發一認可證書，載明其經准予認可之產品。

1.8.3 認可資料的保持

驗船師依產品的性質，生產率及品管設備的標準等情況決定期限訪視工廠。藉定期及制度化的稽核制度檢驗其供應細節的連續性，組織，認可的製程與方法等，檢驗滿意後可繼續保有認可資格。

1.8.4 產品的發證

經製造廠指定的人員將由本中心授權於發送產品時代表廠商簽發證書，以證明該項產品符合其設計規範及本中心的規定。這些證書須提經驗船師連署，以證明該認可廠家的生產及品管程序仍藉由本中心定期及系統性的稽核作業保持滿意狀態。

1.8.5 認可資料的暫停或撤銷

在生產過程或品管程序上若有重大錯失或缺陷，被驗船師查出，而未能於合理的時間內改正者，則其認可資格將經由本中心以書面通告的方式暫停。若其認可資格已遭暫停，而該廠商無能或無意於採取改進措施者，其認可資格將被撤銷。

第 2 章

燃氣渦輪機

2.1 通則

2.1.1 用於主推進及驅動主要工作輔機的燃氣渦輪機，其建造及安裝需按照下列的規定並在驗船師的督導下圓滿完成。

2.1.2 本章之規定亦可適用於主機排氣驅動的鼓風機，渦輪壓縮機及渦輪增壓機。未包含於本章內之燃氣渦輪機的特性需特別考慮。

2.1.3 燃氣渦輪機驅動電力推進船舶的發電機者其構造與安裝除需按照下列規定外同時亦需符合鋼船規範第 VII 篇第 13 章的各項規定。

2.2 圖樣及資料

2.2.1 渦輪機製造廠商須檢送下列圖樣以供審核：

斷面總圖、外殼、燃燒室、氣化器、再生器或復熱氣、渦輪機轉子及壓縮機轉子包括渦輪葉輪和葉片的詳細圖，操縱及控制佈置圖，渦輪機安裝詳細圖及主冷凝器和燃氣渦輪機起動裝置圖，燃油，滑油系統圖，空氣進氣及排氣系統圖。

2.2.2 渦輪機製造廠商須檢附下列資料與圖樣一併送審：

軸馬力、轉速、最大連續出力時之工作壓力與度，迴轉元件的質量與速度，轉子的臨界轉速，材料規格等。以便核對計算的應力，熔接詳細圖及轉子的應力計算和本篇第 6.4 節所指有關扭轉振動的計算書。

2.2.3 進、排氣管道及固鎖佈置（包括彈力裝置的詳細資料，適用時）圖，須送審。

2.2.4 如果由有合適設備的工廠採取適合組件的標準焊接方式來建造，則用焊接方式來裝配的組件將可考慮接受。詳細資料應檢送作為考慮依據。

2.2.5 施工前，製造廠家須提送其計劃的焊接程序書及其慣用的接頭非破壞性檢驗的細節作為考慮依據。

2.2.6 製造廠家的燃氣渦輪機測試計劃須檢送作為考慮依據。

2.3 材料

2.3.1 下列渦輪機構件所使用的材料需會同驗船師按照鋼船規範第 XI 篇的規定或與設計有關並經認可的材料規範的規定，施行材料試驗及檢查：

轉子、葉輪、葉片、隔板、外殼及鋼船規範第 VI 篇所分類的第 I 類及第 II 類管子。

2.3.2 渦輪機轉子及葉輪通常均由鍛鋼製造。小型渦輪機的轉子可採用特殊鑄造法或銲接製造。燃氣渦輪機的轉子和葉輪需由不受燃氣侵蝕的材料製成。

2.3.3 渦輪機葉片、押環及綴線需為不受侵蝕的材料。

2.3.4 渦輪機外殼及其他承受高溫及高壓的外殼，需採用適合其暴露環境應力與熱量的材料，並需經過適當的熱處理以消除其內應力。灰鑄鐵可使用於溫度 220°C 以下的構件。

2.3.5 新型的設計組件的材料試驗及非破壞試驗的要求應予以特別考慮。

2.4 主渦輪機佈置

2.4.1 後退動力

- (a) 主推進渦輪機裝置須備有在一切正常情況下能產生足夠的動力，安全適當控制船舶行動的倒俚渦輪機。基於此，在多推進器的船舶，至少須具備有二部倒俚渦輪機。
- (b) 倒俚渦輪機在瞬間情況下操作時，須能在 50%前進額定轉速時產生 80%的前進額定轉矩，並且能在前進轉速的 70%下自由倒退維持至少 30 分鐘而不致使前進渦輪機和冷凝器產生不正常的過熱現象。

2.4.2 緊急操作

在緊急時渦輪機須能以降低的馬力繼續航行。

2.5 構造

2.5.1 渦輪機外殼

- (a) 渦輪機外殼設計，應使其軸承不致因渦輪燃氣鄰近高溫構件的熱流而遭受不利的影響。
- (b) 安裝於機殼內的導葉、隔板、迷宮軸封等裝置，需能自由膨脹而不會改變其軸中線的位置。
- (c) 渦輪機外殼上下兩半之凸緣接合面必須為金屬直接接合。但其凸緣接合面可塗抹一層甚薄之抗熱接著劑。
- (d) 渦輪機之外殼需於集水處裝有洩水裝置。

2.5.2 隔板

隔板在其導葉接頭銲接前需經預熱，於銲接後應予退火。

2.5.3 轉子、葉輪及葉片

- (a) 渦輪機及壓縮機的轉子及葉輪，在操範圍內的轉速下不致發生過度的振動。可變速運轉的懸伸型轉子其設計轉速應低於其臨界轉速。但如其運轉與試運轉情況良好而有滿意結果者，亦可採用高於臨界轉速的設計。
- (b) 葉片的設計其橫斷面應避免急刻的變化且具有足夠的剛性以減少其撓性與振動，並須具備足夠的軸向與徑向間隙以致與其他固定元件不致產生包含材料潛變在內的干擾。

- (c) 轉子、葉輪和葉片的橫斷面之急遽變化處，必須為平滑而具足夠半徑的圓角。渦輪機葉輪及葉片上孔穴的稜邊必須精細加工，高應力區域最好亦能磨光。

2.5.4 軸承和潤滑

- (a) 小型輔渦輪機和排氣鼓風機經認可後可採用抗摩軸承。
- (b) 需具備有效的方法以防止燃氣或凝結水侵入軸承。軸承的設計需使其潤滑油不會與燃氣混合。
- (c) 作主推進及驅動發電機的渦輪機須配有緊急裝置，在滑油泵故障而致滑油供給中斷時，仍能維持適當的潤滑。重力式滑油櫃或相同的方法均可作緊急潤滑用。有關滑油系統參閱鋼船規範第 VI 篇及本篇的 2.7.2 及 2.7.3。

2.5.5 膨脹指示器

主渦輪機須裝置指示器以便確定其渦輪機轉子與其外殼相對的軸向位置，及指示外殼在滑腳板（如有裝置）上的縱向膨脹。後者的指示器應裝在渦輪機兩側易見之處。

2.5.6 除鹽設施

在含鹽大氣中運轉的燃氣渦輪機，需具有除去鹽分或防止鹽分聚集在壓縮機及渦輪機內的設施。

2.5.7 主要接合處必須以全強度焊接設計以及為了要接合處的完全熔解。

2.5.8 所有接合焊接完成後，氣缸、轉子及相關的組件應做消除應力的熱處理。

2.6 提交的資料

以下資料及計算應送審：

- (a) 隔音罩火警偵測及滅火系統的詳細資料。
- (b) 功率/速度操作的對照表。短期高功率操作的計算及資料，如適用。操作及保養手冊。
- (c) 葉片臨界速度及轉子振動的計算，提供基本假設的全部細節。轉子葉片失效的效應分析及營運經驗的任何詳細資料。
- (d) 材料的高溫特性，如適用，包括(在工作溫度下) 針對設計營運壽命的潛變率及破裂應力，疲勞應力，耐服腐蝕性及除銹特性。熱處理的詳情，包括熱應力的消除。材料規格包含組件明細連同任何的表面處理、非破壞性試驗及液壓試驗。

2.6.1 每一組件可能承受的最大壓力及溫度須標示於圖上或被提供作為設計規範的一部份。

2.6.2 在最大營運轉速及溫度下，在渦輪及壓縮轉子及葉片於穩定狀態的強度計算，包括應力集中效應等必須送審。在可能的情況下，這計算資料應顯示出設計的營運壽命及經由測試結果證實的限制標準。

2.6.3 確立其他重要配件包括傳動裝置(如適用)，軸承，軸封等營運壽命的計算及測試的詳細資料也必須送審。所有計算資料及測試應考慮到所有有關的環境因子包括營運型式及欲使用燃油的特性。

2.7 燃氣渦輪機之安全裝置

2.7.1 調速器及超速保護裝置

- (a) 所有主及輔燃氣渦輪機應具備速度控制調速器(或超速調節器)及分離的超速保護裝置。該超速保護裝置應與調速器獨立存在，以調整傳出之軸轉速不超過連續最大速度之 15%，並應具備 2.8.2 之功能。
- (b) 驅動發電機用之燃氣渦輪機，其調速器應符合鋼船規範第 VII 篇 3.2 之規定。

2.7.2 緊急停止裝置

- (a) 燃氣渦輪機應在控制台裝設利用合適之手操作方式之緊急停止裝置。
- (b) 燃氣渦輪機應具備在下列狀況時能自動切斷燃油之裝置。此外尚應當燃油自動切斷裝置作動時，在控制台之警報應隨之作動。
 - (i) 超速
 - (ii) 滑油低壓
 - (iii) 自動起動失效
 - (iv) 火焰熄滅
 - (v) 振動過大

2.7.3 警報

燃氣渦輪機應具備在下列狀況時能作動之警報裝置：

- (a) 渦輪機之進氣及排氣高溫
- (b) 滑油低壓（但應在 2.7.2 所規定之緊急停止裝置作動前就應作用）
- (c) 燃油供應壓力過低

2.7.4 在船上必須提供起動主、輔渦輪機的設備並能在不需外界援助下達成必要的首次起動空氣充填或初次電力。如果為了這目的而要求一部緊急空壓機或發電機，這些設備必須由人力來起動油引擎除非是小裝置像容量已被認可的手搖空壓機是可被接受。或者，其他有型式認可的裝置也可接受作為提供初次起動的措施。

2.8 試驗及檢驗

2.8.1 液壓試驗

表 III 2-1 所列之渦輪各機構件，在機械加工完成後，需會同驗船師施行液壓試驗。

表 III 2-1
渦輪機構件之液壓試驗

試驗構件	試驗壓力	備註
渦輪機外殼 ⁽¹⁾	1.5 W	至少 0.2
冷卻水室	1.5 W	至少 0.4
熱交換器	See Part V	
第 I 類及第 II 類管子及附件	See Part VI	
表中：W = 最高工作壓力，MPa.		

附註：

(1) 排氣渦輪機外殼之試驗壓力，請參閱本篇表 III 3-3。

2.8.2 平衡試驗

裝妥葉片及其全部迴轉構件並經加工完成的轉子，需會同驗船師作動力平衡試驗。

2.8.3 非破壞試驗

下列渦輪機各構件需按認可的非破壞試驗方法會同驗船師測試：

- (a) 渦輪機外殼－斷面形狀劇變處及鑄造易生缺陷處。
- (b) 隔板－導葉及鉚接接頭處。
- (c) 渦輪機轉子、葉輪、葉片、鉚接接頭及紅套表面－全部表面及圓角處。

2.8.4 廠內試運轉

- (a) 輪葉式排氣渦輪機的暖機運轉試驗，需在工作速度下運轉 20 分鐘以上，以及在超過其最大工作速度 10%的轉速下運轉 10 分鐘。
- (b) 超速保護裝置須設定不得超出最大轉速的 15%以上。
- (c) 上述廠試運轉完成後，需會同驗船師作開放檢驗，檢視其精良度，磨耗，主要工作部品的間隙，鎖緊裝置的安全性等。

2.8.5 船上試運轉

- (a) 主推進渦輪機及重要輔渦輪機在船上裝妥後，需會同驗船師在工作情況下舉行試運轉，以顯示整個裝置在其工作範圍內情況良好，而無不當的船體或機器振動產生。為此目的，下列各項船上試運轉，通常均應儘可能確實執行。
- (b) 主推進渦輪機，於其額定最大連續轉速下至少須運轉二小時，渦輪機在其正俚以及倒俚的部份額定負荷與其相對的轉速下須運轉一段適當的時間，通常其最低轉速與安全裝置亦應試驗。
- (c) 輔機用的渦輪機需在其最大連續出力下至少運轉 3 小時，若驗船師認為需要，其部份負荷及超負荷亦應運轉一適當時間。這些負荷試驗可以其驅動其輔機的出力為準。
- (d) 上述船上試運轉完成後，驗船師可自由選擇作適度的開放檢查。

第 3 章

柴油機

3.1 通則

- 3.1.1 用於推進用及主要輔機用的柴油機，其建造及安裝需按照下列的規定並在驗船師的督導下圓滿完成。
- 3.1.2 驅動電力推進系統的發電機用的柴油機，其構造與安裝需按照下列的規定及鋼船規範第 VII 篇 3.2 節所述的規定。
- 3.1.3 供緊急電源用的柴油機亦需符合鋼船規範第 VII 篇第 11 章的規定。
- 3.1.4 這些規定是適用於那些使用不必被加熱的蒸餾燃油的機械系統。
- 3.1.5 主要建造船廠的責任是確保規定的資料已備妥並送審。
- 3.1.6 在已核定的最大營運重量及平穩海況時達成所要求的最大船速之情況下證實主推進機器的最大連續出力及相對應之大軸轉速。
- 3.1.7 主推進機器在短時間間隔下營運出力高於額定等級出力的情況配合準備營運的部份要被考慮。
- 3.1.8 依據設計操作情況包括短期間的高出力運轉，滾子軸承的設計壽命至少為 30,000 小時；設計壽命少於 30,000 小時，建議連同廠家操作/保養手冊一起提供可考慮接受。

3.2 圖樣及資料

- 3.2.1 對於每一型式之柴油機，列於表 IV 3-1 之各項圖樣或資料，均須由製造廠（見註 3）送本中心審核認可（代號 A）或參考（代號 R）。某一型式之柴油機第一次送審之後，如有修正變更，僅須再送修正變更之圖樣及資料即可。列表中為有 R 及 A 兩種代號同列時，第一代號表示鑄造之設計，第二代號表示銲接之設計。代號 R 之參考資料不排除本中心無審核意見。
- 3.2.2 開始製造前，所列出的產品圖說、資料及規格須一式四份送審。
- 3.2.3 彈性安裝機器的佈置圖應表明數量、位置、型式及基座設計。
- 3.2.4 需要精準定位的機器，其樹脂型基座襯墊佈置圖須送審。
- 3.2.5 如建議使用的材料是合金鑄件，微化合金或合金鋼鍛件或鑄鐵，則化學成份、熱處理及機械特性等詳細資料須送審。
- 3.2.6 恢復死船情況的佈置圖及詳細資料須送審。

3.3 材料

3.3.1 本篇 3.10.2 所列的柴油機構件其材料需會同驗船師按照鋼船規範第 XI 篇之規定或與設計有關並經認可規範的規定檢查與試驗。

3.3.2 承受力的構件需以無瑕疵的材料製造，氣缸、缸套、缸蓋、活塞等承受高溫或高壓者需採用適合其暴露環境的材料製造。

3.3.3 機器結構及其安裝上使用的材料不允許含有石棉物質。

3.3.4 鑄造及鍛造曲拐軸所規定的最低抗拉強度限制選擇如下：

- (a) 碳錳鋼鑄件
— 400 至 550 N/mm²。
- (b) 碳錳鋼鍛件（正火及回火）
— 400 至 600 N/mm²。
- (c) 碳錳鋼鍛件（淬火及回火）
— 不超過 700 N/mm²。
- (d) 合金鋼鑄件
— 不超過 700 N/mm²。
- (e) 合金鋼鍛件
— 不超過 1000 N/mm²。
- (f) 球狀或結節狀石墨鑄鐵
— 370 至 800 N/mm²。

3.4 構造

3.4.1 通則

- (a) 構架和座板需為堅固及油密的結構。曲柄箱須為非常堅實，門或蓋子嚴密的鎖緊能保持氣密和油密，可承受適當的過度壓力而不會損壞。
- (b) 冷卻水及滑油的通道需仔細清除其泥沙及污垢。
- (c) 與機器一體的離合器或逆轉裝置須符合本篇第 5 章的規定。

表 III 3-1
檢送之圖樣及資料

項目	A/R	說明
1	A	機器之要目
2	R	機器之橫斷面
3	R	機器之縱斷面
4	R/A	機座或曲軸箱
5	A	推力軸承之整體圖 ⁽³⁾
6	R/A	推力軸承室 ⁽¹⁾
7	R/A	支柱機體 ⁽¹⁾
8	R	鎖緊長螺桿
9	R	氣缸蓋總圖
10	R	氣缸套及機體 ^{(1),(2)}
11	R	氣缸套 ⁽²⁾
12	A	每缸之曲軸詳圖
13	A	曲軸總圖，含每缸
14	A	推力軸或中間軸（若與機器同體）
15	A	聯接器螺栓
16	A	配重（若與曲軸一體）
17	A	連桿
18	A	連桿總圖 ⁽²⁾
19	R	十字頭總圖 ⁽²⁾
20	R	活塞桿總圖 ⁽²⁾
21	R	活塞總圖
22	R	凸輪傳動總圖
23	A	主要機件之材料規格並附非破壞試驗，材料試驗及壓力試驗資料
24	A	基礎螺栓佈置圖（適用主機）
25	A	起動空氣管路圖及必要資料 ⁽⁶⁾
26	A	燃油管路圖及必要資料 ⁽⁶⁾
27	A	潤滑油管路圖及必要資料 ⁽⁶⁾
28	A	冷卻水管路圖及必要資料 ⁽⁶⁾
29	A	機器控制及安全裝置之示意圖 ⁽⁶⁾
30	R	排氣管之保護及絕緣總圖
31	A	高壓燃油管之保護總圖 ⁽⁴⁾
32	A	曲柄軸箱爆發洩壓閥佈置圖 ⁽⁵⁾
33	R	操作及服務手冊

說明：

1. 僅一個缸。
2. 若在縱橫斷面圖中均未表示時，即需要。
3. 若為機器之一體即非機座之一體。
4. 有人機艙時，缸徑大於或等於 250 mm。
無人機艙時，全部。
5. 僅為缸徑大於 200 mm。
6. 包括全部系統，若為主機製造廠家供應時。

附註：

- (1) 審核認可排氣增壓渦輪機，進氣冷卻器等，應由各該製造廠家送審圖樣及資料。
- (2) 本中心認為有必要，得要求送審其他資料。
- (3) 授權製造廠應檢送一清單，此清單應包括原製造廠之圖號及變更記錄。若授權製造廠亦獲有更改設計之授權文件，驗船師赴廠檢驗時，應可得到全部應有文件。

3.4.2 氣缸洩壓閥

氣缸缸徑超過 230 mm，每一氣缸均需裝置一氣缸洩壓閥，其洩放壓力的設定不得高於設計最大點火壓力的 140%。輔機用的機器，經特別考慮後，可裝設一替代並經認可的裝置，能於氣缸壓力過高發生警訊。氣缸洩壓閥的出口需安置於不會傷害到人員的位置。

3.4.3 曲柄軸箱爆發洩壓閥

- (a) 曲柄軸箱須裝設輕型彈簧負荷式的洩壓閥或其他能快速動作又能自動關閉的裝置，於曲柄軸箱內發生內部爆發時能迅速開啟防止曲柄軸箱內發生過高壓力，而於爆發後能自動關閉防止外界空氣侵入箱內。洩壓閥之設計應在出口處有火焰遮蔽，以減少由火焰射出時所造成的損害或可能的危險，而其作動壓力應儘可能越低越好，最大作動壓力不得高於 0.02 MPa。
- (b) 通常大型機器的各氣缸曲柄軸箱及分開的帶動凸輪軸或同等驅動軸的齒輪及鏈條箱，若其空間之淨容積在 0.6 m³ 或以上者，至少均需裝設一個洩壓閥。小型機器各氣缸曲柄軸箱彼此連通者，洩壓閥的數目不得少於表 III 3-2 所示。若僅需裝置兩個洩壓閥者，可分別裝於曲柄軸箱的兩端或靠近兩端處。V 型氣缸排列者可根據表中氣缸數的半數計算。氣缸缸徑在 200 mm 以下或曲柄軸箱容積小於 0.6 m³ 者，可免裝安全閥。

表 III 3-2
曲柄軸箱爆發洩壓閥

氣缸缸徑 (mm)	每部機器的氣缸數	每部機器裝置洩壓閥的最低數目
200 ≤ D < 250	≤ 8 > 8	2 3
250 ≤ D < 300	任何缸數	每隔一缸裝一個 (參閱註)
300 ≤ D	任何缸數	每隔一缸裝一個

附註：

- (1) 機器缸數為 3, 5, 7, 9 等者，其洩壓閥數各分別不得少於 2, 3, 4, 5 等。

- (c) 曲柄軸箱爆發洩壓閥之最小排氣面積需按下式決定：

$$A = \frac{CV}{Z}$$

其中：

- A = 各爆發洩壓閥的最小排氣面積，cm²。但不得少於 45 cm²。
- V = 曲柄軸箱各室淨容積的總和，m³。曲柄軸箱內的固定部品體積可扣除。
- Z = 各機器安裝爆發洩壓閥的數目，但不得少於表 III 3-2 所示。
- C = 115，用於彼此連通的曲柄軸箱。
- = 50，用於十字頭式機器，其氣缸與曲柄軸箱間有隔板者。

3.4.4 掃氣室之保護

- (a) 開放式連接至氣缸之十字頭式機器掃氣室需具備爆發洩壓閥，該項裝置必須於洩壓時不致造成操作人員之傷害。
- (b) 開放式連接至氣缸之十字頭式機器掃氣室需裝設一認可型式之滅火系統。該系統必須與機艙空間之滅火系統完全獨立。

3.4.5 曲柄軸箱油霧偵測佈置

- (a) 最大連續出力 2250 kW 及以上或氣缸直徑超過 300 mm 之柴油機應有曲柄軸箱油霧偵測佈置，且於機器故障時，下列設施自動啟用。然於使用替代設施（例如機器軸承溫度偵測器或相當之設備），如本中心認為適當，此設施可用於替代曲柄軸箱油霧偵測佈置。
 - (i) 如為低速(十字頭)機，警報器應作動，且轉數應可自動或手動降低。
 - (ii) 如為中高速(筒狀活塞)機，警報器應作動，柴油機應自動停止或切斷燃油供應。
- (b) 上述 3.4.5(a)規定之曲柄軸箱油霧偵測佈置應為認可之型式並符合下列規定：
 - (i) 油霧偵測佈置應設有警報指示，於預見設備及安裝佈置功能故障時。
 - (ii) 油霧偵測佈置應設有指示設施，以指示任何裝於設備上用於決定油霧程度之透視鏡頭有部份遮蔽至可影響資訊之可靠性及警報指示。
 - (iii) 油霧偵測佈置應能於試驗台及船上，於停機及正常運轉時測試。
 - (iv) 油霧偵測及警報資訊應能於遠離機器之安全處所讀取。
 - (v) 如船舶適用自動或遙控及監視系統之規定，其曲柄軸油霧濃度亦須能按鋼船規範第 VIII 篇表 VIII 4-5A、VIII 4-5B 及 VIII 4-7 予以偵測。
 - (vi) 每部機器應置有其獨立之油霧偵測佈置及專用警報器。
 - (vii) 佈置之安排、管路及線路、管徑、機器曲柄軸箱取樣點之位置、取樣率及維修與測試方法應依照機器設計者及油霧偵測廠家說明書。
 - (viii) 如使用循序性油霧偵測佈置，取樣之頻率及時間應儘可能縮短。
 - (ix) 一份維修及測試手冊應留置於船上。

3.4.6 曲柄軸箱之通風

- (a) 封閉式曲柄軸箱使用通氣器或機械抽氣者，其抽氣壓力不得大於 25 mm 水柱。曲柄軸箱不得用鼓風機通風。
- (b) 連結曲柄軸箱任何部位的通氣器其尺寸應儘可能小以使其爆發後的入侵空氣量減低，且其出口需引至甲板上安全位置或其他認可的位置。
- (c) 由機器滑油集油池通至其各相關排洩櫃的曲柄軸箱滑油管，其出口端須浸入滑油內。二部或二部以上的機器，至曲柄軸箱和通氣器的管子以及滑油管都需彼此獨立，以避免曲柄軸箱之間互相連通。

3.4.7 警告牌

通常在控制台上或在機器兩邊鄰近曲柄軸箱門易於辨明的位置，裝設警告牌，指明當曲柄軸箱內為了防止有過熱現象，在停俾後一段時間內，通常不得少於 10 分鐘，不得開放曲柄軸箱門或檢視孔。

3.4.8 柴油主機之調速器及超速保護裝置

- (a) 每部主機均應裝置調速器，其功能應使主機調整至不超過額定速率之 15%。
- (b) 此外，主機功率滿 220 kW 及帶有離合器或帶動可控螺距螺旋槳，該主機應另設有超速保護裝置，可調至不超過額定速率之 20%。相當之裝置得經由特別考慮可予接受。此種超速保護裝置，包括其傳動機構，應獨立於調速器之外。
- (c) 若柴油主機之電子式調速器為遙控之一部份，應符合下列兩項條件：

- (i) 若調速器在缺少動力時，以至使速率發生突然變化或對推進器推力方向有改變，備用之動力應予設置。
- (ii) 主機側處之直接控制應隨時可行，為達此目的，應可在該處切斷遙控信號。且切記除非裝置有一個額外分離式之調速器，否則主機側控制模式無法執行速率控制。

(d) 電子調速器以及其作動機構應經型式試驗認可。

3.4.9 驅動發電機之柴油機之調速器及超速保護裝置

(a) 超速保護裝置，參考本篇 3.4.8 (b)之規定。其功能應使柴油機調整至不超過最大連續轉速之 15%。

(b) 驅動發電機之柴油機其調速器特性，參考鋼船規範第 VII 篇第 3 章之規定。

3.4.10 曲軸頸表面或主軸頸表面與油孔的交界處必須有適當的圓弧角及平順的表面，完成後的最小深度是孔徑的 1.5 倍。

3.4.11 要小心避免應力集中如銳角及斷面的突然變化。

3.4.12 用於特定引擎上的閥，針對閥的尺寸及型式須提供廠家安裝/保養手冊影本。該手冊須包含以下資料：

- (a) 閥的描述連同其功能及設計限制等詳細資料。
- (b) 型式測試證書影本。
- (c) 裝置構造。
- (d) 保養及運轉說明包括任何密封佈置的測試及換新。
- (e) 曲軸箱爆炸後應採取的動作要求。

3.4.13 在 3.4.12 所要求的安裝及保養手冊須提供並放置在船上。

3.4.14 應提供由死船狀態在無外界援助下確保機器能投入運轉的措施。

3.4.15 在 3.4.14 中所提到的死船狀態是指主推進裝置及輔助設備都無法操作的情況。在無儲備能源來起動及操作主推進裝置的假設下能夠恢復推進。另外，既無主電力電源亦無重要的輔助設備的假設下能夠起動及操作推進裝置。

3.4.16 在沒有應急發電機，沒有外界援助下，船上須研製出使主、輔機投入運轉的佈置，像是起動空氣的初次充填或使引擎運轉的初始電力及任何動力供應。為此目的，而需要一部應急空壓機或一部發電機，這些裝置是經由手動起動燃油引擎或手動操作壓縮機來供應動力。在死船狀態下 30 分鐘內獲得起動能源或引擎運轉的動力供應的佈置而能使主、輔機投入運轉。

3.4.17 主、輔引擎的燃油供應線路上要裝設二個及以上的濾器，而濾器的佈置要能使任一濾器被清洗時不會阻礙已過濾的燃油對引擎的供應。

3.4.18 在燃油濾器以及其他需要經常性拆開清潔或調整的組件或有可能洩漏的地方的下方設置滴油盤。可接受的替代佈置及詳細的資料應檢送予以考慮。

3.4.19 在任何情況下由控制站至少有二個獨立方法能夠快速停止引擎。

3.5 曲軸

3.5.1 通則

(a) 範圍

曲軸尺寸之規範，適用於船用主輔柴油機，其設計為在額定功率及額定轉速時連續運轉。

(b) 適用範圍

本規範僅適用於鍛造成鑄造之一體式或組合式曲軸，在兩軸承間僅有一個曲拐。

(c) 計算之理論

曲軸尺寸之計算基於接受高度應力區域疲勞安全之評估。曲軸尺寸之計算同時也基於曲軸銷與曲柄圓角處以及曲軸頸與曲柄圓角處，均為高度應力區域。曲軸銷及曲軸頸油孔之出口處，其對於疲勞之安全性應不少於圓角處者。本中心如有要求，製造廠得檢送其油孔之設計資料。曲軸強度之計算，包括首先計算正常變動之彎曲應力以及正常變動之扭轉應力，乘以適當應力集中係數，再按畸變理論，得出等值之變動應力。此等值變動應力與所選用曲軸材料之疲勞強度比較之。比較之結果可顯示曲軸之尺寸是否足夠。

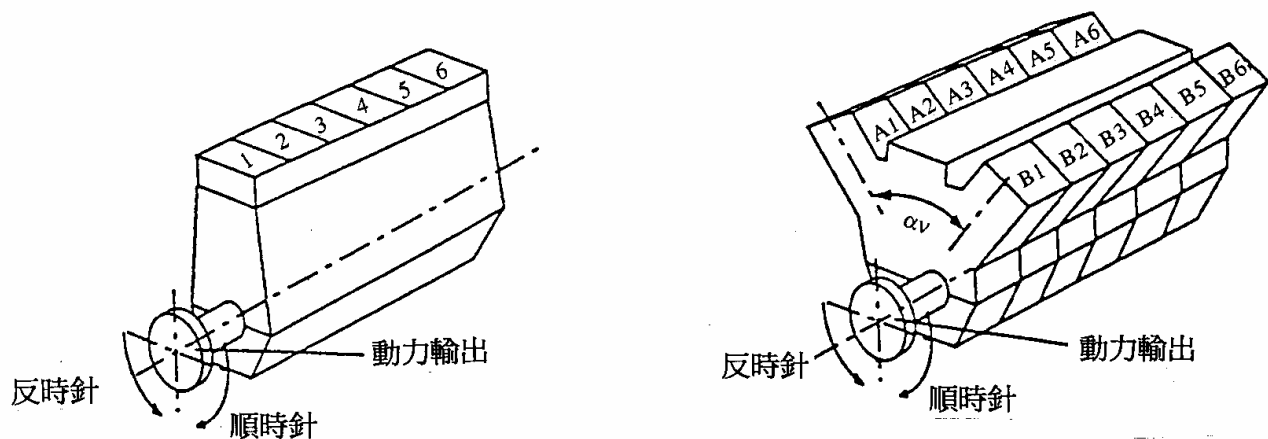


圖 III 3-1
氣缸之排列及表示

(d) 圖樣及資料應送審

為計算曲軸，下列資料及數據應檢送本中心：

- (i) 曲軸圖—包含圖樣及其全部資料。
- (ii) 柴油機之機種及其型式。
- (iii) 操作及燃燒方式（2 或 4 衝程，燃油噴射方式，燃燒室等）。
- (iv) 缸數
- (v) 額定功率[kW]
- (vi) 額定轉速[1/min]
- (vii) 旋轉方向（見圖 III 3-1）

- (viii) 點火順序以及噴油時間，（見圖 III 3-1）
- (ix) 氣缸直徑[mm]
- (x) 衝程[mm]
- (xi) 氣缸最大壓力 $P_{\max}$ [bar]
- (xii) 進氣壓力（進氣閥之前或掃氣口之前）[bar]
- (xiii) 壓縮比[-]
- (xiv) 連桿長度 LH [mm]
- (xv) 一個曲拐之配重[kg]（如為 V 型機，包含關節型之連桿）
- (xvi) 相等時差（曲軸角）之數字表示之缸內氣體 壓力曲線（V 型機者，不超過曲軸角 5° ）
- (xvii) 關節型連桿之柴油機（見第 IV 3-2 圖）
 - (1) 關節之距離 L_A [mm]
 - (2) 關節 α_N [°]
 - (3) 連接桿長度 L_N [mm]
- (xviii) 有關節連桿之氣缸
 - (1) 氣缸最大壓力 $P_{\max}$ [bar]
 - (2) 進氣壓力[bar]（進氣閥之前或掃氣口之前）
 - (3) 壓縮比[-]
 - (4) 相等時差（曲軸角）之數字表示之缸內氣體壓力曲線
- (xix) 曲軸材料之詳細資料
- (xx) 材料規格
- (xxi) 材料之機械性質：
規範規定之最低標準。
 - (1) 抗拉強度[N/mm²]
 - (2) 降伏強度[N/mm²]
 - (3) 斷面縮小比例[%]
 - (4) 伸長率 AS [%]
 - (5) 衝擊能量值 KV [J]

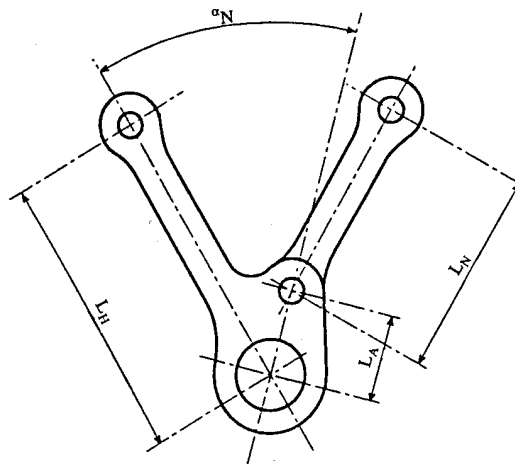


圖 III 3-2
關節型連桿

- (xxii) 鋼鐵煉製法（開爐或電爐等）
- (xxiii) 鍛造法（自由形鍛、連續粒子流動鍛、落錘鍛等及鍛造步驟說明）
- (xxiv) 熱處理
- (xxv) 曲軸頸，曲軸銷圓角處之表面處理（有關硬化之處理，如感應爐硬化、火焰硬化、氮硬化、滾壓、衝壓等）
 - (1) 表面之硬度[HV]；
 - (2) 有效之深度[mm]；
 - (3) 表面硬度之分佈；
- (xxvi) 變動之扭轉應力數據。（見本篇 3.5.2 (b)）

3.5.2 應力計算

(a) 計算由彎矩及剪力引起之變動應力

(i) 假設

計算是基於靜態可解之狀況，僅考慮一個曲拐支持於兩個主軸承之間承受氣體壓力及慣性力。兩主軸承間之距離為 L_3 （見圖 III 3-3 及圖 III 3-4）。公稱之彎矩是由連桿徑向的分力作用在曲柄中線上（距離 L_1 ）的彎矩。若一個曲拐有兩個連桿時，此彎矩為兩個彎矩在相位差的重和。變動之彎矩由彎矩及剪力產生，直接影響曲柄之斷面，此斷面為曲柄厚度 W 乘以寬度 B 。寬度 B 之位置，若軸銷與軸頸有重疊時，位置是指重疊之中點處，若軸銷與軸頸無重疊時，見圖 III 3-5。平均之彎應力予以忽略。

(ii) 變動彎曲應力及剪應力之計算

氣缸內的壓力以及慣性力在曲柄的徑向分力，一個工作循環的各個曲軸角度之值均應計算。本中心亦得認可其他簡化之計算法。由於徑向分力在一個循環內各個不同軸角度有不同之變化，則按 3.5.2(a)(i)的假設，可繪出彎矩 M_B 對時間（曲軸角）的變化圖。因此，變動彎矩之值可計算如下：

$$M_{BN} = \pm \frac{1}{2} (M_{B,max} - M_{B,min})$$

之後，又考慮附近曲拐與軸承的影響，加入經驗係數 K_e ，可計算彎曲的變動應力。

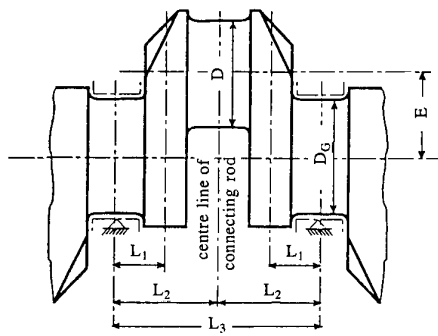


圖 III 3-3
直線式機器之曲拐

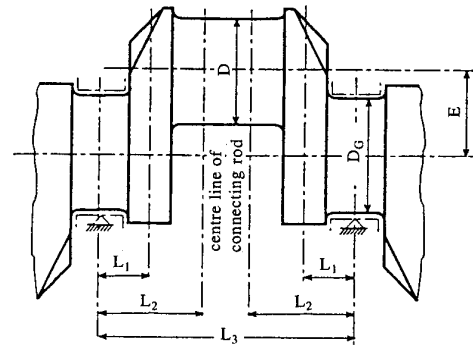


圖 III 3-4
一個曲拐上有二個連桿

$$\sigma_{BN} = \pm \frac{M_{BN}}{W_{eq}} \cdot 10^3 \cdot K_e$$

$$W_{eq} = \frac{B \cdot W^2}{6}$$

二衝程機器 $K_e=0.8$

四衝程機器 $K_e=1.0$

若為 V 型機器，一個曲拐有兩個連桿時，兩氣缸的氣體壓力及慣性力分別計算，再按相位差重合之。若在一個曲軸，各曲拐有不同形狀時，則各缸應分別計算。

變動的剪應力之計算如下：

$$\sigma_{QN} = \pm \frac{Q_N}{F} \cdot K_e$$

$$Q_N = \pm \frac{1}{2} (Q_{\max} - Q_{\min})$$

$$F = B \cdot W$$

式中：

M_{BN} = 公稱變動彎矩，Nm。

σ_{BN} = 公稱變動彎應力，N/mm²。

W_{eq} = 曲柄之斷面係數，mm³。

Q_N = 公稱變動剪力，N。

σ_{QN} = 公稱變動剪應力，N/mm²。

F = 曲柄之斷面，mm²。

(iii) 圓角變動彎應力之計算

(1) 曲軸銷之圓角：

$$\sigma_{BH} = \pm (\alpha_B \cdot \sigma_{BN})$$

式中：

σ_{BH} = 曲軸銷圓角內之變動彎應力，N/mm²。

α_B = 曲軸銷圓角之應力集中係數（見 3.5.3 之計算）

(2) 曲軸頸之圓角：

$$\sigma_{BG} = \pm(\beta_B \cdot \sigma_{BN} + \beta_Q \cdot \sigma_{QN})$$

式中：

$$\begin{aligned}\sigma_{BG} &= \text{曲軸頸圓角之變動應力，N/mm}^2。 \\ \beta_B &= \text{曲軸頸圓角彎應力之應力集中（見 3.5.3 計算）} \\ \beta_Q &= \text{剪應力之應力集中係數（見 3.5.3 之計算）}\end{aligned}$$

(b) 變動扭轉應力之計算

(i) 通則

計算公稱變動扭轉應力，應由機器製造廠按 3.5.2(b)(ii)之資料計算之。廠家計算之最大值，本中心將據以按照 3.5.5 計算等值變動扭轉應力。若無廠家計算之最大值時，本中心得按需要由曲軸尺寸以估計值為準。

(ii) 公稱變動扭轉應力之計算

製造廠家應檢送按照各質量強制振動之系統在全程運轉速率中共振之最大及最小動扭矩，二衝程機器應計算自第 1 次至第 15 次共振之值，四衝程機器應計算自 0.5 次至第 12 次共振之值。計算時應考慮有阻尼之影響以及某一缸不發火之狀況。速率階之選擇，應考慮在實際量測記錄時之準確性。各質量點之公稱變動換轉應力，計算如下：

$$\begin{aligned}\tau_N &= \pm \frac{M_T}{W_p} \cdot 10^3 \\ M_T &= \pm \frac{1}{2} (M_{T_{\max}} - M_{T_{\min}}) \\ W_p &= \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - D_{BH}^4}{D} \right) \text{ or } W_p = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D_G^4 - D_{BG}^4}{D_G} \right)\end{aligned}$$

式中：

$$\begin{aligned}\tau_N &= \text{曲軸銷或頸在圓角處之公稱變動扭轉應力，N/mm}^2。 \\ M_T &= \text{公稱變動扭矩，Nm。} \\ W_p &= \text{有孔之曲軸銷或頸斷面模數，mm}^3。 \\ M_{T_{\max}}, M_{T_{\min}} &= \text{公稱變動扭矩之最大最小值。}\end{aligned}$$

曲軸的評估是基於扭轉應力及相關連的彎曲應力，導致結果是最低可接受的係數。當禁止速率範圍是必需時，在計算接受係數時，此範圍內的扭轉應力可忽略。禁止速率範圍雖然存在，但應儘可能安排至滿意的操作。在額定速率比 $\lambda \geq 0.8$ 區域不要有禁止速率。曲軸的認可是基於安裝時有最低的接受係數，因次每次安裝時都需經由計算確認認可的公稱變動扭轉應力沒有超過。這個計算應送評估。

(iii) 圓角內變動扭轉應力計算：

(1) 曲軸銷之圓角

$$\tau_H = \pm (\alpha_T \cdot \tau_N)$$

式中：

$$\begin{aligned}\tau_H &= \text{曲軸銷圓角內之變動扭轉應力，N/mm}^2。 \\ \alpha_T &= \text{應力集中係數（見 3.5.3 計算）}\end{aligned}$$

(2) 曲軸頸之圓角

$$\tau_G = \pm (\beta_T \cdot \tau_N)$$

式中：

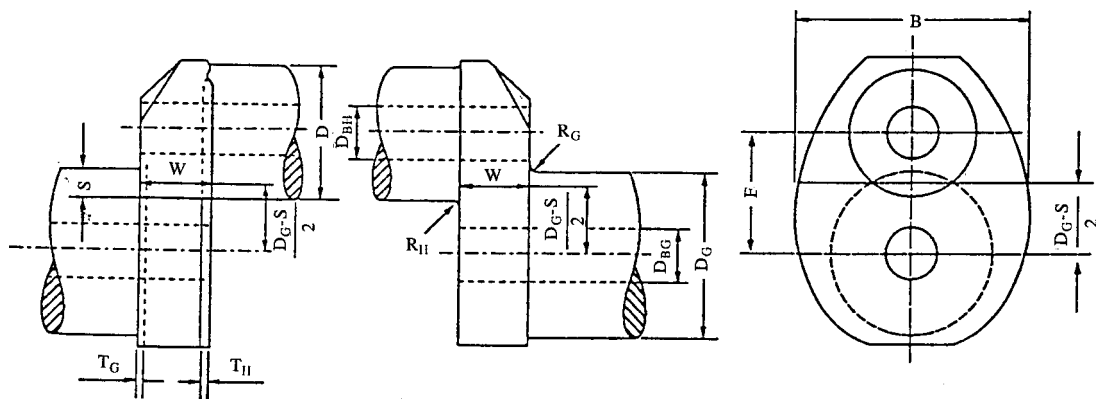
τ_G = 曲軸頸圓角內之變動扭轉應力， N/mm^2 。

β_T = 應力集中係數（見 3.5.3 計算）

3.5.3 應力集中係數之計算

(a) 通則

彎曲(α_B, β_B)的應力集中係數是定義為在彎曲負荷作用在曲柄中央斷面時在圓角處產生的最大彎曲應力對曲柄斷面公稱應力之比。公稱應力應在彎矩下於實心曲柄中央處決定。扭轉(α_T, β_T)的應力集中係數是定義為在扭轉負荷下，在圓角處產生的最大扭轉應力對曲柄銷或曲軸頸斷面公稱應力之比。剪力(β_Q)的應力集中係數是定義在彎曲負荷作用下，在曲軸頸圓角處所產生的最大彎應力對曲柄斷面公稱剪應力之比。應力集中係數在無法以測量獲得時，其值可按 3.5.3(b)及 3.5.3(c)計算之。適用於整體鍛造之曲軸頸及曲軸銷，亦適用於組合式曲軸之曲軸銷。計算應力集中係數所需之曲軸上各尺寸，如圖 III 3-5 所示。



實際尺寸：

- D = 曲軸銷直徑，mm。
- D_{BH} = 曲軸銷內徑，mm。
- R_H = 曲軸銷之圓角半徑，mm。
- T_H = 曲軸銷之凹入部，mm。
- D_G = 曲軸頸直徑，mm。
- D_{BG} = 曲軸頸內徑，mm。
- R_G = 曲軸頸之圓角半徑，mm。
- T_G = 曲軸頸之凹入部，mm。
- E = 銷之偏心距，mm。
- S = 銷之重疊，mm。
- $$= \frac{D + D_G}{2} - E$$
- W = 腹板厚度，mm。
- B = 副板寬度，mm。

圖 III 3-5
計算應力集中係數之各尺寸

為計算應力集中係數，均以下表中各尺寸比值求之。

曲軸銷圓角	曲軸頸圓角
$r = R_H/D$	$r = R_G/D$
$s = S/D$ $w = W/D$ $b = B/D$ $d_G = D_{BG}/D$ $d_H = D_{BH}/D$ $t_H = T_H/D$ $t_G = T_G/D$	

應力集中係數之計算，適用於下列之範圍。

$$\begin{aligned}
 -0.5 &\leq s \leq 0.7 \\
 0.2 &\leq w \leq 0.8 \\
 1.2 &\leq b \leq 2.2 \\
 0.03 &\leq r \leq 0.13 \\
 0 &\leq d_G \leq 0.8 \\
 0 &\leq d_H \leq 0.8
 \end{aligned}$$

若在壁凹處之尺寸比值

$$\begin{aligned}
 t_H &\leq R_H/D \\
 t_G &\leq R_G/D
 \end{aligned}$$

則壁凹係數 $f(\text{recess})$ 適用之範圍為

$$-0.3 \leq s \leq 0.5$$

(b) 曲軸銷圓角

彎曲應力集中係數 α_B 為：

$$\alpha_B = 2.6914 \cdot f(s, w) \cdot f(w) \cdot f(b) \cdot f(r) \cdot f(d_G) \cdot f(d_H) \cdot f(\text{recess})$$

式中：

$$\begin{aligned}
 f(s, w) &= -4.1883 + 29.2004 \cdot w - 77.5925 \cdot w^2 + 91.9454 \cdot w^3 - 40.0416 \cdot w^4 + (1-s) \\
 &\quad \cdot (9.5440 - 58.3480 \cdot w + 159.3415 \cdot w^2 - 192.5846 \cdot w^3 + 85.2916 \cdot w^4) \\
 &\quad + (1-s)^2 \cdot (-3.8399 + 25.0444 \cdot w - 70.5571 \cdot w^2 + 87.0328 \cdot w^3 - 39.1832 \cdot w^4)
 \end{aligned}$$

$$f(w) = 2.1790 \cdot w^{0.7171}$$

$$f(b) = 0.6840 - 0.0077 \cdot b + 0.1473 \cdot b^2$$

$$f(r) = 0.2081 \cdot r^{(-0.5231)}$$

$$f(d_G) = 0.9993 + 0.27 \cdot d_G - 1.0211 \cdot d_G^2 + 0.5306 \cdot d_G^3$$

$$f(d_H) = 0.9978 + 0.3145 \cdot d_H - 1.5241 \cdot d_H^2 + 2.4147 \cdot d_H^3$$

$$f(\text{recess}) = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1.8 + 3.2 \cdot s)$$

扭轉應力集中係數 α_T 為：

$$\alpha_T = 0.8 \cdot f(r, s) \cdot f(b) \cdot f(w)$$

式中：

$$f(r, s) = r[-0.322 + 0.1015 \cdot (1-s)]$$

$$f(b) = 7.8955 - 10.654 \cdot b + 5.3482 \cdot b^2 - 0.857 \cdot b^3$$

$$f(w) = w^{(-0.145)}$$

(c) 曲軸頸圓角

彎曲應力集中係數 β_B 為：

$$\beta_B = 2.7146 \cdot f_B(s, w) \cdot f_B(w) \cdot f_B(b) \cdot f_B(r) \cdot f_B(d_G) \cdot f_B(d_H) \cdot f(\text{recess})$$

式中：

$$\begin{aligned} f_B(s, w) &= -1.7625 + 2.9821 \cdot w - 1.5276 w^2 + (1-s) \cdot (5.1169 - 5.8089 \cdot w + 3.1391 \cdot w^2) \\ &\quad + (1-s)^2 \cdot (-2.1567 + 2.3297 \cdot w - 1.2952 \cdot w^2) \\ f_B(w) &= 2.2422 \cdot w^{0.7548} \\ f_B(b) &= 0.5616 + 0.1197 \cdot b + 0.1176 \cdot b^2 \\ f_B(r) &= 0.1908 \cdot r^{(-0.5568)} \\ f_B(d_G) &= 1.0012 - 0.6441 \cdot d_G + 1.2265 \cdot d_G^2 \\ f_B(d_H) &= 1.0022 - 0.1903 \cdot d_H + 0.0073 \cdot d_H^2 \\ f(\text{recess}) &= 1 + (t_h + t_G) \cdot (1.8 + 3.2 \cdot s) \end{aligned}$$

剪應力集中係數 β_Q 為：

$$\beta_Q = 3,0128 \cdot f_Q(s) \cdot f_Q(w) \cdot f_Q(b) \cdot f_Q(r) \cdot f_Q(d_H) \cdot f(\text{recess})$$

式中：

$$\begin{aligned} f_Q(s) &= 0.4368 + 2.1630 \cdot (1-s) - 1.5212 \cdot (1-s)^2 \\ f_Q(w) &= \frac{w}{0.0637 + 0.9369 \cdot w} \\ f_Q(b) &= -0.5 + b \\ f_Q(r) &= 0.5331 \cdot r^{(-0.2038)} \\ f_Q(d_H) &= 0.9937 - 1.1949 \cdot d_H + 1.7373 \cdot d_H^2 \\ f(\text{recess}) &= 1 + (t_h + t_G) \cdot (1.8 + 3.2 \cdot s) \end{aligned}$$

扭轉應力集中係數 β_T 為：

若曲軸銷與頸之直徑相等，則

$$\beta_T = \alpha_T$$

若曲軸銷與頸之直徑不等，則

$$\beta_T = 0.8 \cdot f(r, s) \cdot f(b) \cdot f(w)$$

式中之 $f(r, s)$ 、 $f(b)$ 及 $f(w)$ 應按 3.5.2 (b) 之計算 α_T ，但 $r = R_G / D_G$ 。

3.5.4 額外彎曲應力

在 3.5.2(a)(iii) 之變動彎曲應力之外，由於中線校正之誤差，機座之變形以及軸向振動等因素之考慮，應另加應力如下表：

機型	$\sigma_{add}(\text{N/mm}^2)$
十字頭型機器	± 30
桶活塞型機器	± 10

3.5.5 等值變動應力之計算

(a) 通則

計算曲軸銷圓角處之等值變動應力，亦需計算曲軸頸圓角處之等值變動應力。等值變動應力應按畸變能量理論計算之。計算時之假設，為最大之變動彎曲應力與最大之變動扭轉應力，同時發生在曲軸上之同一處。

(b) 等值變動應力

(i) 曲軸銷圓角處：

$$\sigma_v = \pm \sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_H^2}$$

(ii) 曲軸頸圓角處：

$$\sigma_v = \pm \sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_G^2}$$

式中：

σ_v = 等值變動應力，N/mm²。

其餘符號意義同前各節。

3.5.6 疲勞強度之計算

疲勞強度之意義為曲軸圓角高度應力處能永久承受之變動彎曲應力值。若曲軸實際之疲勞強度無法經由測量獲得，得以下列公式計算之。

(a) 曲軸銷之疲勞強度：

$$\sigma_{DW} = \pm K \cdot (0.42 \cdot \sigma_B + 39.3) \cdot \left(0.264 + 1.073 \cdot D^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_H}} \right)$$

(b) 曲軸頸之疲勞強度：

$$\sigma_{DW} = \pm K \cdot (0.42 \cdot \sigma_B + 39.3) \cdot \left(0.264 + 1.073 \cdot D_G^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_G}} \right)$$

式中：

σ_{DW} = 曲軸許可之疲勞強度，N/mm²。

K = 曲軸未表面處理之不同鍛造狀況。

= 1.05 為連續晶粒及落錘鍛造者。

= 1.0 為自由形鍛造者。

= 0.93 為鑄造者。

σ_B = 曲軸材料之最低抗拉強度，N/mm²。

為計算之目的， R_H 及 R_G 之值不得小於 2 mm。若無實體曲軸表面處理之試驗結果， K 值即選用上列未有處理之各值計算。若有個案顯示實體之曲拐或曲軸之試驗疲勞強度數據，本中心得慮之。但本中心得認為試驗結果之數據不得低於 80%。

3.5.7 組合式曲軸紅套配合之計算

(a) 通則

紅套配合所需要計算之尺寸，如圖 III 3-6 所示。

式中：

D_s = 紅套配合之直徑

- L_S = 紅套配合之長度
 D_A = 曲柄臂之外徑，或曲軸頸中心線至曲柄臂外緣距離之二倍，兩者取其小者。

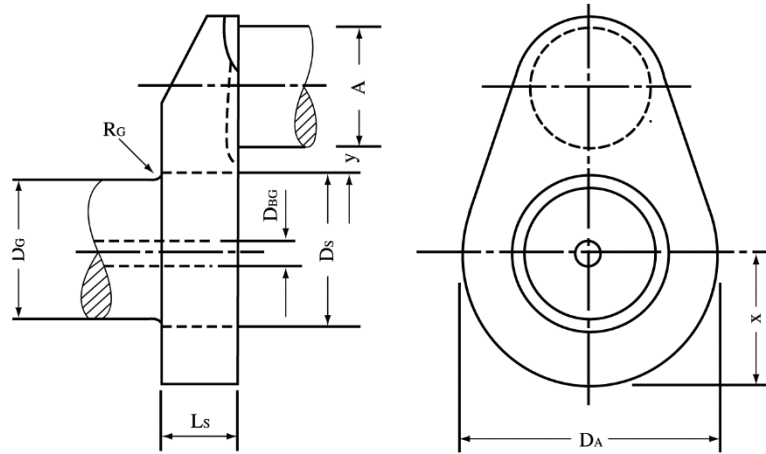


圖 III 3-6
組合式曲軸之曲拐

y = 曲軸頸產生線與曲軸梢間之距離，mm。

$$y \geq 0.05 \cdot D_S$$

當 y 小於 $0.1D_S$ 時，應對紅套配合在曲軸梢圓角處所生疲勞應力予以特別考慮。

有關軸頸至紅套直徑之變化尺寸，應符合下列規定：

$$R_G \geq 0.015D_G \text{ 以及 } R_G \geq 0.5(D_S - D_G), \text{ 選用較大值。}$$

實際過盈尺寸 Z 按照 3.5.7(b) 及 3.5.7(c) 計算應在 $Z_{\min}$ 與 $Z_{\max}$ 之間。

(b) 必要之最小過盈尺寸

最小過盈尺寸應依下述(i)及(ii)之計算所得取其大者。

- (i) 最小過盈尺寸應計算出曲拐之絕對最大力矩 $M_{\max}$ ，此最大的力矩 $M_{\max}$ 相對於自本篇 3.5.2(b) 計算所得之最大旋扭力矩 $M_{T\max}$ 。

$$Z_{\min} \geq \frac{4 \cdot 10^3}{\pi \cdot \mu} \cdot \frac{S_R \cdot M_{\max}}{E_m \cdot D_S \cdot L_S} \cdot \frac{1 - Q_A^2 \cdot Q_S^2}{(1 - Q_A^2) \cdot (1 - Q_S^2)}$$

使用

$$Q_A = \frac{D_S}{D_A}, \quad Q_S = \frac{D_{BG}}{D_S}, \quad \mu = 0.20 \text{ 對於 } \frac{L_S}{D_S} \geq 0.40$$

式中：

$Z_{\min}$ = 最小過盈尺寸，mm。

S_R = 針對滑動之安全係數應取大於 2。

Q_A, Q_S = 不同直徑之比。

μ = 靜摩擦係數。

E_m = 楊式模數，N/mm²。

- (ii) 除上述(i)外，最小過盈尺寸尚須依據下列公式計算

$$Z_{\min} \geq \frac{\sigma_s \cdot D_s}{E_m}$$

式中：

σ_s = 曲柄材料之最小降伏應力，N/mm²。

(c) 最大之容許過盈尺寸

依據下述公式計算最大之容許過盈尺寸。

$$Z_{\max} \leq \frac{\sigma_s \cdot D_s}{E_m} + \frac{0.8 \cdot D_s}{1000}$$

式中：

$Z_{\max}$ = 最大過盈尺寸，mm。

藉此條件限制曲軸圓角處之收縮應力。

3.5.8 可予接受之準則

由等值變動應力與疲勞強度之比較來決定曲軸之尺寸是否足夠。曲軸銷圓角以及曲軸頸圓角均應比較之，按下列

$$Q = \frac{\sigma_{DW}}{\sigma_v}$$

式中：

Q = 可接受因數。

曲軸銷與曲軸頸之可接受因數均超過下式數值時，即可確保曲軸之尺寸符合規定。

$$Q \geq 1.15$$

3.5.9 內圓角及油孔

(a) 整體鍛造或鑄造的曲軸，曲柄臂與曲軸銷或軸頸連接處之角隅須加工至圓角，其圓角半徑不得小於曲軸梢或軸頸直徑的 5%，且須光滑。

(b) 在曲軸銷和軸頸表面上的油孔，在稜邊處須磨成均勻輪廓的圓角且須表面光滑。

3.5.10 曲柄臂與曲軸銷和曲軸頸的外部連接處上須刻上記號。

3.5.11 尾端軸承外的軸頸部份，其軸徑可漸漸削成錐狀，至與其鄰近相接之軸徑相同。

3.5.12 飛輪處或泵用偏心軸處或介於末端軸承與推力軸間之額外軸之直徑不得小於曲柄軸所需的直徑。

3.5.13 聯結器凸緣

(a) 聯結器凸緣於螺栓孔節圓處的厚度不得少於聯結器螺栓的直徑。

- (b) 聯結器凸緣與曲軸之角隅圓角半徑不得少於其相對曲軸直徑的 8%。俾便螺栓頭與螺帽處避免凹面發生。
- (c) 曲軸與聯結器凸緣非為一體者，其佈置圖須送審，並需有適當裝置能使聯結器凸緣抵抗扭力及倒俾的拉力。

3.6 起動裝置

3.6.1 空氣起動

壓縮空氣起動裝置須符合鋼船規範第 VI 篇 4.6 節之規定。

3.6.2 電力起動

- (a) 使用電力起動器的主推進器及輔機，至少須裝設兩組起動電瓶，其總合容量須足夠按鋼船規範第 VI 篇 4.6.2 節空氣起動的規定，在 30 分鐘內連續起動，而不需充電。
- (b) 起動電瓶的連接需使其各組電瓶能交替使用。起動電瓶須裝設兩組充電設施，一為自動充電裝置由機器帶動的充電發電機供應，另一可為手動，由船上電力系統供電。各充電裝置，需能於 6 小時內完成一組電瓶的充電。
- (c) 起動電瓶不得移作起動與運轉機器以外的用途。如供其他用途，則電瓶的容量應相對的增加，而其電路需與起動系統完全分開。

3.6.3 應急發電機組的起動（應急電源用）

- (a) 應急發電機組需能於冷機狀態下易於起動。
- (b) 若經證明實際可行，手動起動裝置亦可接受。如以其他方式起動，通常能於 30 分鐘內，不能少於 3 次的連續起動，而不須求助於機艙內的其他電源。
- (c) 應急發電機組的起動，請參閱鋼船規範第 VII 篇 11.5 節。

3.7 進氣及排氣裝置

3.7.1 掃氣裝置

- (a) 二衝程機器至少需具備一部往復式或迴轉式掃氣鼓風機。
- (b) 二衝程機器如採用一部獨立式掃氣鼓風機，則需具備兩部可交替使用原動機，或具有兩部相同馬力雙套佈置的原動機。在雙套佈置時每一台原動機須具有足夠的容量，於一台原動機故障時，仍能使主推進機器在大於 1/2 最大連續出力的轉速下作動，不致於有困難發生。

3.7.2 排氣渦輪增壓機

- (a) 主推進機器裝置有複數排氣渦輪增壓機者，當其中之一台增壓機發生故障時，應有適當之安排，使船舶仍能繼續安全航行。

- (b) 於起動或低速運轉時，無法只靠排氣渦輪增壓機操作的主推進機器，須另裝設一輔助掃氣系統。

3.7.3 排氣佈置

- (a) 表面溫度可能超過 220°C 的排氣管路及消音器，需有效的以隔熱材料絕緣或冷卻。使用水冷卻的排氣管路和消音器，如其冷卻水出口為可關閉者，須有特殊裝置以防止冷卻空間的壓力過高。
- (b) 消音器需具備易於接近的清潔口及洩水裝置。
- (c) 數部機器排氣管如接至同一消音器，則需有一特殊裝置，防止排氣進入未起動的機器。
- (d) 機器的排氣管若在靠近水線附近，需有適當的裝置，防止水份進入機器。
- (e) 如有必要，排氣管須有適當的洩水裝置，以及可讓其膨脹的設施。
- (f) 除非使用機器廢氣加热的鍋爐，機器排氣管與鍋爐煙道不得連在一起。機器排氣管若通過燃油鍋爐，須妥善安置勿使鍋爐未燃的油料能進入機器排氣管路。因此，排氣管路上的轉換閥須與鍋爐燃燒器有互鎖裝置，當該閥開啟時，燃油不致進入鍋爐燃燒器。
- (g) 為了防止帶火花的煙塵排至大氣，在油輪上須裝設消音器或特製的火花防止器。
- (h) 二衝程機器裝設的渦輪增壓機，若採用衝動式系統者，須具有設施防止斷裂的活塞環進入渦輪機殼損壞葉片及噴嘴環。

3.8 燃油、滑油及冷卻裝置

3.8.1 燃油裝置

- (a) 有關燃油裝置，請參閱鋼船規範第 VI 篇 4.4 節。
- (b) 裝置於高壓燃油泵與噴油器間之外露高壓輸油管路應以套管防護高壓管損壞時之漏油。套管與內有高壓油之外露油管結合成一永久性的組合體。經設計認可之金屬管亦可接受當此外露管。此種加套之管路系統應包括收集漏油之設施，同時具有油管損壞之警報裝置。現成船其安放龍骨在 1998 年 6 月 30 日之前者；必須在 2003 年 7 月 1 日之前符合上述要求。但是最大連續出力在 375 kW 以下，且燃油泵供應二個噴油器以上者，經本中心之核准，仍可由適當的遮蔽方式代替套管式之規定。
- (c) 表面溫度超過 200°C 有可能受燃油系統損壞時噴濺者，必須予以適當的絕緣。
- (d) 燃油管路應予遮蔽或予適當防護，以避免油噴灑或油漏至熱表面或流入機器之進氣管，或其他易燃源頭。該等管路之接頭應減至最少。
- (e) 排放漏燃油及防止滑油被燃油污染，需有適當的裝置。如以撓性軟管作遮蔽用，需採用認可的型式。
- (f) 準備安裝於無人當值的機艙內的機器，不論其缸徑大小，其高壓燃油噴油管均需有遮蔽裝置。
- (g) 回油管路中，若壓力的變化超過 2 N/mm² 時，管路也應予以遮蔽。

3.8.2 滑油裝置

- (a) 滑油裝置除了下列規定外，還須依照鋼船規範第 VI 篇第 4.5 節的規定。
- (b) 封閉式曲柄箱兼做滑油集油池用時，須能隨時排放池內所含的滑油，淨油機或適當的滑油過濾設施亦應具備。
- (c) 滑油管路的適當位置須裝設壓力表或其他適當的方法可指示滑油係維持適當的循環。
- (d) 機器剛起動或在低轉速運轉時，須有預防措施以確認掃氣鼓風機及排氣渦輪增壓機潤滑良好。來自軸承與驅動部份的滑油不得與掃氣及增壓空氣混合。
- (e) 主機及副機其連續最大出力超過 375 kW 時，當潤滑油之供應失常或潤滑油壓力減低至其規定值時，應具備可視及可聞之警報裝置。同時尚應具備在警報作動後，由於低壓而自動停止引擎運轉之裝置。

3.8.3 冷卻裝置

- (a) 冷卻裝置除了下列規定外，還須依照鋼船規範第 VI 篇第 4.3 節規定。
- (b) 冷卻水或冷卻油的出口，均需裝設溫度計，同時，最好能有適當的方法可指示其適當的循環情形。
- (c) 兩缸或兩缸以上的機器，須有適當的方法調整進入各汽缸及活塞內之冷卻水量或冷卻油量，使其冷卻效果均勻。
- (d) 在水套及冷卻水管的最低處，須裝設排放設備。通至水套的各主管上，須裝設洩壓閥，以防過高的壓力產生。
- (e) 實際可行的話，由冷卻空間排出的冷卻水或油應由其最高處排出。

3.9 量化生產柴油機

3.9.1 定義

- (a) 應用於主機或輔機之量化生產之柴油機，其定義為是基於下列準則生產者：
 - (i) 其材料與配件，是在本中心認可接受的嚴謹品質控管機制下生產。
 - (ii) 使用夾具和自動機床所生產的柴油機部件，其容許誤差值具有可互換性，且其可依據一定的準則來驗證確認。
 - (iii) 可由庫存取得配件來組裝，其配件無須或稍作修改即可使用。
 - (iv) 對於個別組裝而成的柴油機於測試台測試時，其測試程序須依據認可的程序。
 - (v) 於廠試完成之後，隨機抽取機組做最後拆驗檢查。
- (b) 用於量化生產的柴油機的鑄件、鍛件和其他零件，其生產方法類似於 3.9.1 (a) (i)、(ii)和(iii)，與適當的檢查。
- (c) 部件的液壓試驗須符合表 III 3-3 之規定。

- (d) 量化生產柴油機的規格是被定義為製造廠對於所有部件所能生產的極限，其總產量需由製造廠驗證或由需求量確認，其生產流程須經由本中心所認可接受的品質管制的機制，見 3.9.1 (a) (i)。

3.9.2 量化生產柴油機的認證程序

- (a) 量化生產柴油機的認證程序，依據 3.9.2(b)至 3.9.2(e)申請驗證檢驗，量化生產柴油機的缸徑以不超過 300 mm。
- (b) 對於量化生產柴油機型式的認證，製造廠應提送由衛星工廠生產的主部件清單。
- (c) 製造廠應提供完整的資訊，對於製造的生產流程以及品質管制程序，其資訊應涵蓋下列：
 - (i) 品質管制系統組織圖
 - (ii) 品質管制操作紀錄
 - (iii) 品質管制負責人
- (d) 型式認可的運轉測試，其運轉時數至少為 100 小時，型式認可須符合 3.9.5 的要求。
- (e) 對於量化生產柴油機型式的認可的有效期內，當其設計上、製造上或品質上、材料上或生產主部件的衛星工廠有任何改變時，製造廠應盡速通知本中心。

3.9.3 產品持續檢驗

- (a) 驗船師應能易於進入製造廠家的工廠，以及獲取其品質管理文件。
- (b) 產品檢驗管控應涵蓋如下：
 - (i) 檢驗與測試紀錄應保持，讓驗船師滿意。
 - (ii) 配件的驗證系統須依據認可的慣例，且為本中心所接受的方法。
 - (iii) 製造廠應對其衛星工廠所生產配件完整的品管資訊，必要時，本中心有權對於衛星工廠所生產的配件，請求直接或個別的檢驗。
 - (iv) 蒞廠驗船師可以要求對個別柴油機實施廠試。

3.9.4 符合與檢驗證書

- (a) 安裝於入級船舶的每一柴油機應附有證明文件，其證明文件應顯示其測試已依據 3.9.2(d)測試以及其測試結果。其證明文件的格式應為本中心所認可的，而其內容應有型式認可及柴油機系列的編號，其副本應送本中心。

3.9.5 型式認可條件

- (a) 對於量化生產柴油機型式的認證，製造廠應提送測試程序，對於已被認可的機型，製造廠可以提出減免或簡化的測試程序，由本中心做特殊考量。
- (b) 測試的柴油機應來自生產線以及本中心同意的。
- (c) 型式認可過程與程序如下：
 - (i) 額定輸出運轉 80 小時；

- (ii) 110%超載運轉 8 小時；
 - (iii) 不同的部分負載運轉 10 小時（額定輸出的 25%、50%、75%及 90%）；
 - (iv) 最大輸出運轉 2 小時；
 - (v) 起動試驗；
 - (vi) 對於可直接逆轉的機型，進行逆轉試驗；
 - (vii) 調速器測試；
 - (viii) 超速測試；
 - (ix) 潤滑油系統失效警報測試；
 - (x) 若有安裝時，過給機故障測試；
 - (xi) 對於做為主推進用之柴油機，實施最低轉數測試；對於做為輔機用之柴油機，實施怠速測試。
- (d) 於 3.9.5(c)型式認可測試過程所要求的負載輸出，於全工作週期內，應將附屬設備合併計入，見 3.9.5(j) 及 3.9.5(k)。
- (e) 於 3.9.5(c)所述的過負載測試，於實施測試時，依據下列條件：
- (i) 當柴油機直接帶動螺槳時，其 110%的額定負載是在 103%的轉數下的輸出；
 - (ii) 當柴油機作為發電機或其輔機用時，其 110%的額定負載是在 100%的轉數下的輸出。
- (f) 對於母型機，其測試過程與程序，可由製造廠與本中心共同特別考量。
- (g) 於型式認可過程中，下列細目必須連續紀錄：
- (i) 室溫；
 - (ii) 大氣壓力；
 - (iii) 相對濕度；
 - (iv) 外部冷卻水溫度；
 - (v) 燃料油及潤滑油特性。
- (h) 除 3.9.5(g)所述之外，下列細目亦必須連續量測與紀錄：
- (i) 柴油機轉數(rpm)；
 - (ii) 制動馬力；
 - (iii) 扭矩；
 - (iv) 最大爆發壓力；
 - (v) 指示壓力圖，可能的話；
 - (vi) 排氣煙度(以認可煙度指示計量測)；
 - (vii) 潤滑油溫度與壓力；
 - (viii) 排氣管的排氣溫度，可能的話，應可量取每一缸的排氣溫度；
 - (ix) 對於有過給機的柴油機：
 - (1) 過給機轉數(rpm)；
 - (2) 過給機前後端的空氣溫度與壓力；
 - (3) 過給機前後端的排氣溫度與壓力；
 - (4) 空氣冷卻器進口的水溫。
- (i) 型式認可測試之後，本中心驗船師應對主要部件，做開放性檢查。

- (j) 當柴油做為不同用途(多用途)時，其測試過程與程序，應能全面性涵蓋所有的柴油機的性能測試。
- (k) 柴油機的額定輸出是經由製造廠與本中心共同議定，亦即該柴油機於正常的維修、使用環境與在其額定轉數下，最大連續的輸出功率。

3.10 試驗與檢驗

3.10.1 表 III 3-3 所指明的狀況，柴油機的部品，加工完成後，需會同驗船師舉行液壓試驗。

3.10.2 柴油機構件之材料試驗及非破壞試驗

- (a) 柴油機主要構件之材料試驗及非破壞試驗應符合表 III 3-4 之規定實施。
- (b) 所有必需材料試驗項目在進行時均應有驗船師在場。
- (c) 機器重要結構部份之銲接，應按認可之銲接方法試驗之。
- (d) 除以上之各試驗項目之外，如認為有必要者，得要求以非破壞試驗證實機器之優良性。

3.10.3 機器中線校準

機器安裝上機座後，在每一階段時，曲柄軸的中線均應校準。至少須包括每一曲軸之曲柄臂撓曲度測量紀錄。

表 III 3-3
柴油機部品所需之液壓試驗及試驗壓力

受驗部品		試驗壓力 MPa
氣缸蓋之冷卻區間 氣缸套之冷卻區間全長 活塞頂之冷卻區間（在活塞桿裝妥後）		0.7
氣缸水套之冷卻區間 排氣系統 排氣閥之冷卻區間 排氣管路之冷卻區間 驅氣及增壓系統 泵之缸體 鼓風機之冷卻區間 排氣渦輪機外殼之冷卻區間 冷卻器之兩側		0.4 但不小於 1.5W
燃油噴射系統 泵本體之壓力側 閥 管		1.5W 或 W+29.5， 以較小值為準，參閱下註
液壓系統：排氣閥之液壓高壓管路		1.5W
機器帶動之壓縮空氣機 （氣缸、氣缸頭、中間冷卻器以及後冷卻器）	空氣側	1.5W
	冷卻水側	0.4，但不小於 1.5 W
機器帶動之泵（油、水、燃油、艙水）		0.4，但不小於 1.5 W
管路系統		依據鋼船規範第 VI 篇第 7 章之規定
表中：W=各該部品之最高工作壓力 MPa。		

附註：燃油噴射泵或閥本體如為鍛鋼製造者，可免除液壓試驗。

表 III 3-4
柴油機主要機件適用材料試驗及非破壞試驗

主要機件			氣缸徑 D (mm)								
			D ≤ 300			300 < D ≤ 400			400 < D		
			①	②	③	①	②	③	①	②	③
1	曲軸	整體鍛造式	O	O	O	O	O	O	O	O	O
		組合式之曲柄，曲軸銷及曲軸頸	O	O	O	O	O	O	O	O	O
		其他(例如銲接式)	O	O	O	O	O	O	O	O	O
2	曲軸聯軸器之圓盤(若為非整體式)								O		
3	曲軸聯軸器之螺栓								O		
4	鋼質活塞冠				O			O	O	O	O
5	活塞桿		O	O		O	O		O	O	O
6	連桿及連桿軸承蓋		O	O		O	O		O	O	O
7	氣缸套之鋼質部份					O			O		
8	鋼質氣缸蓋				O	O		O	O	O	O
9	銲接式之基座鋼板	鋼板及橫向軸承支持物為鍛造或鑄造者	O			O			O		
		鑄鋼部份含銲接接頭		O	O		O	O		O	O
10	銲接之推力軸承部份，鋼板及橫向軸承支持物為鍛造或鑄造者		O			O			O		
11	銲接式之支柱及曲軸箱		O			O			O		
12	銲接式之上層支架		O			O			O		
13	鎖緊長螺桿		O	O		O	O		O	O	
14	凸輪軸用之齒輪								O	O	
15	螺桿及螺栓(用於氣缸蓋，十字頭，連桿軸承及主軸承)					O			O	O	
16	排氣渦輪機之渦輪圓盤，葉片，鼓風片及轉子軸		O	O	O	O	O	O	O	O	O
17	十字頭								O		
18	第VI篇第1章規定第一類及第二類之附屬於柴油機之管子，閥件及附件		O			O			O		

附註：

- (1) 有①符號一行內之材料，應符合第 XI 篇之規定。
- (2) 有②符號一行內之材料，應作磁粉或液滲探傷試驗。
- (3) 有③符號一行內之材料，應作超音波探傷試驗。

3.10.4 廠內試俾

柴油機在製造廠家內之試俾，應在驗船師之監督下，按以下所訂範圍進行試驗。

(a) 廠試範圍

機器在試驗中的每一階段，製造廠家均應詳細記錄。所有之記錄均應在穩定狀態下記錄之。100%負荷之記錄，每 30 分鐘內應記錄兩次。

(i) 帶動推進器之主柴油機：

- (1) 在額定轉速(n_0)時 100%功率（額定），達到穩定狀態後至少維持 60 分鐘。
- (2) 在 1.032 倍額定轉速時 110%功率，達到穩定狀態後維持 30~45 分鐘。
- (3) 按照推進器定律之 90%（常用功率），75%、50%以及 25%功率之各負荷。
- (4) 起動及倒俾操作。
- (5) 調速器試驗及獨立之超速保護裝置試驗。
- (6) 停俾裝置之試驗。

(ii) 帶動推進發電機之主柴油機：

本試驗應在調速器設定在額定轉速時之狀態下進行。

- (1) 100%功率（額定），達到穩定狀態後維持至少 50 分鐘。
 - (2) 110%功率，達到穩定狀態後維持至少 30 鐘。
 - (3) 75%、50%、25%各負荷以及最慢速運轉。
 - (4) 起動試驗。
 - (5) 調速器試驗以及獨立之超速保護裝置之試驗。
 - (6) 停俾裝置之試驗。
- (iii) 帶動輔機之柴油機
各試驗與 3.10.4(a)(ii)同。
- (b) 機件之檢驗：廠試完成後柴油機之機件應作抽樣檢驗。
- (c) 記錄之數據：機器在各種負荷狀況時，有關機器操作之數據均應記錄。曲軸之撓曲度亦應測量記錄。
- (d) 若柴油機用途有別於上述者，試驗之項目得增加之。

3.10.5 船上試俾（繫纜試俾及海上試俾）

柴油機按照製造廠規定的磨合期後，始得進行以下規定之海上試俾。

- (a) 海上試俾範圍
- (i) 帶動推進器之主柴油機
 - (1) 在 100%轉速（額定）至少 2 小時。
 - (2) 在相當 1.032 倍額定轉速時 30 分鐘。
 - (3) 最小轉速
 - (4) 起動及倒俾操作。
 - (5) 倒俾在 70%額定轉速 10 分鐘。
 - (6) 監控、警報及安全設施之試驗。
 - (ii) 帶動可控螺距螺槳及倒俾齒輪之主柴油機帶動可控螺距螺槳時，不同螺距角均應試驗。
 - (iii) 帶動推進發電機主柴油機
本試驗應在調速器設定在額定轉速狀態下進行。
 - (1) 100%功率（額定）至少 2 小時。
 - (2) 110%功率 30 分鐘。
 - (3) 推進器倒俾 70%額定轉速 10 分鐘。
 - (4) 起動操作。
 - (5) 監控、警報及安全設施之試驗。
註：以上之試俾功率以被帶之發電機功率為準。
 - (iv) 帶動輔機之柴油機
柴油機帶動發電機或重要輔機時，操作試驗至少 2 小時。在試驗期中該被帶動之輔機應在額定功率之下操作相當時間。柴油機應能供應 100%功率，若為發電機組時，應展示發電機過荷保護裝置作動之時間。
 - (v) 柴油機之燃油若為特種油或殘渣油時，應作適合該油料之有關試驗。
- (b) 船舶若有特殊功能如拖船、拖網時，除以上試驗外，項目應增加之。

第 4 章

甲板機械及主要輔機

4.1 通則

4.1.1 本章之規定適用於舵機、橫向推力器、錨機、繫船絞車、絞盤、往復式壓縮機及主要工作泵等。

4.1.2 橫向推力裝置視為操舵功能之一部份，但不包含用於推進系統之全向推進器。本規範中有關各篇論及舵機、軸系、齒輪與聯結器、推進器、遙控系統及電器裝備須儘可能採用之規定，橫向推力裝置均應符合該等規定。

4.1.3 繫船絞車及絞盤，儘量適用及符合本篇 4.3 節之規定。

4.1.4 圖樣及資料

製造廠商需檢送下列圖樣及資料，以憑審核。

(a) 舵機

(i) 圖樣

- (1) 一般佈置圖。
- (2) 舵柄細節。
- (3) 動力組合及細節。
- (4) 舵致動器組合及細節。
- (5) 液壓管路圖及控制系統之佈置。
- (6) 液壓及電力系統圖。（包括警報器及自動舵機）
- (7) 替代電源之線圖及佈置。
- (8) 舵角指示器之線圖。
- (9) 本中心認為必要之其他圖樣。
- (10) 圖樣及資料至少一式四份送審。

(ii) 資料

- (1) 要目表。
- (2) 操作指導書（包括動力切換程序及控制系統圖，代替動力之自動切換程序圖，如代替動力源是獨立式時，說明其種類及要項之資料）
- (3) 動力致動系統之單一損壞時，所必須採取對應措施之手冊。
- (4) 主要機件強度計算書。
- (5) 本中心認為必要之其他資料。

(b) 錨機、繫船絞車及絞盤

一般佈置總圖，軸、錨機之錨鍊輪及剎車系統之詳圖，各項必須之要目表包括容量、速度、驅動馬力及材料規格等。

(c) 往復式壓縮機

- (i) 壓縮機製造廠商需檢送下列圖樣，以備審核：

斷面總圖及曲柄軸詳圖。

- (ii) 壓縮機製造廠商需檢送下列資料與圖樣一併送審：

各段壓縮空氣之設計壓力與溫度、容量、轉速，各項要目明細表，所需之動力與材料規範等。

- (d) 泵

一般佈置總圖，包括容量、水頭、轉速及驅動馬力；泵之特性說明，包括超負荷保護裝置及其他安全裝置以及材料規格等。

4.1.5 材料

- (a) 舵機

- (i) 所有舵機構件及舵柱必須是驗船師認為滿意可靠結構者。

- (ii) 所有傳達機械動力至舵柱之構件必須按鋼船規範第 XI 篇規定試驗。

- (iii) 下述構件均應為鋼材或經認可之延性材料並按鋼船規範第 XI 篇規定試驗：

撞錘式氣缸，旋轉葉片式致動器之壓力殼，液壓管路，閥，凸緣及裝具，及所有傳達機械動力至舵柱之構件。（例如舵柄、舵柄弧或類似構件）一般而言，上述材料之延伸率不得小於 12%，且抗拉強度不得大於 650 N/mm²。

- (b) 錨機、繫船鉸車及鉸盤所使用之材料一般均應符合上述 4.1.5(a)之規定。錨鍊輪需為鑄鋼製。

- (c) 往復式壓縮機

- (i) 曲軸及連桿一般均應為鍛鋼、鑄鋼或經認可之球形鑄鐵或石墨鑄鐵製成。使用其他材料則需經本中心依個案特別審核之。

- (ii) 曲軸及球形鑄鐵或石墨鑄鐵製之連桿材料，需會同驗船師按照鋼船規範第 XI 篇之規定或與其設計有關並經認可之規範試驗與檢驗。

- (d) 輸送腐蝕性液體之泵需以抗腐蝕性材料製造。工作壓力逾 1.0 MPa 之壓力循環式鍋爐，其循環水泵之本體不得使用鑄鐵製造。

- (e) 下列各部品之材料，需會同驗船師，按鋼船規範第 XI 篇之規定或與設計有關並經認可之規範試驗與檢驗。

- (i) 橫向推力器，錨機，繫船鉸車，鉸盤及泵所需，驅動馬力在 375 kW 及以上者：軸。

- (ii) 管路：如鋼船規範第 VI 篇分類之第 I 類及第 II 類管子及閥。

4.2 舵機

4.2.1 通則

- (a) 本規範要求每一船舶均需具備一組主舵機及一組輔舵機。其配置情形應在任何一組舵機失效時不致影響另一組舵機之操作。

- (b) 在滿足國際海事組織 1974 年海上人命安全國際公約及其事後之議定書及修正案，亦應注意各船籍國家之有關規定。

- (c) 其他情況或與本規定要求相等之裝置，本中心可另行考慮。

- (d) 當舵機可由兩套以上之動力或控制系統同時操作時，應特別考慮因單一之損壞引起之液壓封鎖之危險。
- (e) 有關舵機之定義
 - (i) 舵機控制系統意指自駕駛室傳達命令至舵機動力機組。舵機控制系統包括發信器，接受器液壓控制泵及其關連馬達，馬達控制器，管路及電線。
 - (ii) 主舵機意指該機器，舵致動器、舵機動力組、輔助設備及傳達力矩至舵桿之設施。
 - (iii) 舵機動力組
 - (1) 在電動舵機時：為一個馬達及其關連電氣設備。
 - (2) 在油壓電動舵機時：為一個馬達及其關連電氣設備與連結泵。
 - (3) 在其他之液壓舵機：一台驅動引擎及其連結泵。
 - (iv) 輔舵機意指除了主舵機之任何部份，在主舵機失效時，用以操舵的設備。但不包含舵柄及舵柄弧等。
 - (v) 動力致動系統意指供應動力以轉動舵桿的液壓設備，包括舵機動力單元及其關連之管路及配件及一個舵致動器。該動力致動系統可共同使用同一之機械構件，例如舵柄、舵柄弧及舵桿或有類似功能之組件。
 - (vi) 最大前進航行速度意指該船設計在其最大吃水，最高螺槳轉速及相對之主機 **MCR** 時之航速。
 - (vii) 舵致動器意指直接把液壓轉換為機械作用以轉動舵之構件。
 - (viii) 最大工作壓力意指當舵機依照 4.2.2(b)操作時所預期之壓力。

4.2.2 主舵機

- (a) 主舵機與舵桿均需有足夠之強度，能在最大正俾速度時駕駛船舶，同時在最大倒俾速度時亦不致損害。但在試俾時可不需要在最大倒俾速度及使用最大舵角之情下測試以確認其設計。
- (b) 船舶於其海上航行，在最深吃水及最大正俾航速時，主舵機需能轉動舵角由一舷之 35°至另一舷之 35°，同時由一舷之 35°至另一舷之 30°其所需時間不得超過 28 秒。
- (c) 不包含航行於冰河流域之加強尺寸，按本規範之要求其舵桿所需之直徑（立於舵柄處）若大於 120 mm，以及為達成上述 4.2.2(b)之要求者，其主舵機應採用動力操作。

4.2.3 輔舵機

- (a) 輔舵機需具有足夠之強度，能在可航速率下駕駛船舶並能在緊急情況時迅速啟用。
- (b) 船舶於其海上航行，在最深吃水及最大正俾航速之半速或每小時 7 哩（以其較高者為準）航行時，輔舵機需能轉動舵角由一舷之 15°至另一舷之 15°其所需時間不得超過 60 秒。
- (c) 不包含航行於結冰河流域之加強尺寸，若按本規範之要求其位於舵柄處之直徑大於 230 mm，以及為了達成上述 4.2.3 (b)之要求者，其輔舵機應用動力操作。

4.2.4 如主舵機由二個或二個以上之相同動力組組成並能滿足下列要求者，得免裝輔舵機。

- (a) 在客船，如任一動力組不能操作時，其主舵機仍應能達成本篇 4.2.2 (b)之要求者。
- (b) 在貨船，所有動力組同時操作其主舵機應能達成本篇 4.2.2 (b)之要求者。

- (c) 主舵機之設計佈置，當其中一組管路系統有單一損傷或任一組動力組故障能夠隔離而使舵機效能仍能保持或能快速復原。

4.2.5 動力組

在電源故障消除後，電力恢復時，主舵機及輔舵機之動力組須能自動再起動並能於駕駛台操作位置操作。當任一動力組之電源發生故障時，在駕駛台需裝有一組視覺及音響警報器警示。同時，動力組間之轉換也應為易於操作。

4.2.6 手操舵機

在正常情況下，手操舵機之設計須在 25 轉內將舵由一舷之滿舵轉至另一舷之滿舵，而其使用之力量不得超過 155 N。

4.2.7 止舵器

舵機本身內部須裝有止舵器於正常使用時限制舵之移動範圍，否則需於甲板上安裝結構上之止舵器來限制舵柄弧及舵柄之移動範圍。動力操作之舵機需有一確實之裝置可使舵轉至停止點以前停止舵機。此種裝置須設計與舵機本身同步而非舵機控制系統。

4.2.8 舵機控制系統

- (a) 下列各項需裝設一組舵機控制系統

- (i) 主舵機於駕駛台與舵機房均須裝設。
- (ii) 依照本篇 4.2.4 規定裝設之主舵機，須有二組獨立之控制系統，都能在駕駛台操作。舵輪與操舵桿不須有二套。除了油輪，化學品船或 10,000 總噸位以上之氣體運輸船外，如舵機控制系統含有液壓遙控裝置，則不需裝設第二套獨立控制系統。
- (iii) 輔舵機於舵機房裝設，如為動力操作也須能於駕駛台操作且與主舵機的控制系統分別獨立裝設。

- (b) 能由駕駛台操作之主舵機及輔舵機控制系統須符合下列規定：

- (i) 使用電力者：由舵機房內與舵機動力線路相關連之獨立電源電路供應或直接由主配電盤或緊急配電盤接至該相關連獨立電源電路供應。
- (ii) 在舵機房內須能切斷所有能由駕駛台操作之控制系統。
- (iii) 控制系統須能由駕駛台操作。
- (iv) 若供應至舵機控制系統之電源故障或失效，在駕駛台須有音響及視訊警報器；及
- (v) 舵機控制之每一獨立分離供電線路僅需裝有短路保護裝置。

- (c) 當裝置將因單一之故障而引起液壓鎖住及操舵失效時，需在駕駛台裝設有視覺及音響警報器能辨識失效系統或組件。該警報器須於下述失常情況時作動：

- (i) 可變位泵控制系統不能正確配合指令位移時。
- (ii) 三叉全追隨閥或在定流量泵系統之閥已測知其不正確位置時。

4.2.9 舵角指示器

使用動力操作主舵機者，在駕駛台內應裝有舵角指示裝置。舵角指示裝置須與舵機控制系統分開獨立並且能在控制位置易於看見。另外，舵角之位置在舵機房內也能辨知。

4.2.10 電力設備

- (a) 舵機之電力線路與保護裝置須符合鋼船規範第 VII 篇 2.3 節之規定。

- (b) 在駕駛台及適當之主機控制室應裝有指示器，指出舵機動力組中每一舵機馬達及輔舵機馬達之運轉情形。
- (c) 電路控制系統之全部線路應獨立，並於可能範圍內儘量分開。

4.2.11 部品與管路

- (a) 所有重要構件如只有一組，須特別考慮其適用性。此構件應採用永久潤滑式之抗摩軸承或裝有潤滑裝置之配件。
- (b) 未裝設舵板停止器或機械式緩衝器以保護舵機超載之舵桿，所有傳送機械力量至該舵桿之舵機構件，其強度至少應與舵桿舵柄處之強度相同。
- (c) 管路、接頭、閥、法蘭凸緣及其他配件須符合鋼船規範第 VI 篇之規定。決定管路以及其他承受內壓力舵機配件之尺寸與厚度，其計算時所使用之設計壓力值，不得小於該系統於本篇 4.2.2(b)所指明之操作情況下之最大工作壓力之 1.25 倍，系統低壓端可能產生之壓力都須列入考慮。由於動力負荷產生的脈動壓力於管路及構件設計時應考慮其疲勞因素。
- (d) 油壓系統的每一分隔的部份及能由外力的動力產生壓力的部份，均需裝設洩壓安全閥。洩壓閥的設定壓力不得超過其設計壓力。洩壓閥須有適當的大小，尺寸，能防止高於設計壓力的不當壓力產生。
- (e) 按上述 4.2.11(d)的規定所需的洩壓閥，須符合下列各項規定
 - (i) 設定壓力不得少於最大工作壓力的 1.25 倍。
 - (ii) 最小排放量不得少於所有輸送泵總量的 110%。在此情況下其壓力升高不得超過其設定壓力的 10%。因此，油的黏度與預估的周遭情況應適度考量。
- (f) 撓性軟管
在正常工作情況下不會產生扭曲變形但其兩點間須具有撓性者，可使用經本中心認可的軟管設備。通常為撓性的需要以及機械的適當操作，軟管使用的長度應予限制。
- (g) 油壓操作舵機須具備下列各項
 - (i) 考慮油壓系統的設計及型式須有適當的佈置以保持油壓系統用油的清潔。
 - (ii) 每一油壓油櫃須裝有低油位警報器，能早期指出油櫃是否洩漏。在駕駛台及能易於觀察的機艙內須裝有音響及視訊警報器。
 - (iii) 若主舵機須用動力操作者須裝有一固定的油壓油儲存櫃，其容量至少應足夠再加滿一套整個油壓作動系統（包括油壓油櫃在內）內所需的總容量。該儲存櫃需備有容量表並與舵機油壓系統以管路永遠連接而能於舵機艙內易於加充。
- (h) 如舵機之佈置係可由二套系統（不論是動力或控制）同時操作時，當單一之故障發生，由於液壓鎖住導致操舵失效時，需在駕駛台裝設有視覺及音響警報器，以辨識故障之系統。

4.2.12 操作說明之陳列

在駕駛台及舵機房內應陳列有以圖樣指示舵機控制系統的轉換步驟及舵機作動系統的操作說明。

4.2.13 下列增加的規定適用於油輪，化學品船或 10,000 總噸位及以上的氣體運輸船和 70,000 總噸位及以上的其他船舶：

主舵機系統應包含二組或二組以上符合本篇 4.2.4 節規定的獨立動力組。

4.2.14 下列增加的規定適用於油輪，化學品船或 10,000 總噸位及以上的氣體運輸船。為了達到本篇 4.2.15 節中的規定，下列各項必須符合：

- (a) 主舵機的任一動力作動系統中的任一單一損傷，不包括舵柄，舵弧或具有相等功能的構件，若產生故障或是舵機驅動器故障而致舵效全失時，主舵機應能於舵機作動系統失效後 45 秒以內恢復至正常操舵力。
- (b) 主舵機應由下列任一組合組成
 - (i) 具有二個獨立而且分開的動力作動系統，每一系統均能達成本篇 4.2.2(b)中的所有規定。
 - (ii) 至少有二個相同的動力作動系統於正常操作時能同時作動而達成本篇 4.2.2(b)中的所有規定。為了需要符合這些規定的油壓動力作動系統須有互相連通的裝置。任一系統內的油有漏洩現象均能被偵測出，同時失效的系統能自動隔離而使其他的作動系統仍能完全的操作。
- (c) 非油壓舵機應具備等同標準。

4.2.15 下列增加的規定適用於油輪，化學品船或 10,000 總噸位及以上但少於 100,000 載重噸的氣體運輸船

- (a) 除了本篇 4.2.14 所規定之解決方法之外，某些不適用於舵驅動器單一損傷理論者，可准予使用相同的安全標準及下列規定：
 - (i) 由於管路系統的任一部份或任一動力組發生單一損傷時而喪失的舵效須於 45 秒內恢復正常能力，以及
 - (ii) 若舵機僅有一個驅動器者，則其使用的材料，油封裝置的安裝，試驗及檢驗以及有效的保養設施，於設計時的應力分析包括其疲勞分析及斷裂機械性質分析應做特別地考量與注意。

4.2.16 舵機設備必須以螺栓及適當的基座襯墊佈置固定於基座上。基座是重要的結構。

4.2.17 必要時，要有從液壓系統釋放空氣的設計佈置。

4.2.18 若舵機系統也可由其他位置操作，則要有介於控制站和其他位置間雙向通訊的佈置。

4.3 錨機

4.3.1 通則

船舶必須備有一部具有足夠的動力及適合該船錨鍊尺寸的錨機，以便起落錨用。

4.3.2 定義

- (a) 工作負荷：工作負荷是由不同錨鍊規格以及不同公稱直徑而訂。即錨鍊起錨時，錨機的輪在切線方向作用錨鍊之力。
- (b) 過荷拉力：錨機在暫態所須之過荷拉力。
- (c) 維持負荷：鍊輪剎車所能維持的最大錨鍊靜拉力。
- (d) 公稱速率：82.5 m（三節）錨鍊自然下垂於水中，開始揚起 55 m（兩節）錨鍊的平均速率。

4.3.3 性能

錨機必須具備以下各點之性能。

- (a) 錨機須在工作負荷狀況，運轉 30 分鐘。在減速過荷拉力狀況運轉轉 2 分鐘。
- (b) 錨機之工作負荷基準如下
 - (i) E1 等級錨鍊： $37.5d^2(N)$
 - (ii) E2 等級錨鍊： $42.5d^2(N)$
 - (iii) E3 等級錨鍊： $47.5d^2(N)$式中： d 為錨鍊之公稱直徑(mm)。
- (c) 過荷拉力為工作負荷之 150%。
- (d) 維持負荷基準如下：
 - (i) 有錨鍊扣者： $0.45 \times$ 錨鍊斷裂強度
 - (ii) 無錨鍊扣者： $0.8 \times$ 錨鍊斷裂強度
- (e) 剎車之維持負荷應為工作負荷之 130%。
- (f) 起錨之額定速率應為 0.15 m/s 或以上。基於錨鍊筒之效率為 70%。

4.3.4 構造

- (a) 錨機之設計應能在浪花之衝擊下仍可運轉自如。裝置在暴露甲板上之錨機其封閉部份之構造應能保持水密。
- (b) 鍊輪如有普通或複合式者，應能單獨或同時動作。
- (c) 鍊輪之設計應如下：
 - (i) 鍊輪應至少有五齒，錨鍊與鍊輪之接觸角至少應為 110° 。
 - (ii) 鍊輪應能自傳動處脫離。離合器若為動力操作型式者，亦應可以手動脫離。
- (d) 鍊輪之剎車機構應如下：
 - (i) 電動錨機在無電力供應或手動控制脫離時，能有自動控制剎車裝置。
 - (ii) 每一鍊輪應有手剎車裝置，該裝置可為遙控者，應能承擔工作負荷。
- (e) 錨機若為遙控型式者，錨機處應配置緊急停車機構，此機構能在緊急情況下，切斷電源動力，同使剎車作動。
- (f) 原動機及傳動齒輪應有保護裝置及安全裝置以防過荷扭矩及震動。
 - (i) 液壓系統之超壓防止裝置。
 - (ii) 電動馬達與減速齒輪間之滑動離合器。
 - (iii) 電動馬達超荷保護裝置。
 - (iv) 顯露齒輪之遮蓋。
 - (v) 過溫蒸汽氣缸之遮蓋以防止操作人員之接觸燙傷。

(vi) 凸軸圓盤之遮蓋。

(g) 鍊輪之轉速應可予以控制。

4.3.5 強度

(a) 錨機之構件，如機座、鍊輪、鍊輪軸、軸承架、剎車裝置、及基礎螺栓等。在錨機承受工作負荷時，各部份承受之應力均應小於該部份材料之降伏應力。

(b) 驅動部份之強度，當錨機承受工作負荷時，其應力應小於該材料降伏壓力之 40%。

4.3.6 試驗及檢驗

錨機應如下列規定試驗之，並予以記錄。

(a) 無負荷試驗：錨機應在額定電壓及額定轉速且無負荷之狀況，正轉及倒轉共計 30 分鐘。若錨機有變速齒輪裝置時，每一速度階段均應各增 5 分鐘之試驗運轉。試驗進行期中，下列各項目應予檢查及測量：

- (i) 漏油情況
- (ii) 軸承溫度
- (iii) 雜音情況

(b) 負荷試驗：錨機設計之工作負荷、額定轉速及過荷拉力均應予以核對。

(c) 鍊輪剎車試驗：應核對鍊輪剎車之維持拉力。船上試驗時應在每放下半節時測試剎車之控制及維持。

(d) 性能試驗：

- (i) 錨機若為遙控或其他特殊控制，其性能應試驗之。
- (ii) 電動錨機之自動剎車系統，應在製造廠內先行試驗之。
- (iii) 電動錨機之離合器及滑動離合應予試驗之。

4.4 往復式壓縮機

4.4.1 通則

下列規定適用於供應起動空氣與主推進機及輔機之壓縮機，以及貨物冷凍機之壓縮機。主要係指一般船用往復式壓縮機。起動空氣壓縮機所需之容量，參閱鋼船規範第 VI 篇 4.6 節同時冷凍機用壓縮機亦需符合鋼船規範第 X 篇之規定。

4.4.2 構造

(a) 壓縮機各段出口之壓縮空氣溫度，在多段式壓縮機不得高於 160°C，在單段式壓縮機不得高於 200°C。但在輸出壓力未逾 1.0 MPa 者，溫度得增加 20°C。空氣壓縮機之冷卻設計，需使輸往起動空氣櫃之空氣溫度在使用中大致勿超過 95°C。壓縮機冷卻器之設計，水冷者需以海水溫度不低於 32°C 為準，氣冷者以空氣溫度不低於 45°C 為準。

(b) 安全裝置

- (i) 空氣壓縮機之各段需裝置無法分隔的洩壓閥，同時其尺寸與調整須在一旦輸出管路關閉時其積聚之壓力不會超出其認可工作壓力之 10%，但不得大於各段的認可設計壓力。冷卻水室之外殼需裝設一洩壓閥或安全薄片，俾在冷卻器水管爆裂時能充份洩放。
- (ii) 冷凍壓縮機的輸出端與吸入端，需裝設洩壓閥或安全薄片使能得以平衡其兩端間過高的壓力差。若壓縮機的每一級有數個氣缸，每個氣缸都能分隔，則每一氣缸都需裝一個洩壓閥。洩壓閥或安全薄片的壓力設定不得大於鋼船規範第 X 篇表 X 2-2 所指明的設計壓力。
- (c) 壓縮機之各段及冷凍劑吸入管線均需裝設壓力表。驅動馬力小於 18 kW 之空氣壓縮機，其中間各段可免裝上述之壓力表。冷凍機壓縮機所使用之壓力表，宜加註其相對之冷媒溫度。
- (d) 空氣壓縮機之最末端需裝設氣水分離器，亦可裝設冷卻器。氣水分離器或作為氣水分離器用之冷卻器，在其最低處需裝設一易於觀察凝結水流出之洩水裝置。

4.5 泵

4.5.1 往復式及其他排量泵需裝設無法分隔且具有足夠大小足以保護泵本體在排出閥關閉時不致遭受過高壓力之洩壓閥。輸送易燃流體之泵其洩壓閥之排出端需回送至泵之吸入端。

4.5.2 旋轉式泵之設計應於其排出閥關閉時仍能操作而不致造成損傷。

4.5.3 泵所需之容量，大小及部數，需按有關各篇之規定。

4.6 試驗與檢驗

4.6.1 液壓試驗

機械加工完成的甲板機械及泵的部品，需會同驗船師按照下表 III 4-1 所指定的狀況施行液壓試驗。

表 III 4-1
甲板機械及泵部品之液壓試驗

受 驗 部 品	試驗壓力 MPa
舵機： 蒸汽往復式舵機 液壓式舵機，泵殼，氣缸等	參閱本篇 2.9.1 節* 1.5 W 或 W+7 取較小值
錨機： 蒸汽往復式錨機 柴油機驅動錨機 液壓泵及馬達	參閱本篇 2.9.1 篇* 參閱本篇 3.10.1* 1.5 W 或 W+7 取較小值
往復式壓縮機： 空氣壓縮機： 氣缸、缸套、缸蓋、中間及後段冷卻器 壓縮空氣側 冷卻水區間 冷凍裝置	1.5 W 0.4 但不小於 1.5 W 參閱第 X 篇*
泵： 泵之原動機，蒸汽或柴油機。 泵殼	參閱本篇 2.9.1 節及 3.10.1 節* 0.4 但不小於 1.5 W
管路： 第 I 類及第 II 類管子及配件	參閱第 VI 篇*
表中 W=各該部品之設計壓力或最大之工作壓力 MPa。	

附註：* 參考鋼船規範。

4.6.2 廠試運轉

(a) 下列之各項操作試驗需由製造廠會同驗船師於製造工廠內施行：

- (i) 舵機：液壓泵組之特性試驗，舵機運轉試驗，安全裝置及剎車裝置之調整與試驗。每一新設計之液壓泵組必須先經型式認可。型式認可試驗時，泵須在最大工作壓力及最大輸出容量下，運轉 100 小時以上。在試驗時空轉期須交替變換為最大輸出量及最大工作壓力。此種轉換期間之節奏，應至少與船上將發生之期間一般快。在試驗全程不應有過熱現象，過度之震動或其他不正常現象。試驗後，泵須拆驗。液壓泵組如業已經證明其在船上使用之可靠性，則型式認可試驗可省略。
- (ii) 橫向推力裝置：推力裝置的運轉試驗，控制及監控系統的調整與試驗。
- (iii) 錨機，見本篇 4.3.6。
- (iv) 往復式壓縮機：
二小時的運轉試驗及安全裝置試驗。空氣壓縮機的充氣試驗，如驗船師認為必要時冷凍壓縮機需施行性能試驗。
- (v) 泵：
泵在設計情況下運轉的特性試驗。

(b) 廠試運轉後需會同驗船師做開放檢驗。檢驗的範圍與程度由驗船師決定。

4.6.3 船上試運轉

(a) 舵機：舵機試驗應在海上公試時會同驗船師實施，以展示其符合本規範之規定。該試驗需包含下述之操作：

- (i) 舵機應顯示其符合 4.2.2(b)及 4.2.3(b)規定之性能。主舵機試驗時，可控螺距螺槳之螺距，應在最大連續進俚之轉速。如船無法在最深吃水狀況試驗時，可改用代替之試驗條件。在此情況下，船速應達相當於主機最大連續轉速。
 - (ii) 舵機動力組，包括各組間之切換。
 - (iii) 切斷動力致動系統內中之一，並查核其恢復操舵能力之時間。
 - (iv) 液壓系統之液體再充試驗。
 - (v) 鋼船規範第 VII 篇第 2.3.10 節所規定之緊急動力供應。
 - (vi) 舵機控制，包括主控制與分支控制之切換。
 - (vii) 舵機間與駕駛台間之通信設備，如有時，包括機艙間。
 - (viii) 警報器及指示器。
 - (ix) 當舵機設計為防止液壓鎖住者，其功能應測試。
- 上述(iv)、(vii)、(viii)及(ix)各項亦可在塢邊實施。

- (b) 錨機：需會同驗船師施行起落錨試驗，以顯示錨機及其剎車等效能良好，同時能達成本規範所指定的揚錨動力。見本篇 4.3.6。
- (c) 橫向推力裝置，繫船鉸車及鉸盤：若可行，應會同驗船師在工作情況下施行船上試運轉試驗。
- (d) 往復式壓縮機：下列各項船上試運轉需會同驗船師施行：
 - (i) 運轉及充氣試驗。
 - (ii) 安全裝置的調整與設定。
- (e) 泵：需會同驗船師在工作情況下施行船上試運轉試驗。

4.6.4 上述 4.6.2 及 4.6.3 所規定的試驗，若有不切實際難以付諸實行者，可提出代替方案經特別考慮後施行。

第 5 章

齒輪與聯結器

5.1 通則

5.1.1 本章之規定適用於主推進機器及驅動主要工作輔機用之減速齒輪及聯結器。

5.1.2 圖樣及資料

(a) 傳動組件的設計及佈置如軸、聯結器、離合器和齒輪等用於推進、操縱和起重設備需檢送圖面以供審核及認證。

(b) 隨同圖樣並檢送下列資料一併送審：

材料規格，在連續運轉及相當轉速下各小齒輪所傳最大功率，各小齒輪及齒輪之齒數及模數，節圓直徑，壓力角及螺旋角，齒冠與齒根，齒面寬度側面輪廓連同其基圓及節圓直徑和角隅半徑，最小齒隙，齒冠修正及齒間之齒承面校正，輪齒的加工操作，輪齒及其嚙合狀況的預期完工精度，輪緣紅套入齒輪及／或輪轂紅套入輪軸之收縮裕度數據，以及，如齒輪箱和／或齒輪為鉚接結構者，其鉚接細目包括鉚接程序以及其應力消除。

(c) 以船級協會規範為基礎之文件及強度計算應送審。另外，公認的計算程序亦可被接受。

5.1.3 材料

(a) 作主推進用及驅動主要輔機用之齒輪裝置及聯結器傳送轉矩用之所有部品，均需符合鋼船規範第 XI 篇之規定，或與設計有關而經認可的規範規定，並會同驗船師舉行材料試驗及檢驗。

(b) 上述之部品通常均應以鍛鋼或鑄鋼製成。但無凸緣的一般齒輪軸亦可以熱軋碳鋼圓棒製造。

(c) 齒輪裝置及聯結器的部品需經本中心按照各個案情況認可後才得使用鑄鐵材料。

(d) 在選擇小齒輪及齒輪的材料時需考慮其對磨耗、斑蝕及磨損等綜合抵抗能力。通常除了低減速比者外，全硬化鋼齒輪之小齒輪與齒輪間的硬度應有不同，因此齒輪之輪緣材料其最低抗拉強度不得高於小齒輪的 85%。未經硬化的齒輪，小齒輪材料之抗拉強度通常均高於齒輪材料至少 100 N/mm² 以上。

(e) 以碳錳鋼製成的齒輪和輪緣鍛件其特定的最小拉伸強度應不超過 760 N/mm²。齒輪或輪緣鍛件若超過特定的最小拉伸強度 760 N/mm²，及其所有的小齒輪套筒鍛件需以適合的合金鋼製作。

5.2 構造

5.2.1 齒輪及小齒輪

- (a) 如齒輪輪緣紅套於齒輪上，則此輪緣應有足夠的厚度確認其經紅套後無不當的變形且足以安全可靠的傳送負荷。紅套應在切齒以前完成並經驗船師檢驗滿意。
- (b) 如為銲接構造，其銲接程序的全部明細表須在工作開始前先經驗船師認可。銲接的齒輪在其切齒以前須先應力消除，其明細表須先送審。所有銲接處需表面平滑，輪廓均勻，並使用放射線照相或磁粉探傷以證實其良好。
- (c) 通常齒輪須具有可供檢查其內部的裝置。不同的裝置可依個案特別考慮。

5.2.2 齒輪箱

- (a) 為了在海上航行時齒輪元件的中心線得以維持，齒輪箱必須為堅實的結構，固定及鎖緊於機座上時不致發生扭曲。因此齒輪箱的端壁與側壁均以適當重型的肋骨構成。
- (b) 齒輪箱的四周應裝設檢查開口，俾能容易地檢查小齒輪與齒輪的輪齒情況。在構造上某段齒輪箱不能輕易移動供檢查用時，則其齒輪箱的兩端亦應具有適當大小的開口以供檢查齒輪結構之用。齒輪部份與軸有關的附件亦應能以移開軸承蓋或其他同等方法檢查之。
- (c) 銲接結構的齒輪箱於完工後須做應力消除，其明細規範也需送審。
- (d) 對於熔焊製成的箱體，鋼的含碳量一般不應超過 0.23%，含碳量較高的鋼如果在焊接程序試驗中證明可以使用，也可認可。

5.2.3 聯結器

- (a) 聯結器須具有足夠的強度得以傳送負荷而且能有效及安全的操作。
- (b) 主推進用的離合器若以液壓或壓縮空氣操作者，則需具有一備用液壓泵或空氣壓縮機或其他適當的方法，以確保該船於液壓或壓縮空氣供應系統故障時仍能繼續安全的航行。小型船舶本中心可適度修訂上述的規定。

5.3 設計—平行軸漸開線正齒輪及斜齒之負荷

5.3.1 一般影響係數

(a) 符號及單位

a	中心距離	mm
b	共同齒面寬	mm
b _{1,2}	小齒輪，大齒輪齒面寬	mm
d	參考直徑	mm
d _{1,2}	小齒輪，大齒輪參考直徑	mm
d _{a1,a2}	小齒輪，大齒輪齒頂直徑	mm
d _{b1,b2}	小齒輪，大齒輪基圓直徑	mm
d _{f1,f2}	小齒輪，大齒輪齒根直徑	mm
d _{w1,w2}	小齒輪，大齒輪工作直徑	mm
F _t	公稱切線負荷	N

F_{bt}	公稱切線負荷，在橫斷面基圓上	N
h	齒測	mm
m_n	正向模數	mm
m_t	橫向模數	mm
$n_{1,2}$	小齒輪，大齒輪旋轉速率	revs/min
P	齒輪組傳動之最大連續功率	kW
$T_{1,2}$	小齒輪，大齒輪之扭矩	Nm
u	齒輪比	
v	節圓之直線速率	m/s
$X_{1,2}$	小齒輪，大齒輪之齒頂修正係數	
Z	齒數	
$Z_{1,2}$	小齒輪，大齒輪之齒數	
Z_n	虛齒數	
α_n	參考圓上之正壓力角	
α_t	參考圓上之橫壓力角	
α_{tw}	工作節圓上之橫壓力角	
β	參考圓上之斜齒角	
β_b	基圓上之斜齒角	
ε_α	橫向接觸比	
ε_β	重疊比	
ε_γ	全接觸比	

(b) 幾何上之定義

內齒輪組之 Z_2 , a , d_2 , d_{a2} , d_{b2} 以及 d_{w2} 均為負值。小齒輪之定義為齒輪組中齒數較少者。因此齒輪比之絕對值定義如下，永遠等於或大於 1：

$$u = z_2/z_1 = d_{w2}/d_{w1} = d_2/d_1$$

外齒輪時 u 為正值，內齒輪時 u 為負值。表面耐久性之公式中， b 為在節圓上之共同齒面寬。在齒根彎應力公式中， b_1 及 b_2 在各別齒根處之齒面寬。在任何狀況下， b_1 及 b_2 值之選取，大於 b 值之數每邊不得大於一個模數(m_n)。在齒根彎應力公式中，若有適當之齒冠及齒邊修正，共同齒面寬 b 亦可應用之。

$$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$$

$$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$$

$$d = z m_n / \cos \beta$$

$$d_b = d \cos \alpha_t = d_w \cos \alpha_{tw}$$

$$a = 0.5 (d_{w1} + d_{w2})$$

$$z_n = z / (\cos^2 \beta_b \cos \beta)$$

$$m_t = m_n / \cos \beta$$

$$\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \pi \alpha / 180; \alpha (^\circ)$$

$$\text{inv } \alpha_{tw} = \text{inv } \alpha_t + 2 \tan \alpha_n (x_1 + x_2) / (z_1 + z_2)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0.5 \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm 0.5 \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - a \sin \alpha_{tw}}{\frac{\pi m_n \cos \alpha_t}{\cos \beta}}$$

外齒輪用正號，內齒輪用負號。

$$\varepsilon_{\beta} = b \sin \beta / \pi \quad \text{mm}$$

雙斜齒時，b 值為取一個斜齒者。

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$$

$$v = d_{1,2} \cdot n_{1,2} / 19099$$

(c) 公稱切線負荷， F_t

公稱切線負荷 F_t ，相切於參考圓且垂直於軸面，自齒輪組傳動最大連續功率之下式計算之。

$$T_{1,2} = 9549 P / n_{1,2}$$

$$F_t = 2000 T_{1,2} / d_{1,2}$$

(d) 常用之影響係數

(i) 應用係數 K_A

應用係數 K_A 為一考慮齒輪組外在動負荷因素之係數。

K_A 值在齒輪設計為無限長時壽命，為承受最大反覆負荷與公稱額定負荷之比值。

當運轉在危險轉速附近時，應詳細分析該狀

K_A 之值應得自實際測量或本中心可接受之系統分析計算。

若以上之數據無法獲得，則下列各值可予考慮：

	主推進系統	輔機
柴油機帶動液壓或電磁聯軸器：	1.00	1.00
柴油機聯結高撓度之聯軸器：	1.30	1.20
柴油機聯結其他聯軸器：	1.50	1.40

(ii) 負荷分配係數 K_{γ}

負荷分配係數 K_{γ} 為一考慮多重傳動途徑時負荷分配不均之係數（為多重排列、行星排列、雙斜齒等）。 K_{γ} 值之定義為實際傳動之最大負荷與平均分配負荷之比值。 K_{γ} 之值應得自實際測量或系統分析，若以上之數據無法獲得，在行星齒輪排列時，考慮如下列各數據。

(1) 3 行星齒輪組：1.00

(2) 4 行星齒輪組：1.20

(3) 5 行星齒輪組：1.30

(4) 6 行星以上齒輪組：1.40

(iii) 動力係數 K_v

動力係數 K_v 為考慮齒輪與齒輪之間運轉振動產生之動力影響。 K_v 值之定義為動力作用於齒輪與外界輸入最大負荷 ($F_t K_A K_{\gamma}$) 之比值。 K_v 值之計算如下，但須符合下列各條件：

(1) 鋼質齒輪有較厚之邊緣肉厚。

(2) $F_t / b > 150 \text{ N/mm}$

(3) $Z_1 < 50$

(4) 運轉速度在非危險轉速範圍：

(A) 斜齒輪： $(v_{z1})/100 < 14$

(B) 正齒輪： $(v_{z1})/100 < 10$

若 $V_{z1} / 100 < 3$ ，則此法適用所有齒輪組。斜齒輪之重疊比大於 1 時， K_v 之值可自圖 III 5-1 得之。正齒輪之 K_v 值，可自圖 III 5-2 得之。斜輪之重疊比小於 1 時， K_v 之值可得自圖 III 5-1 及圖 III 5-2 之插入值。

$$K_v = K_{v2} - \varepsilon \beta (K_{v2} - K_{v1})$$

式中：

K_{v1} 為斜齒輪得自圖 III 5-1 之 K_v 值

K_{v2} 為正齒輪得自圖 III 5-2 之 K_v 值

K_v 之值亦可由下式計算之。

$$K_v = 1 + K_1 V_{Z1} / 100$$

式中 K_1 之值得自表 III 5-1

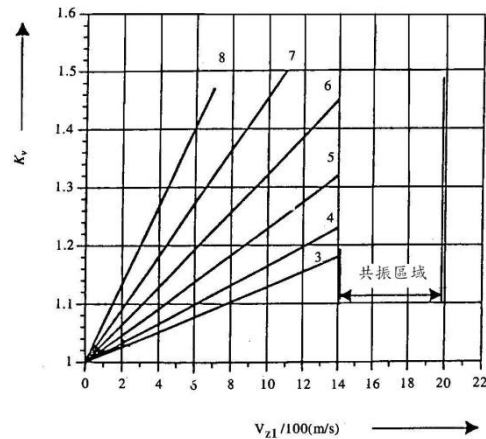


圖 III 5-1

斜齒輪之動力係數，ISO 準確度 3-8 時

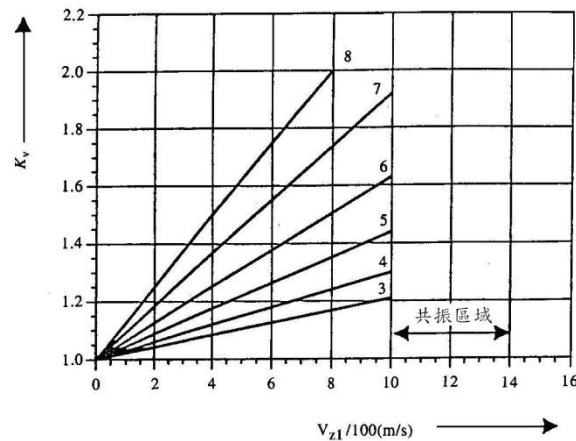


圖 III 5-2

正齒輪之動力係數，ISO 準確度 3-8 時

註：準確度係依據 ISO 1328 標準，若齒輪之準確度有不同時，應按較低之準確度計之。

表 III 5-1
為計算 K_v 之 K_1 值

	K_1 值，在不同 ISO 準確度時					
	3	4	5	6	7	8
正齒輪	0.022	0.030	0.043	0.0620	0.092	0.125
斜齒輪	0.0125	0.0165	0.0230	0.0330	0.0480	0.0700

(iv) 齒面負荷分佈係數 $K_{H\beta}$ 及 $K_{F\beta}$

$K_{H\beta}$ 為齒面接觸應力之負荷分佈係數， $K_{F\beta}$ 為齒根彎應力之負荷分佈係數，考慮負荷在齒面及齒根分佈不均之影響。其定義為：

$$K_{H\beta} = \frac{\text{每單位齒面寬之最大接觸負荷}}{\text{每單位齒面寬之平均接觸負荷}}$$

$$K_{F\beta} = \frac{\text{每單位齒面寬之最大齒根彎應力}}{\text{每單位齒面寬之平均齒根彎應力}}$$

平均齒根彎應力考慮之齒寬應為 b_1 及 b_2 。

$K_{F\beta}$ 可用 $K_{H\beta}$ 為函數表示之：

(1) 最大接觸應力發生在齒端時

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^N$$

$$N = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \left(\frac{b}{h}\right) + \left(\frac{b}{h}\right)^2}$$

式中 b/h 為齒寬與齒高之比值， b_1/h_1 及 b_2/h_2 取其小者。

(2) 齒端若有修減時

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}$$

(v) 橫向負荷分佈係數 $K_{H\alpha}$ 及 $K_{F\alpha}$

$K_{H\alpha}$ 為橫向接觸負荷分佈係數， $K_{F\alpha}$ 為橫向齒根彎應力分佈係數，考慮到每對接觸之齒在節距以及形狀上的誤差。兩係數 $K_{H\alpha}$ 及 $K_{F\alpha}$ 係由於下列因素之影響：

- (1) 整體接觸之剛性；
- (2) 總切線負荷 F_t 、 K_A 、 K_{γ} 、 K_v 、 $K_{H\beta}$ ；
- (3) 基圓節距誤差；
- (4) 齒頂修正；
- (5) 磨合裕度。

5.3.2 表面耐久性（斑蝕）

(a) 適用及一般註解

表面耐久性之理論為以一對相接觸齒面的赫氏接觸壓力為評斷。齒面接觸應力 σ_H 應小於許可接觸應力 σ_{HP} 之值。

(b) 基本公式

(i) 接觸應力

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_V K_H \alpha K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP}$$

式中：

σ_{HO} = 小齒輪及大齒輪之基準接觸應力

$$\text{小齒輪：} \sigma_{HO} = Z_B Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}}$$

$$\text{大齒輪：} \sigma_{HO} = Z_D Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}}$$

式中：

Z_B = 小齒輪單對齒接觸係數，見 5.3.2 (b) (iii)。

Z_D = 大齒輪單對齒接觸係數，見 5.3.2 (b) (iii)。

Z_H = 區域係數，見 5.3.2(b)(iv)。

Z_E = 彈性係數，見 5.3.2(b)(v)。

Z_ϵ = 接觸比係數，見 5.3.2(b)(vi)。

Z_β = 斜齒角係數，見 5.3.2(b)(vii)。

F_t = 橫斷面方向參考圓上之切線公稱負荷，見 5.3.1(a)

b = 共同齒面寬。

d_1 = 小齒輪之參考直徑。

u = 齒輪比（外齒輪為正值，內齒輪為負值）。

其餘各係數 K_A 、 K_V 、 K_H 、 $K_{H\alpha}$ 及 $K_{H\beta}$ ，見 5.3.1。

(ii) 許可接觸應力

小齒輪及大齒輪之許可接觸應力 σ_{HP} 應分別計算

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlim} Z_N / S_M) \times Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$$

式中：

σ_{Hlim} = 接觸應力之疲勞極限，見 5.3.2(b)(viii)。

Z_N = 接觸應力之壽命係數，見 5.3.2(b)(ix)。

Z_L = 潤滑係數，見 5.3.2(b)(x)。

Z_V = 速率係數，見 5.3.2(b)(x)。

Z_R = 粗糙度係數，見 5.3.2(b)(x)。

Z_W = 硬度比係數，見 5.3.2(b)(xi)。

Z_X = 接觸應力之尺寸係數，見 5.3.2(b)(xii)。

S_H = 接觸應力之安全係數，見 5.3.2(b)(xiii)。

(iii) 單對齒接觸係數 Z_B 及 Z_D

小齒輪之單對齒接觸係數 Z_B 及大齒輪之對齒接觸係數 Z_D ，是考慮單對齒接觸時在內面齒面曲度之接觸與 Z_H 之關係。

Z_B 及 Z_H 由下式計算之。

(1) 正齒輪： $\epsilon_\beta = 0$

$Z_B = M_1$ 或 1，選較大之值。

$Z_H = M_2$ 或 1，選較大之值。

$$M_1 = \frac{\tan \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 - \left(\frac{2\pi}{z_1} \right)} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \left(\frac{2\pi}{z_2} \right)} \right]}}$$

$$M_2 = \frac{\tan \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 - \left(\frac{2\pi}{z_2} \right)} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \left(\frac{2\pi}{z_1} \right)} \right]}}$$

(2) 斜齒輪 $\varepsilon_\beta \geq 1$ 時：

$$Z_B = Z_D = 1$$

斜齒輪 $\varepsilon_\beta < 1$ 時，係由正齒輪之 Z_B 及 Z_D 值在 $\varepsilon_\beta \geq 1$ 時之內插值 Z_B ，以及由斜齒輪之 Z_B 及 Z_D 值在 $\varepsilon_\beta \geq 1$ 時之內插值 Z_D ，故

$$Z_B = M_{1-\varepsilon_\beta} (M_1-1) \text{ 以及 } Z_B \geq 1$$

$$Z_D = M_{2-\varepsilon_\beta} (M_2-1) \text{ 以及 } Z_D \geq 1$$

(iv) 區域係數， Z_H

區域係數 Z_H 係考慮節圓點上切線之接觸應力對於切圓點上正交力之接觸應力之影響。可按下列計算之：

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{tw}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{tw}}}$$

(v) 彈性係數， Z_E

彈性係數 Z_E 係考慮材料之彈性係數 E 及波桑比 ν 對於赫氏壓力之影響。

鋼質 ($E = 206000 \text{ N/mm}^2$, $\nu = 0.3$) 之 Z_E 值為：

$$Z_E = 189.8 \text{ (N}^{1/2} / \text{mm)}$$

(vi) 接觸比係數， Z_ε

接觸比係數 Z_ε 係考慮橫向接觸比及重疊比對於齒面負荷之影響。可按下列各式計算之：

(1) 正齒輪：

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

(2) 斜齒輪：

$$\begin{aligned} - \varepsilon_\beta < 1 \text{ 時 } Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \\ - \varepsilon_\beta \geq 1 \text{ 時 } Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \end{aligned}$$

(vii) 斜齒角係數， Z_β

斜齒角係數 Z_β 係考慮斜齒角對表面耐久性之影響，對接觸線上負荷變化許可程度。 Z_β 之值僅隨斜齒角而變化。可按下式計算之：

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos \beta}$$

式中： β 為參考圓上之斜齒角。

(viii) 接觸應力之疲勞極限， σ_{Hlim}

接觸應力之疲勞極限 σ_{Hlim} 為某一材料所能永久承受反復之接觸應力值。接觸應力之疲勞極限 σ_{Hlim} 可訂為某一材料在承受 50×10^6 次數之返復接觸應力仍無斑蝕之出現。因此，斑蝕可定義為：

- (1) 無表面硬化之齒：
斑蝕面積 > 2%總齒面。
- (2) 有表面硬化之齒
斑蝕面積 > 0.5%總齒面，或
> 4%某一特定齒面。
 σ_{Hlim} 之值應包含 1%或以下之破壞機率。
接觸應力之疲勞極限，可按 ISO 6336/5 品質 MQ 計算之。

(ix) 壽命係數， Z_N

壽命係數 Z_N 為考慮在某一限定之壽命時間內可承受較高許可的接觸應力。壽命係數可由 ISO 6336/2 方法 B 計算之。

(x) 油膜相關之影響係數， Z_L 、 Z_V 及 Z_R

潤滑係數 Z_L 為考慮油膜之粘度及潤滑方式。速率係數 Z_V 為考慮節圓之速率，粗糙係數 Z_R 為考慮表面粗糙度對於表面耐久之影響。以上之影響係數，應以一對齒計算較軟齒得之。

(1) 潤滑係數， Z_L

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(10.0 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2}$$

在 850 N/mm^2 以上時

$$C_{ZL} = \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} 0.08\right) + 0.83$$

若 $\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ ，取 $C_{ZL} = 0.83$

若 $\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ ，取 $C_{ZL} = 0.91$

式中 v_{40} = 在 40°C 時之動粘度

(2) 速率係數， Z_V

在 $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ 時

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1.0 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v}}}$$

$$C_{ZV} = \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} 0.08\right) + 0.85$$

(3) 粗糙係數， Z_R

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}}$$

式中：

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2}$$

R_{Z1} 為小齒輪之峰谷粗糙度， R_{Z2} 為大齒輪之峰谷粗糙度， R_Z 為測量數個齒之平均值。

$$R_{Z10} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{\text{red}}}}$$

相對曲率半徑

$$\rho_{\text{red}} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

式中：

$$\rho_{1,2} = 0.5 \cdot d_{b1,2} \cdot \tan \alpha_{tw}$$

（若為內齒輪， d_b 為負號）

若粗糙度訂為 R_a 值（= C_{LA} 值）（= A_A 值），則下列之關係可使用：

$$R_a = C_{LA} = A_A = R_Z / 6$$

在 $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H\text{lim}} \leq 1,200 \text{ N/mm}^2$ 時

$$C_{ZR} = 0.32 - 0.0002 \sigma_{H\text{lim}}$$

若 $\sigma_{H\text{lim}} < 850 \text{ N/mm}^2$ ，取 $C_{ZR} = 0.150$

若 $\sigma_{H\text{lim}} > 1,200 \text{ N/mm}^2$ ，取 $C_{ZR} = 0.080$

(xi) 硬度比係數， Z_W

硬度比係數 Z_W 係考慮較軟齒與較硬齒接觸可增加表面耐久性。 Z_W 僅對較軟之齒

$$Z_W = 1.2 - \frac{H_B - 130}{1700}$$

式中： H_B = 較軟齒之 Brinell 硬度

若 $H_B < 130$ ，取 $Z_W = 1.2$

若 $H_B > 470$ ，取 $Z_W = 1.0$

(xii) 尺寸係數， Z_X

尺寸係數 Z_X 係考慮齒型之尺寸對許可接觸應力之影響，表示出材料之不均勻性。

齒面硬化有相當深度者，可採用 $Z_X = 1$ 。

齒面硬化較淺者，較低之值可採用。

(xiii) 接觸應力之安全係數， S_H

下列各值可採用：

(1) 主推進系統用齒輪 1.20 ~ 1.40

(2) 輔機用齒輪 1.15 ~ 1.20

若有複製之齒輪應用於非船級要求者，本中心得許可採用較低之值。

5.3.3 齒根彎曲強度

(a) 適用及一般註解

齒根彎曲強度之理論為齒根圓角處局部應力之許可應有極限。小齒輪及大齒輪之根部應力 σ_F 與許可應力 σ_{FP} 應分別計算之。 σ_F 不應超過 σ_{FP} 。以下之各節中，適用於大齒輪其輪緣厚度大於 3.5 mm。

(b) 基本公式

(i) 小齒輪及大齒輪之齒根彎曲應力

$$\sigma_F = (F_t/bm_n) Y_F Y_S Y_\beta K_A K_\gamma K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \leq \sigma_{FP}$$

式中：

- Y_F = 齒形係數，見 5.3.3 (c)
 Y_S = 應力校正係數，見 5.3.3 (d)
 Y_β = 斜齒角係數，見 5.3.3 (e)
 F_t 、 K_A 、 K_γ 、 K_V 、 $K_{F\alpha}$ 、 $K_{F\beta}$ 見 5.3.1
 b 見 5.3.1 (d)

(ii) 小齒輪及大齒輪之齒根許可彎曲應力

$$\sigma_{FP} = (\sigma_{FE} Y_d / S_F) Y_{\sigma relT} \cdot Y_{RrelT} Y_X$$

式中：

- σ_{FE} = 彎曲疲勞極限
 Y_d = 設計係數
 Y_N = 壽命係數
 $Y_{\sigma relT}$ = 相對缺口係數
 Y_{RrelT} = 相對表面係數
 Y_X = 尺寸係數
 S_F = 齒根彎曲應力之安全係數

(c) 齒形係數， Y_F

齒形係數 Y_F 表示負荷作用在齒頂時對彎曲應力之影響。小齒輪及大齒輪之 Y_F 值應分別計算。斜齒輪之 Y_F 值應計算在法線方向者，即相當於正齒輪之有效齒數 Z_n 。

$$Y_F = \frac{6 \frac{h_F}{m_n} \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$$

式中：

- h_F = 單對齒接觸時，齒頂承受負荷，對齒根彎矩之力臂，mm。
 s_{Fn} = 齒根最危險處之厚度，mm。
 α_{Fen} = 齒頂承受負荷對法線之角度。

按此計算之值，適用於正壓力角至 25° 以及參考斜齒角至 30°。

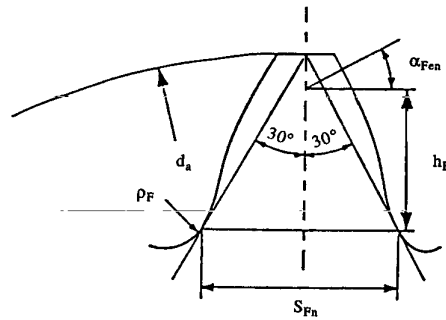


圖 III 5-3
為計算 h_F , S_{Fn} 及 α_{Fen} 值

(d) 應力校正係數， Y_S

應力校正係數 Y_S 考慮齒根部份應力升高，以正常彎應力為基準表示之。 Y_S 之值為單對齒接觸時，負荷作用於齒頂。 Y_S 之值，對小齒輪及大齒輪應分別計算。應力校正係數 Y_S ，可按下列式計算（在 $1 \leq q_s < 8$ 時）：

$$Y_S = (1.2 + 0.13L)q_s^{\left(\frac{1}{1.12 + \frac{2.3}{L}}\right)}$$

式中：

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F}$$

q_s = 缺口參數

ρ_F = 齒根圓角半徑，mm

L = S_{Fn}/h_f

h_F 及 S_{Fn} ，見 5.3.3 (c)

(e) 斜齒角係數， Y_β

斜齒角係數 Y_β 係將懸臂樑之集中點負荷之應力轉換為垂直於斜齒面負荷之應力。斜齒角係數 Y_β 可按下列計算：

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120}$$

式中：

β = 在參考圓上之斜齒角。若 ϵ_β 大於 1 時，取 $\epsilon_\beta = 1$ 。若 $\beta > 30^\circ$ 時，取 $\beta = 30^\circ$ 。

(f) 彎曲疲勞極限， σ_{FE}

σ_{FE} 為某一特定材料可永久承受齒根疲勞之應力。 3×10^6 反復次數可訂為疲勞應力之基準次數。 σ_{FE} 之定義為最小應力為零之單方向脈動應力（不計由於熱處理之殘留應力）。其他狀況如變動應力或預應力，則考慮在設計係數 Y_d 內。 σ_{FE} 之值相當於有 1% 以下破壞之機率。彎曲疲勞極限 σ_{FE} 之值，可按 ISO 6336/5 品質 MQ 計算之。

(g) 設計係數， Y_d

設計係數 Y_d 係考慮負荷反向及紅套產生之預應力而影響齒根之強度，不同於單方向為 σ_{FE} 之負荷。設計係數 Y_d ，對於負荷反向，可按下列決定：

$Y_d = 1.0$ 一般設計。

$Y_d = 0.9$ 齒輪偶有反向負荷，如主推進減速齒輪。

$Y_d = 0.7$ 惰輪齒輪。

(h) 壽命係數， Y_N

壽命係數 Y_N 考慮在有限壽命（循環次數）時許可較高之彎曲應力。壽命係數 Y_N ，可按 ISO 6336/3 之方法 B 計算之。

(i) 缺口敏感係數， $Y_{\delta relT}$

相對缺口敏感係數 $Y_{\delta relT}$ ，表示理論上的集中應力高於疲勞極限之程度。對缺口敏感係數 $Y_{\delta relT}$ ，可計算如下：

(i) 缺口參數值（見 5.3.3 (d)）在 $1.5 < q_s < 4$ 時

$$Y_{\delta relT} = 1.0$$

(ii) 缺口參數值在上述範圍以外時，可按參考方式計算之。

(j) 相對表面係數， Y_{RrelT}

相對表面係數 Y_{RrelT} 係考慮在齒根圓角處之表面，由於谷峰粗糙度對於齒根強度之影響。相對表面係數 Y_{RrelT} 之值可由下表定之。

$R_z < 1$	$1 \leq R_z \leq 40$	
1.120	$1.675 - 0.53(R_z + 1)^{0.1}$	表面參炭硬化鋼 ($\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2$)
1.070	$5.3 - 4.2(R_z + 1)^{0.01}$	正常化鋼 ($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)
1.025	$4.3 - 3.26(R_z + 1)^{0.005}$	氮化鋼

其中：

R_z = 齒根圓角表面之谷峰平均粗糙度， μm 。若粗糙度表示為 R_a 值（= C_{LA} 值）（= A_A 值），可適用以下之式

$$R_a = C_{LA} = A_A = R_z / 6$$

(k) 尺寸係數， Y_x

尺寸係數 Y_x 係考慮由於尺寸之增加而強度減弱。尺寸係數 Y_x 之值，可由下表決定之。

Y_x	m_n	狀況
1.00	$m_n \leq 5$	一般
$1.03 - 0.06 m_n$	$5 < m_n < 30$	正常化及全硬化鋼
0.85	$m_n \geq 30$	正常化及全硬化鋼
$1.05 - 0.01 m_n$	$5 < m_n < 25$	表面硬化鋼
0.80	$m_n \geq 25$	表面硬化鋼

(l) 齒根彎應力之安全係數， S_F

齒根彎應力之安全係數 S_F ，本中心考慮在不同應用場合下：

- | | | |
|------|--------|------------|
| (i) | 主推進用齒輪 | 1.55 ~2.00 |
| (ii) | 輔機齒輪 | 1.40 ~1.45 |

5.3.4 扭轉振動

扭轉振動行為計算應在適當時機提交本中心審查。計算必須包括等效質量彈性系統，自然頻率及其相應的振動模式，以及齒輪、聯結器軸系的強制響應。計算式應按照船級規範進行檢查。本中心可能需要扭轉振動量測，此量測結果將可發現動態扭矩，尤其對不確定狀態下機具設備。至於這種測量的目的可提供的特別知識在關於負載和響應特性上，足夠的測量技術在本中心同意下可被應用。

5.3.5 迴旋振動

迴旋的自然頻率計算應提交本中心參考。這對於規律情況的細、長軸的軸承支撐，此計算可能需要以一個簡易形式如自然頻率或經本中心認可的完整強制振動的使用方法或計劃。

5.3.6 橫向振動

對往復振動的主機彈性基座需提交橫向振動計算供本中心參考，此計算可能以一種簡單形式如六維的自由度及其相應的模式來提供在其運轉速度範圍內沒有因主要機器作動引發共振。

5.4 工藝

5.4.1 切齒

- (a) 整個切齒機器的精度，應符合高級機具的公認標準。
- (b) 所有齒輪應在維持高度精確的切齒機器上切削，且其所有的切齒機器宜在溫度控制下操作之。
- (c) 輪齒的齒面通常不得以手工具銼修或刮削。但在最後表面加工後，齒尖突出部份削減時，可有限度使用磨口以除去局部突出處。在切齒或加工完成後，齒輪之齒尖及齒端的所有尖銳邊緣均需去除之。

5.4.2 輪齒的硬化

- (a) 輪齒的表面處理，需確保其齒腹整個高度，特別是齒根角隅的硬化區域的連續性。硬化處理區經加工後所餘留的厚度，最少須等於相對最大剪應力之二倍深度。
- (b) 如小齒輪及齒輪的輪齒部份經表面硬化及回火者，當輪齒底部保持其原有表面硬化狀態時齒腹部份必須研磨。如輪齒經氮化處理者，則其硬化區的厚度不得少於 0.5 mm 且氮化輪齒通常不需研磨。如採用其他的輪齒硬化方法，如感應法或火焰硬化法，需送本中心特別審核。

5.4.3 收縮配合

輪緣與小齒輪或齒輪本體適當的收縮配合狀況，需送本中心認可，其他的固定方式，如銷子等不得採用。

5.5 試驗與檢驗

5.5.1 硬化

齒輪的輪齒如由硬化鋼製成，通常需取一足以代表該硬化輪齒的試片以供檢驗及預先能測出其硬化區的厚度是否合格。加工完成後的輪齒其硬化區需作硬度試驗及適當的非破壞試驗。

5.5.2 銲接

齒輪及連結器之結構以電銲完成者，需準備足以代表該電銲接頭的試片以供檢驗，如驗船師認為有必要時，亦需作機械特性試驗。

5.5.3 動平衡試驗

已加工完成之小齒輪及齒輪，其節徑線速超過 25 m/s 時，應實施動平衡試驗。但當節徑線速度未超過 25 m/s 或由於尺寸、質量、速度或機件組之構造因素，不適於做動平衡試驗時，則可改做靜平衡試驗而代之。對每一平面上之殘留不平衡數值，不可超過下式計算值：

$$B = 24 \cdot W/N$$

式中：

B = 允許之最大殘留不平衡，Nmm。

W = 轉動部品之質量，N。

N = 額定轉速，rpm。

5.5.4 精確度

- (a) 所有齒輪的輪齒的表面加工及切齒的精確度，須在製造廠檢驗，並經驗船師認為滿意。
- (b) 週變的程度—由原設計表面至確實的輪齒表面的週期性或半週期性的差異—需在該輪齒工作面的接近 $\frac{1}{2}$ 深度的位置量測。其週變紀錄需一併檢送以備檢查。
- (c) 節距的累積誤差，須在齒輪或小齒輪橫斷面的整個周長等距離量測做成紀錄。其結果通常需繪記錄圖一併檢送以便檢查。

5.5.5 非破壞檢驗

- (a) 對所有表面硬化處理的鍛件齒面應進行磁粉或液體滲透檢驗，這種檢查可能要求在經過硬化處理的齒輪鍛件加工齒面上。
- (b) 超音波檢測應由製造廠家施作於鍛件外徑的表面及超過 200 mm 的削切齒面，並提供驗船師于檢查沒有發現任何重大的內部缺陷簽署的聲明。
- (c) 在已表面硬化齒面的齒輪鍛件上，額外的測試試片可能需要被鍛造成型及後續切割來決定硬化區深度。這些檢查需在驗船師的判斷下施行及對感應淬火或滲碳齒輪的硬化區深度必須根據認可規範。對於氮化的齒輪，硬化區的全部深度如芯部硬度的深度不少於 0.5 毫米和在 0.25 毫米深度的硬度均不得少於 500HV。

5.5.6 嚙合試驗及試運轉

- (a) 在試運轉開始前，需會同驗船師按下列方式於該小齒輪及齒輪上，塗上一層硫酸銅薄膜，經認可的快乾漆，或其他同等物質，然後再以足夠的壓力轉動齒輪，並確認其齒間互相接觸，以證實其齒輪嚙合的精確度。而塗層的厚度，為接觸的標記處不超過 0.005 毫米。通常其嚙合面積與全負荷並均勻分佈的輪齒接觸的結果一致。全硬化鋼齒輪，其接觸面至少在 35% 的長度內有 40% 的工作深度，及至少在每一螺旋線於 35% 的長度有 20% 的工作深度，並沒有較重的負荷在輪齒的齒腹區。

- (b) 需對裝置在船上的齒輪器具製作一份確認校中目的永久嚙合接觸記錄。
- (c) 由於齒輪單元的緊密性，各別單元的嚙合試驗無法在視覺上驗證，可考慮到齒輪製造商提供適當的證據，已達到相同的設計單位設計的嚙合條件。
- (d) 齒輪箱裝於船上並固定於其底座時，齒輪製造廠須會同驗船師，以測量的方式，證實該齒輪箱確無扭曲變形。
- (e) 海上試運轉時，齒輪裝置需經一相當時間的船上試運轉，以證實該齒輪在工作情況下，操作情況滿意良好。海上試運轉後，所有齒輪的輪齒，需會同驗船師檢查。運轉開始以前，可在齒輪上塗以適當的快乾漆，於工作負荷下運轉後其接觸印跡亦可獲得驗證。
- (f) 聯結器須在工廠內試驗。如無法於工廠內試驗時，可於安裝於船上後再行操作運轉試驗。

第 6 章

軸系、推進器及推進軸系系統

6.1 軸系

6.1.1 範圍

本節之規定係應用於推進軸系及原動機用以驅動發電機與主要輔機之傳送動力系統。軸系之扭轉振動應符合本章 6.4 之有關規定。

6.1.2 圖樣及資料

圖樣及資料得按下列規定送本中心辦理：

- (a) 認可圖樣（包括材料規格）
 - (i) 軸系佈置
 - (ii) 軸系佈置
 - (iii) 推力軸
 - (iv) 中間軸
 - (v) 艏管軸
 - (vi) 艏軸
 - (vii) 艏軸管及艏軸管軸承
 - (viii) 艏軸管軸封裝置
 - (ix) 軸架軸承
 - (x) 軸聯結器及聯結器螺栓
 - (xi) 傳送至發電機及主要輔機之軸系
- (b) 參考資料
 - (i) 本節所規定之軸系強度所必須之計算資料。
 - (ii) 本中心認為必要之資料。

6.1.3 材料

- (a) 使用於軸系主要構件之材料，除應符合鋼船規範第 XI 篇之規定外，尚須依據下列之規定：
- (b) 使用於推力軸、中間軸、艏軸、聯結器凸緣及聯結器螺栓之材料，需會同驗船師按鋼船規範第 XI 篇之規定或與設計有關之認可規範試驗及檢驗。
- (c) 主軸系與其附件須由鍛鋼製成。但在其某些特定情形下可使用鑄鋼製成之聯結器。普通無凸緣的軸可使用符合第 XI 篇規定之熱軋碳鋼圓棒製造。若軸系之部品由非鋼鐵材料所製成者，需先經本中心特別認可。
- (d) 供艏軸與其他軸使用之鍛件其指定最低抗拉強度應依下列之一般限制加以選擇：
 - (i) 碳鋼與錳碳鋼：400 至 600 N/mm²。

- (ii) 軸系佈置合金鋼（時效硬化之麻田散不銹鋼或其他高強度合金材料）不超過 800 N/mm² 及其他鍛件不超過 1100 N/mm²。
- (e) 若計畫採用合金鋼及其他複合材料，應將材料之化學成分，熱處理及物理性質等細節送本中心認可。
- (f) 超音波試驗對鍛造之軸或合金鋼材料在加工前需予以施行。
- (g) 空心軸
 - (i) 空心軸的外徑不得小於按照公式規定的實心軸的直徑與下列係數的乘積：

$$k = \sqrt[3]{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4}}$$

- (ii) 若空心軸的內徑未超過其外徑的 40%，則其實心部份的直徑不需增加。
- (iii) 上述 6.1.3(g)(i)所使用的符號其定義如下：
 - k = 空心軸所須乘以的係數。
 - d_i = 空心軸內徑 mm
 - d_o = 空心軸外徑 mm

6.1.4 強度計算及結構

- (a) 中間軸的直徑不得小於按下列公式所得之值：

$$d_1 = fFC_1K_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{N}}, \quad f = \sqrt[3]{\frac{560}{S + 160}}$$

- (b) 上述(a)所使用之符號其定義如下：

- f = 鋼製主軸系及管形軸的材料因數。
- S = 鋼製軸設計使用材料的最低抗拉強度。N/mm²
- d₁ = 中間軸所需之直徑。mm
- H = 中間軸傳送之最大連續功率。kW
- N = 於最大連續功率時中間軸之每分鐘轉速。rpm
- F = 95 適用於渦輪機，電力推進系統以及使用減速齒輪或導槽聯接器之柴油機，或 100 適用於其他型式之柴油機。
- C₁ = 1.00 適用於遠洋船舶及遠岸沿海船舶。
0.96 適用於其他船舶。
- K₁ = 表 III 6-1 所示之常數。

表 III 6-1
中間軸之常數 K_1

K_1	中間軸之設計狀況
1.0	有整體聯軸器或紅套聯軸器之中間軸
1.1	有銷槽之軸，其銷槽之橫斷面在底部圓隅角之半徑，不小於 $0.0125 d_1$ 有橫向或徑向孔之軸，孔徑不大於 $0.3 d_1$ (d_1 為 $K_1=1.0$ 代入公式求得之直徑)
1.2	有縱向多數長槽之軸，其槽之長度不超過 $1.4 d_1$ ，寬度不超過 $0.2 d_1$ (d_1 為 $K_1=1.0$ 代入公式求得之直徑)

(c) 推力軸的直徑不得小於按下列公式所得之值：

$$d_2 = 1.1 \cdot f \cdot F \cdot C_1 \sqrt{\frac{H}{N}}$$

(d) 由推力軸環起向外一段長度等於推力軸之直徑起，其直徑可漸減至以 $K_1=1.0$ 按計算所得之中間軸之直徑。

(e) 上述(c)所使用之符號其定義如下：

d_2 =傳送扭矩之推力軸軸環處所需之直徑或使用面滾子軸承當推力軸承用時之直徑。mm

f 、 F 、 C_1 、 H 及 N 與上述 6.1.4(b)節之定義同。

(f) 艏軸及管軸的直徑不得小於下列公式所得之值：

$$d_3 = f K_2 \sqrt[3]{\frac{H}{N}}$$

(g) 穿入艏軸管的艏軸及管軸由艏軸管軸封起至其前端之直徑可逐漸減至中間軸相同的直徑。艏軸或管軸至中間軸聯結器之軸斷面應避免有陡峭的變化。

(h) 上述(f)所使用之符號其定義如下：

d_3 = 艏軸或管軸所需之直徑。mm

f = 本篇 6.1.4(a)節所指之材料因數。

K_2 = 表 III 6-2 所示之艏軸常數。管軸之常數為 115。

表 III 6-2
艏軸之常數 K_2

區域	設計	種類		
		A	B	C
I	(1)	122	126	132
	(2)	126		
II	—	115	115	121
III	—			

表中：適用於計算艏軸直徑之區域，設計及種類之定義如下：

1. 區域：

I：自推進器艏前端起（或艏軸凸緣前端起）至最近軸承之前緣止，或 $2.5 d_3$ ，以大者為準。

II：自區域 I 的前端起，至艀軸管軸封之前端止。

III：自艀軸管軸封之前端起至連接中間軸之軸凸緣止。

2. 設計：

(1) 艀軸與推進器為無鎖安裝，或艀軸後端為整體型之凸緣。

(2) 艀軸與推進器為有鎖安裝。

3. 種類：

A：艀軸配有連續性的軸套，或滑油潤滑且附有認可之油封函。

B：艀軸為防腐蝕之材料，暴露於海水。

C：艀軸為非防腐蝕之材料，暴露於海水。

(i) 如推進器與艀軸配套是屬於壓力式者；則裝配部份，應有足夠強度承受須傳達之力矩。

(j) 如裝配部份有鍵鎖者，則在鍵槽端角應有加大之圓角，而梢必須確實密切配合裝置於鍵槽內。艀軸上之鍵槽受力端必須妥為圓角以避免過度之應力集中。

(k) 傳動發電機或重要輔機動力之軸系在原則上應符合 6.1.4(a)(b)之要求。

6.1.5 軸系附件

6.1.5.1 聯結器螺栓

(a) 聯結器接合面上之聯結器配合螺栓其直徑不得小於下列公式所得之值：

$$d_4 = 0.65 \sqrt{\frac{d_1^3 (S_s + 160)}{ZDS_b}}$$

(b) 若扭矩之傳送係基於凸緣接觸面間之摩擦，本中心將予以特別考慮之。

6.1.5.2 聯結器凸緣

(a) 聯結器凸緣在其螺栓孔節圓處的厚度不得小於由本篇 6.1.5.1(a)之公式計算根據其設計時所使用的材料的最小抗拉強度而得的直徑。但聯結器凸緣的厚度不得低於該軸徑的 20%。

(b) 聯結器凸緣與軸之間的圓隅角其半徑不得少於軸徑的 8%而且螺栓頭及螺帽處應避免有凹面。

(c) 軸與聯結器凸緣如非有一體者，則其佈置設計需送審。若聯結器凸緣是由鍛鋼或鑄鋼製成，須有適當裝置能使聯結器抵抗扭力及倒俚的拉力。

6.1.5.3 軸套

(a) 安裝於管軸或艀軸上的軸套其厚度不得少於下列公式所得之值：

$$t_1 = 0.03d_3 + 7.5$$

$$t_2 = 0.75 t_1$$

(b) 連續式軸套需為一體鑄造。如其由二段或二段以上製造者，其各段之接合需使用經認可的熔接之法熔滲其整個厚度或使用經認可的橡皮襯料接合。分段軸套的接合處不得位於軸承或艀填料函處。

- (c) 軸套須使用紅套或壓力式緊固套裝於軸上。不得使用鎖緊裝置作為固定之用。如軸套於軸承之間無法與軸緊密接合則須於軸與軸套間以強壓加入無水溶性及無腐蝕性的化合物填料。
- (d) 青銅軸套須採用無細孔無瑕疵的高級成份組織製造。並須按本篇 6.9.1 的規定作液壓試驗，以確保其水密性。

6.1.5.4 艏軸管軸承

- (a) 艏軸的艏軸管填料壓蓋以及中間軸的軸通道軸承應可在任何時間無需移動貨物的情況下隨時容易接近，且須具有有效的潤滑裝置。
 - (b) 鄰近艏軸管及支撐推進器的軸承長度規定如下：
 - (i) 油潤滑白合金軸承
 - (1) 白合金軸承之長度，不得少於該處規範要求軸徑之 2 倍。
 - (2) 若按照推進器及軸之重量，在靜負荷即軸承反作用力除以軸承投影面積之壓力不超過 8 bar 時，軸承長度得以減短。但最小長度不得小於實用軸徑之 1.5 倍。
 - (3) 艏軸承如以白合金為軸襯及使用滑油或油脂潤滑者，須符合下列的規定：
 - (A) 油封填料壓蓋須為認可的型式並能於其航行之各種海水溫度下操作。
 - (B) 艏軸與艏軸管間之空間須以品質良好的滑油或油脂充填。艏軸承須設有適當的槽溝以容納油、空氣及可能積聚的污垢物。另須裝設管子及旋塞以供加油、放油及放出空氣用。
 - (C) 以重力式潤滑者，滑油櫃應位於載重水線以上並須裝設低油位警報器。
 - (D) 如有必要，艏軸承的滑油須有適當的方法冷卻。
 - (ii) 油潤滑之合成橡膠，加強樹脂或塑膠材料軸承。
 - (1) 認可之合成橡膠，加強樹脂或塑膠軸承，不得少於該處規範要求軸徑之 2 倍。
 - (2) 若按照推進器及軸之重量，在靜負荷即軸承反作用力除以軸承投影面積之壓力不超過 6 bar 時，軸承長度得以減短。但最小長度不得小於實用軸徑之 1.5 倍。若該材料經滿意之試驗及實務經驗，軸承之壓力得考慮增加。
 - (3) 潤滑之方法應送本中心作特別考慮。
 - (iii) 水潤滑之鐵梨木軸承
 - (1) 軸承為合成材料，如橡膠或塑膠，且為認可適用於水潤滑之軸承，其長度不得小於該處規範要求軸徑之 4 倍。
 - (2) 應具備合適之方法以提供定量之清潔水作為潤滑及冷卻用，如所需艏軸軸徑超過 350 mm 者，本中心建議應加裝適當的獨立式泵或其他壓力源提供強壓式水潤滑。
 - (iv) 水潤滑之合成材料
 - (1) 軸承為合成材料，如橡膠或塑膠，且為認可適用於水潤滑之軸承，其長度不得小於該處規範要求軸徑之 4 倍。
 - (2) 若由軸承設計經驗且本中心認為滿意，軸承長度得不少於規範要求軸徑之 2 倍。
 - (3) 潤滑之方法應送本中心作特別考慮。
- 如果軸承通過試驗所示，具有足夠承載能力，軸承長度可經認可減少。

6.1.5.5 上述 6.1.5.1 及 6.1.5.3 所使用的符號其定義如下：

- d_4 = 聯結器螺栓所需的直徑，mm。
- d_1 = 按 6.1.4(b) 以 $K_1=1$ 所計算而得之中間軸直徑，mm。
- K_1 = 1，如本篇 6.1.4(b)，mm。
- S_s = 按 6.1.4(b) 計算中間軸其材質之抗拉拉力，N/mm²。

- S_b = 聯結器螺栓材質之抗拉拉力， N/mm^2 ，通常 $S_s \leq S_b \leq 1.7 S_s$ ，另計算時 S_b 值之上限應為 $1000 N/mm^2$ 。
- Z = 一個聯結器的螺栓數目。
- D = 聯結器螺孔的節圓直徑，mm。
- t_1 = 位於艀軸承處或填料箱壓蓋處所需軸套的厚度。
- t_2 = 艀軸承部份及填料箱壓蓋以外所需軸套的厚度，mm。
- d_3 = 如本篇 6.1.4(f)之定義。

6.1.5.6 艀軸的防蝕保護

- (a) 艀軸如採用無法抵抗海水腐蝕的材料製造，需作適當的防護。
- (b) 推進器帽，艀及艀軸間的所有空間須以適當的物質填充，以防護艀軸的外露鋼料部份受海水侵蝕。
- (c) 艀軸套後端或艀軸套軸承尾端與推進器艀所形成的凹入空間，應具備有效之措施，以防護海水浸蝕。

6.2 推進器

6.2.1 範圍

本章之要求適用於螺旋式推進器，如有某種設計無法引用下列之規定時，則須檢送其特殊強度計算資料送審。

6.2.2 圖樣及資料

- (a) 推進器及備用推進器（如有該設備）之圖樣需送本中心認可。該等圖樣應包含所有根據本規範之設計及材料所需檢驗之詳細資料如下：
推進機器之型式及推進器之傳動馬力，與該傳動馬力相當之推進器轉速，最大推力，推進器之幾何資料包括葉片數目、直徑、螺距以及在各不同半徑與斜度處之葉片厚度與寬度等，材料規範及強度計算。
- (b) 組合式推進器尚需加送下列圖樣：
螺椿之數目，位置，直徑及螺紋特性以及其所用之材料。同時須檢附螺椿繫緊裝置之圖樣。
- (c) 具有多種不同工作範圍之船舶，如拖網船或拖船等，則其各種工作範圍之上述各項特性均需個別表明。
- (d) 可控螺距推進器除上述 6.1.2 (a)所需之圖樣及資料外尚需檢送下列各圖：
按船速由零至其最大航速，將其“最大推力”“最大功率”時之相對螺距與「主軸之轉速」之變化情形之詳圖，葉片螺距選擇機構及其相關之控制裝置之詳細圖。液壓管路控制系統，儀表及警報系統，以及內部機構之強度計算。

6.2.3 材料

- (a) 推進器之材料原則上應符合鋼船規範第 IV 篇 7.1.3 之有關規定。

- (b) 鑄件的特定最小拉伸強度不小於表 III 6-3，詳細的化學組成及機械性質和密度必須提供，連同在海水中疲勞測試的結果以作為指定的許可應力值。碳和低合金鋼的推進器需提供認可的陰極保護方法，特別會考慮到許可應力值。

表 III 6-3
推進器的材料

材料	特定最小拉伸強度 N/mm ²	密度 g/cm ³	許可應力 N/mm ²
碳鋼	400	7.9	20.6
低合金鋼	440	7.9	20.6
13% 鉻不銹鋼	540	7.7	41
鉻-鎳 奧斯田鐵不銹鋼	450	7.9	41
雙相不銹鋼	590	7.8	41
1 級銅 錳青銅 (高抗拉黃銅)	440	8.3	39
2 級銅 鎳-錳青銅 (高抗拉黃銅)	440	8.3	39
3 級銅 鎳-鋁青銅 (高抗拉黃銅)	590	7.6	56
4 級銅 錳-鋁青銅 (高抗拉黃銅)	630	7.5	46

- (c) 如所建議之推進器材料尚無詳細之使用實績可供採用者，其適用性需特別向本中心證明。
- (d) 可控螺距推進器之螺距選擇機構，葉片固定螺樁，各組成元件及推進器之材料均需會同驗船師按鋼船規範第 XI 篇，或與其設計有關並經認可之規範規定，施行材料試驗與檢驗。

6.2.4 強度計算

- (a) 葉片之形狀如為傳統式者，其要求之葉片厚度應符合下列公式：

$$t = C_1 K_m \sqrt{k_1 k_2 \frac{H \times 10^6}{NBZS}}$$

式中：

t = 要求之葉片厚度，此厚度係平行於推進器旋轉軸，mm。一體型推進器應計算在 0.25R 及 0.6R 處之厚度。合成型推進器應計算在 0.35R 及 0.6R 處之厚度。計算之厚度不包括圓角之肉厚在內。

$$C_1 = 1 + \frac{E}{D} + \frac{N}{10000}$$

E = 葉尖後傾距離(mm)，自葉尖端量至一垂直於軸之線，此線與葉面直線交於軸線。

D = 推進器直徑(mm)。

N = 推進器轉速(rpm)。

K_m = 材料常數

= 16.92 為銅合金者。

= 18.54 為鑄鋼者

= 21.40 為鑄鐵者。

$$k_1 = 1 + 4 \left(\frac{E}{D} \right)^2, \text{ 葉傾係數。}$$

k_2 = 螺距係數

$$= 2.78 \frac{D}{p} + 1.72 \text{ 為 } 0.25R \text{ 處。}$$

$$= 2.42 \frac{D}{p} + 1.51 \text{ 為 } 0.35R \text{ 處。}$$

$$= 0.82 \frac{D}{p} + 0.51 \text{ 為 } 0.6R \text{ 處。}$$

P = 葉面之螺距，若螺距非為常數時，應為有效平均螺距 $\frac{\sum(RBP)}{\sum(RB)}$ 計之。R, B 及 P 之值為在 R 處之值(mm)。

B = 葉片在 R 半徑展開之寬度(mm)。

Z = 葉片數。

H = 帶動推進器之最大連續出力(kW)。

S = 推進器材料之最小抗拉應力(N/mm²)。

(b) 歪斜推進器

(i) 推進器之最大歪斜角，其定義為在投影面上，連接尖端至軸中心以及連接自軸中心相切於弦中點軌跡兩線之夾角。見圖 III 6-1。

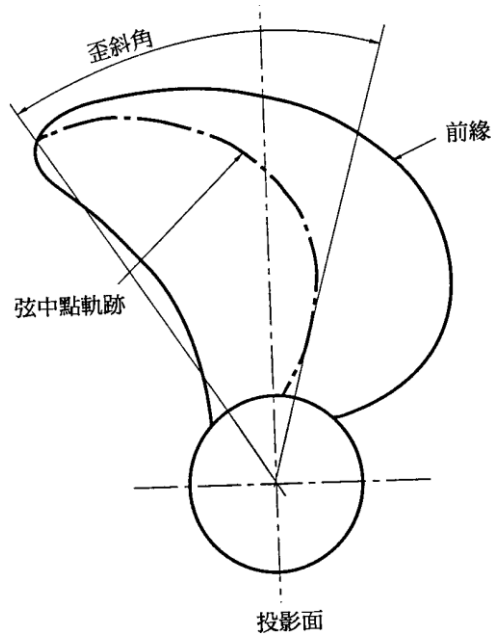


圖 III 6-1
歪斜角之定義

- (ii) 當推進器之最大歪斜角超過 25°但小於 50°時，位於 0.25R 及 0.6R 處之葉厚應不小於依 6.2.4(a) 公式計算得之(t)再乘下列係數：K_{0.25} 及 K_{0.6}

$$K_{0.25} = 0.75 (1+0.1\theta_s)^{0.25}$$

$$K_{0.6} = 0.54 (1+0.1\theta_s)^{0.5}$$

式中：θ_s = 6.2.4(b)(i)定義中設計之最大歪斜角，以度表示，其他各位置之葉厚應可互相連結成一平滑之曲線，其斷面均應為適宜之機翼剖面。

- (iii) 所有詳細計算之結果均應提出。
(iv) 當推進器之最大歪斜角超過 50°時，應提出葉片應力計算書供特別審核。

- (c) 特殊葉片形狀如其葉片剛性，水流特性及葉面壓力分佈等，基於維持其材料抗拉強度而有充分之餘裕者，其葉片根部之厚度可低於上述 6.2.4(a)之規定。
- (d) 可控螺距推進器如使用於拖船及其類似船舶時，根據上述 6.2.4(a)計算葉片根部厚度時，式中之螺距 P 需為其在繫纜靜止拖拉試驗時之最大推力所相對之螺距。如該螺距未知會本中心者，則其葉片根部厚度之計算係假設其螺距比為 P/D= 0.5。

6.2.5 葉片固定螺樁

- (a) 組合式推進器其葉片固定螺樁之螺紋底部直徑，不得少於下列公式計算所得之值：

$$d = K_2 \sqrt{\frac{10^6 C_2 H}{N n_f d_p Z} + \frac{W D N^2}{10^6 n_t}}$$

式中：

d = 葉片固定螺樁螺紋根部之直徑(mm)。

d_p = 螺樁之節圓直徑。如其螺樁之安掛不在一圓周上則取其葉片面側與背側螺樁間較大之距離 L 之 85%。詳如圖 III 6-2。

W = 葉片包含凸緣之質量(kg)。

$$K_2 = 0.26 \sqrt{\frac{590}{S}}$$

S = 螺樁材料之最低抗拉強度(N/mm²)。

n_t = 每片葉片之固定螺樁總數。

n_f = 葉片葉面側之螺樁數。

C_2 = 因數。見下表：

$\frac{P}{D}$	C_2
0.5	10.74
0.6	9.11
0.7	7.88
0.8	6.93
0.9	6.25
1.0	5.71
1.1	5.30
1.2	5.03
1.3	4.89

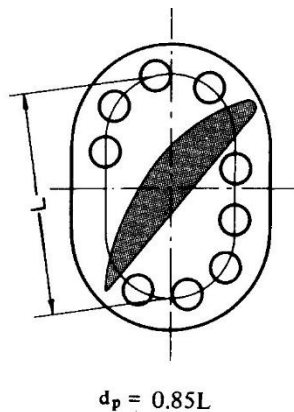


圖 III 6-2
推進器固定螺栓

- (b) 進器葉片固定螺樁之無牙加工部分，其直徑可減小至螺樁螺紋根部直徑之 90%。
- (c) 定螺樁需有適當裝置以防止其意外地鬆脫。

6.2.6 構造

6.2.6.1 推進器之裝配

- (a) 銅合金推進器若以無銷方式安裝於艀軸，應按下列公式計算壓入之最小及最大極限。安裝之錐度若大於 1/15 時，計算之壓入極限應送本中心特別考慮。

$$L_{\min} = 206 \times 10^6 K_1 \frac{H}{N A \tan \theta} + 2.75 \times 10^{-6} \frac{d_m}{\tan \theta} (35 - t)$$

$$L_{\max} = 0.35 \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{d_m Y}{\tan \theta} - 2.75 \times 10^{-6} \frac{d_m}{\tan \theta} \cdot t$$

式中：

- L_{min} = 在溫度 t 時，壓入之最小極限距離(mm)。
- L_{max} = 在溫度 t 時，壓入之最大許可極限距離(mm)。
- H = 主機帶動推進器之最大連續功率(kW)。
- N = 推進器轉速(rpm)。
- A = 100%理論上軸與推進器殼接觸面積，自藍圖中計算之，不包括油槽面積(mm²)。
- d_m = 接觸錐體在軸向中點之軸徑(mm)。
- D_m = 與 d_m 相同位置殼之外徑(mm)。
- d_o = 軸錐體部份中央孔徑(mm)。
- a = D_m/d_m ，直徑比值。
- b = d_o/d_m ，直徑比值。
- θ = 錐度頂角之半，如錐度=1/15，即 $\tan\theta = 1/30$ 。
- t = 推進器殼及軸在安裝時之溫度，℃。
- Y = 推進器材料之降伏點，或 0.2%安全應力，(N/mm²)。
- $$K_1 = 8.47 \times 10^{-6} \frac{a^2 + 1}{a^2 - 1} + 4.83 \times 10^{-6} \frac{1 + b^2}{1 - b^2} + 1.39 \times 10^{-6}$$
- $$K_2 = \frac{\sqrt{3a^4 + 1}}{a^2 - 1}$$

- (b) 推進器殼應妥善之壓裝在艀軸錐體上，或用螺栓固定。
- (c) 普通情形，艀軸錐體斜度不可大於 1/10。艀軸錐體部表面與推進器殼部內側應均勻密切磨合。
- (d) 推進器安裝於艀軸上時，應有適當之押入壓力，俾其接觸面之摩擦力即能足夠傳送軸之全力矩。對於無銷配合之推進器，其殼部壓入依據本篇 6.2.6.1 公式計算資料，應送本中心審核。在船上應保存一份壓入曲線圖，內含資料顯示與溫度之關係，或再做任何調整時之措施。
- (e) 推進器殼部前端斜邊應予圓角。
- (f) 當推進器殼係用螺椿栓於軸上時，則其設計及計算資料應送審，以確保其螺椿及螺帽有足夠之強度。
- (g) 推進器殼之壓入或脫出不可使用局部加熱方式。
- (h) 推進器壓入之前，應先核驗軸與推進器殼之接觸面，實際接觸面積至少應為理論接觸面積 70%以上。未接觸之部份，若為整個圓周或整個軸向長度，不予接受。
- (i) 推進器壓入之後，應有螺帽鎖在艀軸上，此螺帽亦應鎖住。
- (j) 艀軸之推進器栓緊螺絲之外徑應不小於規定艀軸徑之 60%。

6.2.6.2 可控螺距推進器

- (a) 可控螺距推進器在任何螺距位置其葉片均能很穩靠之固定。
- (b) 液壓操作之螺距選擇機構須具備二組獨立機械式驅動泵。推進裝置之出力在 150 kW 以下者，如裝有一手動泵能於短時間內使葉片由其正俾位置移至倒俾位置則可僅裝設一組機械式驅動泵。

- (c) 可控螺距推進器系統須於機艙內裝一指示計以指示葉片之確實位置。如此系統可由駕駛台控制者，則於駕駛台內亦應裝一相同之指示計，同時在緊急時此系統應能於機艙操作。
- (d) 機艙控制室內應裝置有可視及音響警報器可顯示液壓油之低壓、高壓及高溫界限。

6.3 噴水推進系統

6.3.1 範圍

噴水推進系統應符合本節之規定，另為基於該等系統之設計，尚應符合本章可適用之有關規定。

6.3.2 圖樣與資料

圖樣與資料原則上應按下列規定送交本中心：

(a) 應送審之圖樣與資料

- 一般佈置圖應顯示詳細軸系組件如軸承位置，偏向組件，反向組件，軸密封裝置組件，完整的噴水單元的縱截面。
- 詳細要目和尺寸圖顯示結構強度、材料及(如適用)表面加工度如下：
 - (i) 系統的佈置包括意圖安裝至船體的方法，軸道的幾合形狀，船殼開口，加強及固定的法等。
 - (ii) 扭矩的傳遞組件包括軸系，動葉輪及定子(如裝設)。
 - (iii) 偏向組件以及與所述控制電路的說明和線路圖。這是包括可操縱的退出水射流噴嘴(如裝設)。
 - (iv) 當使用於提供船艙推力之可縮回的導葉組件。
 - (v) 軸承或吸收推力軸承和支撐葉輪，連同其潤滑的方法。
 - (vi) 任何使用於噴水系統之軸系支撐或導葉。
- 軸系佈置（應將主推進機器，減速齒輪，離合器，聯結器，主軸，軸承，推力軸承，封閉裝置與動葉輪之佈置，形式及構造予以標示）。
- 水吸入導管詳細資料。
- 動葉輪之構造（應將葉片詳細外型，動葉輪自主軸中心量起之最大半徑，葉片數目與材料規格予以標示）。
- 主軸之軸承，推力軸承及前封閉裝置之詳細資料。
- 偏向器之詳細資料。
- 反向器之詳細資料。
- 液壓管路系統圖。
- 主軸扭轉振動計算書。

(b) 供參考之圖樣與資料

- 預期因本身重量所引起之彎曲振動之彎曲自然頻率計算書。
- 偏向器與反向器之強度計算書。
- 強度計算以考量疲勞及最大連續額定扭矩和最繁重之操作狀況。
- 葉輪至軸包括裝配、壓入、鎖固、螺栓佈置等之聯結方式的支撐計算。此外，使用收縮型聯結器的連接軸長度，達到吸力方式的詳細要目。
- 本中心認為必要之其他項目。

6.3.3 材料

噴水推進系統部品材料應適合其個別之用途，以及下列之重要構件應符合鋼船規範第 XI 篇之有關規定。

- (a) 主軸。
- (b) 軸聯結器與聯結器螺栓。
- (c) 動葉輪。
- (d) 水吸入導管，噴嘴以及構成為船體外板一部分之動葉輪罩。

6.3.4 構造

- (a) 下列之設計負荷狀況應予以考慮：
 - 向前之最大推力。
 - 最大之側力與力矩。
 - 最大之反向力與力矩。
- (b) 艙部之支撐面積應針對上述之設計負荷予以適當加強。
- (c) 導管貫穿部位之軸承支撐應針對主要結構予以適當加強。
- (d) 本中心認為必要之其他項目。

6.3.5 監測與警報

噴水推進系統之監測與警報，除鋼船規範第 VIII 篇第 3 章之要求，亦須符合如下所述之要求：

- (a) 每一駕駛站都應配備噴嘴角度指示器以便控制推進方向。
- (b) 每一駕駛站都應配備要求及實際的倒車活塞位置指示器以便控制推進器倒俾。
- (c) 所有噴水推進器相關之錯誤警報應依表 III 6-4 及鋼船規範第 VIII 篇第 3 章之規定，個別指示於控制站。

表 III 6-4
警報

項目	警報	備註
液壓系統壓力	低壓	-
液壓油櫃油位	低油位	-
液壓油溫度	高溫	若裝有降油溫之設備時
潤滑油溫度	高溫	-
潤滑油壓	低壓	若為強迫式潤滑系統時
潤滑油櫃油位	低油位	若裝有潤滑油櫃時
推進系統 rpm/船速的比值	高	單一推進器功率 > 4 Mw 時
控制系統故障	錯誤	包括操舵或倒俾系統的一連串故障
控制系統電源供應	失效	-

6.4 軸系扭轉振動

6.4.1 範圍

- (a) 本章之有關規定適用於主推進軸系統之扭轉振動（不包括噴水推進系統）以及供主要用途之輔柴油機。
- (b) 獨時設計之引擎或其裝備之某些部品如齒輪，鍊條，凸輪機構或彈性聯結器等之扭轉振動應送中本中心特別認可。

6.4.2 扭轉振動計算

- (a) 需檢送本中心認可的扭轉振動計算應包括下列內容：
 - (i) 有關該計算的基本資料及機器、軸系和推進器等整體裝置的相當系統，其動力特性的細目。
 - (ii) 1 節、2 節或 2 節以上振動型式的自然頻率表。
 - (iii) 額定速度 115% 以內危險轉速所有重要次數的向量和。
 - (iv) 曲軸的佈置及引擎點火順序的明細表。
 - (v) 非常接近或超過本篇 6.4.4 所定容許極限之臨界點應力估計。
- (b) 非常接近或超過本篇 6.4.4 所定容許極限之臨界點應力估計。
- (c) 推進機器連續運轉的各種工作範圍須述明，尤其是拖網漁船其拖網速度，同時其機器之空轉轉速亦應註明。
- (d) 裝有扭轉振動阻尼器者，此阻尼器的特性及核算其效率之必須資料，需與扭轉振動計算一併送審。
- (e) 由上述計算所得之額外應力如屬明顯太高，則其應力值可按過去類似裝置的工作經驗調查推定之。

6.4.3 扭轉振動圖試驗

- (a) 在新造船隻或經改建的船隻，其扭轉危險速度與以往的裝置有顯著不同時，均需作扭轉振動圖試驗，以證實上述的計算並決定連續運轉時的禁制運轉範圍。
- (b) 扭轉振動圖試驗需會同驗船師施行。
- (c) 下列各情況可考慮免除其扭轉振動圖試驗：
- (i) 無阻尼器與軸及推進器連結的主推進軸系，與以往曾會同驗船師完成扭轉振動圖試驗，證實其顯著的危險轉速不存在於額定轉速 85%與 105%之間的裝置相同者。
 - (ii) 若軸系的某些部品及推進器裝置有稍許差異者，先前曾會同驗船師完成扭轉振動圖試驗並有紀錄證實其滿意，由於扭轉振動產生的額外應力易於推定，同時證實其顯著的危險轉速不存在於額定轉速 85%與 105%之間。

6.4.4 許可應力

- (a) 連續運轉時，由於反復扭轉振動產生之許可應力值，不得大於下列公式之值：

- (i) $\lambda < 0.9$ 時

$$\tau_1 = \pm \frac{\sigma_B + 160}{18} \cdot c_K \cdot c_D \cdot (3 - 2\lambda^2)$$

- (ii) $0.9 \leq \lambda < 1.05$ 時

$$\tau_1 = \pm \frac{\sigma_B + 160}{18} \cdot c_K \cdot c_D \cdot 1.38$$

式中：

- τ_1 = 連續運轉反復扭轉振動之許可應力值， N/mm^2 ；
- σ_B = 軸材料之抗拉強度， N/mm^2 ；
- c_K = 不同之軸設計係數，見表 III 6-5；
- c_D = 尺寸係數 $= 0.35 + 0.93 d^{-0.2}$ ；
- d = 軸徑，mm；
- λ = 速率比 $= n/n_1$ ；
- n = 該計算之轉速， mm^{-1} ；
- n_1 = 額定轉速， mm^{-1} 。

表 III 6-5
 c_K 係數

中間軸	一體圓盤聯軸器	1.0
	紅套聯軸器	1.0
	有鎖槽	0.6
機外推力軸	推力盤兩側	0.85
	滾動軸承處	0.85
艙軸及曲軸	$k_2 = 122$ 及 126 時，見表 IV 6-2	0.55

- (b) 暫態運轉時，由於反復扭轉振動產生之許可應力值，不得大於下列公式之值：

$$\tau_2 = \frac{1.7\tau_1}{\sqrt{c_k}} \quad \text{for } \lambda \leq 0.8$$

式中：

τ_2 = 暫態運轉反復扭轉振動之許可應力值，N/mm²。

(c) 一般言之，鋼材之抗拉強度在 400 至 800 N/mm² 之間。在計算扭轉振動許可應力時， σ_B 值之選取，不得超過 600 N/mm²。

(d) 發電機曲軸，在額定轉速 0.95 至 1.05 倍範圍內，其許可扭轉振動應力，不得大於下列之值：

$$\tau_1 = 31 \text{ N/mm}^2$$

(e) 上述各公式所得之值，適用於普通無過度應力集中的軸系和曲軸設計，否則需作特別考慮。應力係根據曲柄銷或介於艙軸錐體大端與艙軸套壓蓋前端的最小艙軸直徑所得的標稱值。

(f) 使用非鋼鐵材料製的軸系其額外應力的極限須待本中心檢試過該材料疲勞試驗結果後才能決定。

(g) 艙軸暴露於海水部分若採用不能抵抗海水侵蝕的材料製成，其容許應力的極限為(a)項中公式所得之值的 70%。

6.4.5 禁制範圍

(a) 若計算結果或扭轉振動圖試驗紀錄顯示，由於扭轉振動產生的額外應力超過 6.4.4 節(a)及(b)所限定值，在相當的轉速範圍內應禁制其連續運轉。該禁制運轉範圍需在轉速表上以紅色劃線同時於機器控制台附近裝設警告牌。

(b) 間歇性運轉時，若有危險轉速發生額外應力超過容許極限，不得通過該危險轉速，除非在快速通過可證實額外應力不致達到其最高值。

(c) 禁制範圍，連同振動型態、危險轉速，最大額外應力，以及軸上發生最大應力處所等等之詳細資料，應記載於機器級位檢驗報告內。

(d) 若推進器是經由減速齒輪傳動，或輔機等，如鼓風機經由齒輪傳動，在危險轉速連續運轉時，齒輪有顫作之聲發出，則應有禁制範圍。

(e) 禁制運轉之範圍規定如下：

(i) 1 節振動：

$$\frac{16 \cdot \eta_c}{18 - \lambda} \leq Z \leq \frac{(18 - \lambda) \cdot \eta_c}{16}$$

(ii) 2 節振動：

$$\frac{1}{1.05} \eta_c \leq Z \leq 1.05 \eta_c$$

式中：

Z = 禁制範圍，rpm。

η_c = 危險轉速，rpm。

- (f) 若扭轉振動超過 6.4.4 節之極限，且禁制範圍亦無法接受時，則此軸系之動態系統需重新設計，或增加阻尼，或調整佈置，以減除在運轉範圍之危險轉速，或減少振動應力之強度。若設置減振阻尼或撓性聯軸器時，應進行扭轉振動圖試驗，以證實具有效性。

6.5 橫向（迴旋）振動

船舶設計者或建造者應評估主推進系統，以確認橫向（迴旋）振動之振幅在主機運轉範圍內均為可接受之程度。除非由於已往相似主推進系統之經驗，則可免除此評估。若以船舶設計者或建造者提出主機運轉範圍之橫向振動計算為基礎，此計算應送本中心參考。禁制範圍應經由實際測量確認之。具有船體外側支承的軸或採用萬向軸的軸系，應提交橫向振動特性計算書。橫向振動計算考慮了軸承、油膜(若有)和結構動力剛性，檢查在轉速範圍內所有引發臨界轉速有義振幅的激振頻率，並查明整個軸系的相對變形和彎曲力矩。

6.6 縱向振動

- (a) 船舶設計者或建造者應評估主推進系統，以確認縱向振動之振幅，在主機運轉範圍內均為可接受之程度，同時亦應考慮扭轉及縱向振動兩者交互之影響。除非由於已往相似主推進系統之經驗，則可免除此評估。縱向振動可經由振動調整裝置以改變振動之頻率，或裝置阻尼以限制縱向振動之振幅至可接受之程度。

若以船舶設計者或建造者提出主機運轉範圍之縱向振動計算為基礎，此計算資料應送本中心參考。禁制範圍應經由實際測量確認之。

- (b) 如果螺旋槳採用以下驅動方式，則應用相宜方法計算軸向振動的自然頻率，並計入推力軸承的撓性的影響。
- (i) 往復式內燃機直接驅動。
 - (ii) 齒輪驅動或電動機直接驅動，以及如果螺旋槳和推力軸承之間軸的總長超過中間軸直徑的 60 倍。
- (c) 如果裝有軸向振動減振器，應計算減振器發生故障時可能產生的影響。

6.7 推進軸系中線校正

6.7.1 通則

在船舶各種裝載及運轉狀況下，主推進軸系之中線應能使各軸承之反作用力及軸之彎矩均能在可接受之範圍內。

船舶設計者或建造者應評估主推進軸系，考慮任何可影響主推進軸系之力及因素，包括軸系及推進器之重量，加諸推進器之動力，氣缸數與推進器葉數之關係，熱膨脹主機及推力軸承基礎之撓度，主機引起之振動，減速齒輪之受力，撓性聯結器，主機帶動輔機之動力分出離合，以及主輔機製造廠家提供之振動限制及負荷等等。

6.7.2 對於下列裝置的軸系，如在最後部艙軸管軸承處螺旋槳軸的直徑等於或大於 250 mm 者，其軸的對中計算應提交認可：

- (a) 所有齒輪傳動裝置。

- (b) 在艙管軸承/密封內側裝有 1 個(或沒有)軸線軸承的裝置。
- (c) 原動機或軸線軸承裝在彈性基座上的裝置。

6.7.3 軸系的校中計算應考慮如下

- (a) 機械在冷靜態和熱動態之間產生的軸承熱位移。
- (b) 由於船舶營運吃水時螺旋槳浸沒的浮力影響。
- (c) 在船舶營運吃水(如已知)範圍內預計船體變形的影響。
- (d) 齒輪作用力(如適用)。
- (e) 對多機輸入的裝置，在運轉上模式上可能的貢獻。
- (f) 螺旋槳偏移推力影響。
- (g) 軸承負荷在水平面的影響。
- (h) 軸承的磨耗(如適用)及軸承負荷的影響。

6.7.4 軸系校中計算應說明

- (a) 機械在冷態和熱態，靜態和動態條件下，船舶在輕載和正常壓載、滿載及可作為部分船舶營運狀況的任何其它吃水時的預計軸承負荷。
- (b) 沿軸線的軸承影響係數和撓度、斜率、彎曲力矩和剪力。
- (c) 螺旋槳偏移推力影響的細節及使用計算。
- (d) 最後部艙管軸承擬用斜口徑的詳細資料(如適用)。
- (e) 製造商對齒輪箱/原動機的軸聯結處彎曲力矩和剪力的規定極限。
- (f) 對水或油潤滑艙管軸承的估計軸承磨耗率。
- (g) 預計船體變形影響及其來源，考量採用同型船或類似船的有限元計算或測量結果。
- (h) 原動機或齒輪組在冷靜和熱運轉條件之間的預計溫度升高。
- (i) 製造商的容許軸承負荷。

6.7.5 應提交各主推進裝置的軸系校中程序:

- (a) 機械在冷態和熱態，靜態和動態條件下，船舶在輕載和正常壓載、滿載及可作為部分船舶營運狀況的任何其它吃水時的預計軸承負荷。
- (b) 採用的軸承設計的最大許可負荷。
- (c) 軸承偏離直線的設計偏差。
- (d) 設計間隙和下垂。
- (e) 軸系臨時支撐的位置和負荷。
- (f) 後部艙管軸承中，軸和軸承的預計相對斜度。
- (g) 後部艙管軸承斜口徑(如採用)的詳細資料。
- (h) 原動機的輸出法蘭預期的剪力和彎曲力矩在軸系的前端法蘭處連接到齒輪輸出軸或直接驅動裝置。
- (i) 擬採用的軸承負荷測量技術及其估計精度。
- (j) 採用規定的頂舉技術測量軸承負荷時每個軸承的頂舉修正係數。
- (k) 包括公差在內的擬用軸系校中驗收標準。
- (l) 撓性軸聯結器校中標準。

6.8 側推進器

6.8.1 範圍

本章的需求對於固定或方位推進器單元，用於推進和操舵，也適用於橫向推進器以作為操縱的輔助。

6.8.2 圖樣及資料

下列圖說必須提交審查

- (a) 從原動機到螺旋槳一般佈置的斷面組裝圖，應顯示轉矩傳送元件的所有連接，包括噴嘴環的結構和噴嘴支撐(如提供)
- (b) 個別轉矩傳送元件之詳細資料與尺寸圖。
- (c) 管件材料的潤滑及液壓系統概要圖，釋放閥及工作壓力。

6.8.3 材料

在施工中所用的材料其製造和測試必須符合本中心鋼船規範第 XI 篇。

6.9 試驗與檢查

6.9.1 緊密試驗

- (a) 艤軸套在加工完成後於裝配前需會同驗船師作水壓試驗至 0.2 N/mm^2 以證實其緊密性。
- (b) 鑄造的艤軸管在完成狀態於裝配前需會同驗船師作水壓試驗至 0.2 N/mm^2 以證實其緊密性。非鑄造的艤軸管需在艤軸管貫穿船體的空間部份作緊密試驗。
- (c) 本篇 6.1.5.4(b)(iii)所述的油封壓蓋在船上裝妥後需會同驗船師使用油壓作洩漏試驗。

6.9.2 主軸系及其附屬品需會同驗船師按照本章的相關規定作下列各項檢驗：

- (a) 軸與其附屬品之材料試驗，紅套前及完成後檢驗。
- (b) 艤軸與推進器的配合試驗，須於船上現場安裝之前完成。
- (c) 推進器安裝於艤軸之船上現場檢驗。
- (d) 軸系於船上校準中線檢驗。
- (e) 聯軸器螺栓之配合檢驗。
- (f) 船上測量振動。

6.9.3 完工後之推進器需經驗船師在製造廠內做材料缺陷檢驗並標對尺寸及進行靜平衡試驗。

6.9.4 船上安裝前，推進器殼與艤軸錐體之配合以及船上組合安裝時均需經驗船師檢驗。

6.9.5 可控螺距推進器系統須會同驗船師在製造廠內完成壓力，緊密試驗及操作試驗。

6.9.6 無鍵螺旋槳的工廠試驗

- (a) 螺旋槳與軸應在車間進行貼合，貼合前應有足夠的時間使各部件的溫度達到平衡。用其它方法來顯示貼合的情況也可予以考慮。
- (b) 應提出措施，指出螺旋槳殼在圓錐軸上的軸向相對位置。

6.9.7 無鍵螺旋槳的最後裝配

- (a) 在確認螺旋槳和槳軸的溫度相同和配合表面清潔無油無脂以後，把螺旋槳裝在螺旋槳軸上，應經驗船師認為滿意。螺旋槳螺母必須牢固地鎖緊在螺旋槳軸上。
- (b) 在槳殼、螺母和槳軸上應刻上永久性標記，表明螺旋槳在周向和軸向的位置。在圓錐軸段的大端上刻標誌時，應特別小心，使應力集中的影響減至最小。

- (c) 在槳殼的外表面上應用鋼印打上下列數據：
 - (i) 用油壓套合法安裝時，在 0°C 和 35°C 溫度下的起點負荷和軸向壓入量。
 - (ii) 用乾式裝配法安裝時，在 0°C 和 35°C 溫度下的壓入負荷。
- (d) 船上應備一張與溫度有關的安裝曲線圖，以及測定以後可能發生任何位移的設備。

6.9.8 有鍵螺旋槳的最後裝配

對工作用及備用螺旋槳的錐形螺旋槳軸的裝配，應經驗船師認為滿意。有鍵型式螺旋槳的滿意裝配應顯示一個顯露的，圓錐面的整體標記與在大直徑圓錐表面採較重的標記趨勢。

6.9.9 可調螺距螺旋槳的工廠試驗

- (a) 可調螺距螺旋槳的元件如同固態螺旋槳也必須經過材料試驗。
- (b) 審核的所有主要組件包括：
尺寸確認，殼和圓錐體組裝液壓試驗及油配電箱(如安裝)必須一同與可調螺距螺旋槳裝配施作完整試驗。

6.9.10 工廠試驗與噴水推進系統裝置

- (a) 完整的噴水單元必須實施在最大工作壓力 1.5 bar 以上內部液壓密性試驗。
- (b) 當葉輪使用緊度配合裝配於軸上，葉輪的基座及軸需在廠試中被證明並經驗船師滿意。足夠的時間被允許於組件的溫度在基座達平衡。當接觸標記油墨薄薄地散佈在軸表面，證明在葉輪殼的外徑及軸表面接觸達 80%以上。證明葉輪基座的替代方法可被考慮。
- (c) 提供指示在軸上葉輪殼的相對軸向位置的方法。永久的參考標記被作在葉輪殼、軸及任何螺栓上來指示葉輪的角度及軸向定位。
- (d) 相對於溫度的裝配曲線副本及決定任何後續運動的方法需放置於船上。
- (e) 葉輪的運轉間隙需確認，當其安裝在船上後。
- (f) 噴水推進系統的推力軸承間隙需驗證其所需的設計值，當其安裝在船上後。

6.9.11 噴水推進器的下列試驗與檢查必須施行：

- (a) 動葉輪或葉片的平衡
- (b) 葉輪葉片和推進系統的主要部件的非破壞性檢查。
- (c) 葉輪殼在軸斜度的裝配品質。
- (d) 葉輪至軸的裝配及它的後續功能測試。
- (e) 葉輪殼、輪殼、錐形孔、填角、錐體及葉片表面的表面加工必須在葉輪圖面顯示指定公差。



CR
中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 IV 篇 — 鍋爐、壓力容器、熱油加熱器及焚化爐

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 IV 篇
內容重大增修表

Nil.

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 IV 篇 鍋爐、壓力容器、熱油加熱器及焚化爐

目 錄

第 1 章	通則.....	1
1.1	通則	1

第 1 章 通則

1.1 通則

1.1.1 鍋爐、壓力容器、熱油加熱器及焚化爐須符合本中心鋼船規範第 V 篇之相關規定。



CR

中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 V 篇 — 管路及管路系統

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 V 篇
內容重大增修表

Nil

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 V 篇 管路及管路系統

目 錄

第 1 章	通則.....	1
1.1	通則	1

第 1 章 通則

1.1 通則

1.1.1 管路及管路系統須符合本中心鋼船規範第 VI 篇之相關規定。使用鋼、銅或其它非鋁質的管路、閥和裝具須特別注意避免與異類金屬的電蝕，如以下 1.1.2 所述。鋁質的管路、閥和裝具須特別考慮。

1.1.2 管件和裝具所組成的管路系統必須是相同或類似的材料。管路若非類似鋁質的材料時，必須有適當的隔離架或絕緣材料使之與船體隔離。若非鋁質的管路穿越過甲板、隔艙壁、艙頂和船殼版列，則管路必須有適當的裝置與船體結構隔離。



CR
中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 VI 篇 — 電機設備

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 VI 篇
內容重大增修表

Nil.

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 VI 篇 電機設備

目 錄

第 1 章	通則.....	1
1.1	通則	1
1.2	直流電系統	1
1.3	交流電系統	1
1.4	岸電	1
1.5	陰極保護裝置	1

第 1 章

通則

1.1 通則

1.1.1 電機設備須符合本中心鋼船規範第 VII 篇之相關規定。

1.1.2 先進科技及新設計之電機設備，本中心將適時考慮引用。

1.1.3 電器系統在任何時候必須與船體分離。船體不能作為導電迴路系統。若有需要時，在發電機和相關的機械配件之間可以安裝浮動接地。在電源系統中，通訊用設備、儀器儀表和岸電系統(見 1.4 節)必須考慮到注意電器隔離。

1.2 直流電系統

1.2.1 用於推進引擎或相關機械配件的電池一般不接地。必要時，電池接地於船體，負極必須連接到船體。發電機啟動電池可以被接地到發電機上。

1.3 交流電系統

1.3.1 交流電源必在任何時候必須與船體分離。船上必須備有高電阻連續測試儀器(如 90 伏特的直流電池，NE2 氖通過 100K 歐姆)為了在電機設備安裝時可以檢查，並且在固定的間隔之間可以確保交流電路隔離。

1.4 岸電

1.4.1 岸電源進入船舶須通過 1:1 的隔離變壓器。當船舶入塢時，建議額外的預防措施以防止船體電解。

1.5 陰極保護裝置

1.5.1 陽極耗蝕系統

鋁質船殼在海水中使用陽極耗蝕對於船殼是有效的保護。建議的陽極系統、計算、類型、數量、大小和位置必須提交審查。

1.5.2 外加電流系統

- (a) 建議的外加電流陰極防蝕系統，其詳細的細節，包括陽極的類型、電壓、佈置圖和圖式的線路系統必須提交審查。
- (b) 外加電流陰極防蝕系統的電纜線路不可穿越過油艙。當電纜線穿越過堰艙、泵室或是類似的危險空間，電纜線必須被封閉在額外重的管路內，防止在貨物空間和其他可能受到機械損傷的地方。若使用的管路材料非鋁質時，必須和船體分離。建議強制裝配警報系統以指示不足或過多的電流和逆極性。



CR
中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 VII 篇 — 自動或遙控及監視系統

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 VII 篇
內容重大增修表

Nil.

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 VII 篇 自動或遙控及監視系統

目 錄

第 1 章	通則.....	1
1.1	通則	1

第 1 章 通則

1.1 通則

- 1.1.1 自動及遙控系統須符合本中心鋼船規範第 VIII 篇之相關規定。
- 1.1.2 先進科技及新設計之電機設備，本中心將適時考慮引用。



CR
中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 VIII 篇 — 火災防護、探測與滅火

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 VIII 篇 內容重大增修表

- | | |
|-------|--------|
| 1.1.1 | 修訂編號 1 |
| 1.1.1 | 修訂編號 2 |

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 VIII 篇 火災防護、探測與滅火

目 錄

第 1 章	通則.....	1
1.1	通則	1

第 1 章 通則

1.1 通則

1.1.1 鋁合金輕構船最大船速可達本規範第 II 篇 1.1.3 規定之速度、且航程不超過第 II 篇 1.2.1(a)與 1.2.1(b) 所規定距避難地之距離者，**如適當時**，應符合本中心高速船規範第 4、7、8 章之相關規定，鋁合金旅客船以及鋁合金貨船須符合本中心鋼船規範第 IX 篇之相關規定。

1.1.2 500 總噸以下的鋁合金貨船、受限制的船舶、特殊作業的船舶或是不以機械推進方式的船舶，本篇的相關規定必須修改使本中心滿意。



CR
中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 IX 篇 — 材料

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 IX 篇
內容重大增修表

Nil.

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 IX 篇 材料

目 錄

第 1 章	通則.....	1
1.1	通則	1

第 1 章 通則

1.1 通則

1.1.1 船體建造、機器、壓力容器、管路系統以及周圍的船舶配件所使用的鋁合金材料須符合本中心鋼船規範第 XI 篇之相關規定。



CR
中國驗船中心

創立於 1951

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 X 篇 — 銲接

2019年4月

對鋁合金船建造與入級規範 2017 第 X 篇
內容重大增修表

Nil

鋁合金船建造與入級規範 2019

第 X 篇 銲接

目 錄

第 1 章	通則.....	1
1.1	通則	1
1.2	試驗及檢驗	1
1.3	試件及機械試驗	1
1.4	其他檢驗	2
第 2 章	銲接程序.....	5
2.1	通則	5
2.2	銲接程序之認可	5
2.3	對接銲接試驗	5
2.4	填角銲試驗	6
第 3 章	電銲技術士資格檢定及銲接工作管理.....	9
3.1	銲接工作管理	9
3.2	電銲技術士資格檢定.....	9
3.3	電銲技術士資格檢定試驗.....	9
3.4	W.Q.證書換新試驗	11
3.5	再檢定	11
第 4 章	銲接材料與結構.....	15
4.1	通則	15

第 1 章

通則

1.1 通則

1.1.1 凡具有中心船級或意欲加入本中心船級之船舶，有關船體、屬具、機器、壓力容器及管路等銲接所需之銲接程序、電銲技術士資格鑑定、工作管理、銲接材料及銲接結構，除非另經特別認可者，應符合本篇之規定。

1.1.2 本篇之規定乃以手動、半自動或自動等電弧熔銲方法應用於鋁合金等之銲接。

1.1.3 半自動及自動銲接其銲鎗能連續供給銲線；半自動銲接之銲鎗係用手握持；自動銲接之銲鎗則由機器握持且能作不同程度之動作控制。

1.2 試驗及檢驗

1.2.1 在銲接工作開始之前，銲接程序、電銲技術士資格及銲接材料，應經本中心認可並照本篇規定試驗合格。

1.2.2 所有銲接工作，應在適當之品管下依照認可之銲接規範及正常良好之工作方法施工，並經驗船師認為滿意。

1.2.3 所有完成銲接須經試驗及檢驗，較常用者有目視檢驗、非破壞檢驗或水壓試驗等方法，如認有必要時，可如第 IV 及 V 篇之規定作技藝試驗以確定銲接品質直至驗船師認為滿意。

1.3 試件及機械試驗

1.3.1 銲接部分之試件及機械試驗，應按本篇之規定及第 X 篇第 2 章適用之規定準備及執行。

1.3.2 抗拉試驗：

- (a) 銲積金屬之抗拉及縱向抗拉試件，應為本中心鋼船規範第 XI 篇表 XI 2-1 之 T1 型，d 通常為 10 mm，除另有規定者外，試件之長軸與銲接部分之中心相合約位於板厚之半處。
- (b) 對接銲接試驗橫向抗拉試件，應加工至如圖 X 1-1 所示尺寸。銲接部分之上下面，應加以銼、磨或機械加工至與鋼板之面相平。試件之厚度應即為試驗組合之厚度。凡厚度超過 25 mm 者，試件之平行部分寬度可由 30 mm 減為 25 mm。

1.3.3 彎曲試驗：

- (a) 面彎及根彎試件：
 - (i) 除型導彎曲試驗外，試件之寬度應為 30 mm 及其全板厚，試件之厚度如超過 25 mm 時，得將受壓縮之一面加工使其厚度減至 25 mm。

- (ii) 型導彎曲試驗試件之寬度應為 38 mm，其厚度 ≤ 9 mm 時則取其全板厚，如超過 9 mm 時應將受壓縮之一面加工使其厚度減至 9 mm。
- (b) 側面彎曲試驗試件之寬度為 9 mm 及其全板厚，如型導彎曲試驗試件，其厚度超過 38 mm 時應將一面加工使厚度減至 38 mm。
- (c) 彎曲試驗試件一般之長度為 250 mm。銲接部分應位於試件長度之中間，試驗時使其承受最大之拉力及壓縮。
- (d) 銲冠及背墊應除去、銼平、磨平或機械加工使與試件之面相平。試件之各邊緣應倒圓，其半徑為 1.5 mm。
- (e) 型導彎曲試驗時應使用如圖 X 1-2 所示之模具(Jigs)。
- (f) 彎曲試驗後，試件之外表面，如無裂痕或其他任何方向之開放性缺陷其長度不超過 3 mm 者，可考慮試驗為合格。

1.3.4 破壞試驗：

- (a) T 型接合之填角銲試驗組合或試件，其一邊之填角銲部分須鑿去或以機械加工除去，然後加壓使垂直之二板重疊在一起，使另一邊之填角銲部分之根部承受拉力而斷裂（見圖 X 1-3）。
- (b) 經破壞之填角銲部分之表面應予檢驗及應無滲透不全、內部裂痕或根部熔合不足及氣孔群等。根角部(root corner of fillet)之熔合不足，如不超過銲接部分長度之 10%，可予接受。
- (c) 破壞試驗之試件可截成短段便於達成試驗。

1.3.5 再試及加試：

- (a) 當抗拉或彎曲試驗結果不能符合規定時，可自第一次試驗之剩餘試驗組合內取同量同型之試件再試，或另作與第一次試驗組合銲接條件完全相同之試驗組合再試，試驗結果必須符合規定。
- (b) 如再試驗之結果不能符合上述(a)之規定，則可以不同之銲接條件另作試驗，此項試驗應包含所有原先規定之試驗，即使原已合格者也須重新試驗。

1.4 其他檢驗

1.4.1 表面檢驗：

- (a) 所有銲接結構或試驗組合之銲接接頭，在製作試件之前，於除去銲渣及冷卻後應作目視檢驗，如認為必要時，可以放大鏡、液滲或磁粉探傷等方法檢查表面之缺陷。
- (b) 完成銲接之表面應為完好、均勻及無裂痕、含熔渣、多氣孔、過熔低陷、重疊或其他有害之缺陷。應注意確定適當之滲透及熔合。每一試驗組合之切割剖面應加以檢查，以確定完全熔合。

- (c) 填角鉚之尺寸應符合規範之規定，但無需超過太多。對接鉚應有均勻之寬度及適當之鉚冠。鉚冠應不低於最低規定，但亦無需超過太多。

1.4.2 目視浸蝕檢驗：

- (a) 電鉚接合之橫剖面或縱剖面應磨光與浸蝕予以檢驗。
- (b) 電鉚接合剖面應無裂痕、不良之滲透、不足之熔合或其他有害之缺陷。

1.4.3 非破壞檢驗：

- (a) 鉚接結構或鉚接試樣應按本規範之規定作非破壞檢驗，以確定鉚接整體之良好性，檢驗方法以 X-放
射線或超音波為之。
- (b) 被接受之公認標準，得作為非破壞檢驗評定鉚接之標準。

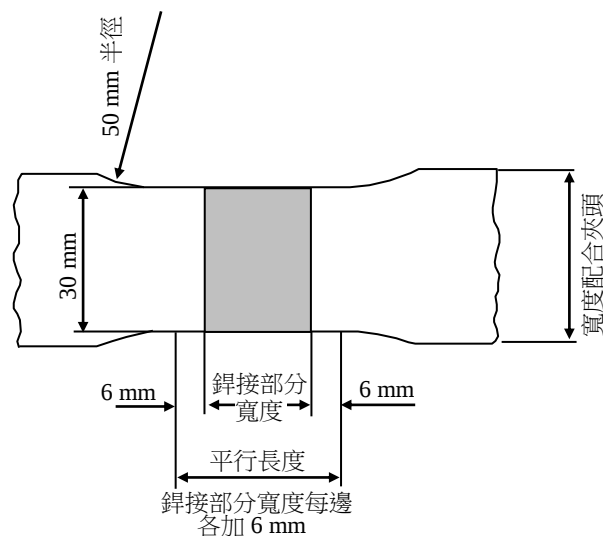


圖 X 1-1
對接鉚接橫向抗拉試件之尺寸

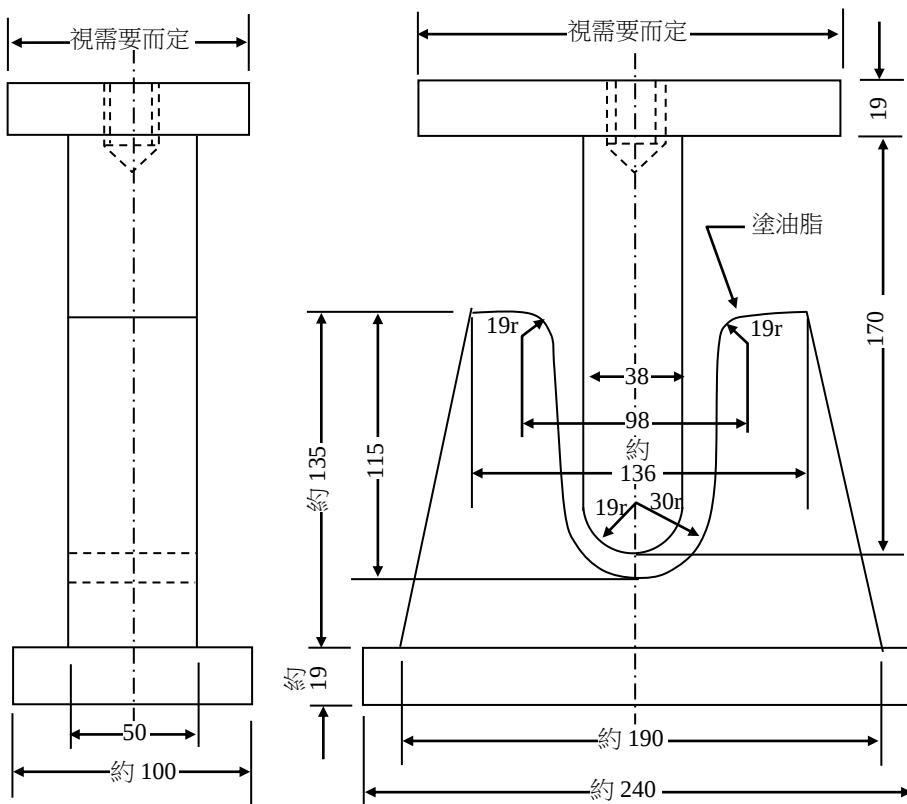


圖 X 1-2
型導彎曲試驗模具
(尺寸為mm)

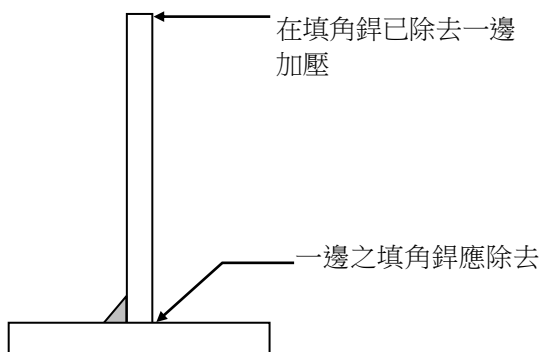


圖 X 1-3
填角鉚破壞試驗
(尺寸為mm)

第 2 章

銲接程序

2.1 通則

2.1.1 船廠或工廠，如採用自動或半自動銲接製造特殊用途之銲接結構，或採用尚無經驗之新材料，或採用新銲接方法，其銲接程序在使用前應經本中心認可。

2.1.2 銲接程序認可應包含下列資料：

- (a) 使用之材料等級、厚度或尺寸，
- (b) 接合處之邊緣加工，
- (c) 銲接材料規格，
- (d) 銲接姿勢、方法及技術，
- (e) 銲接順序、速度、電極、電壓及電流等，
- (f) 預熱、溫度控制及銲後熱處理等，及
- (g) 非破壞檢驗。

2.1.3 所有銲接接合之程序，關於銲接材料、邊緣加工、銲接技術及銲接姿勢等，應予訂定並經驗船師認為滿意。實際採用之銲接材料、尺寸、電流、電壓、銲積率及銲接道數等，應儘可能不偏離已訂定之銲接程序。

2.2 銲接程序之認可

2.2.1 除非另有規定，意欲本中心認可之銲接程序，應經滿意之銲接試驗證明。

2.2.2 應按銲接程序規範所指明之相同或相等之材料及銲接程序，準備試驗組合。通常用於單道電銲之銲接程序，應採用銲接程序內所能用到最厚材料之厚度，作為試驗組合之厚度。多道銲接之認可厚度可為試件厚度的兩倍。如銲接程序可用於銲接數種等級之材料，則取代表各材料等級之試驗結合可以接受。

2.3 對接銲接試驗

2.3.1 試驗組合：

- (a) 試驗組合，應由二塊寬 150 mm，長度適當之鋼板銲接在一起，足可供取規定試驗之試件。鋼板之大小，務使其傳熱儘可能與實際銲製產品時相似。除另有規定外，在截取鋼板時，應注意其最終軋製方向應與銲道平行。

- (b) 對接銲接管之試驗組合，應由二節長至少 150 mm 全剖面之管子銲接而成。大口徑之管子，其試驗組合可如上述 2.3.1(a)製造，但其銲接接合之方向應和實際使用狀況一樣。

2.3.2 試驗組合之電銲接合，其整個銲道在製作試件前，應作目視檢查及 X-Ray 檢驗或其他非破壞檢驗，以確定銲道內無任何缺陷。

2.3.3 試件：

- (a) 每一試驗組合應照圖 X 2-1 所示，製作下列試件：
 - (i) 2 個橫向抗拉試件，
 - (ii) 厚度 ≤ 20 mm 型導面彎及根彎試件各一個，厚度 > 20 mm 型導側彎試件二個，
 - (iii) 目視浸蝕試件一個。

2.3.4 試驗規定：

- (a) 橫向抗拉試驗之抗拉強度，應不低於製作試驗組合母材之規定強度。
- (b) 型導彎曲應符合本篇 1.3.3 之規定。
- (c) 衝擊試驗之試驗溫度及吸收能量之規定，應符合製作試驗組合母材之衝擊試驗要求，或為銲接材料之衝擊試驗要求。如母材未規定作衝擊試驗，則遵從銲接材料之衝擊試驗要求。

2.3.5 如對接銲接之銲接程序已經認可，則銲接之種類可包含與對接銲接相當姿勢之填角銲接。

2.4 填角銲試驗

2.4.1 試驗組合及試件：

- (a) 試驗組合應照圖 X 2-2 所示製作，其板厚、填角銲大小及銲接條件應和實際應用相同，但僅須將一側之填角予以銲接。
- (b) 試驗組合之二塊鋼板應平整、接觸緊密，在銲接前應先點銲固定兩端。

2.4.2 試驗規定：

- (a) 表面檢查：
銲妥之試驗組合應通過本篇 1.4.1 規定之表面檢驗。
- (b) 目視浸蝕試驗：
在試驗組合距兩端 50 mm 內各切取一橫剖面，應通過本篇 1.4.2 規定之目視浸蝕試驗。
- (c) 破壞試驗：
剩餘之試驗組合，本通過本篇 1.3.5 規定之破壞試驗。

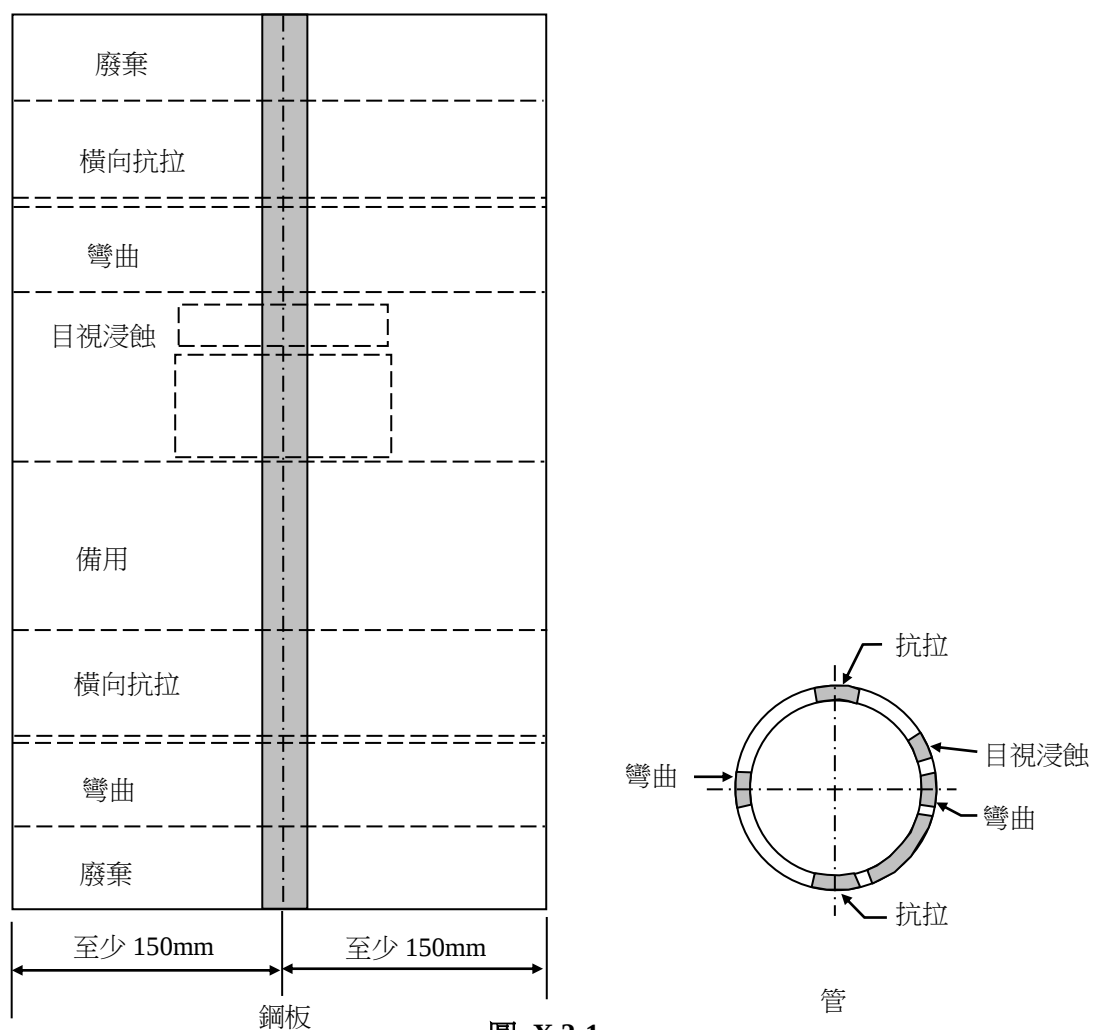


圖 X 2-1
銲接程序認可用之對接銲接組合

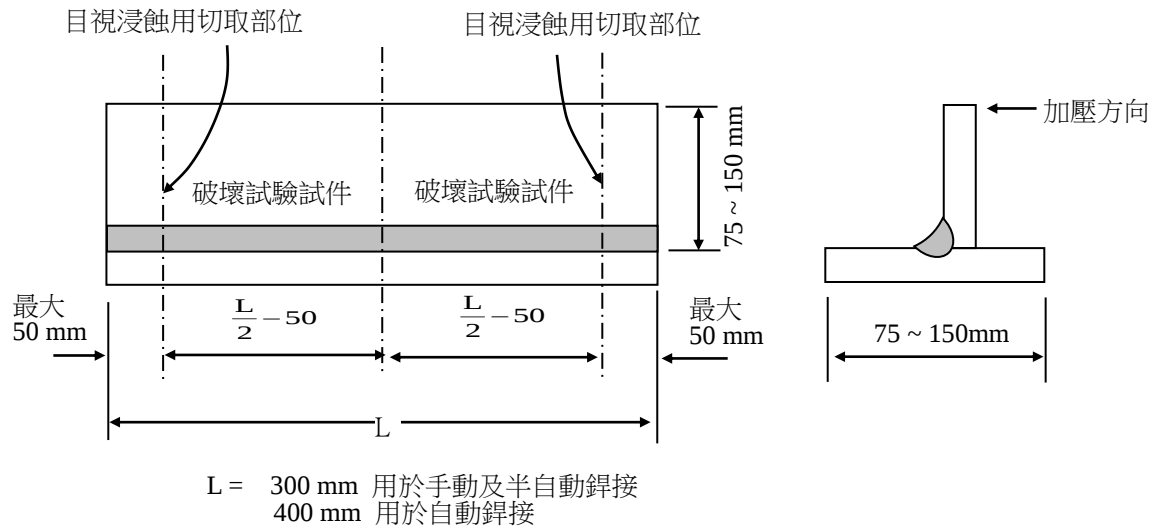


圖 X 2-2
銲接程序認可用之填角試驗組合

第 3 章

電銲技術士資格檢定及銲接工作管理

3.1 銲接工作管理

3.1.1 施行銲接工作之船廠或工廠應經本中心認可。此等銲接工場，應有適當之工場、銲接設備、足夠之防風雨及其他必需之設備，以保證其銲接工作在良好之工作方法下，獲得優良之品質。

3.1.2 驗船師應確認，電銲技術士及銲接操作者之資格均經檢定，並對擔任之工作具有經驗，且正確地遵從銲接方法及銲接程序。驗船師應確認，銲接工作係在有足夠人數，及有經驗之監督人員監督下進行。

3.1.3 船廠及其他工廠雇用電銲技術士應有適當之管理及管制制度，應有足夠之資料，包括訓練經歷、經驗、檢定日期及結果、換新試驗及再檢定試驗等，供驗船師隨時查核之需。

3.2 電銲技術士資格檢定

3.2.1 每一電銲技術士如欲參與本篇所提及之銲接工作，應根據應用之銲接程序及銲接材料種類，通過資格檢定試驗，並由本中心發給資格檢定證書。

3.2.2 本篇之電銲技術士資格檢定規定，乃應用於以手銲或半自動銲接，鋼船規範第 XI 篇第 10 章所規定之鋁合金，或相等之材料。

3.2.3 電銲技術士意欲參與自動電銲操作，應對參與之工作有足夠之經驗。

3.2.4 電銲技術士資格若經其他船級協會或適當之機構認可，並相當於本中心之資格檢定規定，此項相關資格之認可本中心可予接受無需再經試驗。

3.2.5 電銲技術士資格檢定證書（W.Q.證書）有效期為三年，由本中心發給經資格檢定試驗或證書換新試驗之合格者。銲工之資格檢定，在 W.Q.證書上應註明“鋁合金”。

3.2.6 電銲技術士檢定，依銲接姿勢及材料厚度而異，如表 X 3-1 所示。

3.3 電銲技術士資格檢定試驗

3.3.1 電銲技術士資格檢定通常由僱用電銲技術士之船廠或工廠向本中心申請。申請者應備有資格檢定試驗所需之良好銲接設備及試驗或檢驗設備。試驗組合及試件之製作及機械試驗或其他檢驗時，均應有驗船師在場。

3.3.2 電銲技術士資格按「等」（考慮允許厚度及管子銲接分 a、A、B、C、D）及「級」（考慮電銲位置分 I、II 及 III）如表 X 3-1 所示。

3.3.3 電銲技術士如欲取得比同等最低級為高之「級」時，須先取得該等最低級之資格或同時通過該項測驗。

3.3.4 銲接平板之試驗組合：

- (a) 試驗組合，應按表 X 3-1 之規定，及圖 X 3-1 所示製作，製作試驗組合用之材料應為鋼船規範第 XI 篇所規定者，或相等之材料。
- (b) 銲接程序：
 - (i) 平板應按圖 X 3-3 所示依其銲接位置予以固定，在整個銲接過程中平板之方向不變。
 - (ii) 背墊應與平板緊貼。銲接應僅在一側施工。
 - (iii) 垂直位置之試驗組合，銲接應自下而上。
 - (iv) 平板在銲接時，應注意在銲後仍保持近似平整，但不平時其蹺角應不超過 5°。

3.3.5 銲接管子之試驗組合：

- (a) 試驗組合，應按 X 3-1 之規定，及圖 X 3-2 所示製作。製作試驗組合之鋁合金管應為鋼船規範第 XI 篇所規定者，或相等之材料。
- (b) 銲接程序：
 - (i) 旋轉管子銲接，管子應循水平軸旋轉，因此可以採下向銲完成整個管周之銲接。
 - (ii) 固定管子銲接，管子應固定於水平及垂直位置，因此可以下向銲、立銲、水平銲及仰銲等銲接。
 - (iii) 銲接僅須施行於管之外部。C 試驗組合無需作背縫鑿淨開槽及背銲，D 試驗組合之背環應與管之內面貼合。

3.3.6 銲接材料：

- (a) 用於製作試驗組合之銲接材料，應為本篇第 4 章，依其母材為鋼或鋁合金之等級，及銲接位置等所規定之銲條或銲線。
- (b) 每一銲道所使用之銲接材料尺寸，應和實際工作使用者相同。

3.3.7 試驗規定：

- (a) 試驗組合應不作預熱、輕鎚、銲後加熱等熱處理。
- (b) 試驗組合之銲接合，在製作成試件前，應先經目視檢驗。銲接合之表面，其寬度及銲冠高度應均勻，無裂痕、過熔低陷、尖銳(Significant sharp)、冰垂(iceicle)、重疊或其他有害缺陷。
- (c) 除 C 型試驗組合外，型導彎曲試件應照表 X 3-1 之規定取自每試驗組合，每一試件應按本篇 1.3.3 之規定作型導彎曲試驗。
- (d) 上述 3.3.7(c)之型導彎曲檢驗，可以 X 射線檢驗或其他可接受之非破壞檢驗替代，但需經本中心認可。
- (e) C-I 及 C-II 資格試驗之 C 型試驗組合之兩端，應以平板或其他適當之方法加以銲封，並照鋼船規範第 XI 篇 5.5.1 及 5.5.2 之規定作水壓試驗，其結果應合格。

3.3.8 重試及加試：

- (a) 試件之試驗結果不合格時，可照本篇 1.3.6 之規定重作試驗。

(b) 如試驗不合格電銲技術士，應經至少三個月之再訓練後，方可參加再試驗。

3.4 W.Q.證書換新試驗

3.4.1 經檢定合格之電銲技術士，如欲保持其資格，則於證書失效前，應通過表 X 3-2 規定之 W.Q.證書換新試驗。

3.4.2 試驗組合：

(a) 每一檢定資格，應備一符合表 X 3-2 規定之試驗組合。

(b) 如為平板銲接資格檢定時，則試驗組合應按本篇 5.3.1(a)及(b)所述對接雙面銲接方法製成。

(c) 如為管子銲接資格檢定，試驗組合應為套管接合填角銲接。

3.4.3 照表 X 3-2 所做各項試驗，如經驗船師認可滿意，該項試驗即屬合格。

3.4.4 如實際銲接工作與試驗組合之銲接，其狀況相似並經驗船師同意接受者，船廠或工廠可申請以電銲技術士實際工作取代試驗組合。

3.4.5 如驗船師認為試驗不合格，可依本章 3.3.8 之規定重試。

3.5 再檢定

3.5.1 如 W.Q.證書失效時，電銲技術士應滿足下列要求，資格方可重獲檢定：

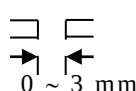
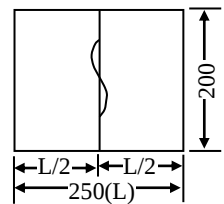
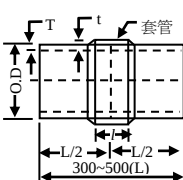
(a) 證書失效不超過 12 個月者，應通過 W.Q.證書換新試驗。

(b) 證書失效超過 12 個月者，應通過電銲技術士資格檢定各項試驗。

表 X 3-1
電銲技術士資格檢定

電 銲 技 術 士 資 格			應 用 銲 接 工 作		電 銲 技 術 士 檢 定 試 驗 規 定			
種 別	等	級			試 驗 組 合		取自每一試驗組合 用作試驗之試件數量 (型導彎曲試驗)	
			允 許 厚 度 (mm)	銲 接 姿 勢	型 式	數 量 及 姿 勢		厚 度 (mm)
平 板 銲 接	a-	I	≤ 9	全 姿 勢	A	1 - 立 銲 及 1 - 仰 銲	3.2 ~ 5	1- 面 彎 及 1- 根 彎
		II		下 向 銲、水 平 銲 及 立 銲		1 - 立 銲		
		III		下 向 銲		1 - 下 向 銲		
	A-	I	≤ 19	全 姿 勢		1 - 立 銲 及 1 - 仰 銲	9	
		II		下 向 銲、水 平 銲 及 立 銲		1 - 立 銲		
		III		下 向 銲		1 - 下 向 銲		
管 子 銲 接	C-	I	≤ 5	全 姿 勢 (固 定 管 子)	C	1 - 固 定 水 平 桿 及 1 - 固 定 立 銲	4 ~ 5 (稱呼直徑 80 ~ 150)	(試 件 應 按 第 X 篇 5.5.1 及 5.5.2 規 定 之 壓 力 作 水 壓 試 驗)
		II		下 向 銲 (旋 轉 管 子)		1 - 旋 轉 水 平 銲		
	D-	I	≤ 19	全 姿 勢 (固 定 管 子)	D	1 - 固 定 水 平 銲 及 1 - 固 定 立 銲	9 ~ 11 (稱呼直徑 125 ~ 300)	2 - 面 彎 及 2 - 根 彎
		II		下 向 銲 (旋 轉 管 子)		1 - 旋 轉 水 平 銲		

表 X 3-2
電銲技術士資格檢定證書換新試驗規定

電銲技術士資格		銲 接 姿 勢		試 驗 組 合			試驗項目		
		第一面	第二面	板 厚 或 管 壁 厚 (mm)	對 接 邊 緣 加 工	尺 寸 (mm)			
平板銲接	a-I	仰 銲	任 意	3.2 ~ 5	 0 ~ 3 mm		目視及 X-射線		
	a-II	立 銲	任 意						
	a-III	下向銲	下向銲						
	A-I	仰 銲	任 意	≥ 9	V, U, X 或 H 型				
	A-II	立 銲	任 意						
	A-III	下向銲	下向銲	≥ 25					
	B-I	下向銲	仰 銲						
	B-II	立 銲	任 意						
	B-III	下向銲	下向銲						
管子銲接	C-I	固定水平銲		≥ 4	 1.25T ≥ t ≥ T l = 100 or O.D. 取最小者	目視及水壓 試驗 W. T. P. 20 MPa			
	C-II	旋轉水平銲		(稱呼直徑 ≥ 80)					
	D-I	固定水平銲		≥ 9					
	D-II	旋轉水平銲		(稱呼直徑 ≥ 125)					

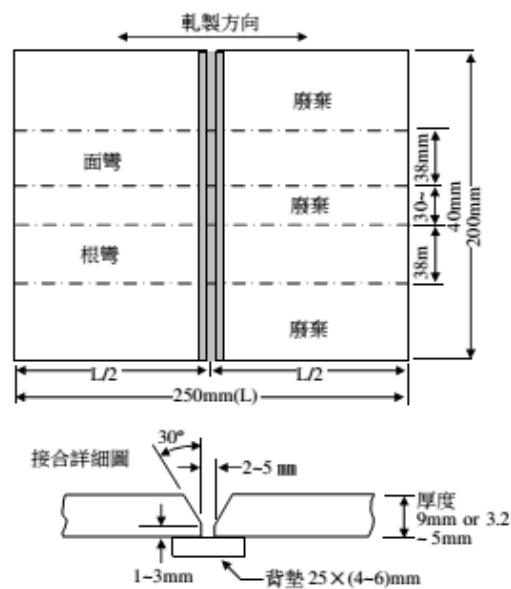


圖 X 3-1
電銲技術士資格檢定A型試驗組合(平板)

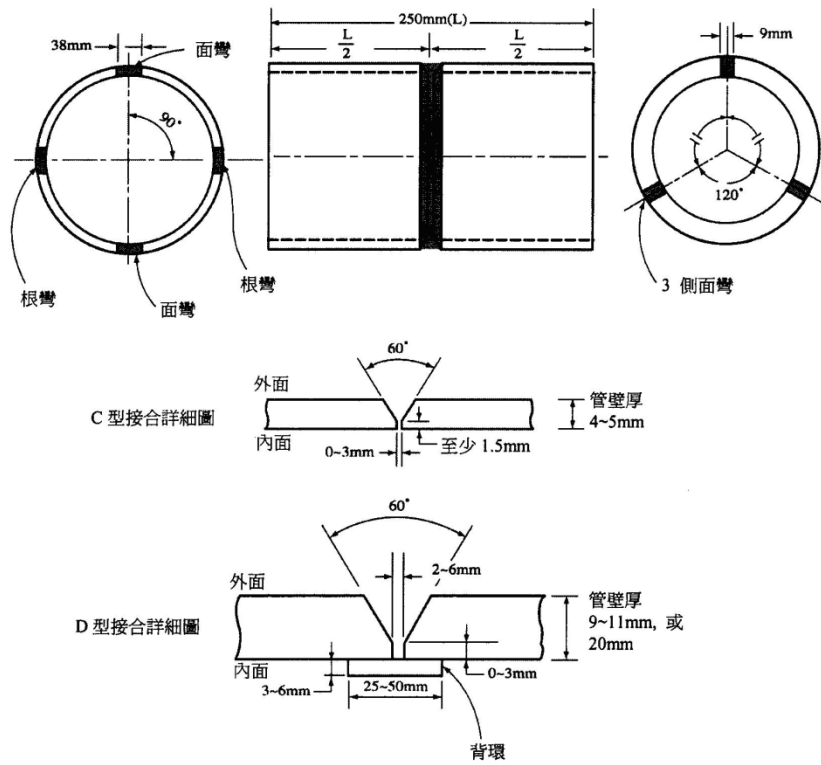


圖 X 3-2
電銲技術士資格鑑定(管子)C型及D型試驗組合

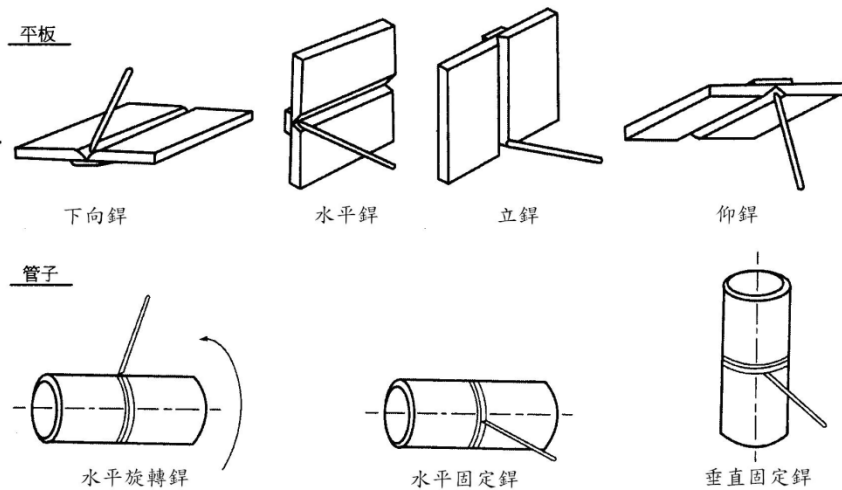


圖 X 3-3
電銲技術士試驗組合之銲接姿勢

第 4 章

銲接材料與結構

4.1 通則

鋁合金銲接材料與結構須符合本中心鋼船規範第 XII 篇第 4、5 章之相關規定。



電話： +886 2 25062711
傳真： +886 2 25074722
電子信箱： cr.tp@crclass.org
網頁： <http://www.crclass.org>
© CR – 版權所有

