

# 固定式起重機防止逸走裝置研究

The study on anchoring device of fixed Crane



勞動部勞動及職業安全衛生研究所  
INSTITUTE OF LABOR, OCCUPATIONAL SAFETY AND HEALTH, MINISTRY OF LABOR



地址：新北市汐止區橫科路407巷99號  
電話：(02) 26607600  
傳真：(02) 26607732  
網址：<http://www.ilosh.gov.tw>

ISBN 978-986-04-4678-4



GPN:1010400733  
定價：新台幣300元

# 固定式起重機防止逸走裝置研究

## **The study on anchoring device of fixed Crane**

勞動部勞動及職業安全衛生研究所

# 固定式起重機防止逸走裝置研究

## The study on anchoring device of fixed Crane

究主持人：劉國青

計畫主辦單位：勞動部勞動及職業安全衛生研究所

研究期間：中華民國 103 年 3 月 5 日至 103 年 12 月 31 日

\*本研究報告公開予各單位參考\*

惟不代表勞動部政策立場

勞動部勞動及職業安全衛生研究所

中華民國 104 年 4 月

# 摘要

有鑒於2014年3月31日高雄港發生橋式起重機滑移傾翻意外，對於走行式起重機設置於屋外，應設有固定基礎與夾軌器等防止逸走裝置，因此本案研發檢查防止逸走裝置之相關技術，以提供檢查單位、業主、使用者相應的措施。

研究主要探討有關戶外走行起重機防逸走之技術規範及職災統計，並完成國內戶外走行式起重機作業現場訪視調查，並針對預防風吹逸走及翻覆相關裝置及措施調查，進行戶外走行起重機作業危害調查評估。設計防止逸走裝置至少5種不同型式案例強度計算防止逸走裝置至少5種不同型式案例，使用靜平衡力學分析方法。最後利用有限元素應力分析驗證防止逸走裝置至少5種不同型式案例。

針對各種夾軌鉗的設計、選型案例進行強度計算，以及使用有限元素方法，分析各零部件變形及內部應力，探討內應力(內力、內力矩)分佈及檢查變形位移與機構設計之關係，修正設計方法。研究摩擦力之鑑別方法，建立摩擦力測驗，檢查制動器、夾軌鉗及止輪器之摩擦面是否可靠的摩擦係數。

關鍵詞：固定式起重機、防止逸走裝置、有限元素法應力分析

# Abstract

In view of the traveling cranes slipping and tipping accident at Kaohsiung Harbor on March 31, 2014, it is important that when traveling cranes are installed outdoors, they should have a fixed base, rail clip devices, and other safety equipment against wind. This project focuses on the techniques for inspecting safety against wind, whose results will provide inspectors, owners and users corresponding concepts, principles, and regulations.

This study reviews technical specifications and occupational accident data from Taiwan and other foreign countries that involve safety against wind for traveling cranes. Investigations of traveling cranes at local outdoor job sites are conducted to survey wind runaway prevention and overturned related devices and measures, as well to assess the operation hazards of traveling cranes. Computer-aided design and modeling on strength calculation of at least five types are carried out. Finite element stress analysis of at least five types of safety devices is also completed to verify against industrial standards and national or international standards.

Conclusion and suggestions for future applications: Further studies could be done on a variety of rail clamp design, selection of cases for strength calculation, and the use of finite element method analysis of parts deformation and internal stress to explore the internal stress (stress, the moment) distribution and examine the relationships between deformation and mechanism design for design method modification. Areas of research could include identification method of friction, formulation of friction test, brake inspections, reliability checks for friction coefficient between friction surface of the wheel and rail clamp, and compilation of wind-resistance and runaway appliance design manual.

Key Words: fixed cranes, safety against wind, finite element stress analysis

# 目 錄

摘 要.....	i
Abstract.....	ii
目 錄.....	iii
圖目錄.....	vi
表目錄.....	ix
第一章 計畫概述.....	1
第一節 前言.....	1
第二節 目的.....	2
第二章 防止逸走裝置相關規範標準檢索.....	3
第一節 國際標準 ISO 9927-1:1994 起重機－檢查－第 1 部分：總則[12].....	3
第二節 中華民國固定式起重機安全檢查構造標準[10].....	6
第三節 中華民國職業安全衛生實施規則[17].....	7
第四節 中華民國起重升降機具安全規則[4].....	8
第五節 中華民國危險性機械及設備安全檢查規則[2].....	9
第六節 中華人民共和國國家標準 GB3811-83 起重機設計規範[9].....	11
第七節 中華人民共和國國家標準 GB6067-2010 起重機安全規程－第 1 部分：總則[16].....	12
第八節 美國機械工程師協會 ASME.B30.2-2005 及 ASME B30.27-2006 之架空及龍門起重機[13，15].....	13
第九節 美國機械工程師協會標準 ASME B30.4-2010 門式、門座式起重機[14].....	14
第三章 作業案例蒐集彙整與分析.....	15
第一節 國內戶外走行固定式起重機職災案例.....	15
第二節 國外戶外走行固定式起重機職災案例.....	16

第三節 職災統計及分析 .....	23
第四章 國內起重機作業現場訪視 .....	27
第一節 中國鋼鐵結構公司官田廠區 .....	27
第二節 萬海航運股份有限公司高雄港貨櫃碼頭 .....	30
第三節 戶外走行起重機作業危害調查評估 .....	33
第五章 起重機種類調查與分類研究 .....	35
第一節 戶外走行固定式起重機分類 .....	35
第二節 防止逸走裝置種類 .....	38
第六章 起重機風荷重評估計算分析 .....	44
第一節 國際及國家標準之規範 .....	44
第二節 風荷重計算探討比較 .....	60
第三節 戶外走行起重機風荷重計算範例 .....	62
第七章 防止逸走裝置結構強度計算分析 .....	64
第一節 手動及半自動夾鉗機構分析 .....	64
第二節 螺旋傳動之機構分析 .....	70
第三節 自動夾軌器機構分析 .....	71
第四節 自鎖式夾軌器機構分析 .....	74
第五節 錨定式機構分析 .....	83
第六節 靴式止輪器之止滑原理 .....	86
第七節 壓軌式機構分析 .....	89
第八節 輪邊制動器 .....	90
第八章 電腦數值分析與驗證 .....	99
第一節 建立實體模型 .....	99
第二節 防止逸走裝置元件有限元素分析 .....	100

第三節 橋式起重機整機有限元素分析 .....	107
第九章 結論與建議 .....	115
第一節 結論 .....	115
第二節 建議 .....	115
誌謝 .....	117
參考文獻 .....	118



# 圖目錄

圖 1 風襲橋式集裝箱起重機.....	15
圖 2 風襲橋式貨櫃起重機.....	16
圖 3 風襲 200T 大型龍門式起重機.....	19
圖 4 風襲七座門式起重機.....	20
圖 5 風襲港口岸邊集箱裝起重機.....	20
圖 6 風襲 APL 集箱裝起重機.....	21
圖 7 風襲 950T 集箱裝起重機.....	22
圖 8 風襲四台集裝箱起重機.....	22
圖 9 戶外走行起固動式(橋式)起重機之分類.....	38
圖 10 夾軌鉗之種類.....	40
圖 11 錨定裝置.....	41
圖 12 止輪器.....	42
圖 13 壓軌器.....	43
圖 14 碟式制動器.....	43
圖 15 $\Psi$ 與 $\eta$ 之關係.....	51
圖 16 相對桁架之間隔 $b$ .....	51
圖 17 結構或物品的面積輪廓尺寸示意圖.....	57
圖 18 低減率 $\eta$ と 充塞率 $\phi$ の關係.....	60
圖 19 不同高度風壓之變化.....	61
圖 20 不同風壓高度之係數變化.....	61
圖 21 止推軸環.....	71
圖 22 滾輪楔塊式自鎖式夾軌鉗.....	75
圖 23 夾鉗的受力分析.....	76

圖 24 楔塊的受力分析 .....	77
圖 26 整軌自鎖式夾軌鉗 .....	80
圖 27 整軌式夾鉗受力分析 .....	81
圖 28 橢圓輪夾鉗受力分析 .....	82
圖 29 圓柱立銷錨定裝置 .....	83
圖 30 插銷受力分析 .....	83
圖 31 圓柱橫銷錨定裝置 .....	84
圖 32 矩形立銷錨定裝置 .....	84
圖 33 鏈條錨定裝置位置 .....	85
圖 34 無鐵鞋之車輪受力狀態 .....	86
圖 35 無鐵鞋之車輪受力狀態(平移定理後) .....	86
圖 36 有鐵鞋之車輪受力狀態 .....	87
圖 37 風力 $F$ 與止推面中心高度 $h$ 關係比 .....	89
圖 38 壓軌器 .....	90
圖 39 雙向抗水平力比較 .....	94
圖 40 單向抗水平力比較 .....	95
圖 41 抵抗向上拔力比較 .....	95
圖 42 成本價格比較 .....	96
圖 43 天氣影響之抗侯特性比較 .....	96
圖 44 使用便利性比較 .....	97
圖 45 手動夾軌鉗應力分佈 .....	106
圖 46 半自動式夾軌鉗應力分佈 .....	107
圖 47 橋式起重機 .....	107
圖 48 橋式起重機設計圖 .....	108

圖 49 橋式起重機受風力狀態及有限元素分析結果 .....	109
圖 50 插孔座應力分佈 .....	109
圖 51 插板錨應力分佈 .....	110
圖 52 插板座負荷應力分佈 .....	110
圖 53 整軌鉗俯視圖 .....	111
圖 54 整軌式自鎖式夾軌鉗應力及位移分佈 .....	112
圖 55 鐵靴受力分析 .....	113
圖 56 大角度三角板應力分佈 .....	113
圖 57 小角度三角板應力分佈 .....	113
圖 58 靴徑大於輪徑應力分佈 .....	114
圖 59 靴徑等於輪徑應力分佈 .....	114

# 表目錄

表 1	ISO 9927-1 : 1994 檢查表	4
表 2	職災統計表	23
表 3	蒲福風級表	25
表 4	戶外走行起重機作業現場訪視記錄(中國鋼鐵結構股份有限公司)	27
表 5	戶外走行起重機作業現場訪視記錄(萬海航運股份有限公司)	30
表 6	作業中設計風速與壓力	47
表 7	力係數	48
表 8	重疊因數	49
表 9	風力係數 C(CNS6426 , B 1216)	50
表 10	被吊物之受壓面積	51
表 11	起重機狀態與計算式	52
表 12	起重機計算風壓(N/m <sup>2</sup> )	54
表 13	風壓高度變化係數 $K_h$	55
表 14	單片結構的風力係數 C	56
表 15	結構的充實率 $\phi$	57
表 16	衍架結構擋風折減係數 $\eta$	58
表 17	風力係數 C(JIS 8830)	59
表 18	つり荷の受圧面積	60
表 19	熱膨脹係數	64
表 20	手動式夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式	65
表 21	肘桿式手動夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式	66
表 22	導槽式手動夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式	67

表 23 肘桿式半自動夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式.....	68
表 24 導槽式半自動夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式.....	69
表 25 配對螺紋的摩擦係數 $\mu$ .....	70
表 26 止推座環的摩擦係數.....	71
表 27 電動重錘式自由體圖及靜力平衡方程式.....	72
表 28 電動彈簧式自由體圖及靜力平衡方程式.....	73
表 29 電動液壓式自由體圖及靜力平衡方程式.....	74
表 30 楔形滑塊自鎖式夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式.....	78
表 31 橢圓輪式自鎖式夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式.....	82
表 32 單一插銷自由體圖及靜力平衡方程式.....	84
表 33 材料的滑動摩擦係數.....	87
表 34 鐵鞋止推面中心高度計算表.....	89
表 35 制動器自由體圖及靜力平衡方程式.....	91
表 36 凸緣.....	92
表 37 容許應力係數.....	93
表 38 防風抗滑裝置強度分析比較.....	97
表 39 鑄鐵(FC-30)材料性質.....	105

# 第一章 計畫概述

## 第一節 前言

應用於許多工業領域的固定式起重機，使用便利，但屬於危險性很高的設備，在勞工安全衛生法令[1]中，被列為危險機械之一種。統計 96 年至 102 年起重機相關的重大職災事故共 51 件，屬於固定式起重機佔 21 件，災害類型中有由於風載荷作用，使起重機沿路面或軌道滑動，導致脫軌甚至傾覆，凡走行在戶外軌道上的起重機，如門式起重機、橋型起重機、塔式起重機及架空式起重機等，均應設有固定基礎與夾軌器等防止逸走裝置，其逸走主因為防風抗滑裝置設計不當或操作不當以至能力不足（摩擦力小於風力）或設計不當以至強度不足（負載作用的應力超過結構強度）所致，衍生之工安事件包括脫軌、整機傾覆及作業人員之重大傷亡與財產損失。

國內外有關固定式起重機的規定及規範列舉說明如下：「危險性機械及設備安全檢查規則」[2]起重機之製造檢查與竣工檢查時，業者須向檢察機構提出強度計算書，著重於結構強度之安全要求。固定式起重機結構安全規範 CNS 6426 制定起重機鋼結構部分之計算標準，勞動部的起重機安全法規與標準[3-6]及世界各國對鋼結構物均制定了不同的強度計算標準[7-8]，起重機設計規範[9]，規定均應裝設防風錨泊裝置，固定式起重機安全檢查構造標準[10]中，作業中最大風速限定為每秒 16 公尺，防止逸走裝置須抵抗各地區其特有的極大風速的發生，因此根據中華民國各地區可能發生之最大風速來設計，ISO 4302[11]規定作業允許之最大風速可至每秒 28.5 公尺，當最大風速超過規定標準值時，應停止作業，並使用防止逸走裝置之措施，以確保機具之安全。

國內外均有戶外走行起重機常在大風大雨中發生逸走釀災的案例，防止逸走裝置之設計除了受到該起重機所在地區之最大風速影響之外，因為濕度影響摩擦係數，溫度影響熱膨脹量以及橡膠類材料劣化等也是重大的關聯性。因此防止逸走裝置其性能的可靠性高、結構完整性強，決定在吊升作業中工作效率及現場人員安全與否。

## 第二節 目的

本案藉由文獻探討戶外走行式起重機風吹逸走及翻覆危害(職災統計、要因分析)、有關預防逸走相關裝置措施調查、相關於橋式走行式起重機防止逸走裝置型式之強度計算、虛擬仿真計算及有限元素應力分析驗證等研究方法步驟，進行起重機防止逸走裝置調查與強度計算驗證，協助檢查技術之開發。

## 第二章 防止逸走裝置相關規範標準檢索

本章介紹 IOS 9927-1:1994 起重機檢查總則的國際標準[12]，中華民國的國家標準，包括：固定式起重機安全檢查構造標準[10]，中華民國職業安全衛生實施規則[17]，以及中華民國危險性機械及設備安全檢查規則[2]；中國大陸的 GB3811-83 起重機設計規範[9]，美國 ASME.B30.2-2005 架空、龍門起重機[13]，以及美國 ASME.B30.4-2010 門式、門座式起重機[14]，關於戶外走行固定式起重機防止逸走裝置之條文內容被摘錄在各節中，摘錄的內容完全與原始文件內容相同，並使用相同之編號，內容中涉及戶外走行起重機防止逸走裝置之直接敘述被下方劃線所特別標示。

### 第一節 國際標準 ISO 9927-1:1994 起重機—檢查—第 1 部分： 總則[12]

固定式起重機防止逸走裝置相關標準，如下所示（其編號與原始文件內容規編號一致）：

- 一、定期檢查
- 二、檢查周期根據運轉時間、工況及工場條件，在必要時由有經驗的技師(5.2.1)或專業工程師(5.2.2)對起重機進行檢查，但至少每年一次。
- 三、檢查人員
- 四、有經驗的技師---因職業經歷和經驗，在起重機領域據有豐富的知識並十分熟悉規範，能判定與正常工況偏離的人員(即受過專業訓練的人員)。
- 五、專業工程師---具有起重機設計、製造或維護經驗、熟悉有關規範和標準，擁有進行檢查所需設備並能判別起重機的安全性、決定採用何種措施保證更能安全運轉的人員。
- 六、檢查方式

定期檢查包括目測檢查、功能和有效性檢驗。除非有其他條例或製造的規定，有經驗的技師檢查時，通常不必拆卸任何零部件。但由專業工程師進行檢查時，可能要拆卸零部件，從而對起重機的安全性作出評估。

檢查應按下列順序進行：驗證起重機標誌，包括銘牌；ISO 9927-1:1994，根據損壞、磨損、腐蝕或其他變化驗證部件或配件的狀況；機構的功能試驗；在額定載荷下



驗證安全裝置和制動器的狀況和效果。起重機各種類型的檢查表的示例見附錄 A。

## 七、檢查結果

定期檢查的結果由檢查人員作出記錄。

由有經驗技師寫的報告應詳細列出關測所得。由專業工程師寫的報告應包含由觀測得出的結論。檢查報告應包含：檢查範圍；還要做何局部檢查；已發現的缺陷；對起重機繼續使用無影響因素作出評估。

附錄 A (資料性附錄) 起重機定期檢查用檢查表示例，檢查細節見表 1 所示。

表 1 檢查表

要素	驗證內容
1 零部件和機械設備	
1.1 起重機軌道構件 立柱、梁、鋼軌、連接件	狀況(裂紋、變形、磨損、腐蝕)
1.2 出入口梯子和走道 台階、踏桿、梁、走道蓋板、平台等保護裝置 (扶手、中間橫桿、護圈、踢腳板)信息標牌和 危險區標誌牌	安裝、狀況
1.3 起重機和小車軌道 鋼軌、止擋器、鎖緊和栓鎖裝置	安裝和狀況、軌距、跨度、變形 狀況、功能
1.4 起重機結構(橋架、門架、臂架、塔架) 主樑、桿件、連接件、緩衝器、止擋器、加強 肋	裂紋、變形、磨損、緊固件、狀 況、直線性
1.5 小車結構(結構、臂架) 樑、桿件、連接件、回轉支承	狀況
1.6 組件 運行車輪、軸、聯軸器、捲筒、滑輪、帶銷軸	活動件的配合和緊固、狀況

<p>補償滑輪組</p> <p>齒輪、渦輪</p> <p>螺釘、螺母、楔塊</p> <p>液壓和氣動元件</p> <p>機械警報裝置、限位停止裝置、超載保護裝置</p> <p>1.7 制動器</p> <p>制動盤、制動靴、制動帶、操作桿、釋放裝置、重鎚、銷、彈簧</p> <p>1.8 潤滑</p> <p>潤滑系統和潤滑點</p> <p>1.9 間隙</p> <p>1.10 地基、錨固裝置</p>	<p>功能</p> <p>配合定位</p> <p>對組件的保護功能</p> <p>狀況、功能</p> <p>狀況、功能、帶載制動試驗(試驗載荷不超過額定起重量)</p> <p>潤滑充分、可接近性、識別標誌</p> <p>符合要求，並考慮以後增加的元件</p> <p>狀況和安裝</p>
<p>2. 電氣設備</p> <p>2.1 開關和致動裝置</p> <p>總電源開關、絕緣開關、起重機開關、控制裝置、接觸器、過流保護器、限位開關、超載保護</p> <p>2.2 供電線路</p> <p>移動連接線、導電軌、絕緣件、集電器、固定鋪設的導線</p> <p>2.3 耗電裝置</p> <p>電動機、制動器鬆開裝置、電阻器、加熱器、照明、警報和信號系統、電磁吸盤和其他耗電</p> <p>起重吊具</p> <p>2.4 保護設施</p>	<p>可接近性、狀況、功能、標誌</p> <p>安裝、極性、狀況</p> <p>安裝、極性、功能</p> <p>防止直接接觸和間接接觸，保護</p>

	控制系統聚乙烯導線和絕緣體連接情況
3 搬運用附件(鋼絲繩、吊鏈、吊帶等)	
3.1 鋼絲繩	斷絲特徵和數量、磨損、蝕痕、壓折、外層股鋼絲變鬆和鋼絲繩結構的其他變化 防止鋼絲繩脫離繩槽 鋼絲繩固接端狀況 吊運熔融金屬時對熱輻射的防護
3.2 吊鏈	變形 伸長、磨損、破斷，鉚釘或鏈環等的銷軸固定處、在鏈輪上正確轉動情況、鏈保護支架(安裝和工作情況)
3.3 起重吊鉤、抓斗、夾鉗和其他起重附件	變形、鉤口變形和壓折、裂紋、磨損、鏽蝕、吊鉤螺母緊固情況、防止載荷脫出的閉鎖裝置(如已規定)
為正確評估起重吊具，有必要拆卸各零件。檢查時，對起重吊具應作全長範圍檢查，包括隱蔽部份，例如：補償滑輪的接觸面，鋼絲繩繩夾和固定端的夾緊點。	

## 第二節 中華民國固定式起重機安全檢查構造標準[10]

對於固定式起重機防止逸走裝置相關標準如下所示(其編碼與原文件內容編號一致)：

第 50 條 設置於屋外之起重機，應設有直行之防止逸走裝置，其性能應足以承受依下式計算所得之風荷重：

$$W = 1,180 \sqrt[4]{h} CA$$

式中 W：風荷重，單位：牛頓。h：起重機受風面自地面起算之高度值（公尺）。但高度未滿十六公尺者，以十六計。C：風力係數，依第十六條第三項規定。A：受風面積，依第十六條第四項規定。前項之風荷重，應以起重機之逸走最不利之狀態計算之。

第 51 條 設置於屋外之起重機，其直行之原動機馬力應在風速每秒十六公尺時，能安全行駛至防止逸走裝置之處。

### 第三節 中華民國職業安全衛生實施規則[17]

第 136 條 雇主對於車輛於軌道上有滑走之虞時，應設置防止滑走之裝置。第一百三

十七條 雇主對於隧道坑井內部裝置軌道時，其側壁與行走之車輛，應保持六十公分以上淨距。但有下列情形之一者，不在此限。

- 一、於適當之間隔，設置有相當寬度之避車設備並有顯明標示者。
- 二、設置信號裝置或配置監視人員者。

第 138 條 雇主對於手推車輛之軌道，應依下列規定：

- 一、軌道之曲率半徑應在五公尺以上。
- 二、傾斜應在十五分之一以下。
- 三、鋼軌每公尺重量應在六公斤以上。
- 四、置直徑九公分以上之枕木並以適當間隔配置。
- 五、鋼軌接頭應使用魚尾板或採取熔接等固定。

第 139 條 雇主對於軌道沿線，應依下列規定採取措施：

- 一、軌道兩旁之危險立木，應予清除。
- 二、軌道之上方及兩旁與鄰近之建築物應留有適當之距離。
- 三、軌道附近不得任意堆放物品，邊坑上不得有危石。
- 四、橋樑過長時，應設置平台等。
- 五、工作人員經常出入之橋樑，應另行設置行人安全道。

第 140 條 雇主對於軌道沿線環境，應依下列規定實施保養：

- 一、清除路肩及橋樑附近之叢草。
- 二、清除妨害視距之草木。
- 三、維護橋樑及隧道支架結構之良好。
- 四、清掃坍方。

- 五、清掃邊坡危石。
- 六、維護鋼軌接頭及道釘之完整。
- 七、維護路線號誌及標示之狀況良好。
- 八、維護軌距狀況良好。
- 九、維護排水系統良好。
- 十、維護枕木狀況良好。

## 第四節 中華民國起重升降機具安全規則[4]

第 11 條 雇主於中型固定式起重機設置完成時，應實施荷重試驗及安定性試驗，確認安全後，方得使用。但該起重機如屬架空式、橋型式等無翻覆之虞者，得免實施安定性試驗。前項荷重試驗，指將相當於該起重機額定荷重一點二五倍之荷重置於吊具上，實施吊升、直行、旋轉及吊運車之橫行等動作之試驗。第一項安定性試驗，指在逸走防止裝置、軌夾裝置等停止作用狀態中，且使該起重機於最不利於安定性之條件下，將相當於額定荷重一點二七倍之荷重置於吊具上所實施之試驗。

第 22 條 雇主對於固定式起重機之檢修、調整、操作、組配或拆卸等，應依下列規定辦理：

- 一、設置於屋外之走行起重機，應設有固定基礎與軌夾等防止逸走裝置，其原動機馬力應能在風速每秒十六公尺時，仍能安全駛至防止逸走裝置之處；瞬間風速有超過每秒三十公尺之虞時，應採取使防止逸走裝置作用之措施。
- 二、從事檢修、調整作業時，應指定作業監督人員，從事監督指揮工作。但無虞危險或採其他安全措施，確無危險之虞者，不在此限。
- 三、操作人員於起重機吊有荷重時，不得擅離操作位置。
- 四、組配、拆卸或爬升高度時，應選派適當人員從事該作業，作業區內禁止無關人員進入，必要時並設置警告標示。
- 五、以塔式起重機進行高層建築工程等作業，於該起重機爬升樓層及安裝基座等時，應事前擬妥安全作業方法及標準作業程序，使勞工遵循，並採穩固該起重機等必要措施，以防止倒塌。
- 六、因強風、大雨、大雪等惡劣氣候，致作業有危險之虞時，應禁止工作。

七、設置於室外之伸臂起重機，因強風來襲而有起重機伸臂受損之虞者，應採取必要防範措施。

八、起重機之操作，應依原設計之操作方法吊升荷物，不得以伸臂搖撼或拖拉物件等不當方式從事起重作業。

## 第五節 中華民國危險性機械及設備安全檢查規則[2]

第 13 條 固定式起重機竣工檢查，包括左列項目：

一、構造與性能檢查：包括結構部分強度計算之審查、尺寸、材料之選用、吊升荷重之審查、安全裝置之設置及性能、電氣及機械部分之檢查、施工方法、額定荷重及吊升荷重等必要標示、在無負載及額定荷重下各種裝置之運行速率及其他必要項目。

二、荷重試驗：係將相當於該起重機額定荷重一·二五倍之荷重(額定荷重超過二百公噸者，為額定荷重加上五十公噸之荷重)置於吊具上實施必要之吊升、直行、旋轉及吊運車之橫行等動作試驗。

三、安定性試驗：係將相當於額定荷重一·二七倍之荷重置於吊具上，且使該起重機於前方操作之最不利安定之條件下實施，並停止其逸走防止裝置、軌夾裝置等之使用。

四、其他必要之檢查：固定式起重機如屬架空式、橋型式等無虞翻覆者，得免實施前項第三款之試驗。對外國進口具有相當檢查證明文件者，檢查機構得免除本條所定全部或一部之檢查。

第 14 條 雇主設置固定式起重機，如因設置地點偏僻等原因，無法實施荷重試驗或安定性試驗時，得委由製造人於製造後，填具固定式起重機假荷重試驗申請書(附表五)，檢附固定式起重機明細表向檢查機構申請實施假荷重試驗，其試驗方法依前條第一項第二款、第三款規定。檢查機構對經前項假荷重試驗合格者，應發給假荷重試驗結果報告表(附表六)。實施第一項假荷重試驗合格之固定式起重機，於竣工檢查時，得免除前條規定之荷重試驗或安定性試驗。

第 15 條 檢查機構對製造人或雇主申請固定式起重機之假荷重試驗或竣工檢查，應於受理檢查後，將檢查日期通知製造人或雇主，使其準備荷重試驗、安定性試驗用荷物及必要之吊掛器具。

第 16 條 檢查機構對竣工檢查合格或依第十三條第三項認定為合格之固定式起重機，應在固定式起重機明細表上加蓋檢查合格戳記（附表七），勞動檢查員或代行檢查員（以下合稱檢查員）簽章後，交付申請人一份，並在被檢查物體上明顯部位打印、漆印或張貼檢查合格標章，以資識別。竣工檢查合格之固定式起重機，檢查機構應發給竣工檢查結果報告表（附表八）及檢查合格證（附表九），其有效期限最長為二年。雇主應將前項檢查合格證或其影本置掛該起重機之駕駛室或作業場所明顯處。

第 17 條 雇主於固定式起重機檢查合格證有效期限屆滿前一個月，應填具固定式起重機定期檢查申請書（附表十），向檢查機構申請定期檢查；逾期未申請檢查或檢查不合格者，不得繼續使用。前項定期檢查，應就該起重機各部分之構造、性能、荷重試驗及其他必要項目實施檢查。前項荷重試驗係將相當於額定荷重之荷物，於額定速率下實施吊升、直行、旋轉及吊運車之橫行等動作試驗。但檢查機構認無必要時，得免實施。第二項荷重試驗準用第十五條規定。

第 18 條 檢查機構對定期檢查合格之固定式起重機，應於原檢查合格證上簽署，註明使用期限，最長為二年。檢查員於實施前項定期檢查後，應填報固定式起重機定期檢查結果報告表（附表十一），並將定期檢查結果通知雇主。

第 19 條 雇主對於固定式起重機如擬變更下列各款之一時，應檢附變更部分之圖件，報請檢查機構備查：

- 一、原動機。
- 二、吊升結構。
- 三、鋼索或吊鏈。
- 四、吊鉤、抓斗等吊具。
- 五、制動裝置。

第 20 條 雇主變更固定式起重機之桁架、伸臂、腳、塔等構造部分時，應填具固定式起重機變更檢查申請書（附表十二）及變更部分之圖件，向檢查機構申請變更檢查。檢查機構對於變更檢查合格之固定式起重機，應於原檢查合格證上記載檢查日期、變更部分及檢查結果。第一項變更檢查準用第十三條及第十五條之規定。

第 21 條 雇主對於停用超過檢查合格證有效期限一年以上之固定式起重機，如擬恢復使用時，應填具固定式起重機重新檢查申請書 (附表十三)，向檢查機構申請重新檢查。檢查機構對於重新檢查合格之固定式起重機，應於原檢查合格證上記載檢查日期、檢查結果及使用有限期限，最長為二年。

## 第六節 中華人民共和國國家標準 GB3811-83 起重機設計規範[9]

### 一、總則

#### (一)起重機的安全保護

為了保證起重機安全可靠地工作，起重機應裝設相應的安全裝置，如制動器、起升載荷限制器、力矩限制器、行程限制器、緩衝器、防風夾軌器、錨定裝置以及電器保護裝置等。

#### (二)制動器

起升機構和變幅機構必須裝設可靠的制動器。制動器的選擇原則見 4 機構。

#### (三)起升載荷

對於有超載可能的起重機，當使用部門提出要求時，應裝有起升載荷限制器，起升載荷限制器的綜合誤差不應大於 5%。

#### (四)力矩限制器

對於起升載荷隨幅度變化的臂架式起重機，應裝有力矩限制器，其綜合誤差不應大於 8%。

#### (五)行程限制器

對於所有需限制運動行程的機構，都要裝相應的行程限制器。

#### (六)緩衝器

軌道式起重機運行機構當其運行速度超過 0.33m/s 時，應裝緩衝器。緩衝器的設計原則見 2.2.8 和 4.4.6 款。

#### (七)偏斜指示和限制器

大跨度的門式起重機和裝卸橋應裝有偏斜指示和限制器。

#### (八)風速儀

對於室外作業的高大起重機應安裝風速儀，其高度應該安置在起重機的上部不擋風處。當風速大於工作極限風速時，應能發出停止作業的警報。

#### (九)夾軌器、錨定裝置



室外作業的軌道式起重機應裝設夾軌器。對塔式、造船用門式或造船用門座起

重機當非工作狀態風壓超過  $600\text{N}/\text{m}^2$  時，以及對於其它起重機非工作狀態風壓超過  $800\text{N}/\text{m}^2$  時必須裝設牽纜或其它型式的錨定裝置。

(十)有關電器保護裝置

起重機應裝有緊急開關、接地保護、空中障礙信號燈等。對工作有特殊需要的起重機還應裝超速保護裝置。設計原則見 5 電器。

(十一)司機室、走台和欄杆

(十二)司機室的淨空尺寸、操縱器、顯示儀表、坐椅等的設計應符合勞動保護和安全的有關規定。

(十三)司機室應有良好的視野，窗框的位置與尺寸不應妨礙司機觀察作業情況。司機室用玻璃應盡量採用鋼化玻璃或其他防碎玻璃。

(十四)司機室的適宜工作溫度與工作環境溫差較大時，在司機室內應採取降溫或取暖措施。

(十五)對其他特殊的工作環境(如有塵毒危害、放射性危害等)，其司機室應採取相應防護措施。

(十六)走台和欄杆

(十七)走台和欄杆的設置應符合 3.9.5 款。

## 第七節 中華人民共和國國家標準 GB6067-2010 起重機安全規程 — 第 1 部分：總則[16]

### 一、安全防護裝置

(一) 抗風防滑和防傾翻裝置

(二) 抗風防滑裝置室外工作的軌道式起重機應裝設可靠的抗風防滑裝置，並應滿足規定的工作狀態和非工作狀態抗風防滑要求。

(三) 工作狀態下的抗風制動裝置可採用制動器、輪邊制功器、夾軌器、頂軌器、壓軌器、別軌器等，其制動與釋放動作應考慮與運行機構聯鎖並應能從控制室內自動進行操作。

(四) 起重機只裝設抗風制動裝置而無錨定裝置的，抗風制動裝置應能承受起重機

非工作狀態下的風載荷；當工作狀態下的抗風制動裝置不能滿足非工作狀態下的抗風防滑要求時，還應裝設牽纜式、插銷式或其他形式的錨定裝置。起重機有錨定裝置時，錨定裝置應能獨立承受起重機非工作狀態下的風載荷。

- (五) 非工作狀態下的抗風防滑設計，如果只採用制動器、輪邊制動器、夾軌器、頂軌器、壓軌器、別軌器等抗風制動裝置，其制動與釋放動作也應考慮與運行機構聯鎖，並應能從控制室內自動進行操作（手動控制防風裝置除外）。
- (六) 錨定裝置應確保在下列情況下起重機及其相關部件的安全可靠：
- (七) 起重機進入非工作狀態並且錨定時；
- (八) 起重機處於工作狀態，起重機進行正常作業並實施錨定時；
- (九) 起重機處於工作狀態且在正常作業，突然遭遇超過工作狀態極限風速的風載而實施錨定時。
- (十) 防傾翻安全鉤：  
起重吊鉤裝在主梁一側的單主梁起重機，有抗震要求的起重機及其他有似防止起重小車發生傾翻要求的起重機，應裝設防傾翻安全鉤。

## 第八節 美國機械工程師協會 ASME.B30.2-2005 及 ASME B30.27-2006 之架空及龍門起重機[13，15]

固定式起重機防止逸走裝置相關標準如下所示（其編號與原法規編號一致）：

### 一、Foundations and Anchorages

- (一) Permanent concrete or masonry foundations shall rest on footings below the frost line except in permafrost.
- (二) Every outdoor crane shall be provided with secure fastenings convenient to apply and to hold the crane against a wind pressure of  $30 \text{ lb/ft}^2$  (1,436 Pa). Parking brakes may be considered minimum compliance with this rule.
- (三) Where wind forces are specified to be in excess of  $30 \text{ lb/ft}^2$  (1,436 Pa), special anchorages, such as latches or tie-downs at the home position, or remotely operated rail clamps for all positions to supplement the primary braking system, shall be provided (ANSI ASCE 7-88 may be used as a reference for this condition).
- (四) Outdoor gantry cranes shall be provided with remotely operated rail clamps or other equivalent devices. Parking brakes may be considered for a minimum

compliance with this rule.

- (五) Rail clamps should only be applied when the cranes not in motion.
- (六) When rails are used for anchorages, they shall be secured to withstand the resultant forces applied by the rail clamps. If the clamps act on the rail, any projection or obstruction in the clamping area shall be avoided.
- (七) A wind-indicating device shall be provided for all outdoor cranes. The device shall be mounted on the crane or the crane runway structure and shall give a visible and audible alarm to the crane operator at a predetermined wind velocity. A single wind-indicating device may serve as an alarm for more than one crane.

## 二、Crane Runways

- (一) Construction of Runways and Rails
- (二) Runway Stops

## 第九節 美國機械工程師協會標準 ASME B30.4-2010 門式、門座式起重機[14]

固定式起重機防止逸走裝置相關標準如下所式(其編號與原法規編號一致)：

### 一、Out-of-Service Stability

The manufacturer shall ascertain by calculation that in each recommended configuration, traveling cranes shall have a margin of stability against incipient tipping when exposed to out-of-service wind forces appropriate to the installation site and in accordance with winds as given in ANSI A58.1. Overturning moments shall not exceed 80% of the stabilizing moments, and overturning anchorage devices shall not be used. For weathervaning cranes, the boom shall be taken in the attitude dictated by its wind area balance; nonweathervaning cranes shall be taken in their least favorable attitude. Traveling cranes shall also possess a margin of resistance to storm wind-induced sliding, unless storm wind anchorages are provided. Rail clamps shall not be used to secure out-of-service stability.

### 二、Rail Clamps

Rail clamps, if used, should have slack between the point of attachment to the rail and the end fastened to the crane. Rail clamps shall not be used as a means of restraining tipping of a crane.

## 第三章 作業案例蒐集彙整與分析

### 第一節 國內戶外走行固定式起重機職災案例

#### 案例一、怪風襲高雄港[19]

- 一、發生日期：2014 年 3 月 31 日
- 二、發生地點：高雄港
- 三、氣候環境：颶風(蒲福風級：12)\*蒲福風級如本章附表 3 所示。
- 四、起重機類型：橋式集裝箱起重機
- 五、罹災情形：無人傷亡
- 六、災害發生經過：在凌晨及傍晚兩度風襲高雄港，造成8座橋式起重機滑移傾翻。



圖 1 風襲橋式集裝箱起重機

#### 案例二、賽洛瑪颱風襲高雄港[20]

- 一、發生日期：1977 年 7 月 25 日
- 二、發生地點：高雄港
- 三、氣候環境：賽洛瑪中度颱風(蒲福風級：12~15)
- 四、起重機類型：橋式貨櫃起重機
- 五、罹災情形：共造成台灣 37 人死亡，12 人失蹤，298 人受傷。
- 六、災害發生經過：賽洛瑪颱風吹襲，造成 8 座高雄港橋式起重機全部傾翻，船隻沉沒 14 艘。



圖 2 風襲橋式貨櫃起重機

## 第二節 國外戶外走行固定式起重機職災案例

案例一、龍門起重機被狂風吹倒[21]

一、發生日期：1991 年 8 月 7 日

二、發生地點：上海市寶山區牡丹江路寶鋼 1 號門外

三、氣候環境：狂風(蒲福風級：11)

四、起重機類型：龍門式起重機

五、罹災情形：死亡 1 人。

六、災害發生經過：上海市寶山區牡丹江路寶鋼 1 號門外用 20/5 噸龍門式起重機給某公司進行吊裝作業。由於數目較多，來拉料的車裝不下，上午只裝了 2 捆下午繼續，於是起重機司機便把起重機臨時封上，將 15 根鋼板樁重十噸，用 7 分鋼絲繩將其掛在吊鉤上，同時又將夾軌器緊固好。由於當日下午天氣突然下起大雨，某公司不再來拉貨，起重機司機又 2 次上車，將小車向鋼板樁中心進行移動，再一次緊固好吊鉤。工人聽了司機交待後，將夾軌器再一次緊固，結果在當晚八時才三十分左右天氣驟變，下起了罕見的特大狂風雨，致使鋼材庫的 20/5 噸龍門吊卻擺脫了夾軌器，吊鉤所吊重物及拉斷鋼絲繩，又順風跑出 109 米後，衝垮軌道端

部止擋，滑出軌道。最後傾倒砸在鋼材庫的一間保管員辦公室的屋頂上，房屋被砸塌，將在辦公室值班的職工徐俊華砸倒在地立即死亡。

七、災害原因分析：本事故是由於違反 GB 6067—85[16]以下條款所造成：

(一)夾軌鉗和錨定裝置或鐵鞋，對於在軌道上露天工作的起重機，其夾軌鉗、錨定裝置或鐵鞋應能各自獨立承受非工作狀態下的最大風力，而不致被吹動。

(二)安全操作一般要求：在軌道上露天作業的起重機，當工作結束時，應將起重機錨定住。

案例二、同軌道兩起重機風吹相撞致人傷亡事故[22]

一、發生日期：1992年8月31日

二、發生地點：中國上鋼建材廠承擔廢鋼裝卸場地

三、氣候環境：大風(蒲福風級：8)

四、起重機類型：龍門式起重機

五、罹災情形：死亡1人。

六、災害發生經過：當日受颱風邊緣影響，整個廢鋼裝卸區域的起重機已停止裝卸作業。1號起重機在停止作業的期間檢修已損壞的電磁吸盤。將其卸下發現，與1號起重機在同一軌道上的2號起重機所在位置對吊裝有影響，因2號起重機駕駛室內無人，於是1號起重機司機便開動1號起重機推動2號起重機向西滑動七、八米後，又回到原來預定的位置。當將電磁吸盤吊裝完結後，F某進入兩台龍門式起重機之間約600mm的空檔處，固定2號起重機夾軌器時，由於大風吹動，導致位於東側的2號起重機向西側1號起重機自動滑行。由於F某來不及撤離，其頭部被端樑緩衝器底架撞擊，終因頭部傷勢嚴重搶救無效死亡。

七、災害原因分析：本事故是由於違反GB 6067—85[16]以下條款所造成：

在沿海工作的起重機，可定為當風力大於七級時能發生報警信號。安全操作一般要求：在軌道上露天作業的起重機，當工作結束時，應將起重機錨定住，當風力大於6級時，一般應停止工作，並將起重機錨定住。對於門座起重機等在沿海工作的起重機，當風力大於7級時，應停止工作，並將起重機錨定住。

案例三、龍門吊被風吹走事故[23]

一、發生日期：1992年

二、發生地點：中國某公司裝卸場地

三、氣候環境：大風(蒲福風級：8)

四、起重機類型：龍門式起重機

五、罹災情形：無人傷亡。

六、災害發生經過：某公司龍門式起重機，由於鐵鞋(靴式)塞的不緊，未起到保護作用起重機被風吹動。龍門式起重機在逸走中碰到趴杆後面的 DBQ3000 塔吊的副臂拉索上停止。

七、災害原因分析：本事故是由於違反GB 6067—85[16]以下條款所造成：

(一)夾軌鉗和錨定裝置或鐵鞋，對於在軌道上露天工作的起重機，其夾軌鉗、錨定裝置或鐵鞋應能各自獨立承受非工作狀態下的最大風力，而不致被吹動。

(二)安全操作一般要求：在軌道上露天作業的起重機，當工作結束時，應將起重機錨定住。

案例四、Large gantry cranes overthrown by a Typhoon[24]

一、發生日期：2009 年

二、發生地點：南通明德重工有限公司船台上

三、氣候環境：中度颱風(蒲福風級：12~15)

四、起重機類型：龍門式起重機

五、罹災情形：無人傷亡。

六、災害發生經過：颱風吹襲，雖以剎車固定但兩台大型龍門式起重機仍然發生傾覆。

七、災害原因分析：本事故是由於違反GB 6067—85[16]以下條款所造成：

(一)在沿海工作的起重機，可定為當風力大於七級時能發生報警信號。

(二)安全操作一般要求：在軌道上露天作業的起重機，當工作結束時，應將起重機錨定住，當風力大於 6 級時，一般應停止工作，並將起重機錨定住。對於門座起重機等在沿海工作的起重機，當風力大於 7 級時，應停止工作，並將起重機錨定住。



圖 3 風襲 200T 大型龍門式起重機

案例五、梅米颱風襲南韓[25]

一、發生日期：2003 年 9 月 13 日

二、發生地點：釜山港碼頭

三、氣候環境：梅米颱風(蒲福風級：17)

四、起重機類型：門式起重機

五、罹災情形：八十七人死亡、二十八人失蹤。

六、災害發生經過：梅米颱風以每小時 215 公里的速度，造成釜山港七座總重九百八十五噸的起重機，被風吹倒。





圖 4 風襲七座門式起重機

案例六、狂風襲擊天津港[27]

一、發生日期：1998 年 8 月 2 日

二、發生地點：天津港三港區

三、氣候環境：狂風(蒲福風級：10)

四、起重機類型：集裝箱起重機

五、罹災情形：無人傷亡。

六、災害發生經過：2 號起重機被狂風吹動，撞向 3 號起重機，後者被其撞動，並在其風的推動下，繼續滑移，撞向相鄰的 1 號起重機，最終導致 1、0 號起重機大車行走機構出軌，3 號起重機整體結構坍塌損毀，翻入海裡。

七、災害原因分析：本事故是由於違反 DL 5009.1—2002 [27] 以下條款所造成：

10.2.3 塔式及龍門式起重機：兩台起重機在同一條軌道上以及在兩條平行或交叉的軌道上進行作業時，兩機 之間應保持安全距離；吊物之間的距離不得小於 3m。



圖 5 風襲港口岸邊集箱裝起重機

案例七、Dutch Harbor Debacle[28]

一、發生日期：2009 年 12 月 4 日

二、發生地點：Alaska port(美國)

三、氣候環境：颶風(蒲福風級：17)

四、起重機類型：集裝箱起重機

五、罹災情形：無人傷亡。

六、災害發生經過：颶風吹襲，導致 1 台 110 英尺高的集裝箱起重機傾覆。



圖 6 風襲 APL 集箱裝起重機

案例八、There Appears A Problem For The Blount Island Container Cranes[29]

一、發生日期：2008 年 8 月 13 日

二、發生地點：Blount Island Marine Terminal(美國)

三、氣候環境：颶風(蒲福風級：17)

四、起重機類型：集裝箱起重機

五、罹災情形：無人傷亡。

六、災害發生經過：

颶風吹襲，950 萬噸級集裝箱起重機脫軌後撞上了同樣大小的另 1 台起重機，2 台起重機倒塌成一堆，鄰近的第 3 台起重機，被損壞至一個程度未全毀。



圖 7 風襲 950T 集箱裝起重機

案例九、Making Sense of Four Fallen Container Cranes[30]

- 一、發生日期：2008 年 8 月 13 日
- 二、發生地點：North Carolina(美國)
- 三、氣候環境：颶風(蒲福風級：17)
- 四、起重機類型：集裝箱起重機
- 五、罹災情形：無人傷亡。
- 六、災害發生經過：颶風吹襲，4 台集裝箱起重機相繼碰撞後倒塌

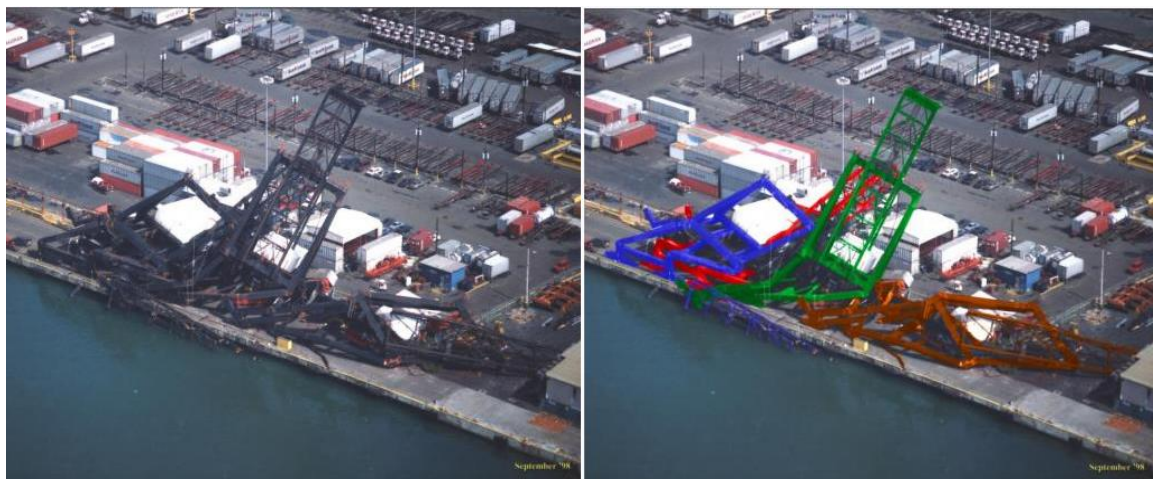


圖 8 風襲四台集裝箱起重機

### 第三節 職災統計及分析

一、職災統計成表 2 所示，從案例一至案例九。

表 2 職災統計表

案例	起重機種類型式	發生地點	災害發生時間	損害情況	發生原因	防止對策
一、怪風襲高雄港	橋式集裝箱起重機	高雄港	2014 年 3 月 31 日	造成 8 座橋式起重機滑移傾翻，無人傷亡。	戶外起重機未沿軌道吊重物輕微拉緊吊索，並使重物完全接觸地面，增加摩擦力抵抗風力。	
二、賽洛瑪颱風襲高雄港	橋式起重機	高雄港	1977 年 7 月 25 日	造成 8 座高雄港橋式起重機全部傾翻，共造成 37 人死亡，12 人失蹤，298 人受傷。	在颱風來臨前，未先行將起重機行駛到定位錨定並以鐵靴止動。	
三、龍門起重機被狂風吹倒	龍門式起重機	上海市寶山區牡丹江路寶鋼 1 號門外	1991 年 8 月 7 日	造成鋼材庫的 20/5 噸龍門吊卻擺脫了夾軌器，吊鉤所吊重物及拉斷鋼絲繩，衝垮軌道端部止擋，滑出軌道，死亡 1 人。	違反 GB 6067—85[16]規定：在軌道上露天作業的起重機，當工作結束時，應將起重機錨定住。	
四、同軌道兩起重機風吹相撞致人傷亡事故	龍門式起重機	中國上鋼建材廠承擔廢鋼裝卸場地	1992 年 8 月 31 日	由於大風吹動，導致位於東側的 2 號起重機向西側 1 號起重機自動滑移。由於 F 某來不及撤離，其頭部被端樑緩衝器底架撞擊，死亡 1 人。	違反 GB 6067—85[16]規定：當風力大於 7 級時，應停止工作，並將起重機錨定住。	

案例	起重機種類型式	發生地點	災害發生時間	損害情況	發生原因	防止對策
五、龍門吊被風吹走事故	龍門式起重機	中國某公司裝卸場地	1992 年	某公司龍門式起重機，由於鐵鞋(靴式)塞的不緊，未起到保護作用，起重機被風吹動，龍門式起重機在逸走中碰到臥杆後面的 DBQ3000 塔吊的副臂拉索上停止，無人傷亡。	違反 GB 6067—85[16]規定：在軌道上露天作業的起重機，當工作結束時，應將起重機錨定住。	
六、Large gantry cranes overthrown by a Typhoon	龍門式起重機	南通明德重工有限公司船台上	2009 年	颱風吹襲，雖以剎車固定但兩台大型龍門式起重機仍然發生傾覆，無人傷亡。	違反 GB 6067—85[16]規定：當風力大於 7 級時，應停止工作，並將起重機錨定住。	
七、梅米颱風襲南韓	門式起重機	釜山港碼頭	2003 年 9 月 13 日	造成釜山港七座總重九百八十五噸的起重機，被風吹倒，共造成八十七人死亡、二十八人失蹤。	梅米颱風以每小時 215 公里的速度襲南韓，未在颱風來臨前，未先行將起重機行駛到定位錨定並以鐵靴止動。	

案例	起重機種類型式	發生地點	災害發生時間	損害情況	發生原因	防止對策
八、狂風襲天津港	集裝箱起重機	天津港三港區	1998年8月2日	導致起重機大車行走機構出軌，起重機整體結構坍塌損毀，翻入海裡，無人傷亡。	違反 DL 5009.1 – 2002 [27]規定：兩機之間應保持安全距離；吊物之間的距離不得小於 3m。	
九、Dutch Harbor Debacle	集裝箱起重機	Alaska port(美國)	2009年12月4日	導致1台110英尺高的集裝箱起重機傾覆，無人傷亡。	因颶風吹襲造成起重機結構損壞，導致倒塌。	
十、There Appears A Problem For The Blount Island Container Cranes	集裝箱起重機	Blount Island Marine Terminal(美國)	2008年8月13日	導致950萬噸級集裝箱起重機脫軌後撞上了同樣大小的另1台起重機，無人傷亡。	因起重機被風吹襲沿著軌道移動，沒有夾軌器、壓軌器或制動器作用以致脫軌碰撞。	
十一、Making Sense of Four Fallen Containe Cranes	集裝箱起重機	Blount Island Marine Terminal(美國)	2010年9月	導致4台集裝箱起重機相繼碰撞後倒塌，無人傷亡。	因起重機之間未保持安全距離，以致互相碰撞。	

二、檢查要點與型式檢查的項目(一)預報停工風級的颶風來襲，可以將行走式起重機移動至錨定裝置的固定地點，並使用鐵靴向上頂軌器叉頂車輪及錨定使起重機固定在定點抗風。

檢查要點：

(一)錨定裝置之強度是否抵抗最大風力作用下之應力。

(二)叉頂車輪之摩擦力是否能夠有足夠的摩擦力。結構之風負荷：地區可能發生之最大風級作用在起重機之最大風力結構分析，在固定錨定座上的應力及安全係數的計算。叉頂車輪之摩擦力與起重機所受最大風力是否抵消。

(三)突如其來的颶風強襲，正在操作或是在軌道上正壓行進，而以馬達煞車、車輪煞車之起重機，必須以夾軌器才能止住移行。檢查要點：

- 1.馬達剎車及車輪煞車是否在走型式起重機下方可以操作，包括以遙控操作。
- 2.馬達煞車加上車輪煞車的摩擦力是否可以抵擋可能強風的最大風力。
- 3.夾軌器的煞車力，夾軌器襯料之完整性，可靠度及殘留強度。
- 4.夾軌器+車輪煞車+馬達煞車的抵抗能力。

(四)夾軌器之煞車皮襯與鋼軌之間摩擦力發生不足時，可以考慮更保障的副軌，副軌可以分開在主軌的兩側，也可以設計成與主軌結合而在正下方作為基座，副軌之兩側同樣製作有摩擦襯。

表 3 蒲福風級表

級數	國際標準 (由 WMO 公布)			香港標準			風浪對照			陸地情形；海面情形	
	名稱	風速		名稱			風速	名稱	一般		最大
		m/s	km/h	knot	mph		km/h		m		
0	無風 Calm	0 - 0.2	< 1	< 1	< 1	無風	< 2	—	—	—	靜，煙直上；海面如鏡。
1	軟風 Light air	0.3 - 1.5	1 - 5	1 - 3	1 - 3	輕微	2 - 6	微波	0.1	0.1	炊煙可表示風向，風標不動；海面有鱗狀波紋，波峰無泡沫。
2	輕風 Light breeze	1.6 - 3.3	6 - 11	4 - 6	4 - 7		7 - 12		0.2	0.3	風拂面，樹葉有聲，普通風標轉動；微波明顯，波峰光滑未破裂。
3	微風 Gentle breeze	3.4 - 5.4	12 - 19	7 - 10	8 - 12	和緩	13 - 19	小波	0.6	1.0	樹葉及小枝搖動，旌旗招展；小波，波峰開始破裂，泡沫如珠，波峰偶泛白沫。
4	和風 Moderate breeze	5.5 - 7.9	20 - 28	11-16	13 - 18		20 - 30		小浪	1.0	1.5
5	清風 Fresh breeze	8.0-10.7	29 - 38	17-21	19 - 24	清勁	31 - 40	中浪	2.0	2.5	有葉之小樹搖擺，內陸水面有小波；中浪漸高，波峰泛白沫，偶起浪花。
6	強風 Strong breeze	10.8-13.8	39 - 49	22-27	25 - 31	強風	41 - 51	大浪	3.0	4.0	大樹枝搖動，電線呼呼有聲，舉傘困難；大浪形成，白沫範圍增大，漸起浪花。
7	疾風 Near gale	13.9-17.1	50 - 61	28-33	32 - 38		52 - 62		4.0	5.5	全樹搖動，迎風步行有阻力；海面湧突，浪花白沫沿風成條吹起。
8	大風 Gale	17.2-20.7	62 - 74	34-40	39 - 46	烈風	63 - 75	巨浪	6.0	7.5	小枝吹折，逆風前進困難；巨浪漸升，波峰破裂，浪花成條沿風吹起。
9	烈風 Strong gale	20.8-24.4	75 - 88	41-47	47 - 54		76 - 87		猛浪	7.0	10.0

10	暴風 Storm	24.5-28.4	89-102	48 - 55	55 - 63	暴風	88-103	狂濤	9.0	12.5	陸上不常見,見則拔樹倒屋或有其他損毀;猛浪翻騰波峰高聳,浪花白沫堆集,海面一片白浪,能見度減低。
11	狂風 Violent storm	28.5-32.6	103-117	56 - 63	64 - 72		104-117		11.5	16.0	陸上絕少,有則必有重大災害;狂濤高可掩蔽中小海輪,海面全為白浪掩蓋,能見度大減。
12	颶風 Hurricane	32.7-36.9	118-133	64 - 71	73 - 82	颶風	118-135		14.0	—	空中充滿浪花白沫,能見度惡劣。
13	—	37.0-41.4	134-149	72 - 80	83 - 92				—	—	—
14	—	41.5-46.1	150-166	81 - 89	93-103				—	—	—
15	—	46.2-50.9	167-183	90 - 99	104-114				—	—	—
16	—	51.0-56.0	184-201	100-108	115-125				—	—	—
17	—	56.1-61.2	202-220	109-118	126-136			—	—	—	

## 第四章 國內起重機作業現場訪視

### 第一節 中國鋼鐵結構公司官田廠區

表 4 戶外走行起重機作業現場訪視記錄

訪視單位	中國鋼鐵結構股份有限公司
訪視時間	103 年 8 月 21 日 星期四 上(下)午 10 時 30 分
訪視地點	台南市官田區官田工業區工業南路 2 號
執行單位	中原大學機械系/機電設備研發中心
訪視人數	勞動部：2 人、教師：1 人、學生：1 人
訪視目的	1.調查預防風吹逸走及翻覆相關裝置及措施。 2.評估及調查戶外走行起重機作業危害缺失。
建議改善	無。
結論	<p>本次訪視現場共有橋式及半門型戶外走行式起重機兩種類型，其防止逸走裝置採用插銷式固定裝置，插銷有圓柱立銷穿過機架及固定座的橫孔將起重機固定在軌道上，矩形立板穿過橫槽，以及圓柱橫銷穿過起重機共三種，這些裝置均屬原廠設計製作，經型式審查過設計圖及計算書。</p> <p>詢問安全工程師，答以未發生過被風吹走的問題，遇到颱風來襲，除了以插銷固定之外，並以斜面板鐵靴叉入地輪及軌道之間，以及使用戶外起重機沿軌道吊重物輕微拉緊吊索，並使重物完全接觸地面，增加摩擦力抵抗風力，防止被風吹走。</p> <p>目前依照檢查規定並未被強制要求安裝夾軌器，設有插銷固定座的位置在軌道之終點處，終點處也有緩衝器阻擋起重機過衝，但瞬間起大風時，起重機在工作中軌道移動至插銷固定座的距離乃嫌過長，因此，以風險評估的結論而言，仍需要軌夾裝置及車輪煞車裝置，不過已往並未發生過風致滑行致災的情形，都是依據颱風預報，在颱風來臨前，先行將起重機行駛到定位錨定並以鐵靴止動，得以成功的防</p>



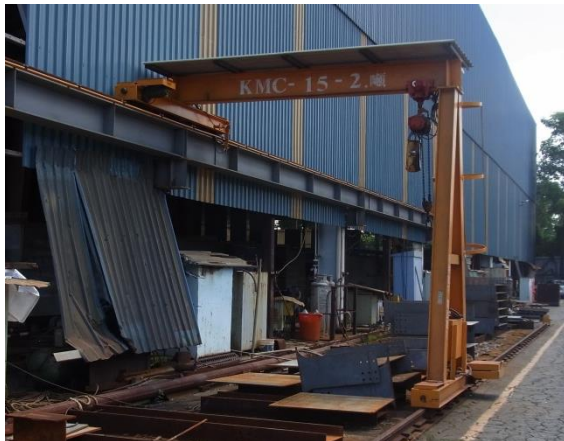
止起重機逸走之事故。



說明：橋式起重機(10t)



說明：橋式起重機(30t)



說明：半門型橋式起重機(2t)



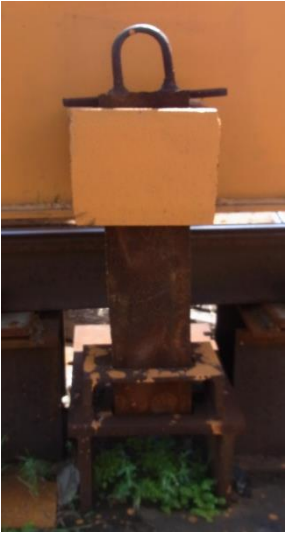



說明：半門型橋式起重機(15t)



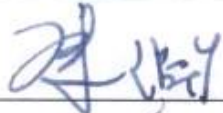
說明：主動行走輪驅動馬達



說明：從動行走輪

	
<p>說明：插銷式固定裝置(矩形立板)</p>	<p>說明：插銷式固定裝置(圓柱立銷)</p>
	
<p>說明：插銷式固定裝置(圓柱橫銷)</p>	<p>說明：止輪器固定裝置(鐵鞋)</p>

參加人員簽到冊

研究單位	訪視人員	簽名
中原大學	康淵	
勞動部勞動及職業安全衛生研究所	劉國青	
勞動部南區檢查所	黃士芳	
中原大學	劉仁捷	

## 第二節 萬海航運股份有限公司高雄港貨櫃碼頭

表 5 戶外走行起重機作業現場訪視記錄

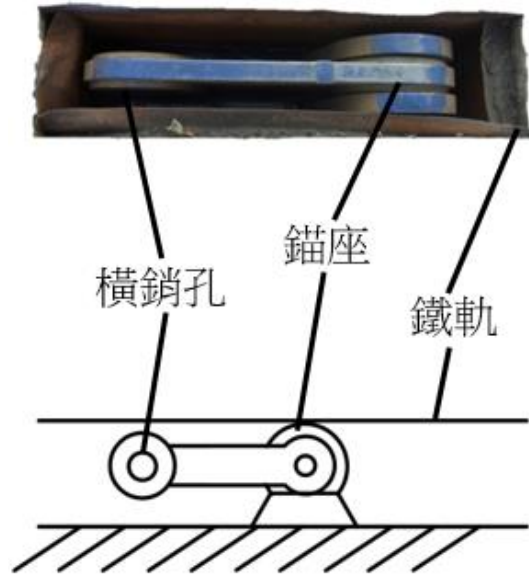
訪視單位	萬海航運股份有限公司	
訪視時間	103 年 10 月 16 日 星期四 上(下)午 14 時 00 分	
訪視地點	高雄港 63 號碼頭	
執行單位	中原大學機械系/機電設備研發中心	
訪視人數	勞動部：3 人、教師：1 人、學生：1 人	
訪視目的	1.調查預防風吹逸走及翻覆相關裝置及措施。 2.評估及調查戶外走行起重機作業危害缺失。	
建議		
訪查記錄	<p>萬海公司使用的橋式起重機 ZPMC 均為上海振華重工有限公司所生產製造，該公司的產品佔世界 7~8 成，在高雄港貨櫃碼頭之型號，其可吊升荷重 72.2 公噸、額定荷重 55tons，振華重工港口橋式起重機使用的防止逸走裝置為馬達煞車，車輪煞車(碟煞)、插板或橫銷以及夾軌器之組合。</p> <p>管理員敘述：(1)在高雄港內除了上海振華起重機之外也有國產金潘的橋式起重機。(2)在 2014 年 3 月 31 日凌晨及傍晚兩度風襲高雄港，造成其他公司的 8 座橋式起重機滑移傾翻，原因為抗風防滑設施不完備，因怪風突然來襲，無立即應變之能力所致。(3)振華的起重機因為抗風防逸走裝置完備，因此使起重機免於其難。</p>	
		
	萬海公司在貨櫃碼頭高雄港之橋式起重機	萬海公司在高雄港貨櫃集放區使用之門式

起重機

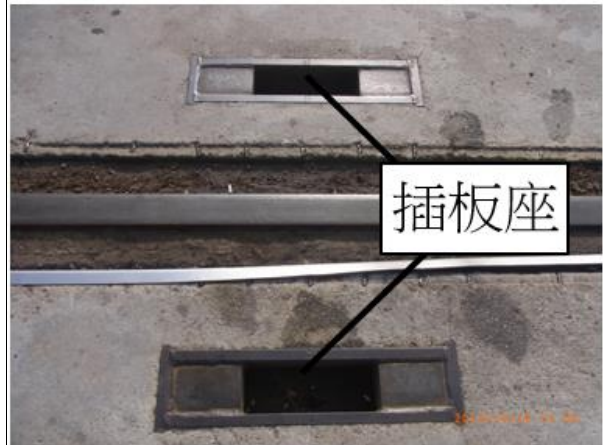
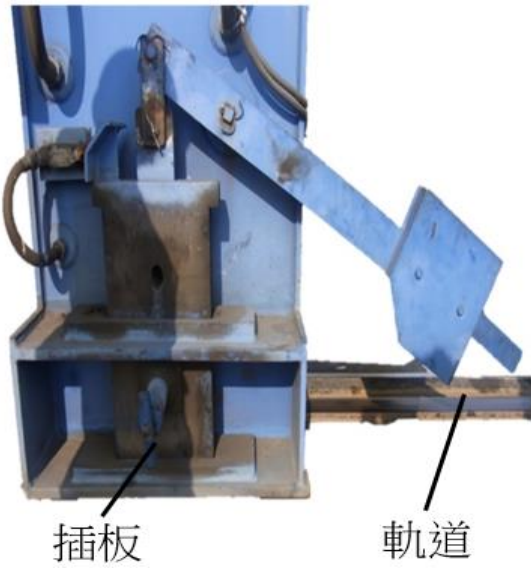
車輪之碟煞



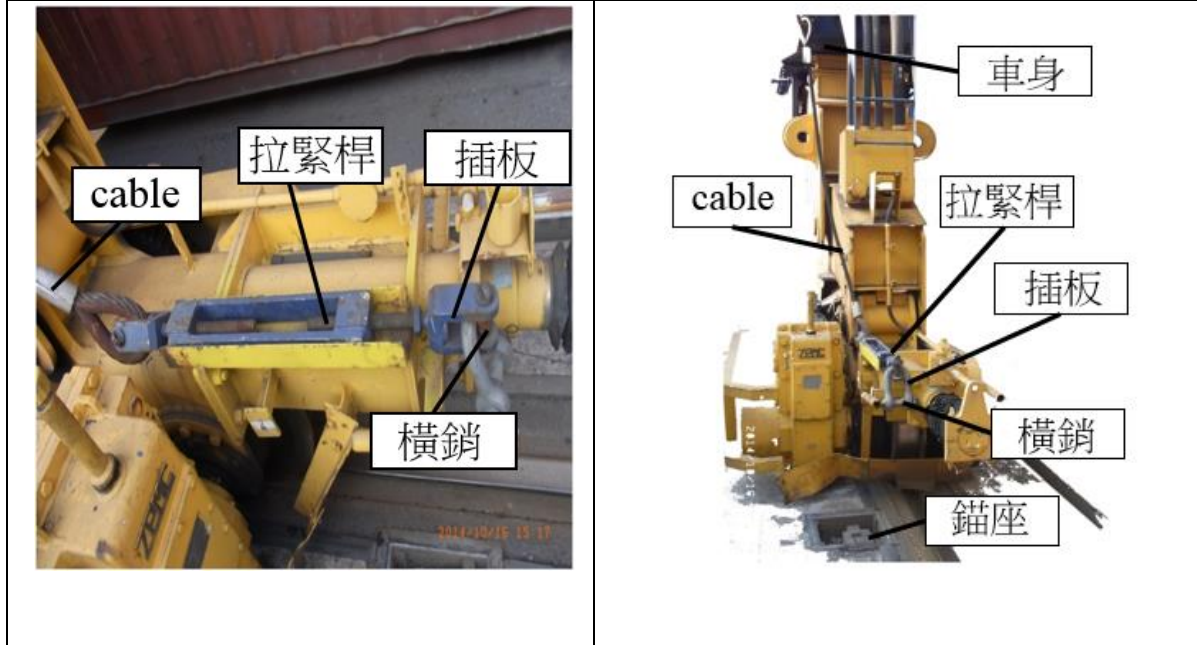
叉板銷錨定裝置



橫銷



插板銷



### 第三節 戶外走行起重機作業危害調查評估

戶外行走起重機之危險識別經由

- 一、國際及國家標準、產業技術、安全須知及規範的整理。
- 二、災害案例彙整、案例分析及防止措施建議。
- 三、風險分析：ETA 故障樹分析、FECA 成因分析等。

得到戶外走行起重機所具有的危險因素及其致生原因，以下進行危險因素分析及風險評估。

#### (一)危險因素分析

引制翻覆之危險分成在工作中發生突然的颶風及天氣預報有颱風來襲。後者在颱風來襲前先將起重機行駛至錨定位置以錨定裝置，然後以或鐵靴止輪器固定，若材料強度設計不足或摩擦力不足，或風力超過預測造成安全裝置斷裂，因而也有可能發生災害。前者則是瞬間強風，沒有足夠的煞車力，車輪旋轉不能停止，起重機被風吹襲沿著軌道移動，這時需要有夾軌器或壓軌器車輪制動器同時作用，夾軌器及壓軌器均為了從軌道獲得停止起重機所需的摩擦力，若制車力不足，夾軌器或壓軌器的力量也不足，以致於無法停止起重機；以致於發生起重機衝出軌道或是兩台起重機撞再一起的災害。

## (二)風險評估

戶外走行式起重機之風險參數：

$S_2(S=4)$ ：重大損傷或報廢或引致人員死亡及重傷害： $S=4$ 。

$F_1$ ：極少地、時常的(或)短時間的暴露在危險中  $F=3$ ，出現危險事件之概率：很可能(時間>1年) $P_r=42$ 。

$P_1$ ：避免危險的可能性基本上不可能  $P=5$ 。

對應的性能等級： $d$

$$C=F+P_r+P=13$$

確定所需之 SIL(安全完整性)等級： $SIL 3$

根據評估結果為  $SIL3$  則必須要有完整的車輪制動煞車、夾軌器、錨定裝置或止輪器、以及軌道端之緩衝裝置。

# 第五章 起重機種類調查與分類研究

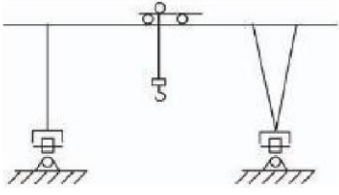
## 第一節 戶外走行固定式起重機分類

根據 CNS 5671 及 5677，BS 1165 及 1166 及中華民國起重機協會[31]，將戶外走行固定式起重機種類分為七大類：(1)伸臂起重機 (2)架空起重機 (3)特殊架空起重機(4)卸載機(5)貨櫃起重機(6)纜索起重機(7)橋型起重機。中華民國國家標準 CNS 5510，B 1162 將起重機之種類以六種型態分類：(1)型式，(2)吊具，(3)動作型態，(4)驅動方式，(5)回轉能力，(6)設置型態。中華民國起重機協會[31]將其分成 6 類，如圖 9-B 所示。美國起重機標準協會[13-15]將固定式起重機種類分為 10 大類：(1)架空式起重機(Overhead Crane)，(2)橋型起重機(Gantry Crane)，(3)半橋型起重機(Half Gantry Crane)，(4)懸臂橋型起重機(Cantilever Crane)，(5)錘頭型起重機(Hammerhead Crane)，(6)附牆式起重機(Wall Crane)，(7)爬升式起重機(Climbing-type Crane)，(8)伸臂式起重機(Jib Crane)，(9)圓柱式起重機(Pillar Crane)，(10)塔式起重機(Tower Crane)，國際標準化組織 ISO 4301[32]將起重機種類分為 4 大類：(1)移動式起重機，(2)塔式起重機，(3)臂架式起重機，(4)橋型和門型起重機，日本起重機標準 JIS B8822[33]將起重機分為四或五類：(1)汽車起重機，(2)塔式起重機，(3)懸臂起重機，(4)移動式高架起重機和橋型龍門起重機。

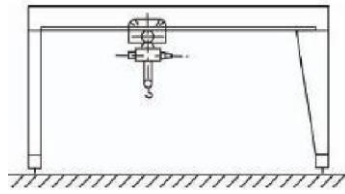
本計畫研究戶外走行固定式起重機的防止逸走裝置，橋型起重機為本案被指定研究的類型，中華民國國家標準 CNS 5510，B 1162 型式分類將橋型起重機分為五大類：(1)普通橋型起重機，(2)回轉載人吊運車橋型起重機，(3)梭動樑之橋型起重機，(4)伸縮吊車橋型起重機，(5)平動吊車橋型起重機。其中又將普通橋型起重機分為四小類：(1)吊重器橋型起重機，(2)絞盤吊運車橋型起重機，(3)纜索吊運車橋型起重機，(4)裝有載人吊運車橋型起重機，如圖 9-A 所示。國際標準化組織 ISO 4301 將其又分成兩類，美國起重機標準協會將其分成三類：橋型、半橋型及懸臂橋型，如圖 9-C 所示，而我國所稱之橋型起重機在中國大陸被稱為龍門型，因為世界上港口用的行走起重機有百分之八十在中國大陸的上海振華公司所設計製造的，以讓使用中國產製起重機的國內廠商有所依從，中國大陸將龍門起重機分成五大類，其類型及名稱如圖 9-D 所示。



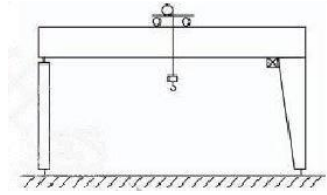
A. 中華民國國家標準的分類：



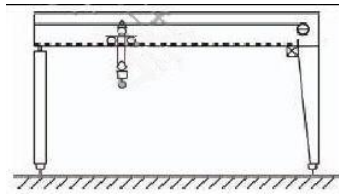
普通橋型起重機



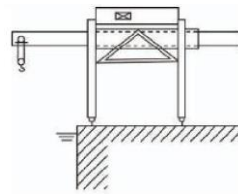
吊重器橋型起重機



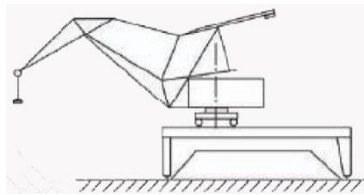
絞盤吊運車橋型起重機



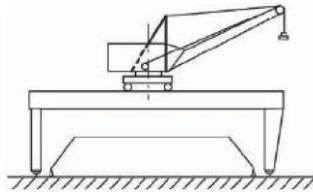
纜索吊運車橋型起重機



梭動樑之橋型起重機

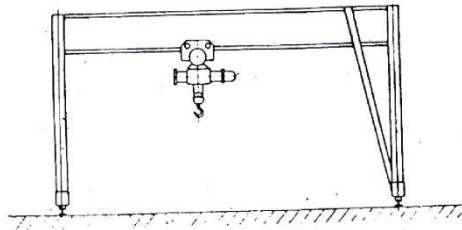


平動吊車橋型起重機

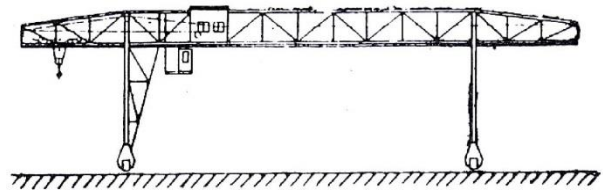


伸縮吊車橋型起重機

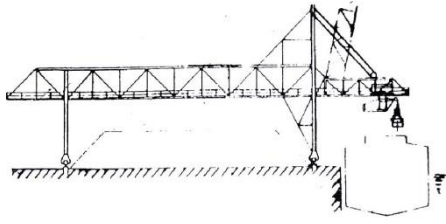
B. 中華民國起重機協會的分類：



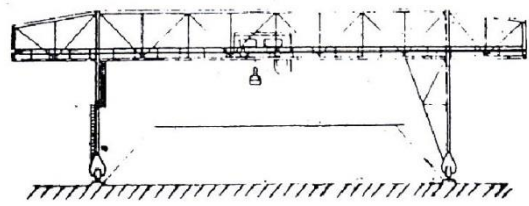
吊重橋型起重機



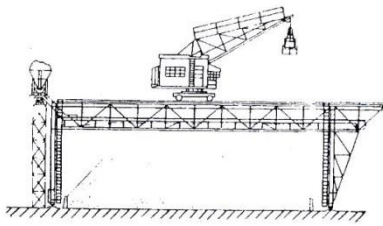
纜車式橋型起重機



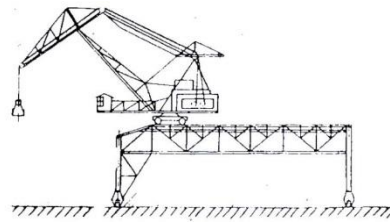
迴轉載人吊車式橋型起重機



載人吊運車式橋型起重機

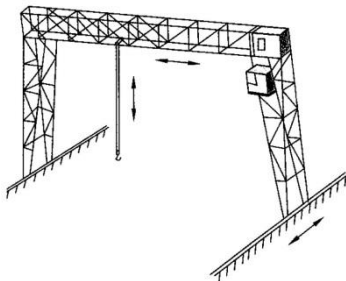


伸臂式橋型起重機

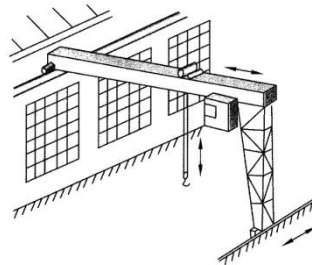


平動式橋型起重機

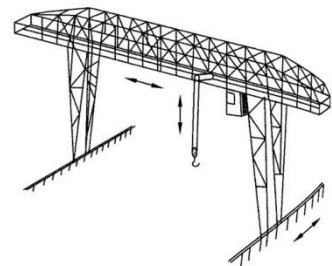
C. 美國起重機標準協會的分類：



橋型起重機

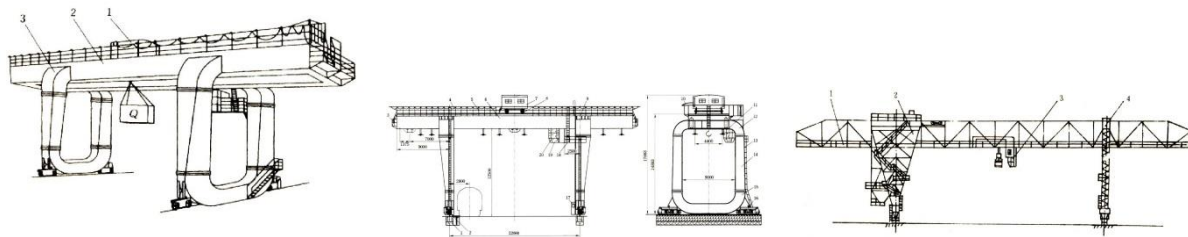


半橋型起重機



懸臂橋型起重機

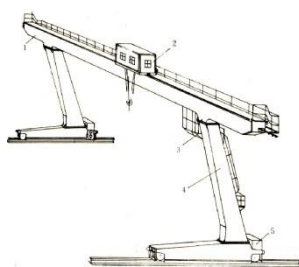
#### D.中國大陸的分類：



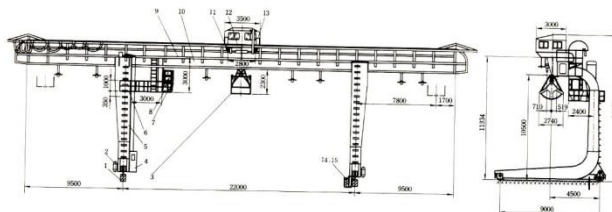
雙樑箱形結構龍門型起重機

雙樑(O形)龍門型起重機

桁架結構龍門型起重機



單主樑龍門起重機



單主樑 C 形龍門起重機

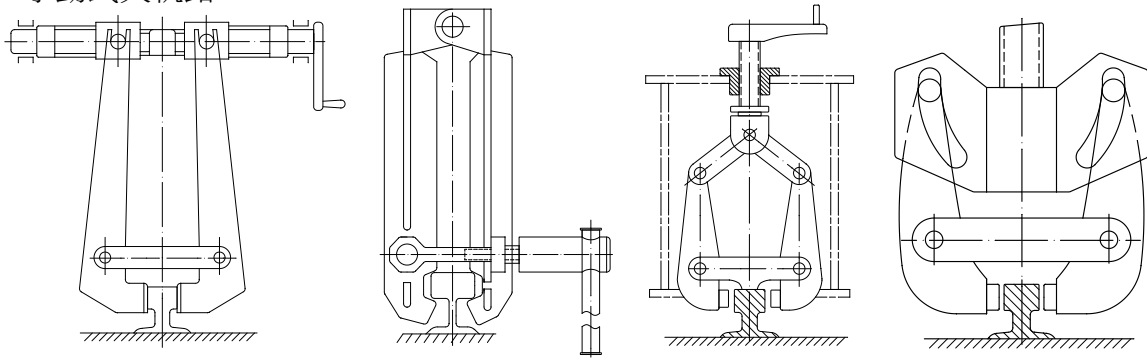
圖 9 戶外走行起固動式(橋式)起重機之分類

## 第二節 防止逸走裝置種類

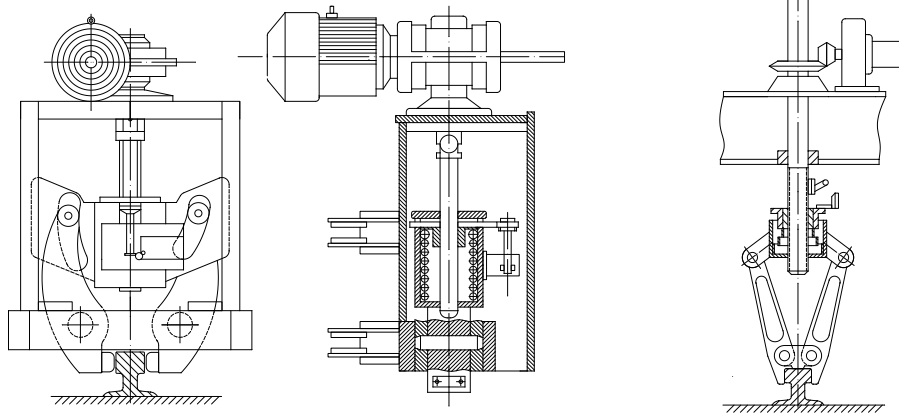
根據張[34]，王及于[35]，以及陳[36]將戶外走行起重機使用的防止逸走裝置彙整成五種：夾軌鉗、錨定裝置、止輪器、壓軌器及制動器，其設計及其防止逸走功能說明分述如後。

- 一、夾軌鉗：夾軌鉗將起重機車體夾鉗式制動器煞車固定於軌道上，是應用最為廣泛的一種防風抗滑裝置，夾軌鉗依夾制力之致動型式區分為：(1)手動式、半自動式、自動式及自鎖式，其構造原性如圖 10 所示，鉗口材料採用中碳鋼、高碳鋼或合金鋼(45、50、65Mn、60Si2Mn、T 等)，其經熱處理後硬度須超過 350HB。

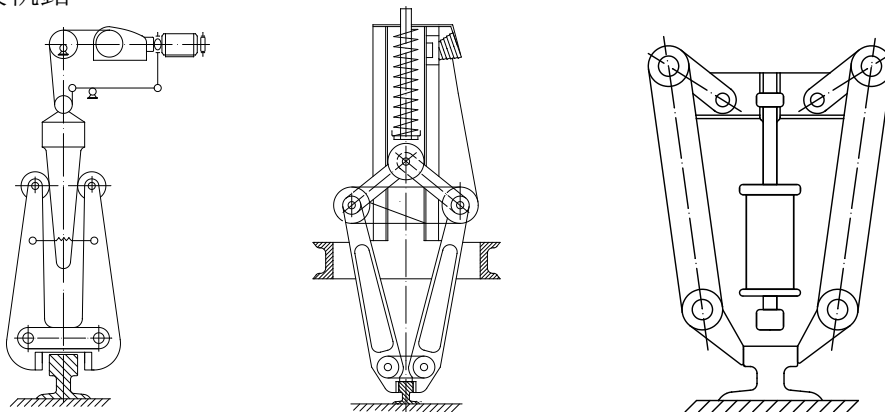
A. 手動式夾軌鉗



B. 半自動夾軌鉗



C. 自動式夾軌鉗



#### D. 自鎖式夾軌鉗

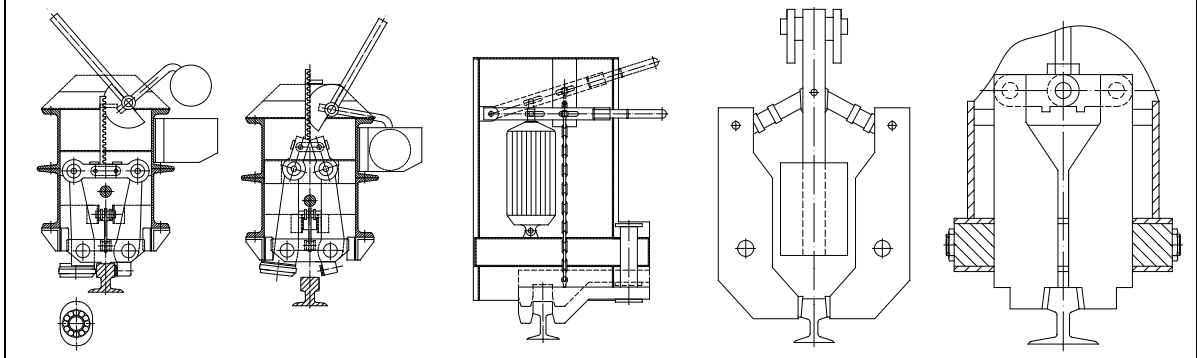


圖 10 夾軌鉗之種類

- 二、 錨定裝置：錨定裝置一般採用剛性連接，也可以通過一段鋼絲繩或者鏈條與地錨連接，後者錨定方法在起重機移動後，鋼絲繩才繃緊和制動，但由於起重機運行的慣性，起重機仍存在傾翻的危險，因此剛性錨定才是最可靠的。如果不是剛性連接，則應在鏈條間增加調整裝置，把鏈條調緊，防止起重機有過大衝擊。
- 三、 錨定裝置多為常開式，構造簡單緊湊，自重輕，價格低，一般採用可靠性比較高，且操縱方便；但由於只能沿起重機軌道若干處定點設置錨定點，故使用不便，特別是在突發暴風時難於作導及時停機。錨定裝置通常多與自動夾軌鉗等配合使用，預防有預報的特大暴風。因此錨定裝置的種類分為(1)插銷式(2)鏈條式(3)錨板式，如圖 11 所示。

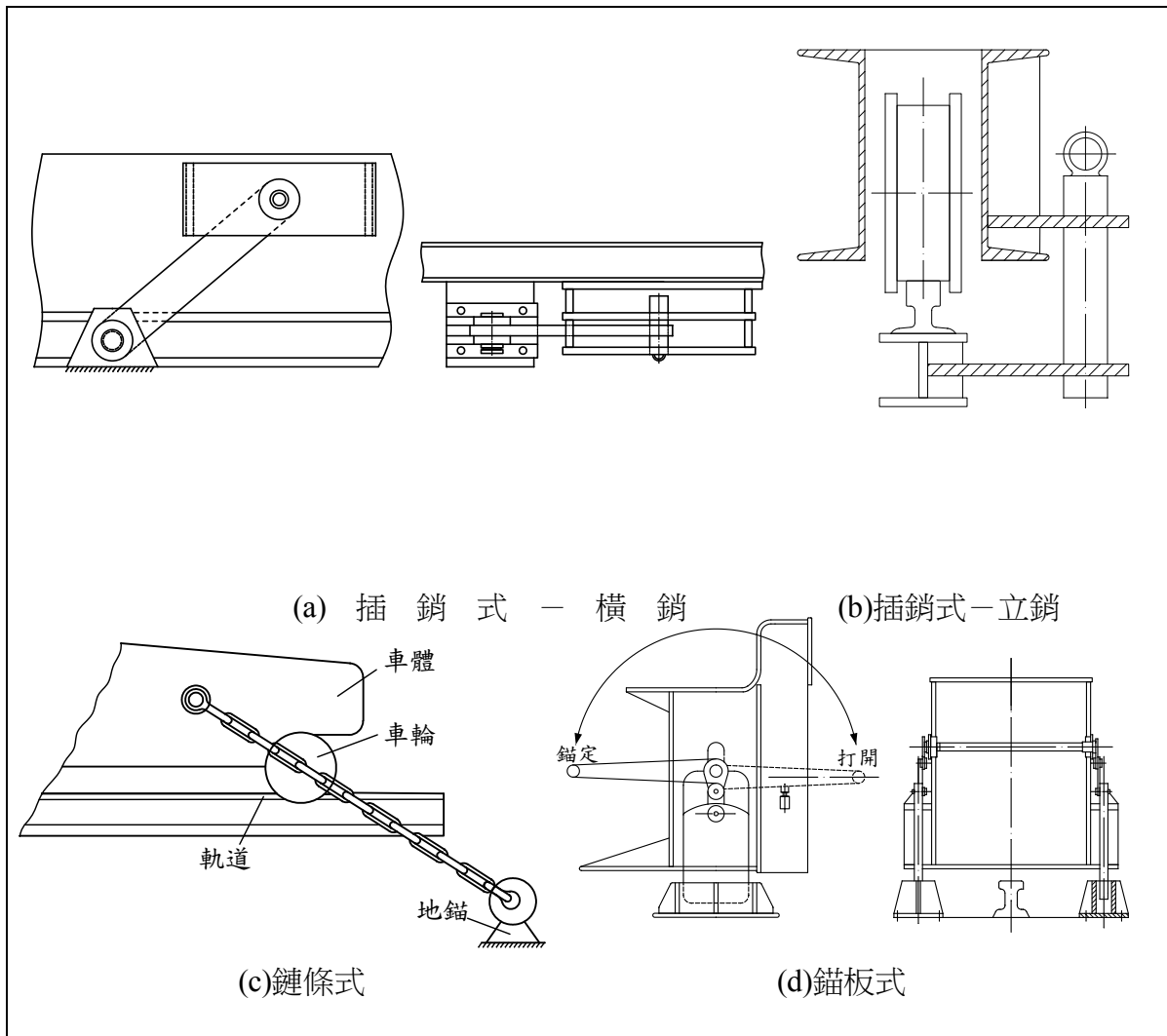


圖 11 錨定裝置

四、止輪器：利用起重機的一部分重量在軌道上產生滑動磨擦力使起重機止動。車輪不能轉動，利用車輪輪壓產生的滑動磨擦力來止動。依制止車輪滾動的方式區分為：

- (一)棘輪式止輪器如圖 12(a) 所示：放下棘爪，使之與車輪上的棘齒嚙合，車輪無法轉動，利用車輪與軌道間的黏著力阻止起重機滑行。
- (二)電動靴式如圖 12(b) 所示：彈簧力通過推桿、槓桿系統將鐵靴推到車輪下面，達到止動目的，使起重機走行時，電磁鐵使推桿左移，帶動槓桿系統，將鐵靴提起；在非工作狀態中在車輪與軌道之間放入鐵楔，當起重機受風力作用移動，彈簧力通過推桿、槓桿系統將鐵鞋推到車輪下面，達到止動目的。起重機運行時，電磁鐵使推桿左移，帶動槓桿系統，將鐵鞋提起，為了確保鐵鞋正常工作，平行四邊形的槓桿系統使鐵靴始終保持水平，使車輪能爬上鐵靴，並且應使鐵鞋前端滿足楔塊自鎖條件，否則車輪

會推著鐵鞋前進，失去了止輪作用，運用人力手工的方式將鐵靴底面接觸鐵軌道面，將鐵靴塞在輪與軌道之間的縫隙中亦可，對於鋼質車輪和鋼質鐵靴的自鎖條件是： $h < 0.0568D$ 。

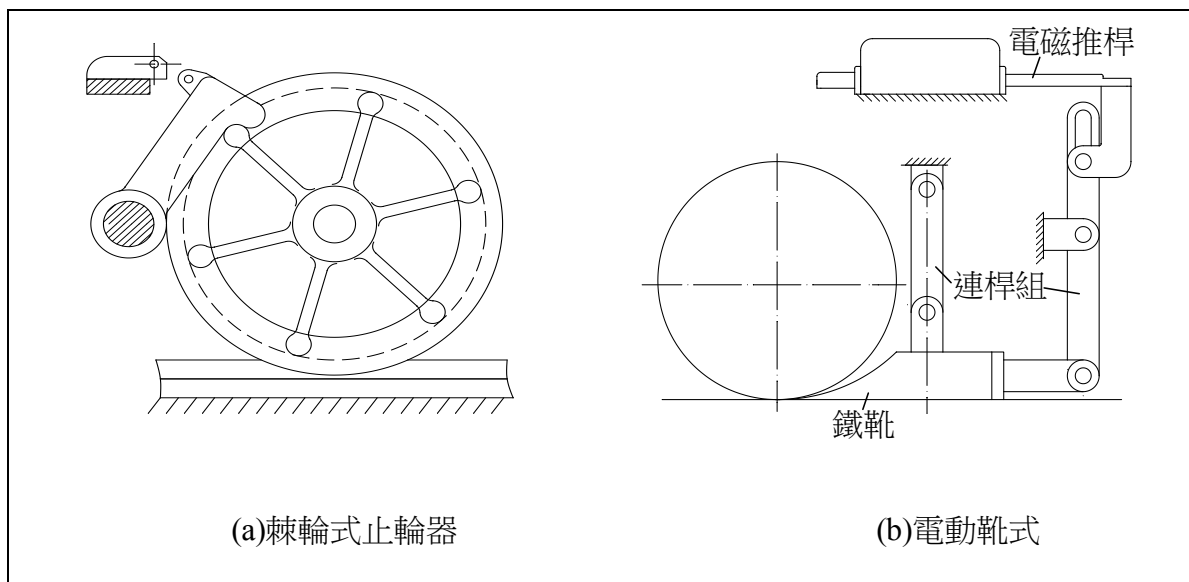


圖 12 止輪器

(三)壓軌器：使用油壓或馬達自動致動，通過附加裝置加壓力作用於軌頂，以接觸角磨擦力來阻止滑動，壓軌器的種類：

- 1.手動壓軌器：如圖 13(a) 所示，利用裝在起重機端樑上的螺旋千斤頂，這種壓軌器的防風抗滑力很小，通常只用在露天工作、迎風面積很小的橋式起重機。
- 2.加壓滾子式的自動壓軌器：如圖 13(b) 所示，防滑靴的上表面是弧形斜面，下表面附以磨擦材料。當關斷運行機構電源或電源中斷時，防滑靴緩緩落於軌頂。若起重機發生滑行，放在軌道上的防滑靴楔入加壓滾子下面，使起重機止動。在開動起重機運行機構時，先將起重機後退一小段距離，在接通電液推桿提起防滑靴，然後開動運行機構進行工作。
- 3.楔塊加壓式的自動壓軌器：圖 13(c) 所示，與加壓滾子式壓軌器一樣，區別僅在於用楔塊加壓頭代替加壓滾子。

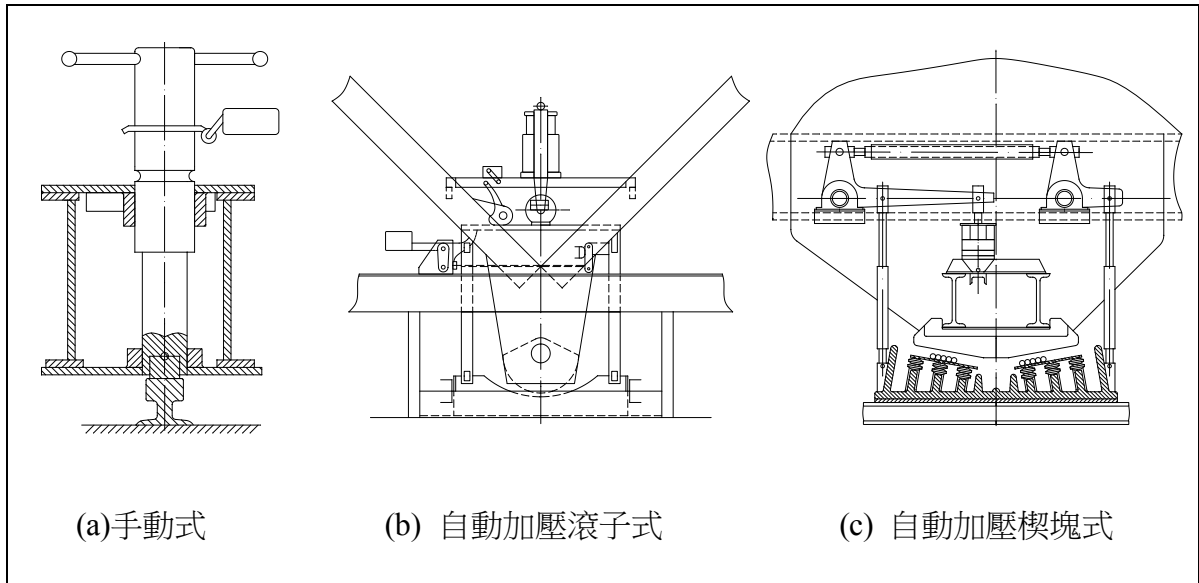


圖 13 壓軌器

(四)制動器(煞車)：在起重機被動輪上裝設一定數量的常閉型液壓式輪邊制動器，通過給被動輪施加制動力矩的方式實現防風制動。其作用原理是：當機構減速停車後，輪邊制動器給被動車輪施加一個足夠的制動力矩，使得被動輪在風力作用下不產生滾動位移，只可能產生滑動位移，從而產生與風力相反的滑動摩擦阻力，起到防風作用，如圖 14 所示。

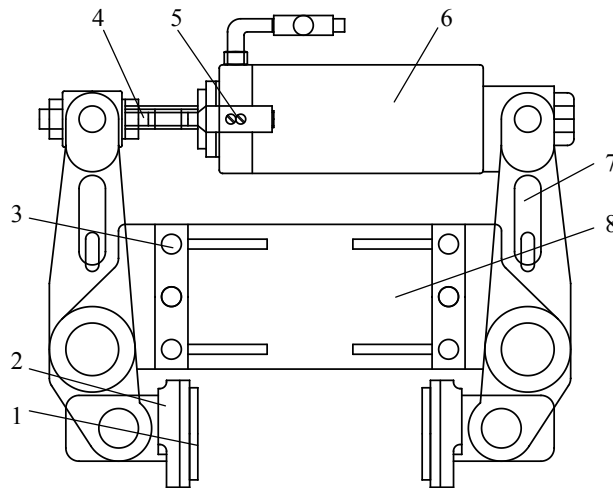


圖 14 碟式制動器

1—制動襯墊 2—夾鉗，3—開關碰板，4—行程調整螺母  
5—限位開關，6—液壓缸，7—鉗臂，8—安裝支架。



# 第六章 起重機風荷重評估計算分析

## 第一節 國際及國家標準之規範

### (一)ISO 4302：1981

國際標準 ISO 4302：1981 名稱為起重機風荷重評估[11]，其內容具有對於起重機風荷重計算之相關規定，如下所示(使用段落及編號與原法規編號一致)：

#### 1.應用範圍與領域

本國際標準關於起重機之風荷重。

本標準提供簡單的計算方法，並假設風從任一方向水平定速吹送，使得有一靜力施於起重機結構上。本標準包括對強陣風及動態反應的影響之內設容許量。

至於因起重機動態反應及強陣風引起的負荷，所產生負荷計算精確的方法將由另外的文獻提供。

#### 2.風壓

動態風壓 $p$ 由下列公式表示，

$$p = K v_s^2$$

其中  $K$  為與空氣有關的因數，在設計目的下，假設為常數； $v_s$  為風速，作為計算的基礎。在 SI 單位下，當  $p$  為 kPa， $v_s$  為 m/s，動態風壓

$$p = 0.613 \times 10^{-3} v_s^2 (\text{kPa}) = 0.613 v_s^2 (\text{Pa})$$

以 10m/s 為計：

$$p = 0.613 \times 10^{-3} \times 100$$

$$= 0.0613 \text{kPa}$$

$$= 61.3 \text{Pa} \leftarrow \text{計算結果符合 CNS 6426, B1216, } h=16\text{m 時}$$

與高度無關

#### 3.設計風條件

在設計起重機風荷重時應考慮兩個風力狀況。

##### 3.1 作業中風力(In-service wind)

這是起重機在作業中設計承受最大風力。風荷重假設在所有荷重組合下施於最不利的方向上。作業中設計風力及對應的壓力如表 6。如果製造者使用作業中風力值與表 6 不同，其值必須在起重機證明說明。

### 3.1.1 風力於懸吊荷重之作用

在所有起重機上，必須考慮風力於懸吊荷重之作用，及使用方法應清楚地陳述。這可以以下列方式達成：

- a)降低額定荷重的方法基於風速、荷重面積及形狀因子；
- b)作業中風速限制對荷重超過規定面積；
- c)使用風力作用在尺寸與形狀荷重係數。計算風力在荷重最低如下列，

表 6 中 a)型的起重機

$$f=0.015mg \text{ kN}$$

表 6 中 b)型的起重機

$$f=0.03mg \text{ kN}$$

表 6 中 c)型的起重機

$$f=0.06mg \text{ kN}$$

其中  $f$  是因風作用在吊鉤荷重所產生的風力，單位千牛頓(kN)， $m$  是吊鉤荷重質量，單位公噸(tonnes)， $g$  是自由落體加速度，等於  $10\text{m/s}^2$ 。

僅在起重機設計成處理特殊大小及形狀處，在懸掛荷重上的風力計算應對應適當的尺寸及排置。

### 3.2 停止作業時風力(out-of-wind wind)

這是當停止作業時，起重機設計所能承受最不利方向之最大風（暴風）作用。風速與地理位置及暴露風襲的程度而異。

當所有重要資訊齊全時，本國際標準可提供停止作業時設計風速將有詳細表格。目前停止作業時設計風速應採用各國適當的標準。

伸臂少於 30 公尺並能降低至地面之移動式起重機、具有伸縮式伸臂之低軸起重機、及可由本身機構伸縮塔柱的起重機等僅需設計停止作業時風力在較低的位置。這些起重機的操作指令應包括伸臂及／或塔柱在停止作業時固定之必要事項。對需要裝置風平衡器或其他非在操作時所使用的方法，以抵抗特定停止作業時風速的起重機操作指令，應包括起重機能安全地維持在操作位置的必須事項；應說明遵守的方法，使起重機可安全地承受特定停止作業時風力。

### 4.風荷重計算

對大多數起重機完整結構、部分結構及單獨構件而言，風荷重 $F$ (單位千牛頓，kN)，計算如下列公式

$$F = A \cdot p \cdot C_f$$

其中  $A$  是構件有效前面積 (front area)，單位平方公尺，即投影於風向垂直平面的實面積， $p$  是對應於設計狀況的風壓，單位千牛頓/平方公尺 ( $\text{kN/m}^2$ )， $C_f$  是在風向的力係數。

計算”停止作業時狀況”之風荷重，風壓可使用起重機高度每十公尺定為常數。另外的方法是計算在每個高度的實際設計風壓，或以頂部結構風壓作為整個高度的設計風壓。結構的總風荷重是取在個別構件風荷重的總和。

## 5. 力係數 (Force coefficients)

### 5.1 個別組件、構架等

對於個別組件、單獨格框構架 (lattice frame) 及機械室等之力係數在表7。對於個別組件之力係數是依空氣動力瘦長率，及若是大箱子截面則使用截面比。空氣動力瘦長率及截面比定義在表8。

力係數可由風動或全比例測試可得到。

在結構框是由扁平邊及圓截面，或在兩流區的圓截面 ( $Dv_s < 6\text{m}^2/\text{s}$  及  $Dv_s \geq 6\text{m}^2/\text{s}$ ，其中  $D$  是圓截面的直徑，單位公尺， $v_s$  是設計風速，單位公尺/秒) 所組成，適當的力係數對應前面積。

### 5.2 重疊因素 (Shielding factors) — 多構架或組件

在平行構架或構件置於某些位置使重疊效應產生，風力在受風方向的構架或構件，及在這些構架或構件後方的未重疊部分，可使用適當的力係數計算。在重疊部分的力係數乘以表8的重疊因數  $\eta$ 。 $\eta$  值隨表8的充實率 (solidity) 與間隔比 (spacing ratio) 變化。

在有一些相同的構架或構件間隔等距彼此相互在後，致使每一個構架重疊在後，因此重疊效應可以增加至第九個構架，並自從保持常數。風荷重，單位牛頓，可利用下列公式計算：

在第一個構架：

$$F_1 = ApC_f$$

在第二個構架：

$$F_2 = \eta ApC_f$$

在第  $n$  個構架 (其中  $3 \leq n \leq 8$ )：

$$F_n = \eta^{(n-1)} ApC_f$$

在第9個及以後的構架：

$$F_9 = \eta^8 ApC_f$$

總風荷重，單位牛頓，因此是：

在最多至9個構架( $n \leq 9$ )，

$$F_{\text{total}} = [1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots + \eta^{(n-1)}] ApC_f = ApC_f \left( \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta} \right)$$

在設計目的，上面公式中 $\eta^x$ 當其值小於0.1時，取0.1。

### 5.3 格框塔架

在計算方形塔柱之面向風荷重，在向風面的充實率面積乘以下列的整體力係數：

對於以扁平邊截面組成的塔柱： $1.7(1 + \eta)$

對於以圓截面組成的塔柱：

其中  $Dv_s < 6\text{m}^2/\text{s}$ ： $1.2(1 + \eta)$

其中  $Dv_s \geq 6\text{m}^2/\text{s}$ ： $1.4$

$\eta$ 值取自表8 之向風面的充實率 $a/b=1$

方形塔柱最大風荷重發生在當風吹入角落時，此時可能為面向風之1.2倍。

### 5.4 與風力方向夾角之部件(個別構件、構架等)

在風吹向與構件縱軸方向或構架的面成一角度，在風吹方向的力 $F$ ，單位牛頓，可以下列公式表示，

$$F = ApC_f \sin^2 \theta$$

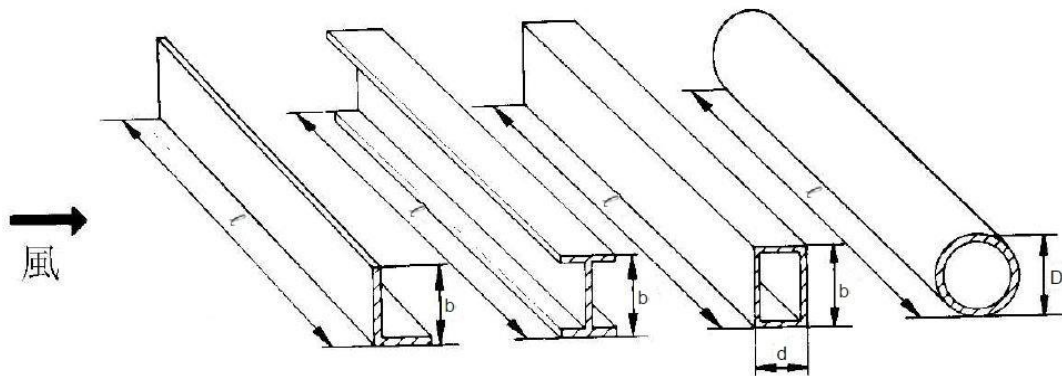
其中  $F$ 、 $A$ 、 $p$ 及 $C_f$ 定義於第四節； $\theta$ 是風與縱軸或面的角度( $\theta < 90^\circ$ )

表 6 作業中設計風速與壓力

起重機型式	風速 (m/s)	風壓 (kPa)
a) 起重機對抗風作用能很容易地固定，且設計僅在小風下操作 (如低底盤起重機具有伸臂能隨時降低至地面)。	14	0.125
b) 在開放空間之所有一般型式起重機	20	0.25
c) 運輸型式之卸貨機必須連續在強風下作業	28.5	0.50

表 7 力係數

型式	說明	空氣動力細長比 $l/b$ 或 $l/D$						
		5	10	20	30	40	50	
個別構件	捲截面、矩形、空心截面、平板	1.3	1.35	1.6	1.65	1.7	1.9	
	圓截面 其中 $Dv_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ $Dv_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0.75	0.80	0.90	0.95	1.0	1.1	
		0.60	0.65	0.70	0.70	0.75	0.80	
	超過 $350\text{mm}^2$ 正方形 及 $250\text{mm} \times 450\text{mm}$ 矩形 之箱狀截面	B/d						
		$\geq 2$	1.55	1.75	1.95	2.1	2.2	
1		1.40	1.55	1.75	1.85	1.9		
0.5		1.0	1.2	1.3	1.35	1.4		
	0.25	0.8	0.9	0.9	1.0	1.0		
單獨格框構架	扁平邊截面	1.7						
	圓截面 其中 $Dv_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ $Dv_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	1.2 0.8						
機械室等	在地上或堅固基座之矩形覆蓋結構（空氣從結構下方流過）	1.1						



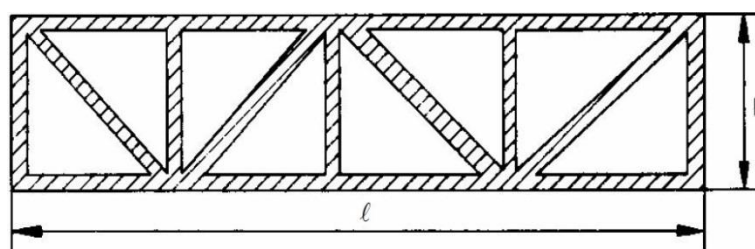
$$\text{空氣動力瘦長率} = \frac{\text{構件長度}}{\text{向風方向之截面寬度}} = \frac{l}{b} \text{ 或 } \frac{l}{D}$$

$$\text{截面率} = \frac{\text{向風方向之截面寬度}}{\text{平行風流動方向之截面深度}} = \frac{b}{d}$$

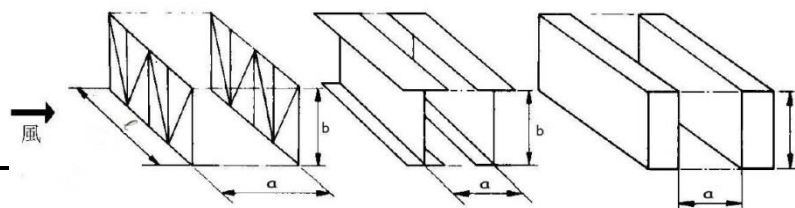
表 8 重疊因數

間隔比 a/b	充實率					
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	≥ 0.6
0.5	0.75	0.4	0.32	0.21	0.15	0.1
1.0	0.92	0.75	0.59	0.43	0.25	0.1
2.0	0.95	0.8	0.63	0.5	0.33	0.2
4.0	1	0.88	0.76	0.66	0.55	0.45
5.0	1	0.95	0.88	0.81	0.75	0.68
6.0	1	1	1	1	1	1

a)充實率



b)間隔率



(二)CNS 6426，B 1216：2006

中華民國國家標準(CNS 6426，B 1216)：2006 名稱為起重機鋼結構部分之計算標準[37]，其內容具有對於起重機風荷重計算之相關規定，如下所示(使用段落及編號與原法規編號一致)：

### 5.載重

5.1.4 風力載重：依下式求取風力載重。

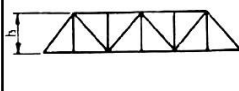
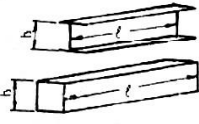

$$W = C \cdot q \cdot F$$

其中 W：風力載重(kgf){N}，C：風力係數，q：速度壓(kgf/m<sup>2</sup>){N/m<sup>2</sup>}，F：受

壓面積(m<sup>2</sup>)

(1)風力係數：風力係數由結構形狀之不同，依表9 之值求取。但經風洞實驗可證明者，則不在此限。

表 9 風力係數 C

受風面種類			C	
型鋼構架		$\psi$	未滿0.1	2.0
			0.1以上，未滿0.3	1.8
			0.3以上，未滿0.9	1.6
			0.9以上	2.0
板桁架或箱形桁架		$l/h$	未滿5	1.2
			5以上，未滿10	1.3
			10以上，未滿15	1.4
			15以上，未滿25	1.6
圓筒材料與圓筒構架		$d\sqrt{q}$	未滿10 10以上	1.2 0.7

表中  $\psi$ ：衝擊係數，受風面之輪廓所包圍之面積與其投影面積之比。 $l$ ：板桁架或箱型桁架之長度(m)。 $h$ ：由風之方向觀察之板桁架或箱型桁架之寬(m)。 $d$ ：圓筒直徑(m)。 $q$ ：速度壓(N/m<sup>2</sup>)。

(2)速度壓：速度壓  $q = \frac{V^2}{30} \sqrt[4]{h}$   $V$ ：風速

$$\text{作業時 } q = 8.5\sqrt[4]{h} \text{ (kgf/m}^2\text{)} = \frac{16^2}{30} \sqrt[4]{h} = 8.5 \cdot \sqrt[4]{h}$$

$$\text{停止時 } q = 100\sqrt[4]{h} = \frac{55^2}{30} \sqrt[4]{h} = \frac{3025}{30} \sqrt[4]{h} = 100\sqrt[4]{h} \text{ (kgf/m}^2\text{)}$$

式中  $h$ ：距地面之高度(m)。但最小為16m。

備考：上式以作業時之風速為16m/s(7級)，停止時之風速為55m/s(16級)導出。

$h=16m$ 時：

$$\begin{aligned} q &= 200 \text{ kgf / m}^2 \\ &= 2000 \text{ N / m}^2 \end{aligned}$$

以10m/s為計：

$$\begin{aligned} q &= \frac{100}{30} \sqrt[4]{h} = 3.3 \times 2 \text{ kgf / m}^2 \\ &= 66 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{ (h以16m為計)} \end{aligned}$$

近似於ISO 4302：1981之風荷重計算隱含的 $h$ ，符合中華民國固定式起重機安全

檢查構造標準未滿16m時，以16m計。

(3)受壓面積：受壓面積取向風方向之投影面積。

如桁架或桁架之一部分因受其他之桁架阻礙時，其重疊之桁架部分之面積，應乘以圖15 所示之減低率 $\eta$ 。關於相對之桁架間隔 $b$ ，依圖16 之規定。

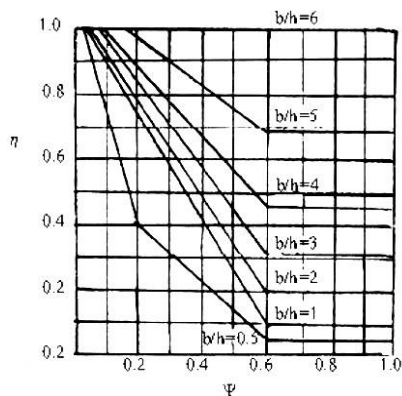


圖 15  $\psi$  與  $\eta$  之關係



圖 16 相對桁架之間隔  $b$

(4)吊動物體之風力載重：作業中之起重機應考慮對吊動物之風力載重。但被吊動物體之形狀為不定型之25t以下之載重者，得以表10 取其概括值。

表 10 被吊物之受壓面積

捲揚載重	受壓面積
未滿5t{50kN}	對每1t{10kN}之吊升載重為1m <sup>2</sup>
5t{50kN}上~25t{250kN}以下	5m <sup>2</sup> + [超過5t{50kN}之載重者，每1t{10kN}為0.5m <sup>2</sup> ]

(三)中華民國固定式起重機安全檢查構造標準：2005

國家標準之中華民國固定式起重機安全檢查構造標準[10]，其內容具有對於起重機風荷重計算之相關規定，如下所示(使用段落及編號與原法規編號一致)：

第三節 荷重

第 16 條 除中央主管機關認可者外，風荷重應依下式計算：



$$W = C \cdot q \cdot A$$

式中之 W、q、C 及 A 分別表示下列之值：W：風荷重。單位：牛頓；q：速度壓。單位：牛頓／平方公尺；C：風力係數；A：受風面積。單位：平方公尺。前項之速度壓應依下表 11 起重機之狀態及其對應之計算式計算：

表 11 起重機狀態與計算式

起重機之狀態	q 之計算式
作業時	$q = 86\sqrt[4]{h}(\text{N}/\text{m}^2)$
停止時	$q = 880\sqrt[4]{h}(\text{N}/\text{m}^2)$

備註：1.h 為起重機自地面起算之受風面高度值(公尺)。但高度未滿 16 公尺者，以 16 公尺計。2.速度壓 q 值之計算式，係以作業時之風速為 16 公尺/秒，停止時之風速為 55 公尺/秒計算導出。

除風洞試驗者，依其試驗值外，第一項之風力係數如下：

受風面之種類	風力係數	
平面桁架 (鋼管製平面桁架除外) 構成之面	W1：未滿 0.1	2.0
	W1：0.1 以上，未滿 0.3	1.8
	W1：0.3 以上，未滿 0.9	1.6
	W1：0.9 以上	2.0
平板構成之面	W2：未滿 5	1.2
	W2：5 以上，未滿 10	1.3
	W2：10 以上，未滿 15	1.4
	W2：15 以上，未滿 25	1.6
	W2：25 以上，未滿 50	1.7
	W2：50 以上，未滿 100	1.8
圓筒面或鋼管製之平面桁架構成之面	W3：未滿 3	1.2
	W3：3 以上	0.7

備註：表中 W1、W2 及 W3 分別表示如下：

- 1.W1：充實率，係指實際擋風面積與該受風面（係指迎風之受風面，以下均同）面積之比值。
- 2.W2：係指受風面長邊長度與同一受風面短邊長度之比值。
- 3.W3：係指圓筒面或鋼管外徑（公尺）乘以速度壓（牛頓／平方公尺）之平方根值。圓筒面包括鋼索等。

第一項之受風面積，為受風面與風向成直角之投影面積（以下稱投影面積），其受風面有二面以上重疊情形時，應依下式計算：

$$A = A1 + Am + An$$

式中之 A、A1、Am 及 An 分別表示下列之值：A：總受風面積（平方公尺）；A1：第一受風面之投影面積（平方公尺）；Am：第二受風面以後各面與前一面未重疊部分投影面積之和（平方公尺）；An：第二受風面以後各面與前一面重疊部分投影面積乘以對應於各該面依附表二所示之減低率，所得面積之和（平方公尺）。

#### (四)GB 3811—83：1983

根據中華人民共和國GB 3811：1983 名稱為起重機設計規範[9]，其內容具有對於起重機風荷重計算之相關規定，如下所示(使用編號與原法規編號一致)：

##### 2.2.10 風載荷 $P_w$

在露天工作的起重機應考慮風載荷並認為風載荷是一種沿任意方向的水平力。起重機載荷分為工作狀態風載荷和非工作狀態風載荷兩類。工作狀態風載荷  $P_w$ ，是起重機在正常工作情況下所能承受的最大計算風力。非工作狀態風載荷  $P_w$ ，是起重機非工作時所受的最大計算風力(如暴風產生的風力)。

##### 2.2.10.1 風載荷的計算

風載荷按下式計算：

$$P_w = C \cdot K_h \cdot q \cdot A$$

式中  $P_w$  是作用在起重機上或物品上的風載荷(N)，C 是風力係數， $K_h = \sqrt[3]{h}$  是風壓高度變化係數，q 是速度壓(N/m<sup>2</sup>)，A 是起重機或物品垂直於風向的迎風面積(m<sup>2</sup>)。在計算起重機風載荷時，應考慮風對起重機是沿著最不利的方向作用的。

### 2.2.10.2 計算風壓 q

a. 風壓與空氣密度和風速有關，依下式計算：

$$q = 0.613V^2$$

式中 q 是計算風壓(N/m<sup>2</sup>)，V 是計算風速(m/s)。

計算風壓規定為按空曠地區離地 10m 高度處的計算風速來確定。工作狀態的計算風速按陣風風速(即瞬時風速)考慮，非工作狀態的計算風速按兩分鐘時距平均風速考慮。

以 10m/s 計算：

$$q = 0.613 \times 100 = 61.3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{，符合 ISO 4302。}$$

b. 計算風壓分三種：q<sub>I</sub>、q<sub>II</sub>、q<sub>III</sub>

q<sub>I</sub> 是起重機正常工作狀態計算風壓，用於選擇電動機功率的阻力計算及機構零件的發熱驗算；q<sub>II</sub> 是起重機工作狀態最大計算風壓，用於計算機構零部件和金屬結構的強度、剛性及穩定性，驗算驅動裝置的過載能力及整機工作狀態下的抗傾覆穩定性；q<sub>III</sub> 是起重機非工作狀態計算風壓，用於驗算此時起重機機構零件及金屬結構的強度、整機抗傾覆穩定性和起重機的防風抗滑安全裝置和錨定裝置的設計計算(見 2.3.2 款的規定)。不同類型的起重機按具體情況選取不同的計算風壓值。

c. 室外工作的起重機的計算風壓如表 12 所示。

表 12 起重機計算風壓(N/m<sup>2</sup>)

地區	工作狀態計算風壓		非工作狀態計算風壓
	q <sub>I</sub>	q <sub>II</sub>	q <sub>III</sub>
內陸	0.6 q <sub>II</sub>	150	500~600
沿海		250	600~1,000
台灣省及南海諸島		250	1,500

注：1.沿海地區指大陸離海岸線 100km 以內的大陸或海島地區。

2.特殊用途的起重機的工作狀態計算風壓允許作特殊的規定。流動式起重機(即汽車起重機、輪胎起重機和履帶起重機)的工作狀態計算風壓，當起重機

臂長小於 50m 取為 125N/m<sup>2</sup>；當臂長等於或大於 50m 時按使用要求決定。

3.非工作狀態計算風壓的取值；內陸的華北、華中和華南地區宜取小值；西北、西南和東北地區取大值；沿海以上海為界，上海可取 800N/m<sup>2</sup>，上海以北取較小值，以南取較大值；在內河港口峽谷風口地區、經常受特大暴風作用的地區(如湛江等地)、或只在小風地區工作的起重機，其非工作狀態計算風壓應按當地氣象資料提供常年最大風速並用風壓公式計算；在海上航行的浮式起重機，可取  $q_{III} = 1,800 \text{ N/m}^2$  (台灣取  $q_{III} = 2,000 \text{ N/m}^2$ )，但不再考慮風壓高度變化，即取  $K_h = 1$ 。

根據 CNS 6426，B 1216：工作狀態最大風速 16m/s

工作狀態計算最大風壓：

$$q = 8.5 \times 2 \text{ kgf/m}^2 = 170 \text{ N/m}^2$$

非工作狀態計算最大風壓：

$$q = 1,000 \times \sqrt[4]{16} = 2,000 \text{ N/m}^2$$

for 55 m/s，h ≤ 16m 以 16m 計。

### 2.2.10.3 風壓高度變化係數 $K_h$

起重機的工作狀態計算風壓不考慮高度變化( $K_h = 1$ )。

所有起重機的非工作狀態計算風壓均需考慮高度變化。風壓高度變化  $K_h$  如表 13 所示。

表 13 風壓高度變化係數  $K_h$

離地面高度 h(m)	<10	20	30	40	50	60	70	80	90
陸上 $(\frac{h}{10})^{0.3}$	1.00	1.23	1.39	1.51	1.62	1.71	1.79	1.86	1.93
海上及海島 $(\frac{h}{10})^{0.2}$	1.00	1.15	1.25	1.32	1.38	1.43	1.47	1.52	1.55

續表 13 風壓高度變化係數  $K_h$

100	110	120	130	140	150	200
1.99	2.05	2.11	2.16	2.20	2.25	2.45
1.58	1.61	1.64	1.67	1.69	1.72	1.82

注：計算起重機風載荷時，可沿高度劃分成 20m 高的等風壓區段，以各段中點高度的係數  $K_h$  乘以計算風壓。

#### 2.2.10.4 風力係數 C

風力係數與結構物的體型、尺寸等有關，按下列各種情況決定：

a. 一般起重機單片結構和單根構件的風力係數 C 如表 14 所示。

表 14 單片結構的風力係數 C

序號	結構型式		C	
1	型鋼制成的平面桁架(充實率=0.3~0.6)		1.6	
2	型鋼、鋼板、型鋼樑、鋼板樑和箱型截面構件	$\ell/h$	5	1.3
			10	1.4
			20	1.6
			30	1.7
			40	1.8
			50	1.9
3	圓管及管結構	qd2	<1	1.3
			<3	1.2
			7	1.0
			20	0.9
			>13	0.7
4	封閉的司機室、機器房、平衡重、鋼絲繩及物品等		1.1~1.2	

注：1.  $\ell$  為結構或結構件的長度， $h$  為其迎風面的高度(m)， $q$  為計算風壓( $N/m^2$ )， $d$  為管子外徑(m)。

2. 司機室在地面上的取  $C=1.1$ ，懸空的取  $C=1.2$ 。

b. 兩片平行平面桁架組成的空間結構，其整體結構的風力係數可取單片結構的風力係數，而總的迎風面積應按 2.2.10.5 項計算。

c. 風朝著矩形截面空間桁架或箱型結構的對角線方向吹來，當矩形截面的邊長比小於 2 時，計算的風載荷取為風向著矩形長邊作用所受風力的 1.2 倍；當矩形

截面的邊長比等於或大於 2 時，取為風向著矩形長邊作用的風力。

- d. 三角形截面的空間桁架的風載荷，可取為該空間桁架垂直於風向的投影面積所受風力的 1.25 倍計算。
- e. 下弦桿為方形鋼管、復桿為圓管的三角形截面空間桁架，在側向風力作用下，其風力係數 C 可取 1.3。
- f. 當風與結構長軸(或表面)成某一角度吹來時，結構所受的風力可以按其夾角分解成兩個方向的分力來計算。順著風向的風力可按下式計算：

$$P_w = CK_h q A \sin^2 \theta$$

式中 A 為迎風面積(m<sup>2</sup>)，C 為風力係數，θ 為風向與結構縱軸的夾角。

### 2.2.10.5 迎風面積 A

起重機結構和物品的迎風面積應按最不利迎風方位計算並取垂直於風向平面上的投影面積。

- a. 單片結構的迎風面積為：

$$A = \varphi \cdot A_\ell$$

式中 A<sub>ℓ</sub> 為結構或物品的外輪廓面積，如圖 17 所示，則 A<sub>ℓ</sub> = hℓ m<sup>2</sup>，φ 為結構的充實率，即 φ = A / A<sub>ℓ</sub>，如表 15 所示。

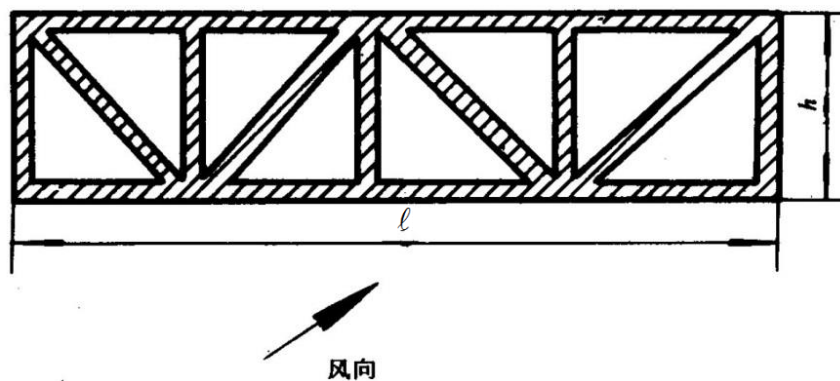


圖 17 結構或物品的面積輪廓尺寸示意圖

表 15 結構的充實率 φ

受風結構類型和物品	實體結構和物品	1.0
	機構	0.8~1.0
	型剛制成的桁架	0.3~0.6

- b. 對兩片並列等高的型式相同的結構，考慮前片對後一片的擋風作用，其迎風面積為：

$$A = A_1 + \eta A_2$$

式中  $A_1 = \varphi_1 \cdot A_{\ell_1}$  為前片結構的迎風面積， $A_2 = \varphi_2 \cdot A_{\ell_2}$  為後片結構的迎風面積， $\eta$  為兩片相鄰桁架前片對後片的擋風折減係數它與第一片(前片)結構的充實率  $\varphi_1$  及兩片桁架之間間隔比  $a/h$ (圖 16 所示)，如表 16 所示。

表 16 桁架結構擋風折減係數  $\eta$

$\varphi$		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
間隔比 $a/h$	1	0.84	0.70	0.57	0.40	0.25	0.15
	2	0.87	0.75	0.62	0.49	0.33	0.20
	3	0.90	0.78	0.64	0.53	0.40	0.28
	4	0.92	0.81	0.65	0.56	0.44	0.34
	5	0.94	0.83	0.67	0.58	0.50	0.41
	6	0.96	0.85	0.68	0.60	0.54	0.46

注:其它結構的擋風折減係數可參照附錄 F(參考件)取。

- c. 對  $n$  片型式相同且彼此間隔相同的並列的等高結構，在縱向風力作用下，應考慮多片結構的重疊擋風折減作用，結構的總迎風面積按下式決定：

$$A = (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{n-1}) \varphi_1 A_{\ell_1} = \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta} \varphi_1 A_{\ell_1} \approx \left( \frac{1 - \eta^5}{1 - \eta} + \frac{n-5}{10} \right) \varphi_1 A_{\ell_1}$$

式中  $\varphi_1$  為前片(第一片)結構的充實率， $A_{\ell_1}$  為前片(第一片)結構的外形輪廓面積( $m^2$ )

按上式算得的迎風面積  $A$  用風載荷計算結構的總風載荷時，因各片結構形式不同，只用其中一片結構的風力係數乘之即可。

- d. 物品的迎風面積

吊運的物品的迎風面積應按其實際輪廓尺寸在垂直於風向平面上的投影來決定。物品的輪廓尺寸不明確時，允許採用近似方法加以估算。

(五)JIS 8830：2001

根據日本工業標準JIS 8830：2001 名稱起重機風荷載評估[38]，其內容具有對於起重機風荷重計算之相關規定，如下所示(使用編號與原法規編號一致)：

4.風荷重

4.1 風荷重の計算：クレーンに作用する風荷重は、次の式により計算する。

$$F = C \cdot q \cdot A$$

ここに、F：風荷重(N)，C：風力係數，q：速度壓(N/m<sup>2</sup>)，A：受壓面積：(m<sup>2</sup>)

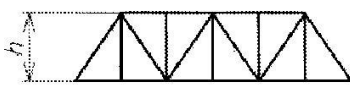
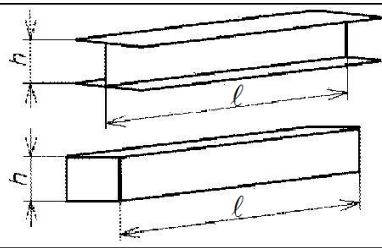

4.2 速度壓：速度圧は、次の式により求める。

$$\left. \begin{array}{l} \text{作動時 } q = 83\sqrt[4]{h} \text{ (N/m}^2\text{)} \\ \text{停止時 } q = 980\sqrt[4]{h} \text{ (N/m}^2\text{)} \end{array} \right\} \text{同CNS 6426・B1216}$$

備考：ここに、h：地上からの高さ (m)。ただし、最小16mとする。

4.3 風力係數：風力係數は、構造物の形状に応じ、表 17 の値をとる。ただし、風洞実験、又は実物大模型試験によって得た値を使用してもよい。

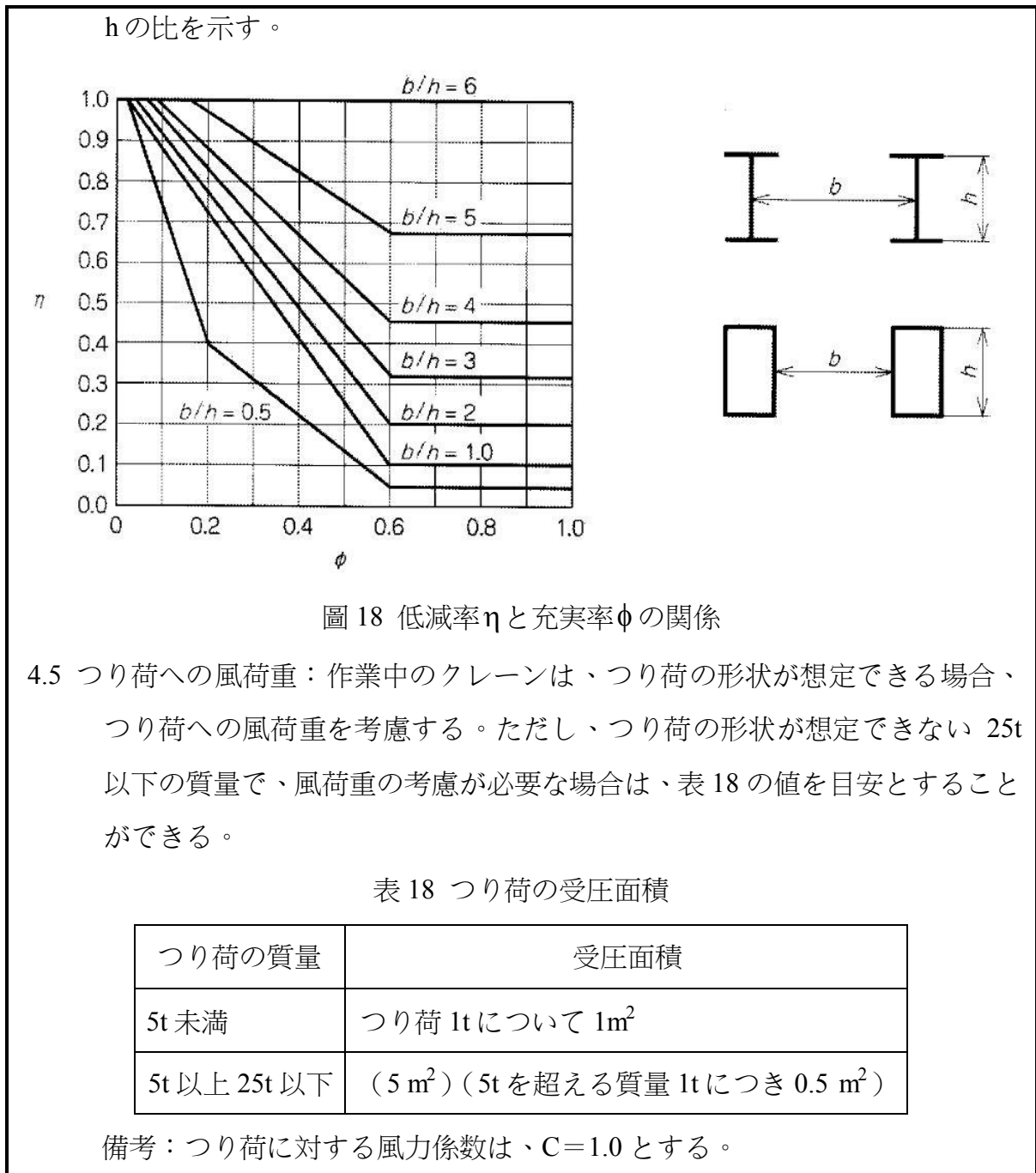
表 17 風力係數 C

風を受ける面の種類		φ又は寸法比		C
型鋼のトラス		φ	φ < 0.1	2.0
			0.1 ≤ φ < 0.3	1.8
			0.3 ≤ φ < 0.9	1.6
			0.9 ≤ φ	2.0
板けた又は箱形けた		l/h	l/h < 5	1.2
			5 ≤ l/h < 10	1.3
			10 ≤ l/h < 15	1.4
			15 ≤ l/h < 25	1.6
			25 ≤ l/h < 50	1.7
			50 ≤ l/h < 100	1.8
	100 ≤ l/h	1.9		
円筒材及び円筒材のトラス		d√q	d√q < 3.0	1.2
			3.0 ≤ d√q	0.7

ここに、φ：充實率，l：板けた又は箱形けたの長さ (m)，h：風の方  
向から見た板けた又は箱形けたの高さ (m)，d：円筒の長径 (m)，q：速度壓。

4.4 受圧面積：受圧面積は、クレーンの風を受ける面の風の方  
向に直角な面に対する投影面積とするが、クレーンの風を受ける面が風の方  
向に対して重なっているときは、図 18 に示す低減率ηを乗じて計算するものとする。  
ここで、b/hは間隔率で、相対する面間の距離 b と風の正面を向いた部材幅





## 第二節 風荷重計算探討比較

在風荷重計算上除了中國大陸 GB3811-83 之外，各國所採用的風荷重計算公式一致，風壓高度變化係數考量：中國大陸 GB3811-83 列入風荷重計算公式裡，CNS 6426，B 1216、中華民國固定式起重機安全構造檢查標準及 JIS B 8830 則是在風速度計算速度壓公式裡。ISO 4302 在計算停止作業作業時之風荷重，風壓可使用起重機高度每十公尺定為常數。另外的方法是計算在每個高度的實際設計風壓，或以頂部結構風壓作

為整個高度的設計風壓，每個高度的風壓是不相同的，如圖 19 所示，風壓公式  $q = K v_s^2 = K v_s^2(h)$ ，風速與高度之關係由起重機所在地理位置有關。

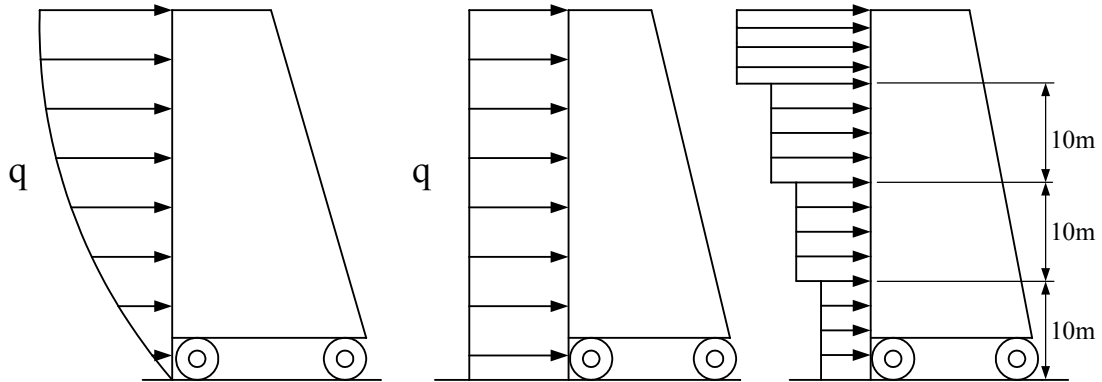


圖 19 不同高度風壓之變化

將 CNS 6426，B 1216 與 GB3811-83 以不同的高度變化值代入公式，如圖 20 所示。風壓高度變化係數 CNS 6426，B 1216 以距地面最小高度 16m 每 10m 為一間隔，GB3811-83 風壓高度變化係數如表 13 所示。圖中根據 CNS 6426，B1216 計算  $C_C = 0.613K_h \text{ N/m}^2$ ，根據 GB3811-83 計算  $C_G = \frac{\sqrt[4]{h}}{30} \text{ N/m}^2$ ，左上方速度分佈圖為 GB 3811-83 假設陸上風速分佈之形狀，右下方圖為 GB 3811-83 假設海上風速分佈的情況。

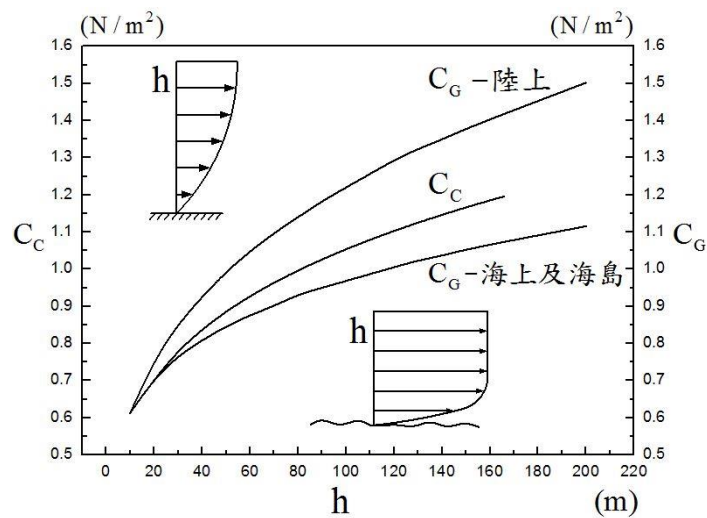


圖 20 不同風壓高度之係數變化

CNS 6426，B 1216 與 JIS B 8830 風荷重計算公式差別由風速度計算速度壓使用之係數分別 CNS 6426，B 1216 使用 8.5 而 JIS B 8830 使用 83 為作業時的正比係數，

以及 CNS 6426，B 1216 使用 1000 而 JIS B 8830 使用 980 為停止時的正比係數，中華民國固定式起重機安全構造檢查標準中作業時及停止時分別為 86 及 880，後者特別值得探討，本研究室認為 880 是被誤植的，應改為 980，請考慮是否修正。

### 第三節 戶外走行起重機風荷重計算範例

#### 4.5噸橋式起重機

##### 一、計算基準

(一)受風面之高度： $h=16\text{m}$

(二)風力係數： $C=1.6$ 。

(三)受壓面積：

1. 桁架受壓面積： $F_1=6.3\text{m}\times 0.35\text{m}=2.21\text{m}^2$ 。

2. 捲揚機受壓面積： $F_2=0.6\text{m}\times 1.4\text{m}=0.84\text{m}^2$ 。

3. 吊具受壓面積： $F_3=1\text{m}\times 2\text{m}=1\text{m}^2$ 。

4. 剛腳受壓面積： $F_4=0.294\text{m}\times 16\text{m}=4.7\text{m}^2$ 。

5. 搖腳受壓面積： $F_5=0.294\text{m}\times 16\text{m}=4.7\text{m}^2$ 。

6. 鞍架受壓面積： $F_6=0.25\text{m}\times 0.32\text{m}\times 2=0.16\text{m}^2$ 。

7. 總受壓面積： $F=F_1+F_2+F_3+F_4+F_5+F_6+F_7=13.61\text{m}^2$ 。

##### 二、風荷重計算

(一) CNS6426，B 1216

1. 起重機作業時風壓：

$$q = 85\sqrt[4]{h} = 85\sqrt[4]{16} = 170 \text{ N/m}^2$$

2. 起重機停止時風壓：

$$q = 1,000\sqrt[4]{h} = 1,000\sqrt[4]{16} = 2,000 \text{ N/m}^2$$

(二) 起重機作業時風荷重：

$$1. W = C \times q \times F = 1.6 \times 170 \times 13.61 = 3,702 \text{ N}$$

2. 起重機停止時風荷重：

$$W = C \times q \times F = 1.6 \times 2000 \times 13.61 = 43,552 \text{ N}$$

(三) 中華民國固定式起重機構造標準

1. 起重機作業時風壓：

$$q = 86\sqrt[4]{h} = 86\sqrt[4]{16} = 172 \text{ N/m}^2$$

2.起重機停止時風壓：

$$q = 880\sqrt[4]{h} = 880\sqrt[4]{16} = 1,760 \text{ N/m}^2$$

3.起重機作業時風荷重：

$$W = q \times C \times A = 172 \times 1.6 \times 13.61 = 3,745 \text{ N}$$

4 起重機停止時之風荷重：

$$W = q \times C \times A = 1760 \times 1.6 \times 13.61 = 38,325 \text{ N}$$

(四)JIS B8830

1.起重機作業時風壓：

$$q = 83\sqrt[4]{h} = 83\sqrt[4]{16} = 166 \text{ N/m}^2$$

2.起重機停止時風壓：

$$q = 980\sqrt[4]{h} = 980\sqrt[4]{16} = 1,960 \text{ N/m}^2$$

3.起重機作動時風荷重：

$$F = C \times q \times A = 1.6 \times 166 \times 13.61 = 3,614 \text{ N}$$

4.起重機停止時風荷重：

$$F = C \times q \times A = 1.6 \times 1960 \times 13.61 = 42,681 \text{ N}$$

## 第七章 防止逸走裝置結構強度計算分析

透過防止逸走裝置設計圖進行研究，分析了內部各元件的組成，研究組成之元件功能，經由前章節所得出的風荷重大小得知需要多少的煞車力，藉由單一制動器煞車力求水平致動力再求施力或施力矩。防止逸走裝置強度計算方面唯一須考量濕度影響軌道之摩擦係數，如表19 所示。通常濕表面的摩擦係數低於乾表面的摩擦係數，而在台灣通常台風都會伴隨著大雨，因此宜採用濕潤滑狀態之摩擦係數。

表 19 熱膨脹係數

材 料 名 稱	摩擦係數 $\mu$ 值			
	靜摩擦		動摩擦	
	無潤滑(乾表面)	有潤滑(濕表面)	無潤滑(乾表面)	有潤滑(濕表面)
鋼-鋼	0.15	0.1~0.12	0.15	0.05~0.10
鋼-軟鋼	0.2	0.15~0.2	0.2	0.1~0.2

### 第一節 手動及半自動夾鉗機構分析

它是通過一對夾鉗夾住軌道頂部的兩側，產生摩擦力來阻止起重機的滑動，通常稱為夾軌器。為了結構需要和加大夾緊力，這種夾軌器採用槓桿結構。其手動方式以螺桿經過簡單連桿或肘節連桿或導槽連桿驅動夾鉗，傳動力量夾緊軌道，放鬆夾軌時反向旋轉螺桿，退後驅動力。半自動夾軌鉗除了可以使用手動螺桿傳動之外，並裝設有馬達及減速機構傳動螺桿，不但可以加速上緊夾緊力，而且馬達力矩透過減速機可以加大夾軌力遠超過手動力；手動式兩種以螺桿、肘桿驅動，及半自動式。

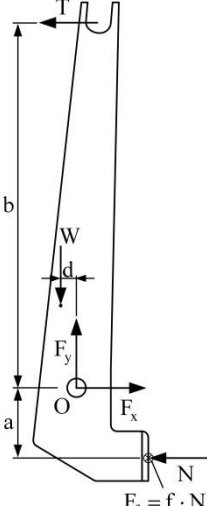
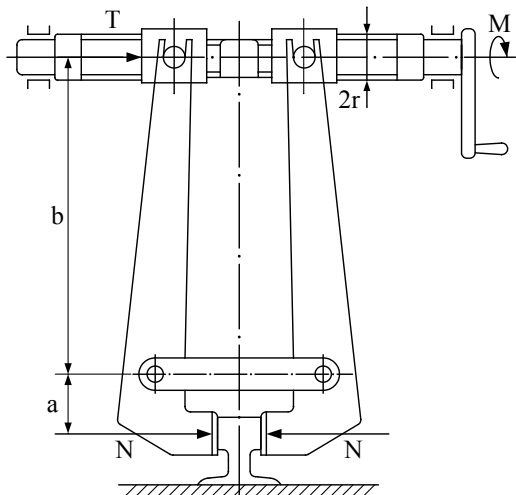
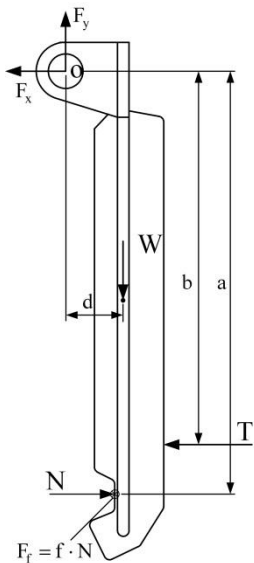
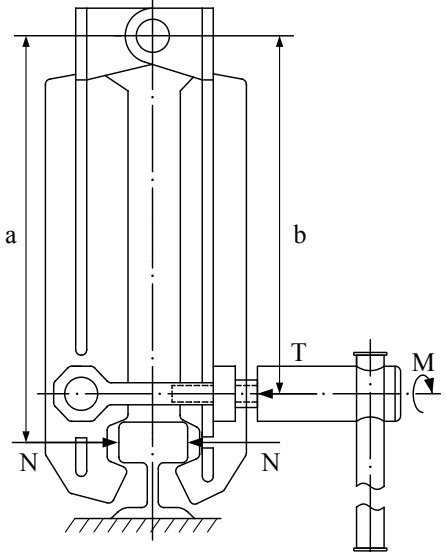
以下分析各種類型夾軌機構之自由體圖及靜力平衡方程式，使用的符號：T為作用於夾鉗的驅動力，W為夾軌器連桿件之自重，夾鉗作用於軌道方向沿軌道方向的摩擦力，N為夾軌力，夾軌與軌道表面相互作用之正向力， $\mu$ 為軌道與夾鉗表面摩擦係數

#### 一、手動螺桿式

通過夾鉗臂的槓桿作用，使鉗口夾緊軌道頭部的兩側，借助作用於期間的摩擦力

阻止起重機滑移。夾軌器產生的摩擦力，取決於夾鉗的夾持力和鉗口與軌道之間的滑動係數，夾持力由其結構所定。夾軌鉗支承或與連接方式之等效力自由體圖分析及靜力平衡方程式如表20 所示。

表 20 手動式夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式

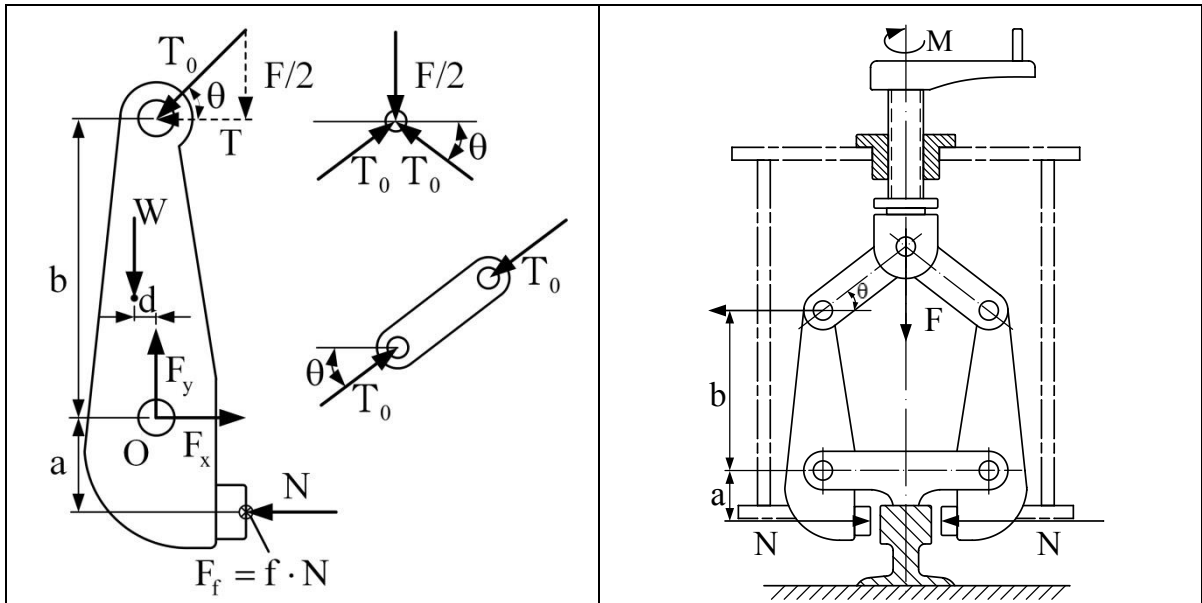
	
<p>靜力平衡方程式</p>	
<p><math>\Sigma M_0 = 0 : aN = bT + dW</math></p> <p>夾軌力：<math>N = \frac{1}{a}(bT + dW)</math></p> <p><math>\Sigma F_x = 0 : F_x = N + T = (1 + \frac{b}{a})T + \frac{dW}{a}</math></p> <p><math>\Sigma F_y = 0 : F_y = W</math></p>	
	

靜力平衡方程式	
$\Sigma M_0 = 0 : aN = bT + dW$ $\text{夾軌力} : N = \frac{1}{a}(bT + dW)$ $\Sigma F_x = 0 : F_x = N - T = \left(\frac{b}{a} - 1\right)T + \frac{d}{a}W$ $\Sigma F_y = 0 : F_y = W$	

增加夾緊力方式可以利用肘桿原理加大夾緊力，優點是鉗口閉合速度是變化的，以快速使鉗口空載閉合，以低速進行夾緊，進而產生較大的夾緊壓力，如表 21 所示。或者利用滑槽機構加大夾緊力。滑槽曲線由兩段組成：一段斜角較大，用於快速閉合，一段斜角較小( $\beta = 4^\circ \sim 8^\circ$ )用於夾緊，如表 22 所示。

手動夾軌鉗構造簡單、造價低、操作維修方便。由於夾軌器的夾持面積較小，其力學穩定性也較差，則需人工扳動手柄或手輪，在實際操作時容易出現張開鉗口對位困難的現象，且風速會變，抗風能力較小，因此風速超過夾軌器設計風速時，事故就容易發生。此外，軌道不平以及軌道兩側的異物，都會影響夾持效果，適用於中小型起重機。

表 21 肘桿式手動夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式



靜力平衡方程式

$$2T_0 \sin \theta = F \Rightarrow T_0 = \frac{F}{2 \sin \theta}$$

$$T = T_0 \cos \theta = \frac{F}{2} \cot \theta$$

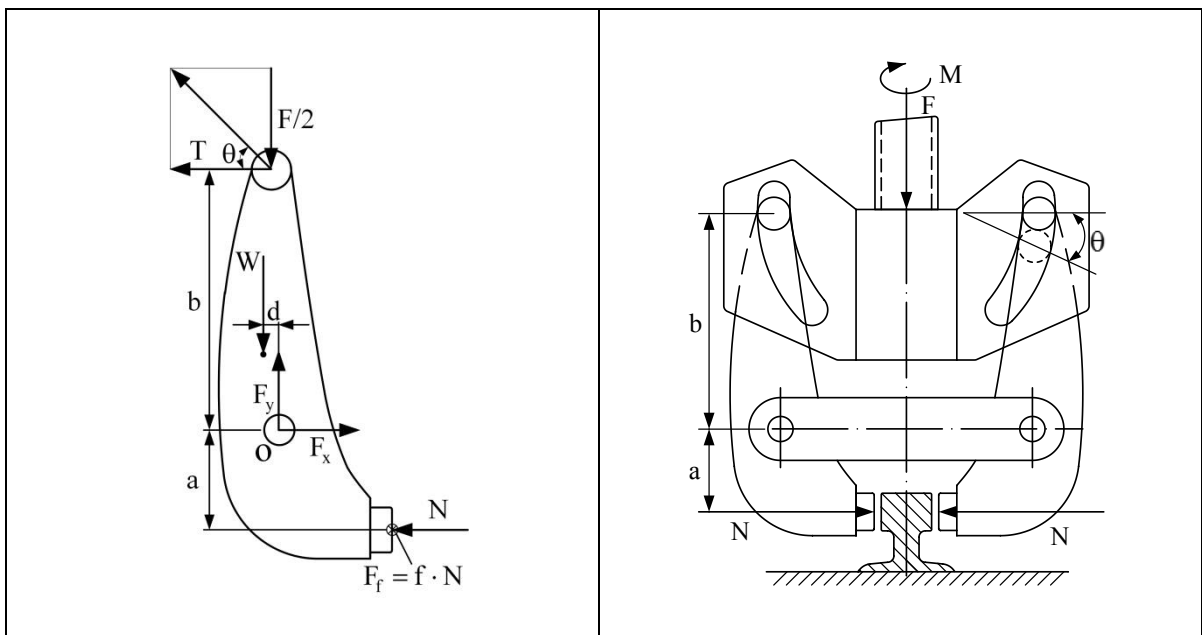
$$\Sigma M_O = 0 : aN = bT + dW$$

$$\text{夾軌力} : N = \frac{1}{a} (bT + dW) = \frac{1}{a} \left( \frac{bF}{2} \cot \theta + dW \right)$$

$$\Sigma F_x = 0 : F_x = N + T = \left( \frac{b}{a} + 1 \right) \frac{F}{2} \cot \theta + \frac{d}{a} W$$

$$\Sigma F_y = 0 : F_y = W + \frac{F}{2}$$

表 22 導槽式手動夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式





靜力平衡方程式

$$\Sigma M_o = 0 : aN = bT + dW$$

$$\text{夾軌力} : N = \frac{1}{a}(bT + dW) = \frac{1}{a}\left(\frac{bF}{2} \cot \theta + dW\right)$$

$$\Sigma F_x = 0 : F_x = N + T = \left(\frac{b}{a} + 1\right) \frac{F}{2} \cot \theta + \frac{d}{a} W$$

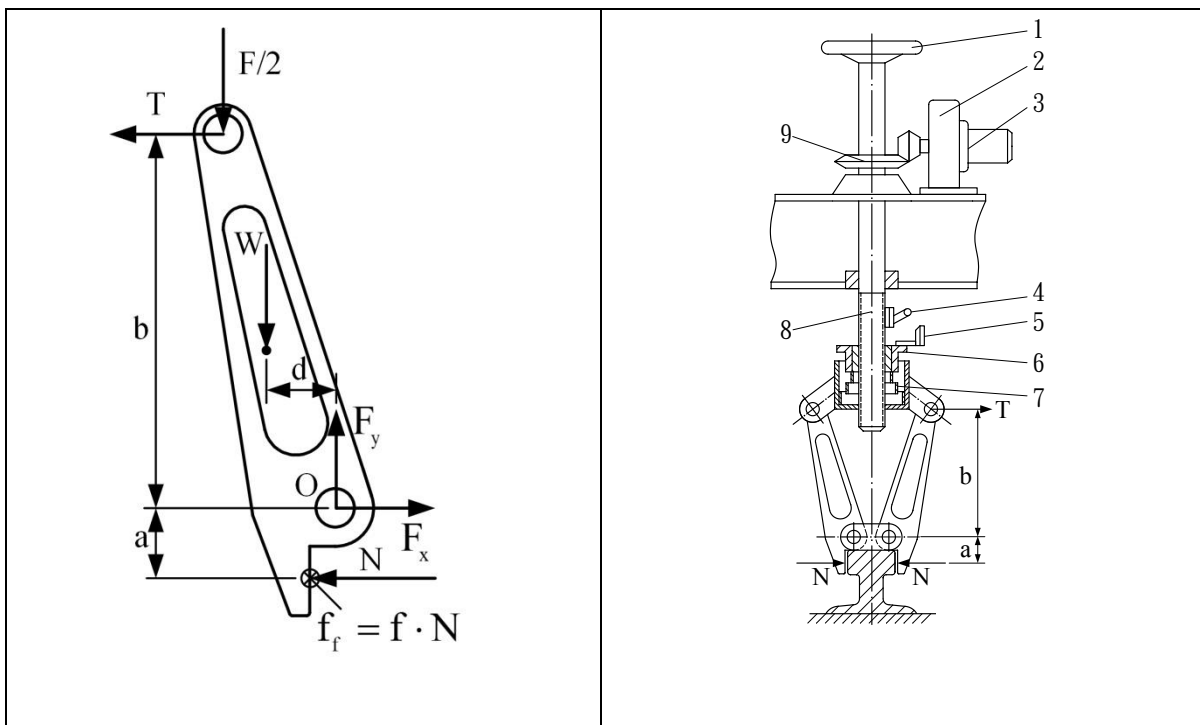
$$\Sigma F_y = 0 : F_y = W + \frac{F}{2}$$

二、半自動螺桿式

由電動機通過螺桿螺母傳動壓縮彈簧產生，夾緊力較大，同時沒有終點開關，在夾鉗夾緊軌道後能使電動機自動停止。通過電器連鎖，它還可以在運行機構停止時自動通電上鉗。其夾緊力來自電動機，遇到電器故障或斷電時，並不能自動夾緊，還需用手輪夾緊，因此這種夾軌鉗必須是電動手動兩用的，平時主要是電動工作。

肘桿式半自動夾軌鉗裝有塔型彈簧，有利於保持夾緊力，防止夾鉗鬆開，操作比較方便，缺點是塔型彈簧製造與調整不方便，與電動重錘式夾軌鉗相比，這種夾軌鉗重量較輕，缺點是安裝時鉗口不容易對中。肘桿式及導槽式的半自動夾軌鉗，對夾軌鉗支承或與連接方式之等效力自由體圖分析及靜力平衡方程式，分別為表 23 及表 24 所示。

表 23 肘桿式半自動夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式



1—手輪，2—減速器，3—電動機，4—終點開關，  
5—擋塊，6—螺母，7—彈簧，8—螺桿，9—錐齒  
輪。

靜力平衡方程式

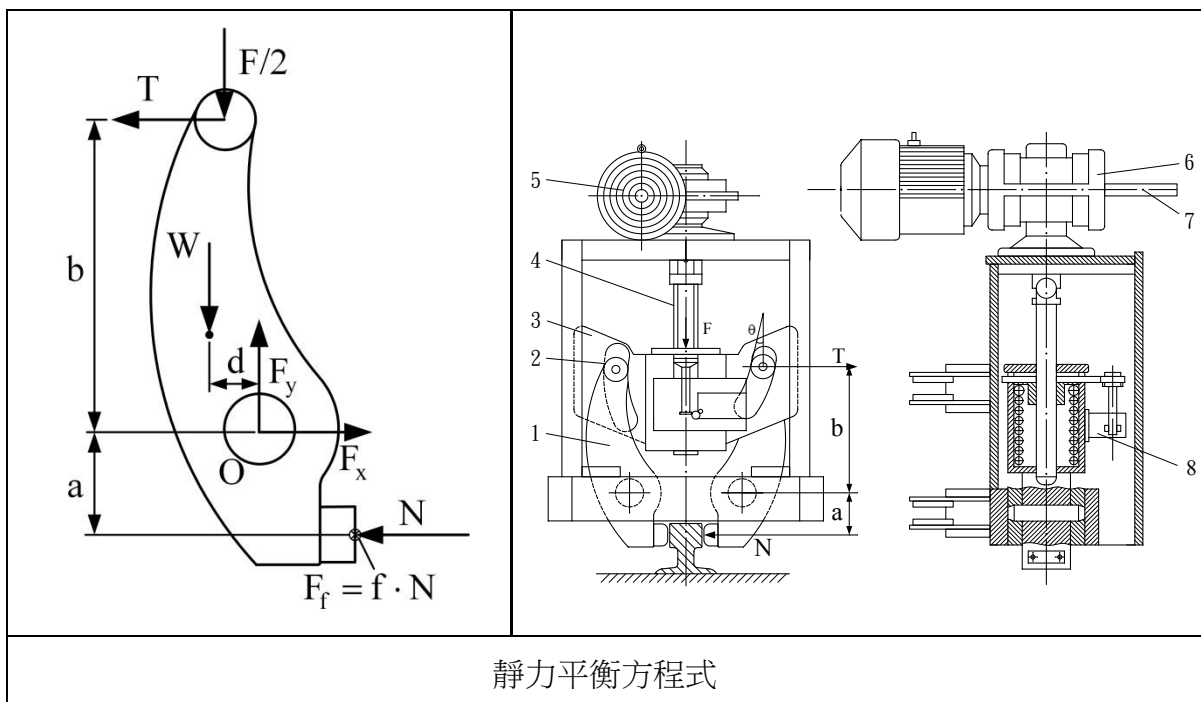
$$\Sigma M_0 = 0: aN = bT + dW$$

$$\text{夾軌力: } N = \frac{1}{a}(bT + dW) = \frac{1}{a}\left(\frac{bF}{2} \cot \theta + dW\right)$$

$$\Sigma F_x = 0: F_x = N + T = \left(\frac{b}{a} + 1\right) \frac{F}{2} \cot \theta + \frac{d}{a} W$$

$$\Sigma F_y = 0: F_y = W + \frac{F}{2}$$

表 24 導槽式半自動夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式



靜力平衡方程式

$$\Sigma M_0 = 0 : aN = bT + dW$$

$$\text{夾軌力} : N = \frac{1}{a}(bT + dW) = \frac{1}{a}\left(\frac{bF}{2} \cot \theta + dW\right)$$

$$\Sigma F_x = 0 : F_x = N + T = \left(\frac{b}{a} + 1\right) \frac{F}{2} \cot \theta + \frac{d}{a} W$$

$$\Sigma F_y = 0 : F_y = W + \frac{F}{2}$$

## 第二節 螺旋傳動之機構分析

傳力螺桿(Power screw)為使用在手動及半自動防止逸走裝置之一種傳動機構，以將旋轉力矩之角運動轉變為出力的線運動，其作用為舉升負荷或傳遞夾緊力。針對愛克姆(acme)螺紋傳力螺桿，舉升負載或夾緊負荷  $F$  所需扭矩之計算[39]如下：

$$M = \frac{Fd_m}{2} \left( \frac{\ell + \pi\mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu \ell \sec \alpha} \right)$$

其中  $F$  是夾緊力或被舉升的負荷， $d_m$  是螺旋平均直徑， $\mu$  是螺旋面之摩擦係數，配對螺母及螺桿之各種材料之摩擦係數如表 25 所示， $\ell$  是導程， $\alpha$  是螺旋角。下降負荷或放掉夾緊力所需扭矩之計算如下：

$$M = \frac{Fd_m}{2} \left( \frac{\pi\mu d_m \sec \alpha - \ell}{\pi d_m + \mu \ell \sec \alpha} \right)$$

以上方程式是針對愛克姆(acme)螺紋所規定。若使用方螺紋  $\alpha = 0$ ， $\cos \alpha = 1$ 。

表 25 配對螺紋的摩擦係數  $\mu$

螺旋材料	螺帽材料			
	鋼	青銅	黃銅	鑄鐵
鋼、乾	0.15~0.25	0.15~0.23	0.15~0.19	0.15~0.25
鋼、機油	0.11~0.17	0.10~0.16	0.10~0.15	0.11~0.17
青銅	0.05~0.12	0.04~0.06	—	0.06~0.09

使用傳力螺桿時，螺桿承受軸向負載，旋轉件與固定件之間必須使用一止推或軸環軸承，根據常用材料配對的軸環滑動摩擦係數及起動與運轉的摩擦係數，如表 26 所示，作為設計考量，其中的負載假定是集中在平均軸環直徑處，如圖 21 所示，

軸環摩擦係數所須扭矩計算規定如下：

$$M_c = \frac{F\mu_c d_c}{2}$$

其中  $\mu_c$  為軸環摩擦係數。方螺紋舉升負荷考量及軸環摩擦時，所需要的扭矩計算規定如下：

$$M = \frac{Fd_m}{2} \left( \frac{\ell + \pi\mu d_m}{\pi d_m - \mu\ell} \right) + \frac{F\mu_c d}{2}$$

表 26 止推座環的摩擦係數

組合	運轉	起動
軟鋼對鑄鐵	0.12	0.17
硬鋼對鑄鐵	0.09	0.15
軟鋼對青銅	0.08	0.10
硬鋼對青銅	0.06	0.08

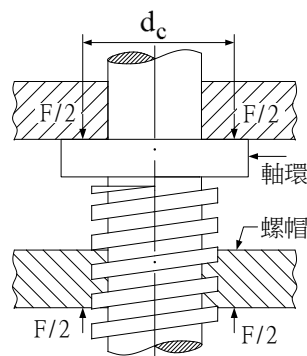


圖 21 止推軸環

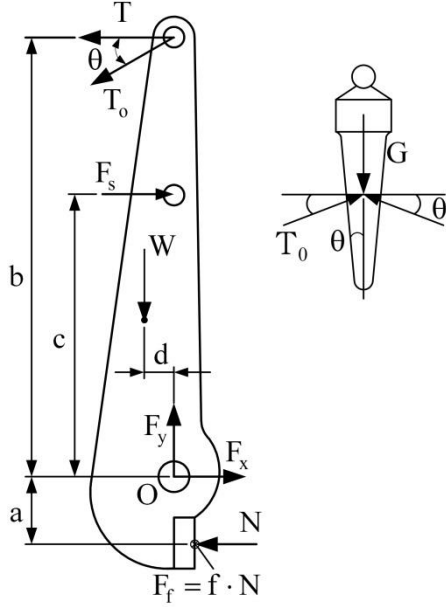
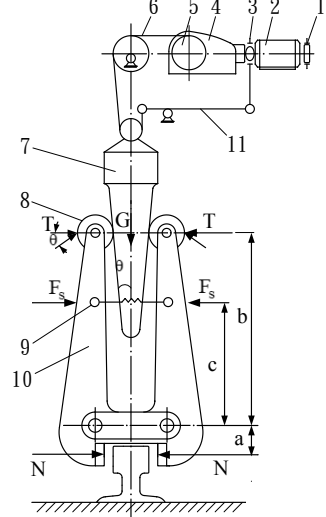
### 第三節 自動夾軌器機構分析

#### 一、電動重錘式

利用楔形重錘的自重迫使夾鉗臂上端分開，下端夾緊軌道。在開動運行機構前，由電動鉸車將楔塊提起，夾鉗在彈簧作用下張開，其優點是操作方便，易於自動夾緊，

當起重機突遇大風或暫不工作時切斷電源，夾軌器便自動作用將起重機牢靠地固定。它的缺點是自重較大，楔形塊重量和達到起重機總重的2~3%，適用於大型起重機。夾軌鉗支承或與連接方式之等效力自由體圖分析及靜力平衡方程式如表27所示。

表 27 電動重錘式自由體圖及靜力平衡方程式

	 <p>1—常開式制動器，2—電動機，3—安全制動器，4—減速器，5—卷筒，6—鋼繩，7—重錘，8—滾輪，9—彈簧，10—鉗臂，11—槓桿。</p>
<p>靜力平衡方程式</p>	
$2T_0 \sin \theta = G, T_0 = \frac{G}{2 \sin \theta}$ <p><math>F_s</math> 很小忽略；<math>\theta</math> 很小 <math>T_0 \sin \theta</math> 很小忽略</p> $\sum M_0 = 0: bT_0 \sin \theta + dW = aN$ <p>夾軌力：<math>N = \frac{1}{a} (b \frac{W}{2 \sin \theta} + dW) = \frac{W}{a} (\frac{b}{2 \sin \theta} + d)</math></p> $\sum F_x = 0: F_x = N + T_0 = (1 + \frac{b}{a}) \frac{W}{2 \sin \theta} + \frac{d}{a} W$ $\sum F_y = 0: F_y = W + T_0 \sin \theta = W + \frac{G}{2}$	

## 二、電動彈簧式

利用彈簧壓迫肘桿閉合。鬆鉗時利用絞車通過滑輪組進一步壓迫彈簧，使夾鉗鬆開，與電動重錘式夾軌鉗相比，電動彈簧式夾軌鉗重量較輕。

夾軌鉗支承或與連接方式之等效力自由體圖分析及靜力平衡方程式如表28所示。

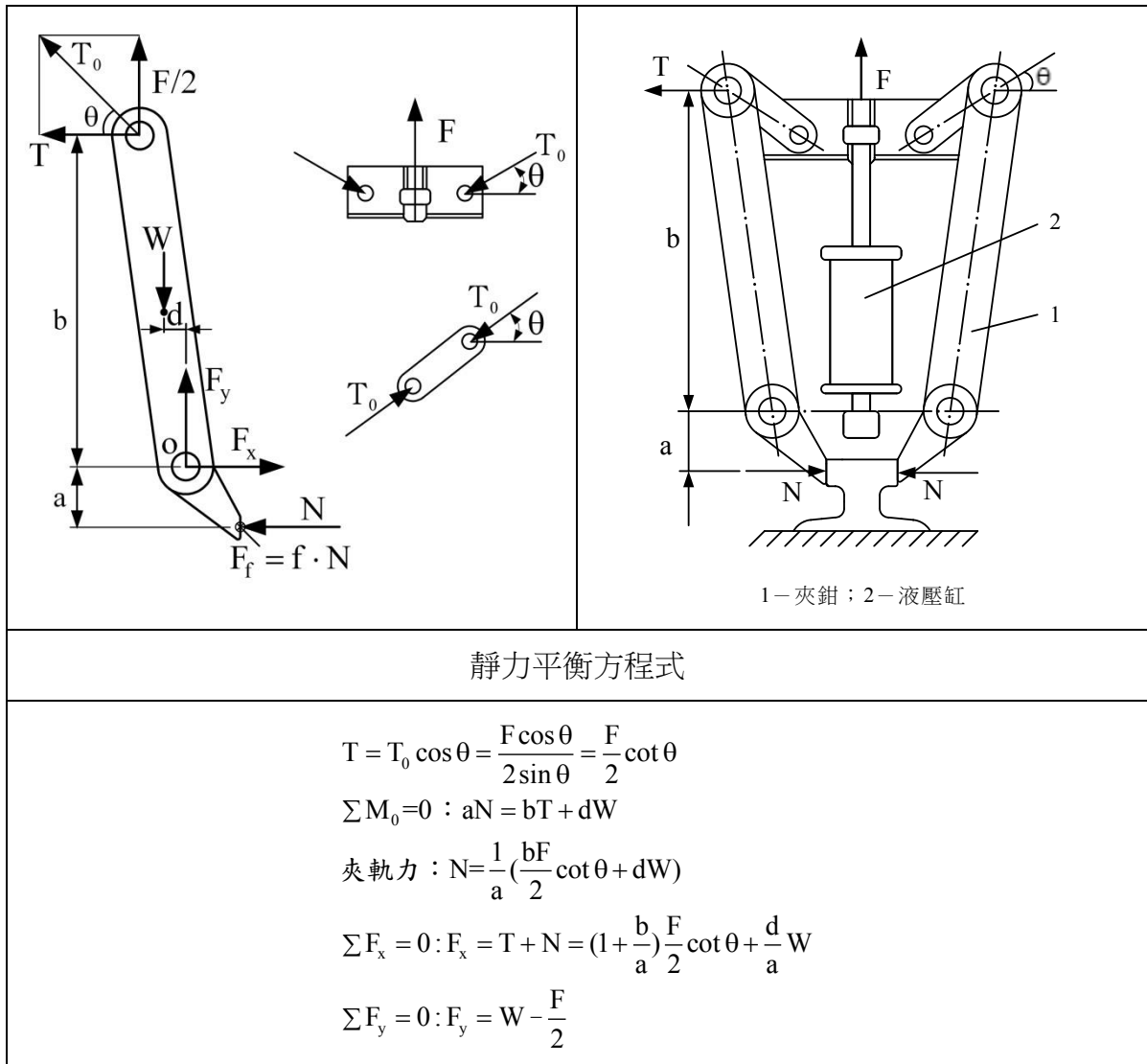
表 28 電動彈簧式自由體圖及靜力平衡方程式

<p>靜力平衡方程式</p>	
$\sum M_0 = 0: eW + dT = aN$ <p>制動力：<math>F_f = f N = \frac{f}{a} (eW + \frac{dF_s}{2 \sin \theta})</math></p> <p>a愈小愈好，<math>\theta</math>愈小愈好，d愈大愈好</p> $\sum F_x = 0: F_x = T + N = (1 + \frac{d}{a}) \frac{F_s}{2 \sin \theta} + \frac{e}{a} W$ $\sum F_y = 0: F_y = W + \frac{F}{2}$	

### 三、電動液壓式

它是靠彈簧力作用於槓桿，使夾鉗自動夾緊在軌道上，鬆開夾鉗器靠壓力油由電動油泵供給，油泵與運行機構聯動。運行機構開動時，油泵也開動，運行機構停止時，油泵也停止。夾軌鉗支承或與連接方式之等效力自由體圖分析及靜力平衡方程式表29所示。

表 29 電動液壓式自由體圖及靜力平衡方程式



#### 第四節 自鎖式夾軌器機構分析

前述的五種防風抗滑裝置主要依靠機械夾緊力抗滑，在承受外力時，很容易振動變形，失去夾緊的作用。自鎖式防風抗滑裝置利用自鎖原理，夾緊力是由風力自動產生，風力越大，夾緊力也越大。其抗風能力可根據使用條件設計，其缺點是在大風作用後，要鬆脫防風抗滑裝置不易。自鎖式防風抗滑裝置也有不同結構型式，分別為以下四種：

##### 一、滾輪與楔塊自鎖式夾軌鉗

###### (一)機構原理

它的夾緊部件中，夾鉗上有一對滾輪，它以其軸中心可做水平方向旋轉，車架上

鑲嵌有一對內表面開有弧形槽口且可隨車架沿軌道方向移動的楔塊，滾輪和楔塊相切合，如圖 22 所示。起重機在風載作用下沿著軌道稍一移動，車架也隨之而移動。而夾鉗由於自重，與軌道頂面產生摩擦而停留在原地。這樣滾輪就與安裝在車架上並隨車移動的楔塊產生了相對運行。迫使一對滾輪的中心距變小，即體現為鉗口塊與軌道間的正壓力增大，最大摩擦力也隨之增大。風力越大，滾輪與楔塊間的相對位移也變大，鉗口塊對軌道的夾緊力也隨之增大，夾軌器就與軌道產生自鎖來抵禦風力，所以，夾鉗的夾緊力是由風力自動產生的，並且夾緊力隨風力的增大而增大，達到自動防風的作用。

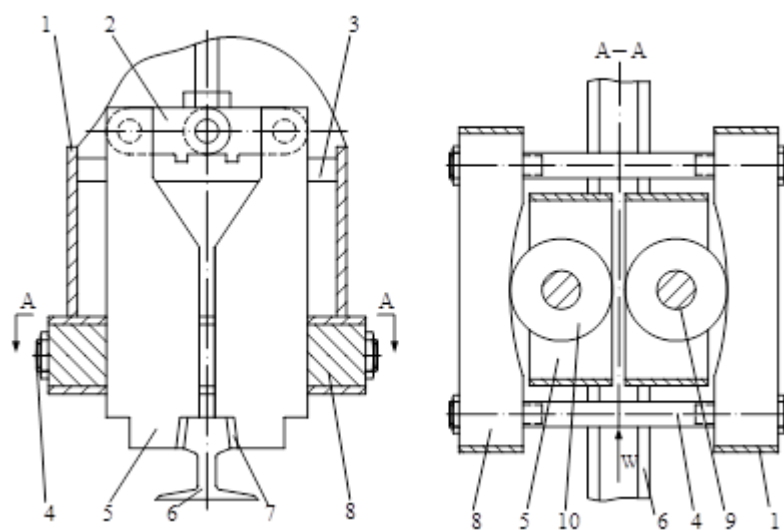


圖 22 滾輪楔塊式自鎖式夾軌鉗

其中 1—車架，2—連桿，3—擋桿，4—連接螺柱，5—夾鉗，6—軌道，7—鉗口塊，8—楔塊，9—滾輪軸，10—滾輪。

## 2. 受力分析與自鎖條件

風向沿軌道方向作用到夾緊機構上，並設風力以集中力進行分析(見圖 22 中的風力  $W$ )，取單個夾鉗作等效力自由體圖進行受力分析如圖 23 所示。



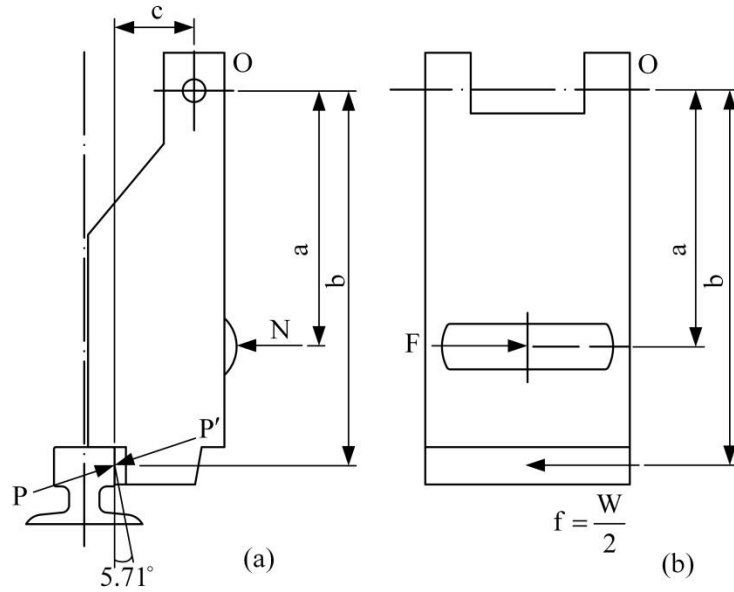


圖 23 夾鉗的受力分析

其中  $P$ ：軌道對夾鉗的作用力， $f$ ：軌道對夾鉗在運行方向上的摩擦力， $N$ ：楔塊對滾輪的作用力在垂直軌道方向上的分力， $F$ ：楔塊對滾輪在運行方向上的分力。

夾軌器與軌道之間產生自鎖，必須滿足自鎖條件：

$$P' \times \tan \phi \geq W / 2$$

其中  $P'$ ：夾鉗鉗口對軌道的作用力，且  $P' = P$ ， $\phi$ ：鉗口對軌道間的摩擦角，且  $\tan \phi = \mu$  ( $\mu$  為摩擦係數)， $W$ ：風載荷。

由圖 23(a)對  $O$  點取力矩平衡則：

$$\begin{aligned} \sum M_o = 0: N \times a - P' \times \cos 5.71^\circ \times b + P' \times \sin 5.71^\circ \times c &= 0 \\ P' &= N \times a / (b - 0.1c) \end{aligned}$$

由圖 23(b)對  $O$  點取力矩平衡則：

$$\begin{aligned} \sum M_o = 0: F \times a - f \times b &= 0 \\ W / 2 &= F \times a / b \end{aligned}$$

將(2)式和(3)式代入(1)式得：

$$N \times \frac{a}{b - 0.1c} \times \tan \phi \geq F \times \frac{a}{b}$$

圖 24 (a)是滾輪與楔塊的受力圖，它是整個裝置的核心，在風載 $W$ 的作用下，楔塊受到了車架推力 $F''$ 的作用，滾輪與楔塊之間產生相對位移 $S$ ，就相當於滾輪受一個傾角 $\alpha$ 的楔塊作用。 $R'$ 為滾輪對楔塊的作用力，且 $R' = R$ ， $T'$ 和 $T''$ 為連接兩個楔塊的螺桿拉力，圖 24 (b)為圖 24 (a)的等效受力圖。

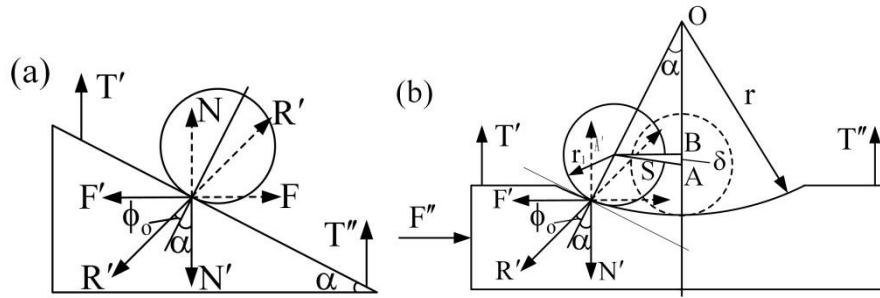


圖 24 楔塊的受力分析

由力平衡條件得：

$$F'' = F' = N' \times \tan(\alpha + \phi_0)$$

其中  $F'$ ：滾輪對楔塊的作用力  $R'$  在楔塊運行方向上的分力，且  $F' = F$  是一對作用力與反作用力， $F''$ ：車架對楔塊的推力。 $N'$ ：滾輪對楔塊的作用力  $R'$  在夾緊力方向上的分力，且  $N' = N$  是一對作用力與反作用力， $\alpha$ ：滾輪和楔塊接觸處與垂線的傾斜角，也就是楔塊的傾角。 $\phi_0$ ：滾輪和楔塊間的當量摩擦角。

$\because N' = N, F' = F, \therefore (5)$ 式可改寫為

$$F = N \times \tan(\alpha + \phi_0)$$

將(6)式代入(4)式得：

$$N \times \frac{a}{b - 0.1c} \times \tan \phi \geq N \times \tan(\alpha + \phi_0) \times \frac{a}{b}$$

$$\Rightarrow \tan(\alpha + \phi_0) \leq \frac{b}{b - 0.1c} \times \tan \phi$$

只要滿足上式條件，就可以使夾軌器夾住軌道，產生自鎖，由於滾輪與楔塊之間的相互作用力  $N$  和  $N'$  及  $F$  和  $F'$ ，使得夾軌鉗軌道產生了夾緊力  $P'$ ，只要夾緊力足夠大，能產生抵抗風載荷的摩擦力，就可以使夾軌器與軌道之間產生自鎖，達到夾緊的目的。

## 二、楔形滑塊自鎖式夾軌鉗

### (一)機構原理

自鎖式夾軌器以連桿裝置為開閉機構、專用液壓推動器做為動力原來實現軌器的自動打開與初始夾緊動作，其在每側鉗臂下部各裝有一個楔形滑塊。每對楔形滑塊的滑動平面是兩個相互平行的平面，即楔角方向相反。在楔形滑塊大頭端面對應的鉗臂

上設有凸起的止推肩的約束，楔形滑塊只能單向滑動，在楔形滑塊與鉗臂設有復位彈簧，鉗臂閉合後鉗口板與軌道接觸，即完成初使夾緊力在強風到來時是不足以夾緊軌道的，只有因外力使起重機相對於軌道產生運動時，由於軌道與鉗口板間的摩擦力大於楔形滑塊與鉗臂之間的摩擦力，楔形滑塊與鉗臂之間將產生相對運動，迫使鉗口板與軌道之間壓力增大，夾緊力隨外力的增大而自動增大，直至將起重機鎖定在軌道上。

(二) 受力分析與自鎖條件

楔形滑塊式自鎖式夾軌鉗支承或與連接方式之等效力自由體圖分析及靜力平衡方程式，如表30 所示。

表 30 楔形滑塊自鎖式夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式

	<p>圖中 1—連桿，2—頂桿，3—夾鉗，4—配重，5—鉗口板，6—楔形滑塊，7—復位彈簧。</p>
<p>靜力平衡方程式</p>	
$\sum M_0 = 0: aN + cW = bT$ $T = \frac{1}{b}(aN + cW) = \frac{1}{b}\left(a\frac{F_f}{f} + cW\right)$ $\sum F_x = 0: F_x = N + T = \left(1 + \frac{a}{b}\right)N + \frac{cW}{b}$ $\sum F_y = 0: F_y = W + \frac{F}{2}$	

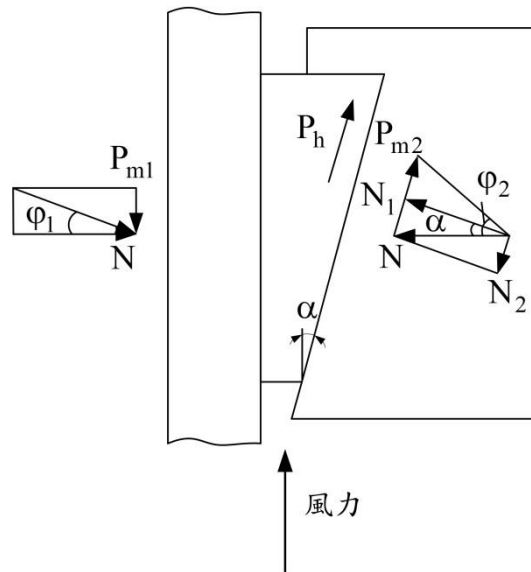
令  $N$ ：軌道與鉗口之間的正壓力， $\phi_1$ ：軌道與楔形滑塊間的摩擦角， $\phi_2$ ：楔形

滑塊與鉗臂間的摩擦角， $\alpha$ ：楔形滑塊的傾斜角， $P_{m1}$ ：軌道與鉗口間的摩擦力， $P_{m2}$ ：

楔形滑塊與鉗臂間的摩擦力， $P_h$ ：彈簧的回復力。由圖 25 所示，夾軌器與軌道之間

產生自鎖，楔形滑塊能自動增力的條件：

$$P_{m1} \geq P_h \cos \alpha + P_{m2} \cos \alpha \Rightarrow N \tan \varphi_1 \geq P_h \cos \alpha + N_1 \tan \varphi_2 \cos \alpha$$



第一節所提到的夾軌器的連桿裝置因其夾緊力是由作用在頂桿上的重力或彈簧力產生的，由於受力後結構變形、製造誤差及使用過程中鉗口板磨損等因素的影響，連桿裝置夾軌器夾緊後的 $\beta$ 角一般保持在 $10^\circ \sim 15^\circ$ ，有時達到 $20^\circ$ ，而不宜在死點附近工作。所以，其結構尺寸和所需要的動力都比較大。楔形滑塊式自鎖式夾軌鉗則克服了這種缺陷，它的開閉機構的主要作用是完成張開、閉合過程和向鉗臂施加初始夾緊力。最終夾緊力主要是由楔形滑塊自身產生的，因而連桿裝置完全可以在死點及其附近工作。夾軌器在增力夾緊過程中，夾緊力通過鉗口、鉗臂傳遞到連桿，而作用在頂桿上的力很小，所以開閉機構的尺寸所需動力都很小。

#### (四)結構特點

1. 夾緊力隨起重機運動外力的增大而自動增加，夾緊過程緩慢平穩，可避免起重機由於防滑止動而產生的強烈顫動。
2. 調整連桿長度，使其在夾緊時處於死點附近，保證在增力夾緊過程中只有很小一部分力傳遞到頂桿上，只需較小的閉合動力即可完成初始夾緊。因此，所需張開動力和初始夾緊力都很小。由此夾軌器整體結構緊湊，體積小、自

重輕，大大降低了製造成本和使用能耗。

- 3.安全防護措施齊全，夾軌器可靠性強。
- 4.自動化程度高。即可自動控制，也可手動操作，靈活方便。
- 5.運用範圍廣，即可做成獨立小車式拖掛在起重機，也可以直接把鉗臂鉸接在起重機的金屬結構上。

### 三、整軌自鎖式夾軌鉗[41]

#### (一)機構原理

水平裝置的槓桿帶有一凹槽，凹槽寬度略大於軌頂寬度，槓桿的另一端開有橢圓孔與固定在起重機上的圓管配合在一起。當起重機工作時，夾鉗提起，處於 B 位；當起重機不工作時，夾鉗放下置於軌道上，處於 A 位，如圖 26 所示。在起重機受到風載荷時，若風載大於坡度阻力、運行摩擦阻力和制動器產生的制動阻力之和，起重機開始移動，並帶動與之相連的夾軌器殼體移動，殼體經軸帶動夾鉗繞軌頂轉動，使夾鉗的鉗口側面與軌道側面接觸，凹口整在軌道上起自鎖的作用。

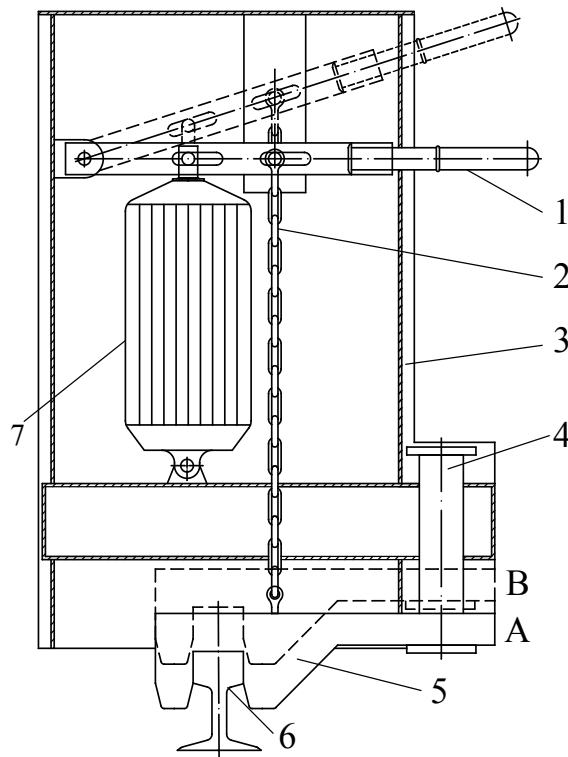


圖 26 整軌自鎖式夾軌鉗

圖中 1—手柄，2—鏈條，3—夾鉗殼體，4—軸，5—夾鉗，6—軌道，7—液壓推動器。

#### (二)夾鉗的受力分析

對夾鉗作等效力自由體圖進行受力分析如圖 27 所示，平衡條件得：

$$\begin{cases} Fa = Nb \\ 2f \geq F \\ f = \mu N \end{cases}$$

解得自鎖條件： $a \geq \frac{b}{2\mu}$

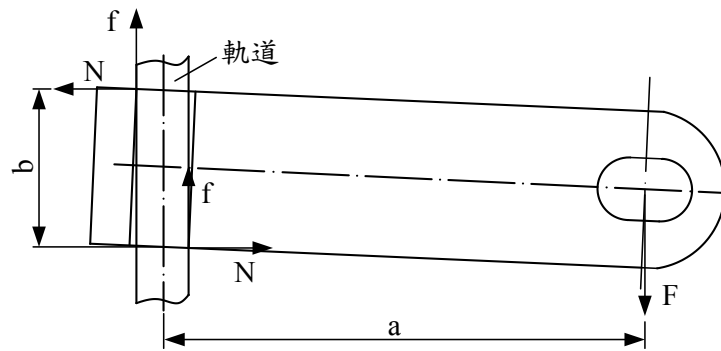


圖 27 整軌式夾鉗受力分析

圖中  $F$ ：風力， $N$ ：夾鉗鉗口側面與軌道側面間的正壓力， $\mu$ ：夾鉗鉗口側面與軌道設面間的摩擦係數， $a$ ：軌道中心距軸的水平距離， $b$ ：夾鉗鉗口與軌道接觸面的中心距離。

### (三)結構特點

- 1.該夾軌器的防風能力是依據自鎖原理實現的，風力愈大，夾得愈緊。
- 2.電動功能可以使夾軌器隨時進入工作狀態。如果再在起重機上裝風速測量裝置，那麼風速一旦超過規定值，大車運行機構和央軌器就順序動作實現防風功能而不需司機的任何操作。
- 3.在無風或風力不足以克服運行摩擦阻力和制動器產生的制動阻力之和時，夾鉗僅是置於軌道，起不到鎖緊作用；僅當起重機受風力開始微小移動時，夾鉗才起作用。
- 4.電動功能可以應付緊急情況和可能的故障。
- 5.操作簡單，手動時僅壓下手柄杠杆即可。

### 四、橢圓輪自鎖式夾軌鉗

由圖 28 所示，夾緊力由風力產生並隨風力增大而增大，它的鉗口一邊有一個橢圓輪，當發生滑移時，鉗口會愈夾愈緊，夾軌器與軌道之間產生自鎖，這種結構也可

以用到上述其他型式的夾軌器中。橢圓輪能自動增力的條件：

$$F = R(\sin \theta + \mu \cos \theta) \text{ 且 } \tan \theta < \mu = \tan \rho$$

其中  $\mu$  — 磨擦係數， $\rho$  — 磨擦角。

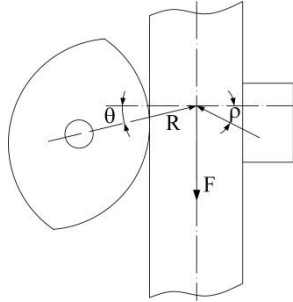


圖 28 橢圓輪夾鉗受力分析

橢圓輪自鎖式夾軌鉗支承或與連接方式等效力自由體圖分析及靜力平衡方程式，表 31 所示。

表 31 橢圓輪式自鎖式夾軌鉗自由體圖及靜力平衡方程式

<p>靜力平衡方程式</p>	
$\sum M_0 = 0: aN = bT + cW$ $N = \frac{1}{a}(bT + cW)$ $\sum F_x = 0: F_x = N + T = \left(1 + \frac{b}{a}\right)T + \frac{cW}{a}$ $\sum F_y = 0: F_y = W$	

## 第五節 錨定式機構分析

這是一種預防性裝置，是把暫不使用的起重機開到指定地點，採用插銷、鏈條、錨板等鎖緊件將起重機錨定。這種裝置通常都採用手動操作，不能在起重機過程中及時地起到防風抗滑作用，只適用於事先已有大風警報，或預計有較長時間停機的非工作狀態，其強度必須最大非工作風壓的安全要求。其錨定方式主要有以下二種：

### 一、插銷式錨定裝置

#### (一)圓柱立銷

採用將銷軸穿過起重機固定支架上的錨定孔與固定座上的地錨孔，然後直接將二者錨定，插銷所受力矩及反作用力： $Rl = F_w L$ ，如圖 29 所示。

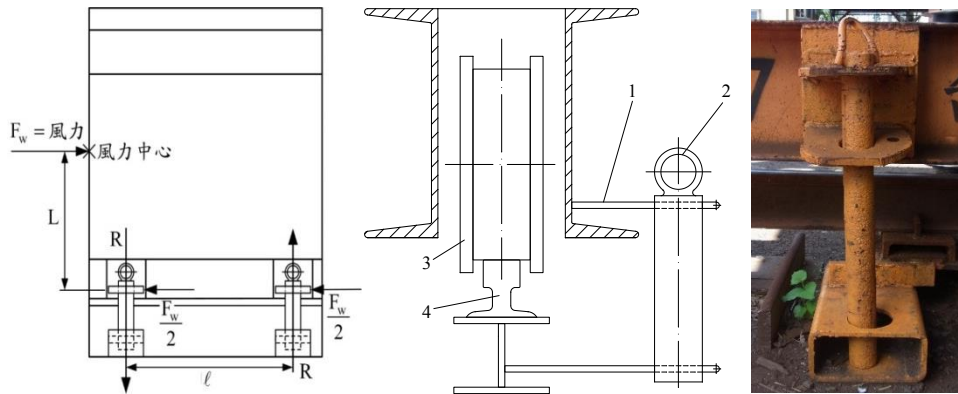


圖 29 圓柱立銷錨定裝置

圖中 1—鋼板支架，2—圓柱插銷，3—車輪，4—軌道。

#### (二)強度計算

橫向風力假設只有一個支點頂住  $F_{wind}=V$ ，夾軌器則必然一半  $F_{wind}/2$  或是插銷彎曲之後成為兩個支點頂住成  $V = F_{wind}/2$  但每次強風作用即使插銷彎曲一次，如圖 30 所示，靜力平衡方程式為：

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0: (h_1 + h_2) F_w + \ell_1 W &= 2 \ell_1 Y_2 \\ Y_2 &= \frac{h_1 + h_2}{2 \ell_1} F_w + \frac{W}{2} \\ \sum F_y = 0: Y_1 + Y_2 &= W \\ Y_1 = W - Y_2 &= \frac{W}{2} - \frac{h_1 + h_2}{2 \ell_1} F_w \end{aligned}$$

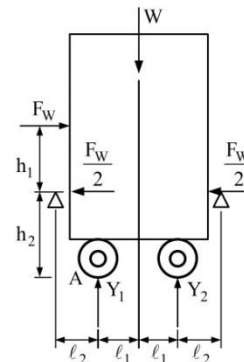


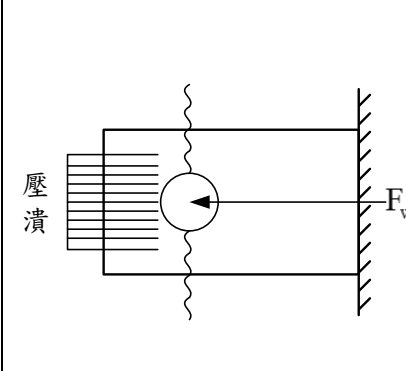
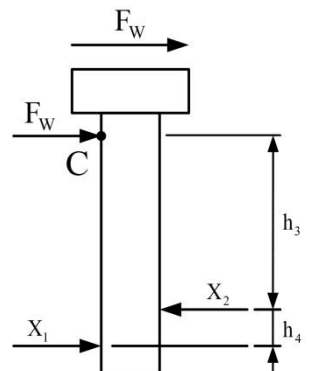
圖 30 插銷受力分析



### (三)應力分析

單一插銷受風荷載作用下，對其：(1)應力集中因數  $K_t$ ，(2)  $\kappa_{IC} = \sigma\sqrt{a}$  脆裂，(3) 疲勞，進行分析，如表 32 所示。

表 32 單一插銷自由體圖及靜力平衡方程式

 <p>壓潰</p>		$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 \\ F_w + X_1 &= X_2 \\ \Sigma M_C &= 0 \\ X_1(h_3 + h_4) &= X_2 h_3 = h_3(F_w + X_1) \\ X_1 &= \frac{F_w h_3}{h_4} \\ X_2 &= \frac{F_w}{h_3 h_4} (h_3 + h_4) \end{aligned}$
---	---	--

### (四)圓柱橫銷

採用將橫銷穿過起重機固定支架上的橫孔將起重機固定在軌道上，如圖 31 所示。

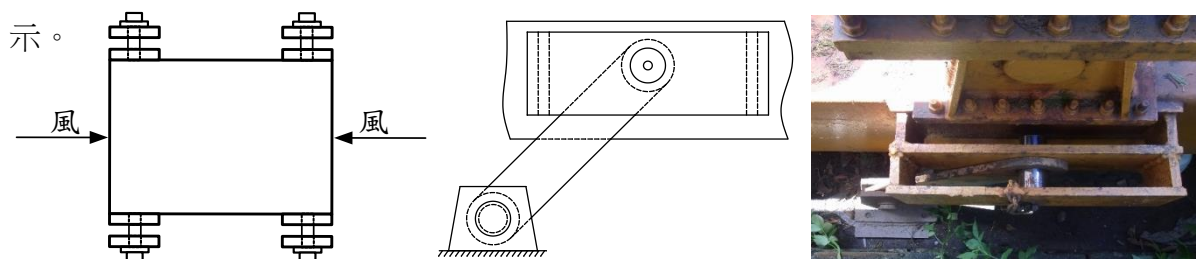


圖 31 圓柱橫銷錨定裝置

### (五)矩形立銷

採用將矩形立板穿過起重機固定支架上的橫槽與固定座上的橫槽，然後將兩者錨定，插銷所受剪應力為： $\tau = W/A = W/bh$  如圖 32 所示。

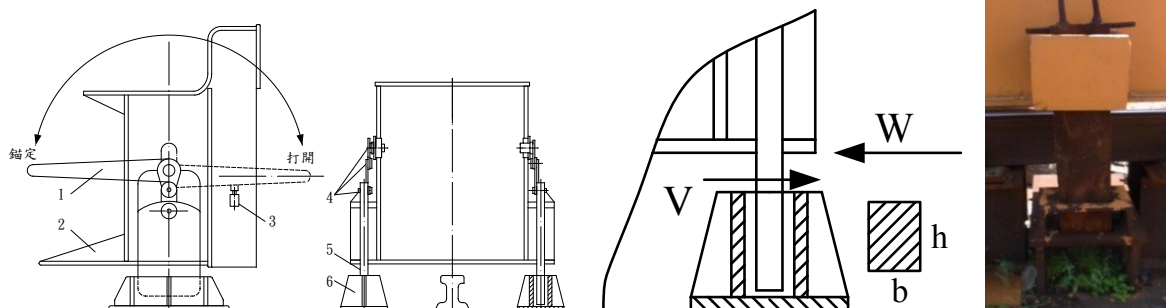


圖 32 矩形立銷錨定裝置

圖中 1—轉動架，2—拖動架，3—行程開關，4—銷軸，5—錨板，6—錨定坑。

## 二、鏈條式錨定裝置

### (一)機構原理

通過錨定鏈條，一端安裝在起重機上的固定鉸點上，另一端與地錨鉸點相連接，將起重機的錨定住。

### (二)鏈條受力分析

對於戶外走行起重機，因風載荷發生傾覆時，某些行走輪上的輪壓在風作用下將小於零，由受力平衡條件可得，此時的負輪壓值就是鏈條式錨定裝置垂直方向的作用力。根據鏈條式錨定裝置的空間位置，如圖 33 所示，由鏈條空間幾何關係求得鏈條所受到的拉力的大小：

$$F = \frac{\sqrt{h^2 + d_1^2 + d_2^2}}{h}$$

式中  $d_1$ ：錨定鉸點與起重機行走輪中心點水平距離， $d_2$ ：錨定鉸點與起重機上的承接點水平距離， $h$ ：錨定鉸點與起重機上的承接點垂直距離。

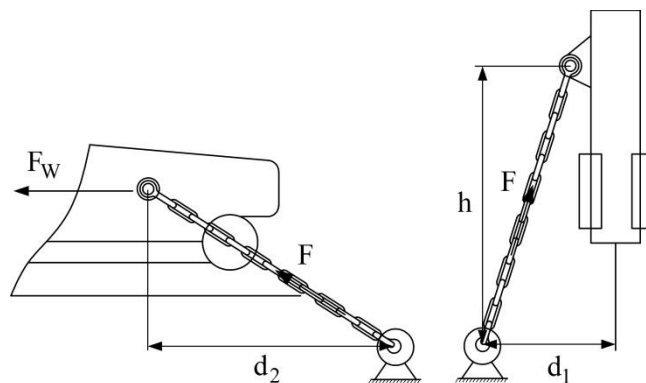


圖 33 鏈條錨定裝置位置

圖中 1—承接點，2—鏈條，3—錨固鉸點。

利用吊重增加起重機重量之錨定方法，要計算吊索之張力強度，也要使吊重安置於大摩擦係數的地面並調整吊索維持在足夠的張力狀態，最好以鋼鏈錨定裝置以免使鋼索吊具為主要受力。

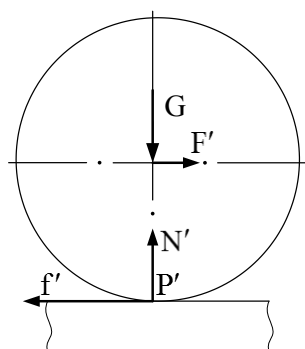
錨定時的安裝狀態，鏈條必然呈斜拉狀態，由式(11)可知如果要減小錨定鍊條的受力，可以減小錨定鍊條沿軌道和垂直軌道方向的距離，當 $d_2$ 為零時，鍊條所受到的力為最小。當錨定鏈條受力時，在門架鉸點上產生水平制動力的同時，在鉸點上還會產生附加垂直分力。門架上作用的附加垂直分力，會影響起重機的輪壓。同理，在地錨的鉸點上同時會產生大小相等，方向相反的水平力和垂直分力。其中垂直分力會影

響基礎的受力，即在地錨上產生附加的上拔力，上拔力會導致土地基礎結構崩壞。

## 第六節 靴式止輪器之止滑原理

利用起重機的一部分重量作用於該裝置上在軌道上產生一定的滑動磨擦力，當磨擦力超過風載時，起重機便可靠鎖定。

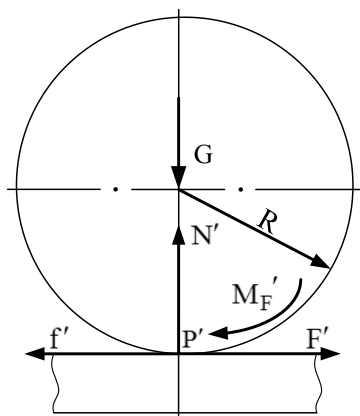
沒有鐵鞋作用時，車輪共受 4 個力的作用，如圖 34 所示，風力  $F'$  通過車輪中心沿水平方向，磨擦阻力  $f'$  通過車輪與軌道接觸點  $p'$  與風力方向相反，重力  $G'$  通過車輪中心指向地面，軌道對車輪的反作用力  $N'$  通過作用點  $p'$  點指向車輪中心。



- $F'$  : 風力
- $G'$  : 重力
- $N'$  : 軌道對車輪反作用力
- $f'$  : 磨擦力

圖 34 無鐵鞋之車輪受力狀態

根據力平移定理，把力  $F'$  平移到  $p'$  點，則車輪受力情況如圖 35 所示。

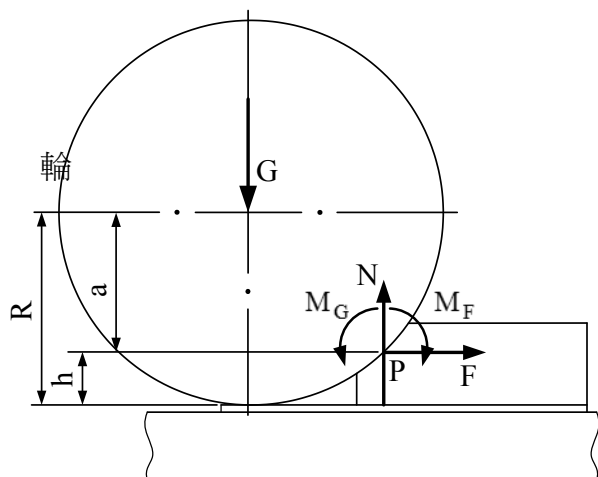


- $F'$  : 風力(單個輪承受風力)
- $f'$  : 磨擦力
- $N'$  : 軌道對車輪反作用力
- $G'$  : 重力
- $R$  : 車輪半徑
- $M'_F$  : 風力產生力矩

圖 35 無鐵鞋之車輪受力狀態(平移定理後)

從圖中可看出力  $N'$ 、 $G'$  是大小相等、方向相反的兩個力，合力為 0，風力  $F'$  平移到  $p'$  點後相當於作用在  $p'$  點的一個力  $F'$  和一個力矩  $M'_F$ ， $M'_F = F' \cdot R$ 。風力  $F'$  克服磨擦阻力  $f'$ ，使車輪沿水平方向滑動，力矩  $M'_F$  克服機械本身產生的制動力矩(如剎車制動力矩等)，能使車輪向前滾動。鐵鞋的作用就是防止車輪向前滑動和滾動。

當車輪壓上鐵鞋後，車輪受力情況如圖 36 所示，P 點為鐵鞋對車輪止推面中心點，受 N、G、F 三個力和兩個力矩  $M_F$ 、 $M_G$  作用， $M_F$  是風力 F 平移到 P 作用點產生的力矩， $M_F = F \cdot a$ ， $M_G$  是重力 G 平移到 P 作用點產生的力矩， $M_G = G \cdot \sqrt{R^2 - a^2}$ 。



F：單個輪承受風力

G：重力(輪壓)

N：鐵鞋對車輪的支承反力和止推面對車

的滑動摩擦阻力的合力

$M_F$ ：風力移到 P 點後產生力矩

$M_G$ ：重力移 P 點後產生力矩

a：鐵鞋止推面中心至車輪水平中心軸距離

R：車輪半徑

h：鐵鞋止推面中心高

圖 36 有鐵鞋之車輪受力狀態

從圖 36 可看出，力 N、G 是大小相等、方向相反的兩個力，合力為 0，風力 F 能帶動鐵鞋向前滑動。合力矩  $M_F - M_G = F \cdot a - G \sqrt{R^2 - a^2} > 0$ ，能使車輪向前滾動。鐵鞋的防風性能就是抵銷風力 F 和和合力矩作用的能力。

車輪壓上鐵鞋後，車輪和鐵鞋相對靜止，滑動是鐵鞋和軌道之間的運動，鐵鞋在軌道上滑動時產生摩擦阻力 f，則  $f = \mu \cdot G$  ( $\mu$  為摩擦係數， $\mu$  的選用如表 33 所示)。

表 33 材料的滑動摩擦係數[43]

材料名稱	摩擦係數 $\mu$ 值			
	靜摩擦		動摩擦	
	無潤滑劑	有潤滑劑	無潤滑劑	有潤滑劑
鋼—鋼	0.15	0.1~0.12	0.15	0.05~0.10
鋼—軟鋼	—	—	0.2	0.1~0.2
鋼—鑄鐵	0.3	—	0.18	0.05~0.15
鋼—青銅	0.15	0.1~0.15	0.15	0.1~0.15

軟鋼－鑄鐵	0.2	—	0.18	0.05~0.15
軟鋼－青銅	0.2	—	0.18	0.07~0.15
鑄鐵－鑄鐵	—	0.18	0.15	0.07~0.12
鑄鐵－青銅	—	—	0.15~0.2	0.07~0.15
青銅－青銅	—	0.1	0.2	0.07~1
皮革－鑄鐵	0.3~0.5	0.15	0.6	0.15
橡皮－鑄鐵	—	—	0.8	0.5
鋼－夾部膠木	—	—	0.22	—
純鋁－鋼	—	—	0.17	0.02
青銅－酚醛塑料	—	—	0.24	—
純鋁－黃銅	—	—	0.27	0.02
淬火鋼－尼龍 9	—	—	0.43	0.023
淬火鋼－尼龍 1010	—	—	—	0.0395

鐵鞋底面與鋼軌的摩擦係數  $\mu$  值取得越大時，鐵鞋的抗滑能力就會提高所能抵禦的風級也就越高。如想鐵鞋與鋼軌之間在輪壓作用下產生的抗滑摩擦阻力達到很好的抗滑效果，必須保證防風狀態時，車輪壓上鐵鞋，即車輪與鐵鞋接觸，與鋼軌面不接觸，輪壓通過鐵鞋作用到鋼軌上。風力  $F$  增大， $h$  隨之增大，防風鐵鞋止推面中心高須達到一定值，鐵鞋防滾性能才有一定的安全可靠性，如圖 37 所示。

前面分析所知，當  $M_F - M_G > 0$ ，也就是  $F \cdot a - G\sqrt{R^2 - a^2} > 0$  時，車輪發生滾動，車輪不滾動條件為  $M_F - M_G = 0$  即

$$F \cdot a - G\sqrt{R^2 - a^2} = 0 \Rightarrow a = \frac{G \cdot R}{\sqrt{F^2 + G^2}}$$

鐵鞋止推面中心高度為  $h$ ， $a$  則

$$h = R - a = R - \frac{G \cdot R}{\sqrt{F^2 + G^2}} = R \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{F}{G}\right)^2 + 1}} \right)$$

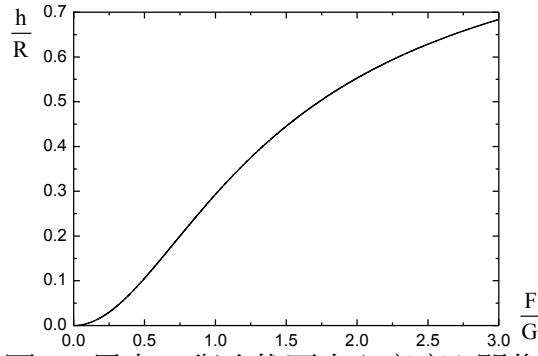


圖 37 風力 F 與止推面中心高度 h 關係比

表 34 鐵鞋止推面中心高度計算表

起重機 型	最小輪 壓 Grmin (kN)	行走 輪 半 徑 R (mm)	車 輪 軌 距 /	對最小輪壓 h(mm) 計算： $h = R \cdot \frac{G_{min} \cdot R}{T \cdot (aF) - G_{min}}$ (a 為安全係數)																						
				3級風			4級風			5級風			6級風			7級風			8級風							
				F (kN)	$\alpha=4$	$\alpha=5$	F (kN)	$\alpha=4$	$\alpha=5$	F (kN)	$\alpha=4$	$\alpha=5$	F (kN)	$\alpha=4$	$\alpha=5$	F (kN)	$\alpha=4$	$\alpha=5$	F (kN)	$\alpha=4$	$\alpha=5$					
10桁架 門式	63	300	4/18	10.2	48	67	85	14.2	77	100	121	100	121	19.2	79	110	135	156	30.4	129	162	185	202	222	222~300	
10桁架 門式	65	300	8/25	13.25	67	90	110	18.4	101	126	148	103	136	161	180	39.4	155	186	206	222	222	222	222	222	222	222~300
2010槽 形橋式	75	300	4/19.5	4.7	9	14	19	6.55	101	126	148	103	136	161	180	39.4	155	186	206	222	222	222	222	222	222	105~300
2010槽 形橋式	82	300	4/22.5	9	25	36	49	7.5	17	25	34	10.15	19	31	45	59	16	41	55	69	83	97	111	125	139	105~300
10L型 門式	74	350	4/18	8.7	33	48	63	12.1	18	27	37	16.4	59	88	116	140	25.7	109	147	185	223	261	299	337	283~350	
2010C 型門式	78	350	4/22.5	12.2	53	74	94	16.95	57	79	100	22.95	88	123	153	177	36.3	146	184	222	260	298	336	374	283~350	
10L型 門式	117	400	4/22	21.45	77	105	130	29.8	86	113	137	40.35	122	165	199	225	63.8	191	233	262	283	283	283	283	283~400	
2010L 型門式	152	400	4/22	21.95	53	75	97	30.5	120	153	181	41.3	90	129	163	191	65.3	155	199	231	255	255	255	255	283~400	

起重機 型	自重 (t)	受 風 面 積 P (m <sup>2</sup> )	線維面與鋼軌上支承面間 滑動摩擦阻力 (kN)			風壓 $W_0 = \frac{V^2}{16}$ (N/m <sup>2</sup> ) 風作用力計算 = P × W <sub>0</sub> (kN)								抗滑性能												
			$\mu=0.1$	$\mu=0.15$	$\mu=0.20$	8級大風 $W_0 = 184.9 \sim 167.8P$ (kN)	9級烈風 $W_0 = 270.4 \sim 372.1P$ (kN)	10級狂風 $W_0 = 375.2 \sim 504.1P$ (kN)	11級暴風 $W_0 = 507.7 \sim 664.2P$ (kN)	12級颶風 $W_0 > 664.2P$ (kN)																
10桁架 門式	42	76.22	42	63	84	10.2	14.2	19.2	60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	>60.8	可抵禦1級風力
10桁架 門式	65.8	98.88	65	98.7	135	13.25	18.4	24.9	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	可抵禦1級風力
2010槽 形橋式	34	35.18	34	51	68	4.7	6.55	8.85	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	可抵禦1級風力
2010槽 形橋式	37.7	40.26	37.7	56.6	75.4	9	7.5	10.15	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	可抵禦1級風力
10L型 門式	42	64.99	42	63	84	8.7	12.1	16.4	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	可抵禦1級風力
2010C 型門式	69.3	91.15	69.3	104	138.6	12.2	16.95	22.95	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	72.6	可抵禦1級風力
10L型 門式	66.5	160.16	66.5	99.8	133	21.45	29.8	47.35	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	127.7	可抵禦1級風力
2010L 型門式	92	163.84	92	138	184	21.95	30.5	41.3	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	130.6	可抵禦1級風力

## 第七節 壓軌式機構分析

是它利用起重機的一部分重量壓在軌頂上，通過摩擦力達到止動作用，其驅動型式主要有兩種：

### 一、手動壓軌器

它是一個裝在起重機端樑上的螺旋千斤頂，這種壓軌器的防風抗滑能力很小，通常只用在露天工作，迎風面積較小的橋式起重機上，如圖 38 (a)所示。

### 二、自動壓軌器

#### (一)加壓軌子式的自動壓軌器

防滑靴的上表面是弧形斜面，下表面附以磨擦材料。當關閉運行機構電源或電源中斷時，防滑靴緩緩落於軌頂。若起重機發生滑行，放在軌道上的防滑靴楔入加壓滾子下面，使起重機止動。在開動起重機運行機構時，先將起重機後退一小段距離，在接通電液推桿提起防滑靴，然後開動運行機構進行工作，如圖 38 (b)所示。

#### (二)楔塊加壓式的自動壓軌器

與上述加壓滾子式壓軌器機構原理一樣，區別僅在於用楔塊加壓頭代替加壓滾子，如圖 38 (c)所示。

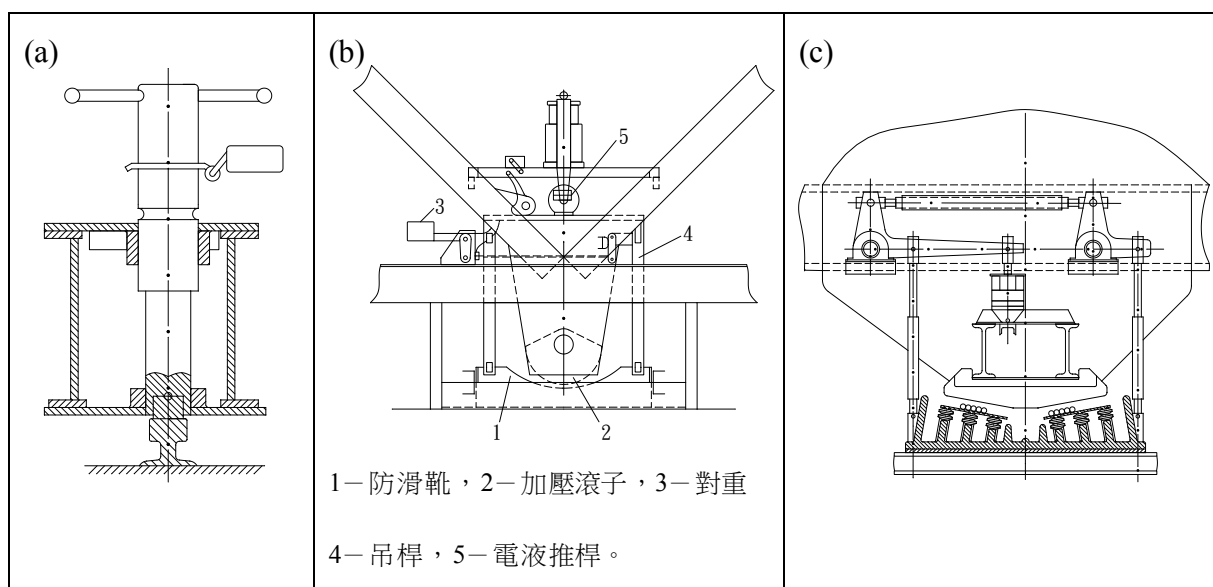


圖 38 壓軌器

## 第八節 輪邊制動器

在被動輪上裝設制動器，通過給被動輪施加制動力的方式實現防風抗滑，當起重

機在風力作用下車輪產生滾動趨勢時，制動器給被動車輪施加一個足夠的煞車力使得被動輪在風力的作用下不產生滾動位移 只可能產生滑動位移從而產生與風力相反的滑動摩擦阻力起到防風作用，如表 35 所示。

表 35 制動器自由體圖及靜力平衡方程式

	<p>1—制動衬墊，2—夾鉗，3—開關碰板，4—行程調整螺母，5—限位開關，6—液壓缸，7—鉗臂，8—安裝支架。</p>
<p>靜力平衡方程式</p>	
$\Sigma M_0 = 0: aN + cW = bT$ $T = \frac{1}{b}(aN + cW) = \frac{1}{b}\left(a\frac{F_f}{f} + cW\right)$ $\Sigma F_x = 0: F_x = N + T = \left(1 + \frac{a}{b}\right)N + \frac{cW}{b}$ $\Sigma F_y = 0: F_y = W$	

### 一、結構特點[42]

- (一)體積小、結構緊湊、安裝簡易、無需較大的安裝支架，可降低整機重量對老車的改造比較容易。
- (二)具有良好的制動性能和防風制動效果。制動器是通過複合材料製成的摩擦衬墊與輪緣側面形成摩擦，而不是鋼對鋼摩擦所以具有非常穩定的摩擦性能。



(三)具有較高的制動可靠性，制動器使用的摩擦襯墊具有較高的摩擦係數(不低於0.42)，而且對水介質和海水介質不敏感，可確保其實際制動力矩不低於設計值。

(四)可實施動態緊急制動，這一點對於起重機在工作狀態時遭突發性大風襲擊時非常有用，而那些直接與軌道作用的防風裝置(如夾輪式、自鎖式、壓軌式等)是無法實現這一功能的。

(五)一台車上可設置多台夾輪器(4~20 台)可使整機具有較高的抗颱風能力。

## 二、制動器的選型及計算

制動器的規格選型主要根據平均輪壓或最大輪壓來確定，制動器的額定制動力矩是根據輪壓來設計確定的，如已根據輪壓選定了型號，一般可不進行驗算。制動點數量由於結構空間的原因一般不能超過總車輪數(全部驅動輪和被動輪)的 1/2，所以當計算所得制動點數量大於 1/2 總車輪數時，則應降低防風等級(減小 F 計算值) 或增設其它防風裝置。

根據中國國產起重機協會[31]，車輪及鋼軌的規格如表 36 所示，材料採用鋼軌與鑄鋼(SC60)。車輪輪壓計算如下：

$$P = D(b - 2\gamma)k$$

式中 P：容許輪壓(kg)，D：車輪直徑(cm)，b=鋼軌踏面之寬度(cm)， $\gamma$ =鋼軌頂部之小半徑(cm)，k=車輪容許應力係數(kg/cm<sup>2</sup>)，如表 37 所示。(本公式之材料強度計算以下章之 FEM 分析驗證)。

表 36 凸緣

車輪徑	車軸徑	肘	鋼軌(kg)	轂	最大輪重(t)
-----	-----	---	--------	---	---------

(D <sub>1</sub> )	D	u	V	W		m	n	O	
200	45	15	15	60	15	80	110	50	3.0
	50				22				4.2
250	50	15	15	60	22	85	115	55	4.3
	55								5.7
300	55	15	15	60	22	90	125	55	5.3
	60								6.3
400	60	20	15	60	22	105	145	65	5.9
	70	25		75	37 以上				9.4
500	70	25	20	60	22	120	165	75	8.3
	80			75	37 以上				12.4
600	80	25	20	75	37 以上	135	180	90	11.3
	90								15.3
700	90	25	20	75	37 以上	135	180	90	16.2
	100								17.3
800	100	25	20	75	37 以上	155	210	100	19.0
	110								19.9
900	110	25	20	75	37 以上	165	220	110	22.2
	125								22.2

表 37 容許應力係數

材料	容許應力係數(k) 單位：kg/cm <sup>2</sup>
鋼軌與鑄鐵(F <sub>c</sub> =25)	k=15~30
鋼軌與鑄鋼(SC40)	k=30~40
鋼軌與鑄鋼(SC60)	k=40~60
鋼軌與特殊鑄鋼或鋼	k=60~80

將 6 種型式 20 種設計之防風抗逸走裝置的結果強度及風險評估[44-51]等綜合考量加以比較，針對雙向抗滑力、單向抗滑力、抗上拔力、成本價格、天氣影響之抗侯特性及使用便利性等，分別進行量化評估，結果分別如圖 39 至 44 所示，量化指標分為 1~5 級(1 級最差，5 級最優)，將圖 39 至圖 44 之評估結果整合成表 38 所示。

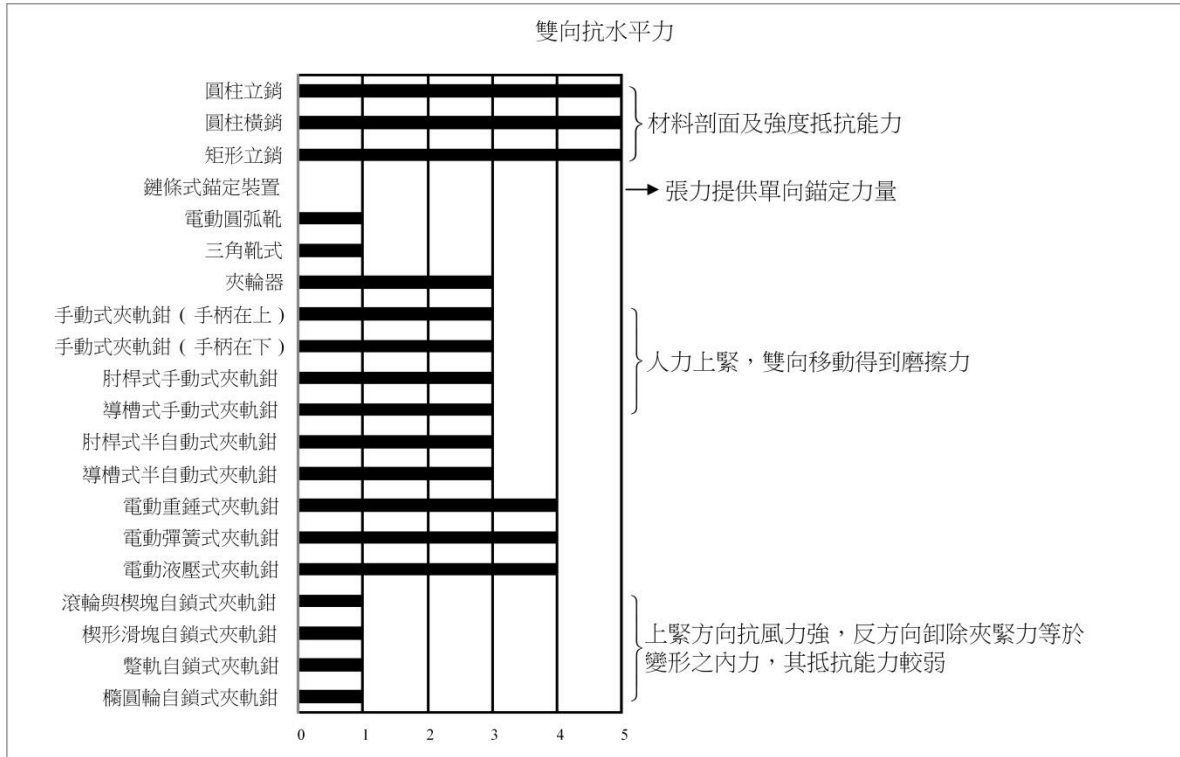


圖 39 雙向抗水平力比較

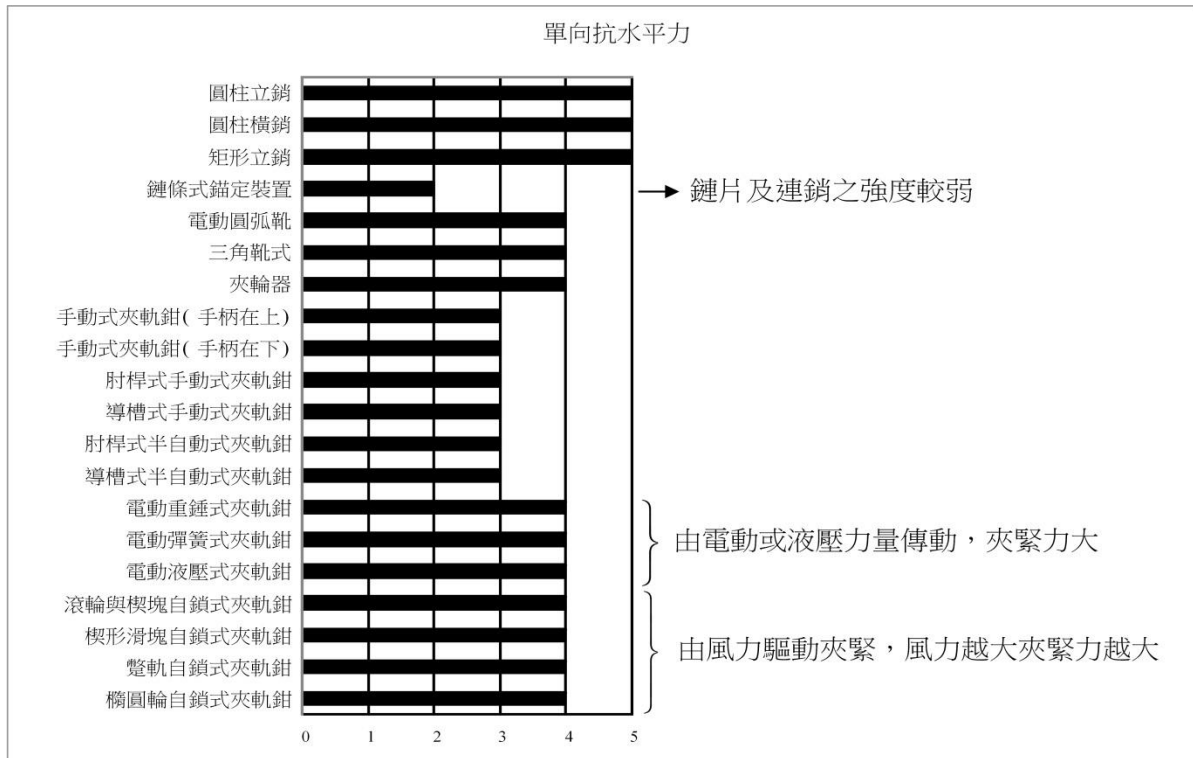


圖 40 單向抗水平力比較

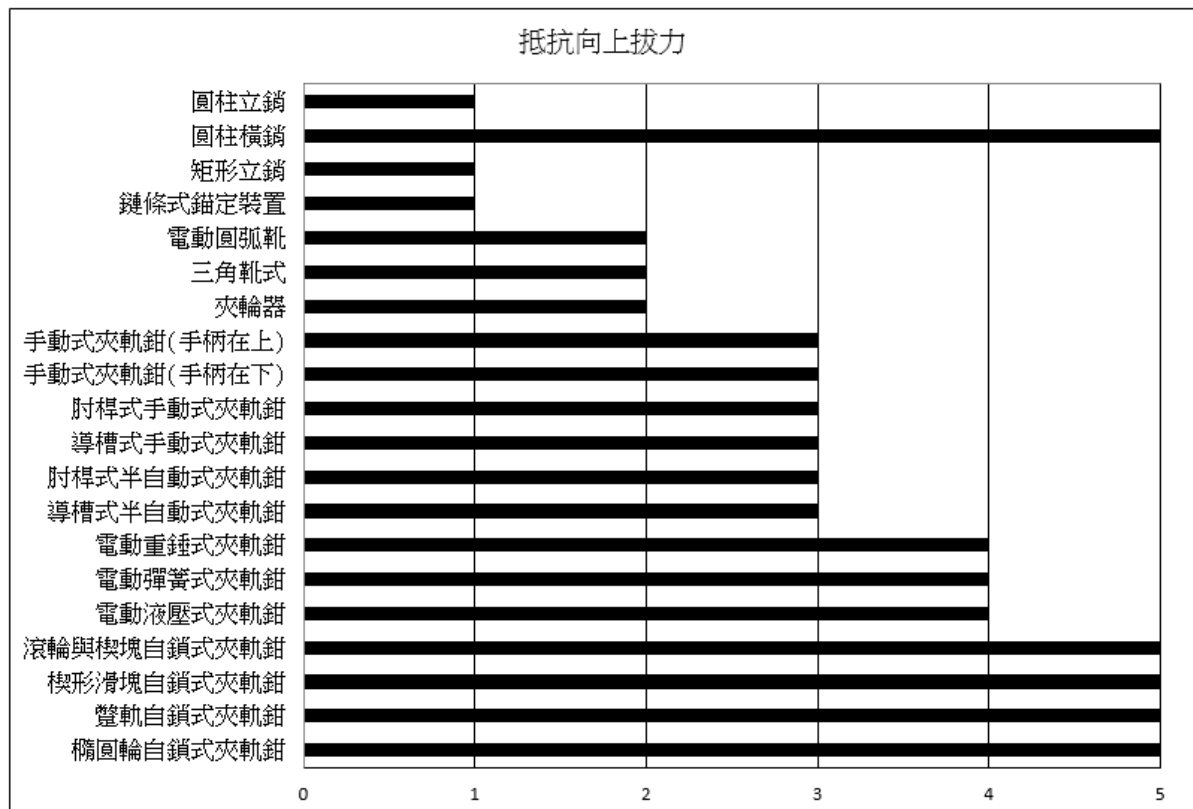


圖 41 抵抗向上拔力比較

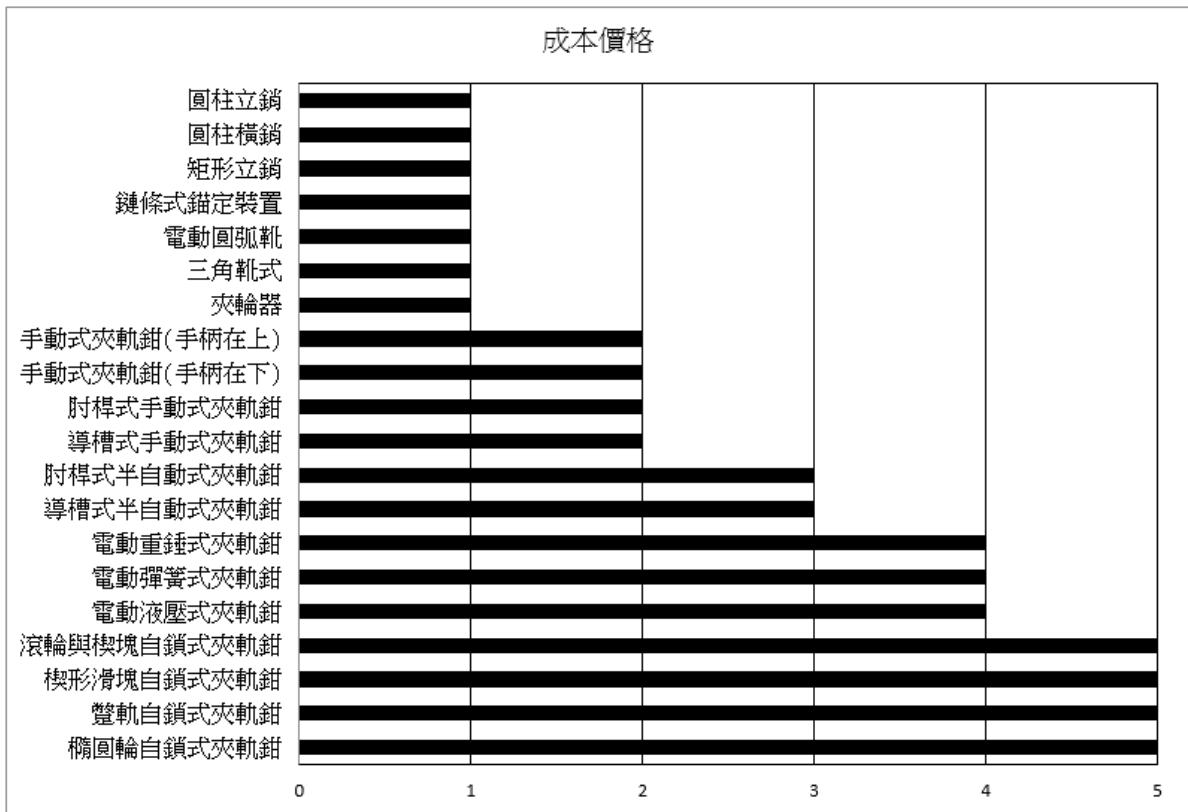


圖 42 成本價格比較

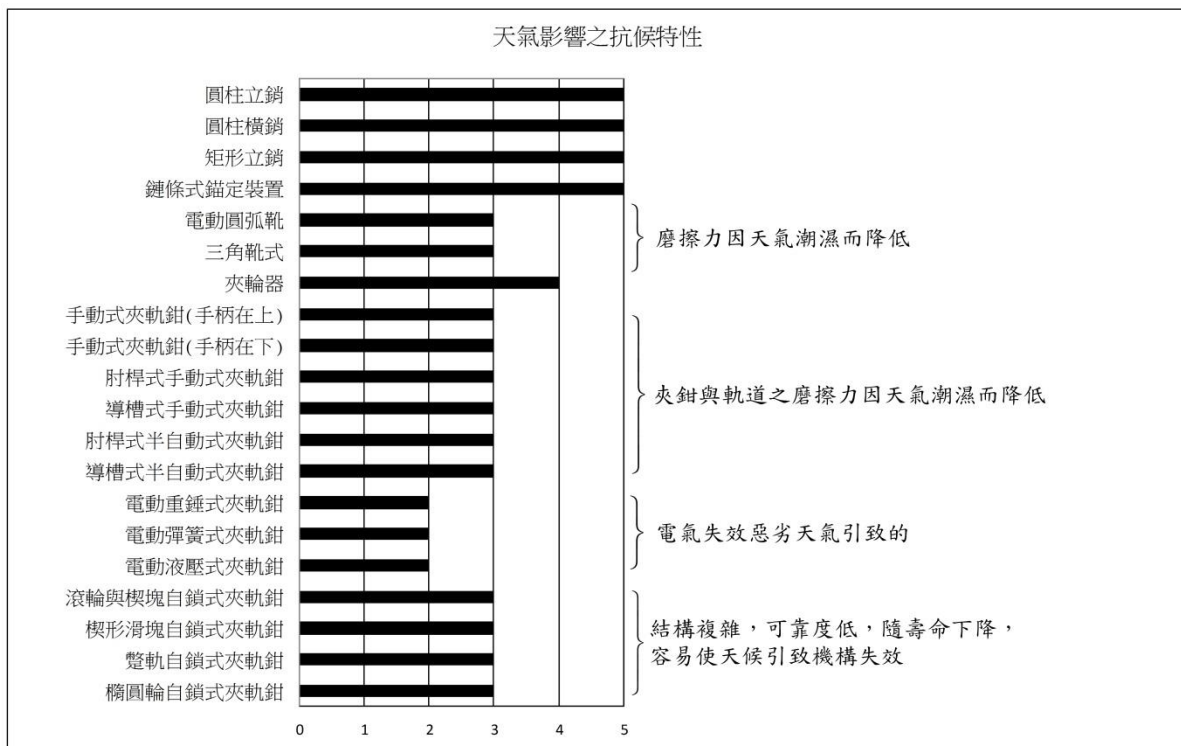


圖 43 天氣影響之抗候特性比較

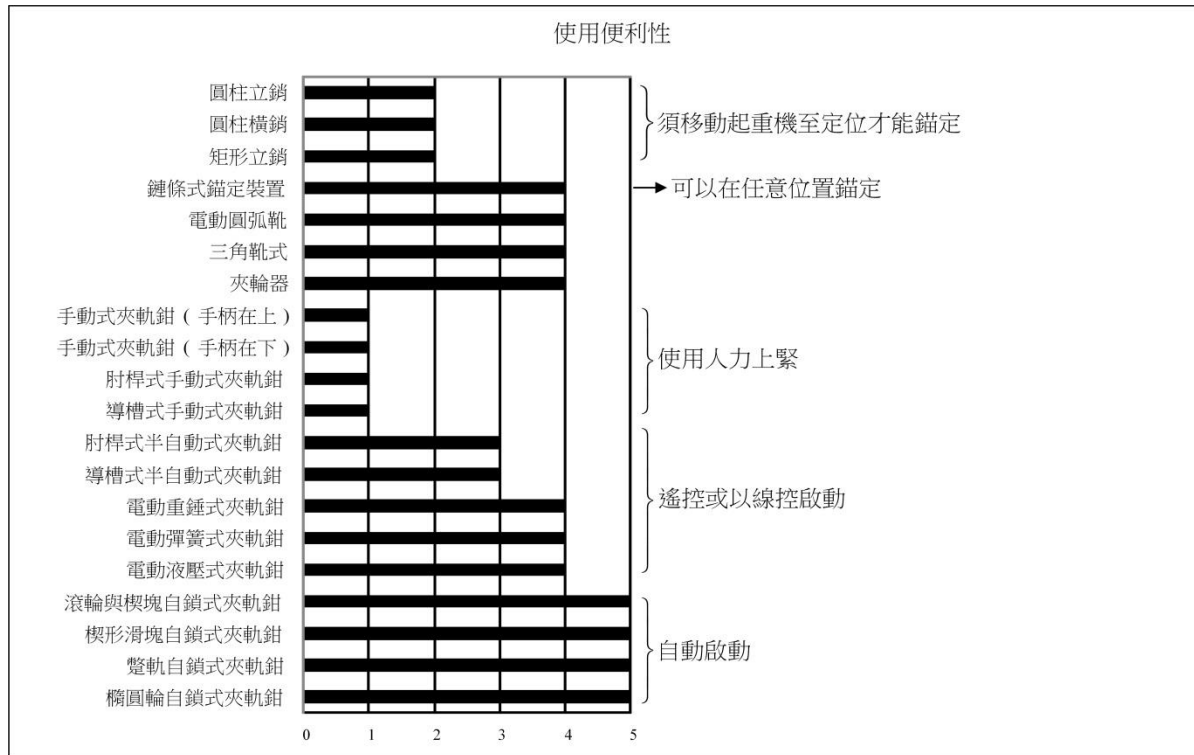


圖 44 使用便利性比較

表 38 防風抗滑裝置強度分析比較

防止逸走裝置種類/型式		雙向 抗水 平力	單向 抗水 平力	抗上 拔力	成本 價格	天候 影響	使用便 利性
錨定 裝置	圓柱立銷	5	5	1	1	5	2
	圓柱橫銷	5	5	5	1	5	2
	矩形立銷	5	5	1	1	5	2
	鏈條式	0	2	1	1	5	4
止輪 器	電動圓弧靴	1	4	2	1	3	4
	三角靴式	1	4	2	1	3	4
	夾輪器	3	4	2	1	4	4

夾軌裝置	手動式夾軌鉗(手柄在上)	3	3	3	2	3	1
	手動式夾軌鉗(手柄在下)	3	3	3	2	3	1
	肘桿式手動式夾軌鉗	3	3	3	2	3	1
	導槽式手動式夾軌鉗	3	3	3	2	3	1
	肘桿式半自動式夾軌鉗	3	3	3	3	3	3
	導槽式半自動式夾軌鉗	3	3	3	3	3	3
	電動重錘式夾軌鉗	5	4	4	4	2	4
	電動彈簧式夾軌鉗	4	4	4	4	2	4
	電動液壓式夾軌鉗	4	4	4	4	2	4
	滾輪與楔塊自鎖式夾軌鉗	1	4	5	5	3	5
	楔形滑塊自鎖式夾軌鉗	1	4	5	5	3	5
	蹺軌自鎖式夾軌鉗	1	4	5	5	3	5
	橢圓輪自鎖式夾軌鉗	1	4	5	5	3	5

強度計算審查會議記錄表

日期	時間	姓名	職稱	項目														簽名
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
11月2日	19:00~21:00	王亞平	東南科技大學機電系副教授	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	
		簡守謙	德霖技術學院機械系副教授	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	
11月9日	19:00~21:00	林炳昌	中原大學土木系教授兼系主任	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	
		姜智彬	協易機械公司設計部經理	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	
11月22日	19:00~21:00	彭德興	陸軍專科學校車輛科副教授	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	
11月24日	19:00~21:00	艾群	嘉義大學生物機電工程學系教授兼副校長	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	
備註：項目編號及名稱	1	手及半自動夾鉗式機構分析		5	鉗定式機構分析													
	2	橋式起重機有限元素建模		6	止輪式機構分析													
	3	以插銷鉗定之有限元素分析		7	壓軌式機構分析													
	4	自鎖式機構分析		8	輪邊制動器													
	9	橋式起重機有限元素及分析		10	橋式起重機鉗定狀態：插板分析													
	11	橋式起重機鉗定狀態：支架分析		12	橋式起重機鉗定狀態：底座分析													
	13	夾軌鉗機構元件有限元素分析		14	鐵靴止輪器有限元素分析													

## 第八章 電腦數值分析與驗證

有限元素分析(FEM)的結構靜力分析用來計算外力或外力矩作用時，機構內部的應力分佈及變形的位移分佈，採用ANSYS軟體。並以實際的質量、材料選用進行設置，設定分析各零部件材料特性並進行網格劃分下，根據裝置各元件之接點及端點位移特性設定邊界條件，所有簡支端點：無抗轉能力，三向線性位移為0，固定端：三向線位移及轉動位移均為0，自由端點：抗力及力矩之彈簧常數為0，彈性支撐：抗轉剛度及抵抗線性位移之剛度比為有限值，接頭點：兩相鄰組零件接點處，線性位移為相等，抗相對轉動彈簧為0，以及固定端點：各3個自由度之位移及角位移均為0。

在施加約束和載荷後進行求解，進行防止逸走裝置內部應力分析，數值模擬其變形、內部之應力，驗證剛度、強度校核。並透過驗證分析結果得知，所分析防止逸走裝置整體結構合理，運動學特性正確無誤，且關鍵零部件力學性能可靠，探討內應力(內力、內力矩分佈)與材料強度關係，提出防止逸走裝置驗證方法、步驟、計算案例及注意事項之規劃。

### 第一節 建立實體模型

#### 一、準備零件模型設計

在建立新零件模型設計之前，需先了解組件其周圍元件的相關資訊，因此，在開始新設計之前可能想要開啟或檢測這些零件。此準備階段可能會與新零件模型設計同時進行，了解相鄰零件都有助於新零件模型設計。

#### 二、建議新零件模型

新零件模型會透過實體特徵模型建模從概念中精確捕捉設計。零件模型可以在製造產品之前以圖形化方式對其進行檢視。零件模型可用來：

- (一)捕捉大量屬性資訊。
- (二)變更設計參數以決定最佳選項。
- (三)以圖形化方式顯示模型製造前的樣子。

#### 三、透過組裝零件模型建立新組件。

組件是使用一個或多個零件建立的。零件將相對於彼此進行定位和組裝，就像它



分位於實際的產品一樣。組件可用來：

- (一)檢查零件之間是否相符。
- (二)檢查零件之間之否有干涉情況。
- (三)捕捉材料清單資訊。
- (四)計算組件的總重量。

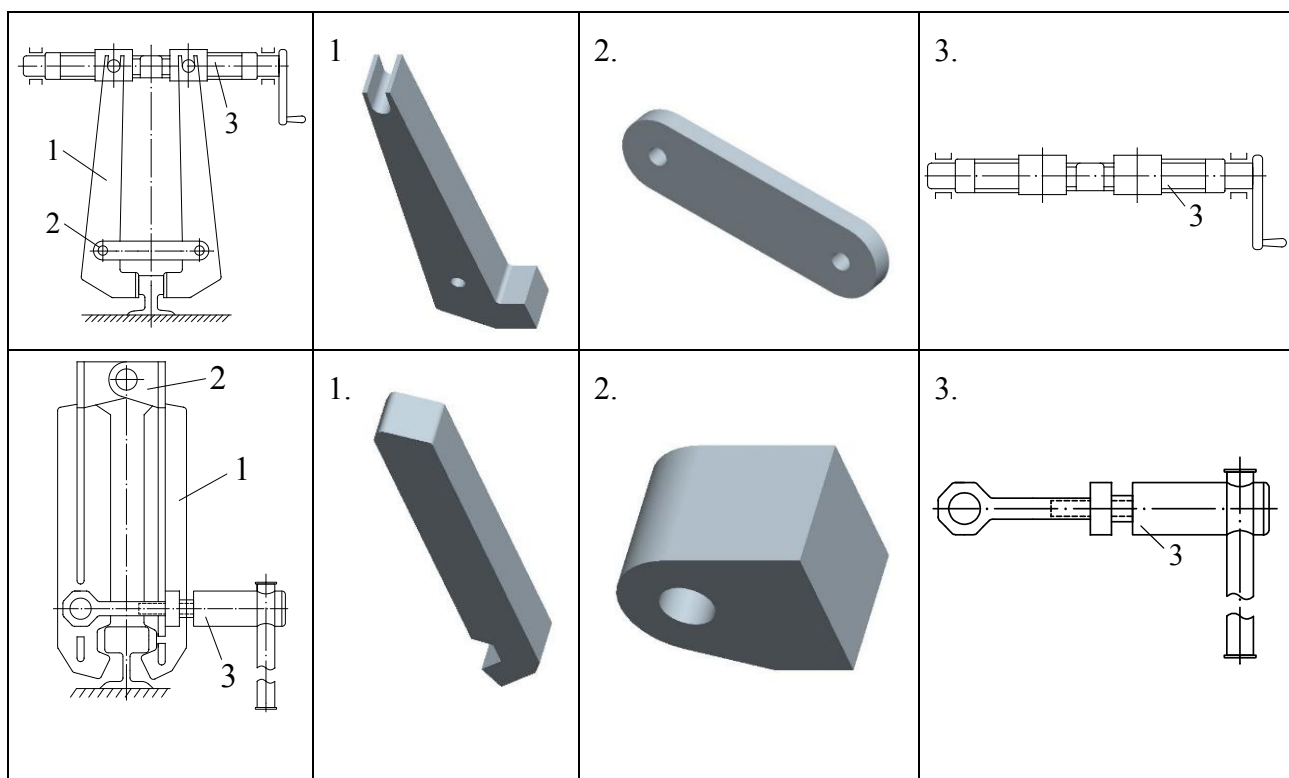
#### 四、建立零件或組件的工程圖

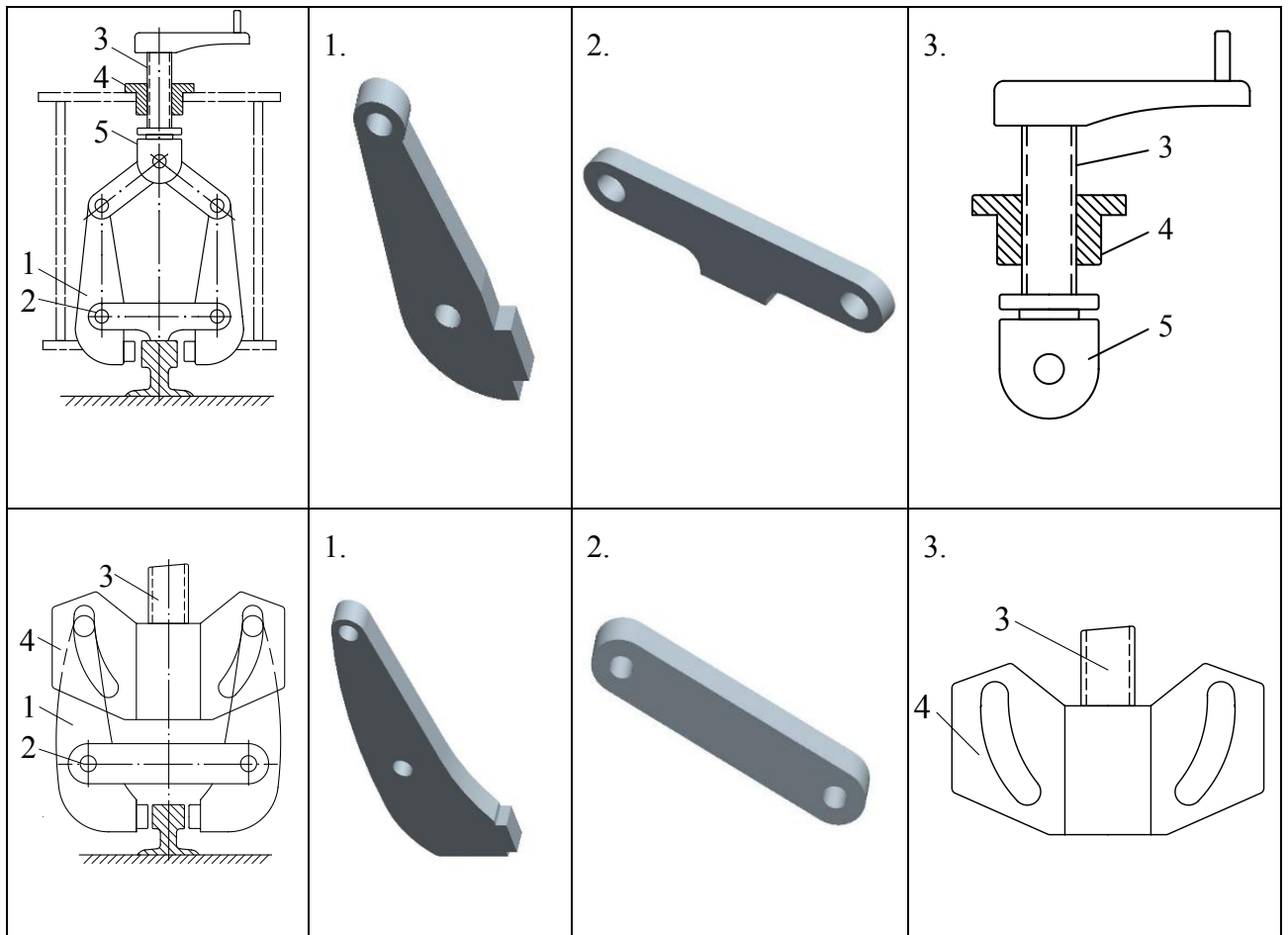
完成零件或組件建模後，通常需要建立該零件或組件的 2D 工程圖以對其進行記錄。2D 工程圖通常包含註記、表格以及更多的設計資訊提供給廠家。

## 第二節 防止逸走裝置元件有限元素分析

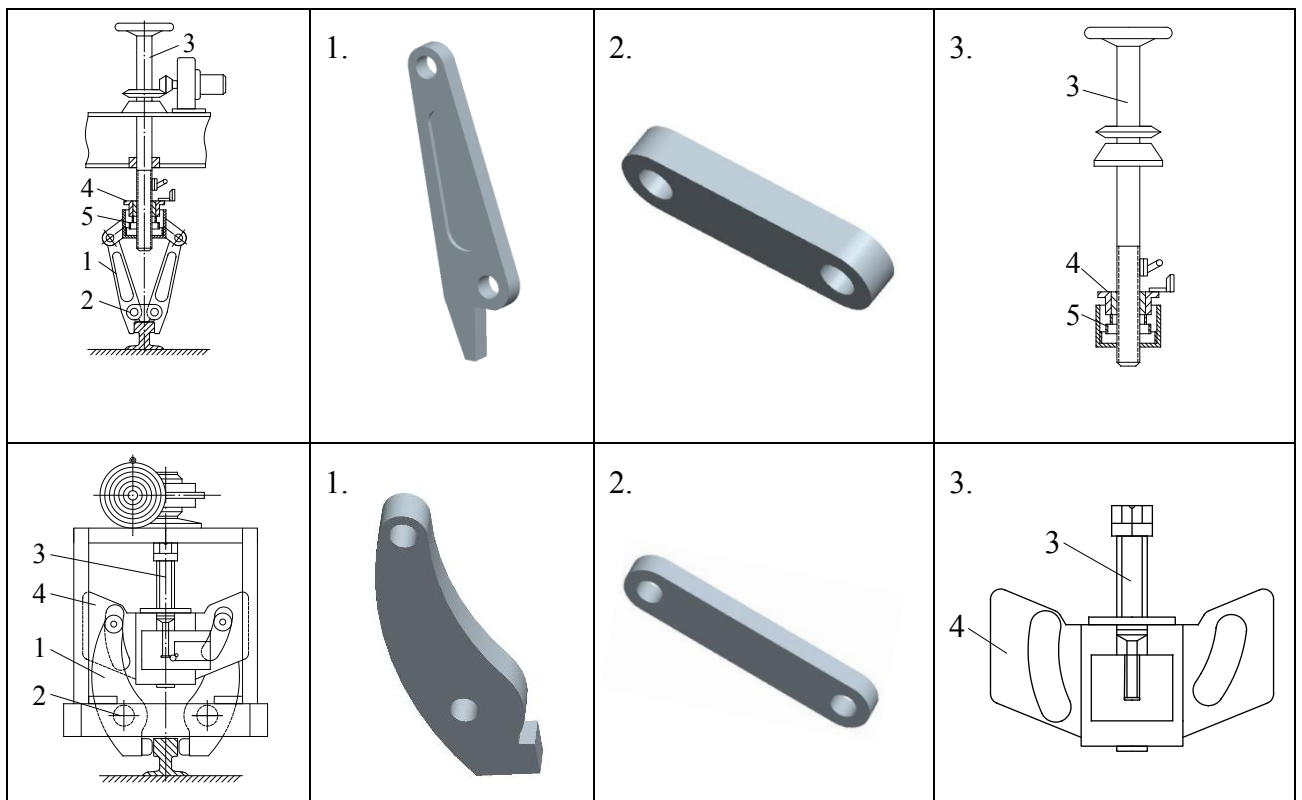
將 6 種不同型式 21 種設計之防止逸走裝置，利用 CAD 軟體 PRO/ENGINEER 5.0 版，分別建立如下：

### 一、夾軌鉗—手動式

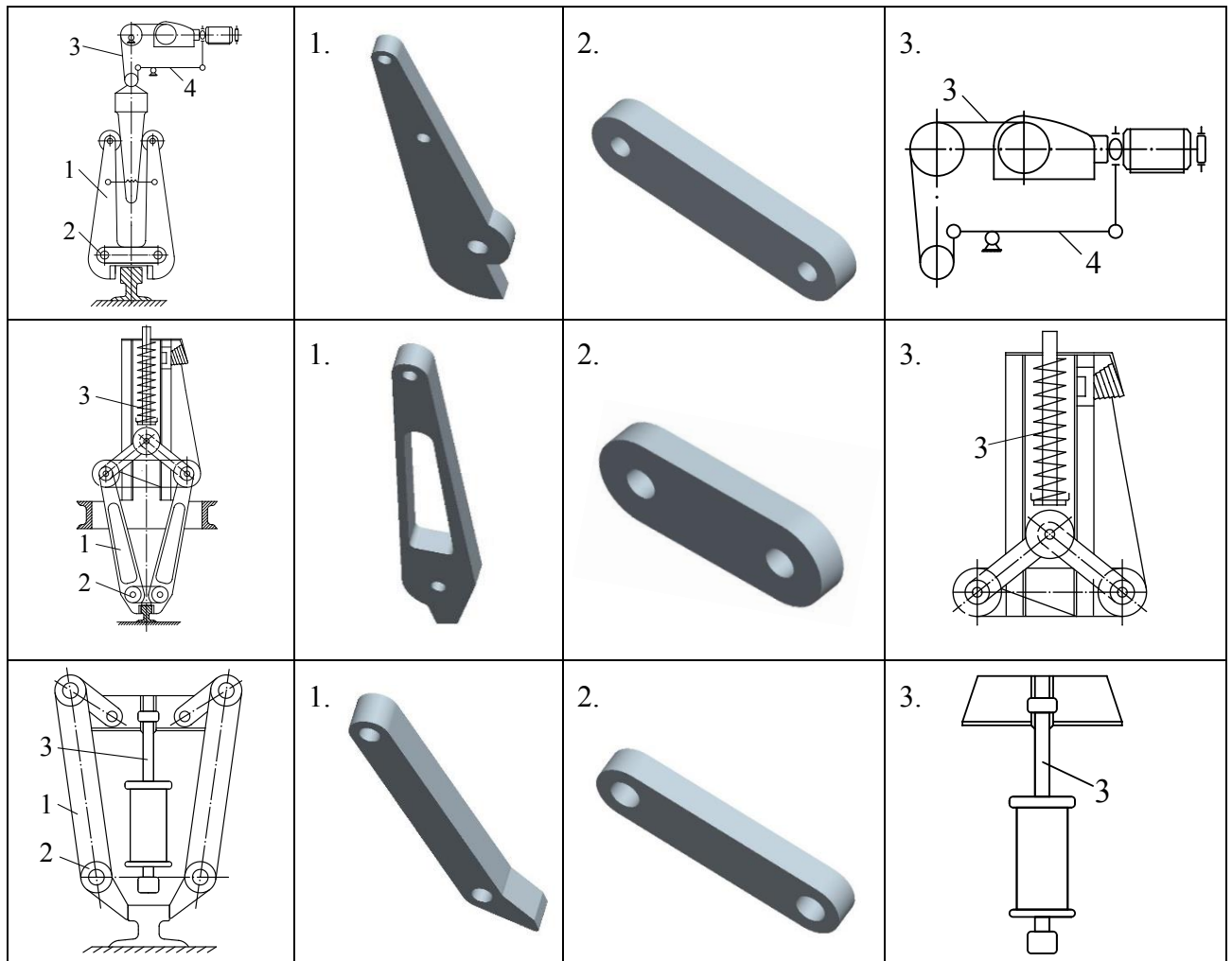




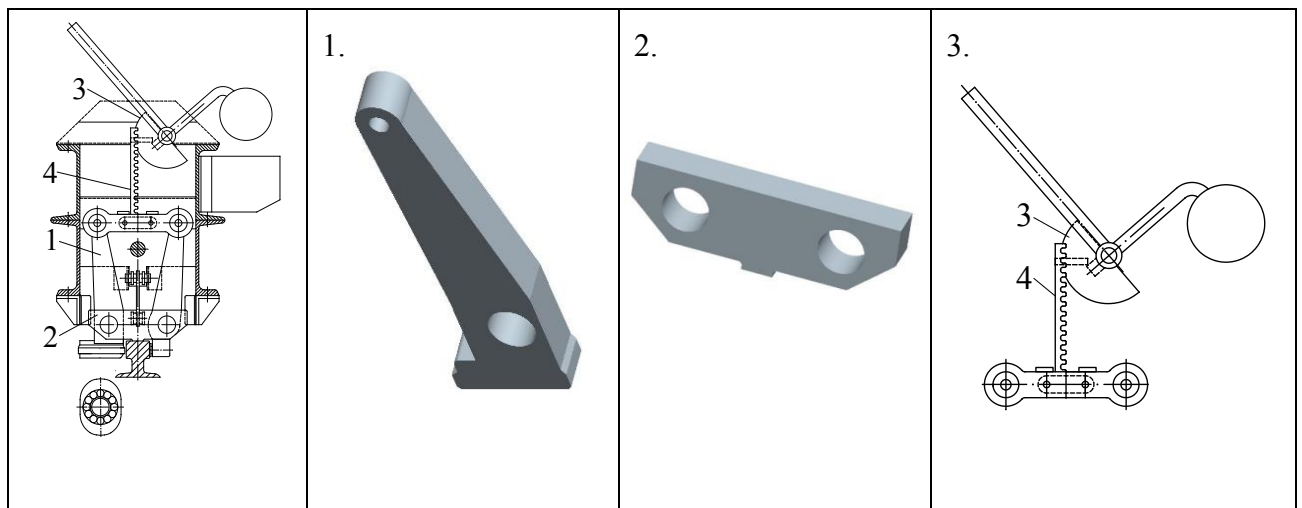
二、夾軌鉗—半自動式

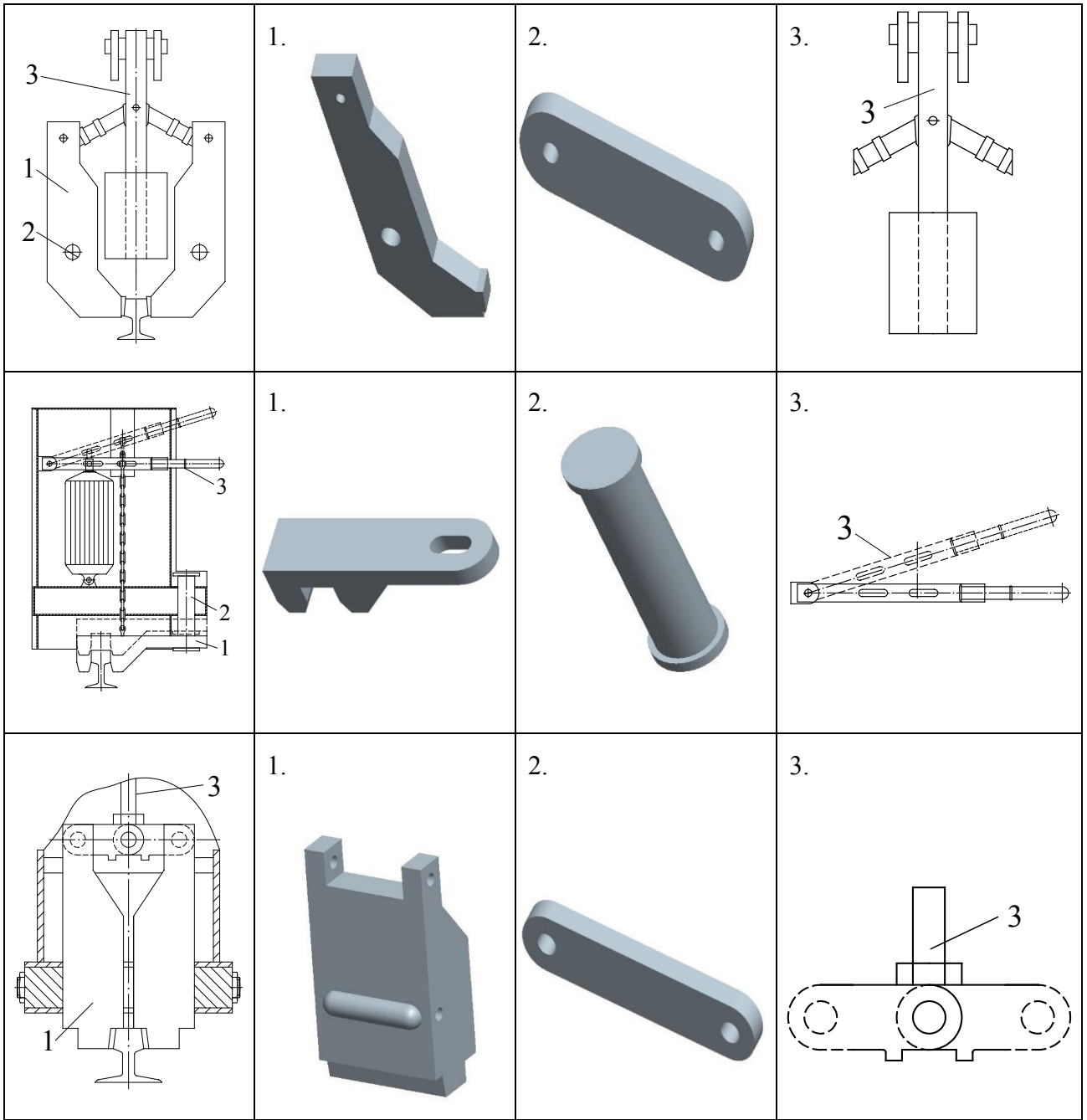


三.夾軌鉗－電動式

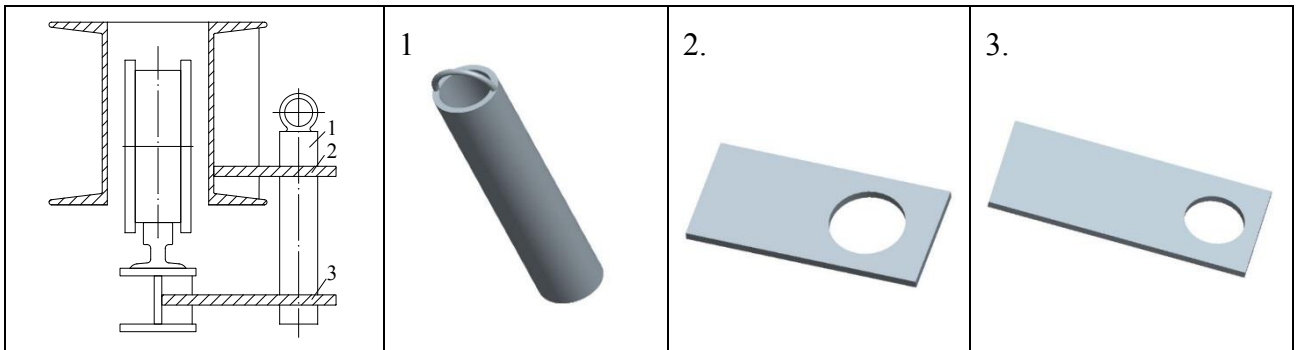


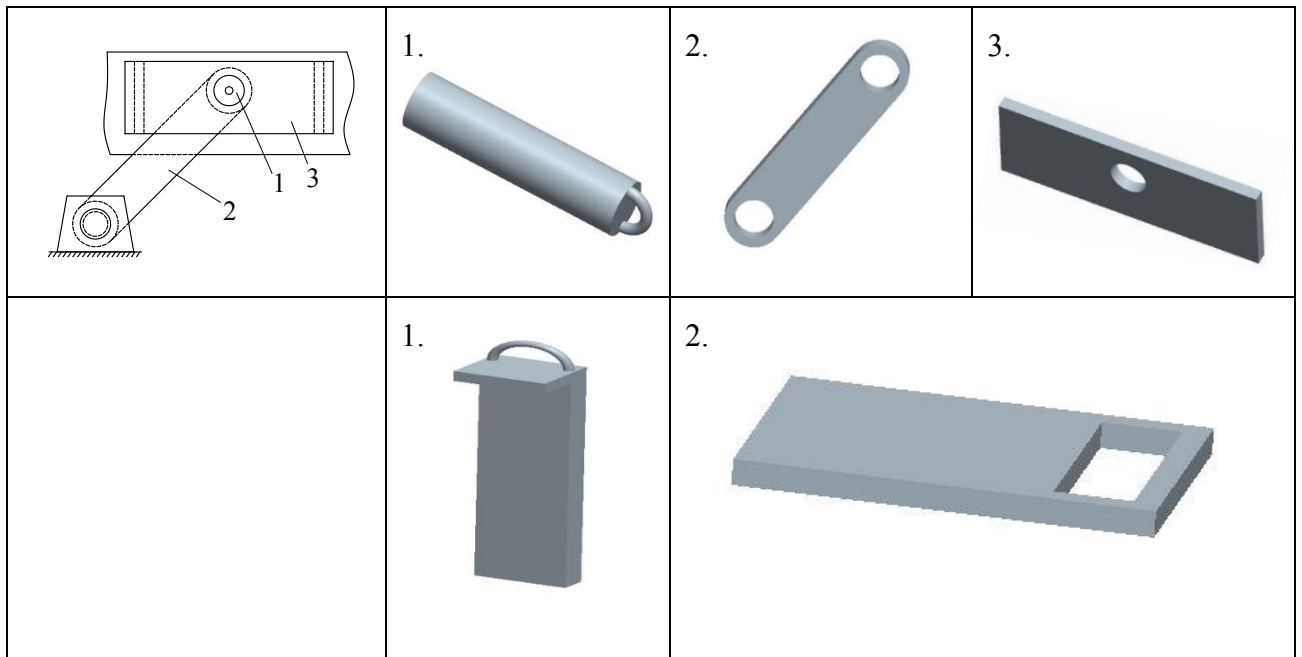
四、夾軌鉗－自鎖式



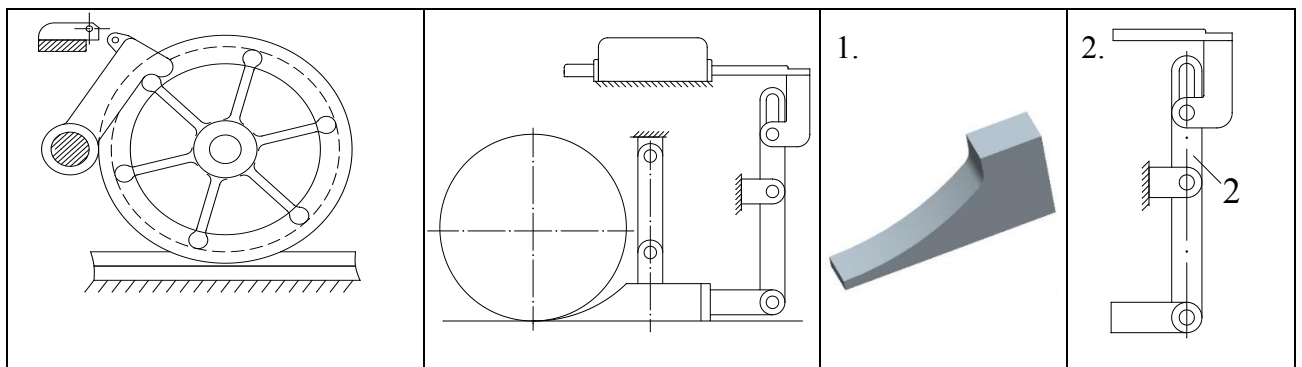


五、錨定裝置

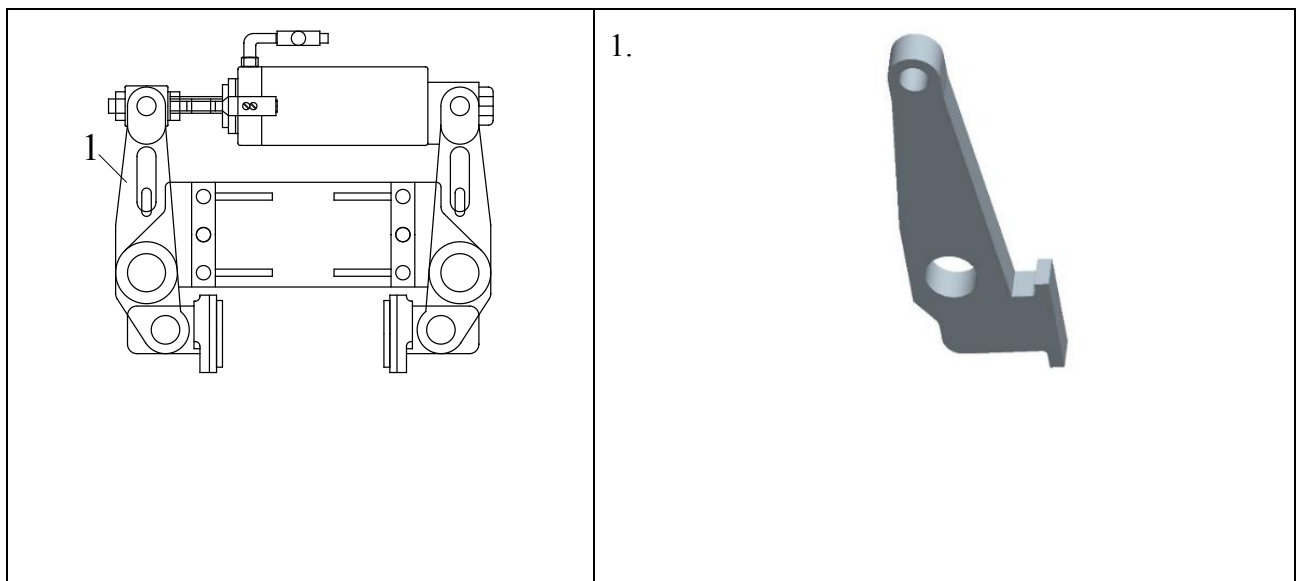




六、止輪式裝置



七、制動器



分析案例一、手動式夾軌鉗

(一)模型建立及參數說明

使用 3D 繪圖軟體 PRO/ENGINEER 修改並簡化原始模型。

## (二)元素形式設定

分析過程使用 solid185 單元用於構造三維固體結構，單元通過 8 個節點來定義，

每個節點有 3 個沿著 xyz 方向平移的自由度。單元有彈性、應力特性，大變形和大應變能力，還可採用混合模式類比幾乎不可壓縮彈塑材料和不可壓縮超彈性材料。

## (三)材料性質特性

假設起重機為均一材質結構，使用鑄鐵(FC-30)系列鋼為材料，材料如表 39 所示。

表 39 鑄鐵(FC-30)材料性質

FC-30 鑄鐵			
楊氏係數(GPa)	165	降伏強度(MPa)	300
蒲松比	0.28	密度(g/cc)	7.3
摩擦係數	0.15		

## (四)邊界條件說明及負載

以結構整體座標系來設定，將夾鉗固定軸 X 軸、Y 軸、Z 軸自由度拘束住，正向力 36637 作用於夾鉗方向水平力，分析夾軌鉗應力之變化。

(五)手動夾軌鉗分析結果，如圖 45 所示：最大 von Mises 應力= $0.299 \times 10^9$ 。

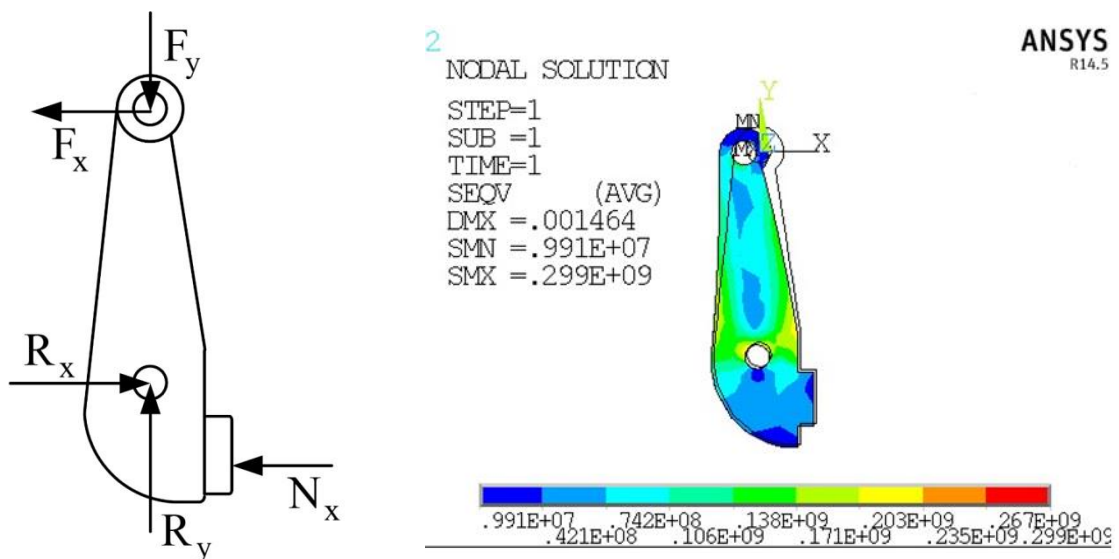


圖 45 手動夾軌鉗應力分佈

即  $q_m$  計算式如下：

$$\text{安全係數 FS} = \frac{\text{材料降伏強度 } S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{300 \times 10^6}{0.299 \times 10^9} = 1$$

$$\frac{q_{\max}}{q_{55}} = 1 = \frac{V_{\max}^2}{55^2}, \text{ 因此得到可承受最大風速 } V_{\max} = 55\sqrt{1} = 55 \text{ m/sec}$$

分析案例二、半自動式夾軌鉗

(一)模型建立及參數說明

使用 3D 繪圖軟體 PRO/ENGINEER 修改並簡化原始模型。

(二)元素形式設定

分析過程使用 solid185 單元用於構造三維固體結構，單元通過 8 個節點來定義，

每個節點有 3 個沿著 xyz 方向平移的自由度。單元有彈性、應力特性，大變形和大應變能力，還可採用混合模式類比幾乎不可壓縮彈塑材料和不可壓縮超彈性材料。

(三)材料性質特性

假設起重機為均一材質結構，使用鑄鐵(FC-30)系列鋼為材料，材料如表 39 所示。

(四)邊界條件說明及負載

以結構整體座標系來設定，將夾鉗固定軸 X 軸、Y 軸、Z 軸自由度拘束住，正向力 36637 N 於夾鉗方向水平力，分析夾軌鉗應力之變化。

(五)半自動式夾軌鉗分析結果，如圖 46 所示：最大 von Mises 應力 =  $0.172 \times 10^9$ 。

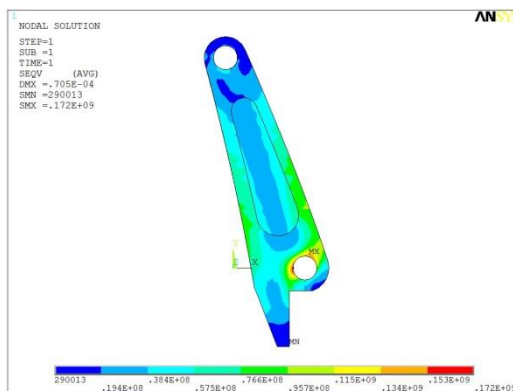
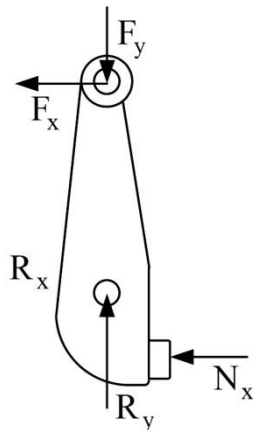


圖 46 半自動式夾軌鉗應力分佈

即  $q_m$  計算式如下：

$$\text{安全係數 FS} = \frac{\text{材料降伏強度 } S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{300 \times 10^6}{0.172 \times 10^9} = 1.7$$

$$\frac{q_{\max}}{q_{55}} = 1.7 = \frac{V_{\max}^2}{55^2}, \text{ 因此得到可承受最大風速 } V_{\max} = 55\sqrt{1.7} = 72 \text{ m/sec}$$

### 第三節 橋式起重機整機有限元素分析

根據戶外訪視調查中鋼鋼鐵結構股份有限公司之橋式起重機，使用 3D 繪圖軟體 PRO/ENGINEER 修改並簡化原始模型，如圖 47 所示。



圖 47 橋式起重機

案例一、橋式起重機以插銷錨定之有限元素分析

根據中華民國國家標準 CNS6426，B1216 規定戶外走行式起重機停止工作之風速為 55 m/s，作用於正面之風壓：

$$q = \frac{CV^2}{30} \times \sqrt[4]{h} = 1.3 \times 1000 \sqrt[4]{24} = 2,876 \text{ N/m}^2$$

起重機結構材料選用 ANSI 4000 系列鋼材，結構設計示意圖如圖 48 所示，其材料特性：楊氏係數 196-213Gpa、蒲松氏比 0.27、降伏強度 275MPa，在 55 m/s 風力作用下，起重機被插板錨定，最大負荷狀態，起重機沿軌道方向正面受到  $q$  的均勻風壓作用力，在後方排列的結構其風力折減係數為 0.7 也假設為均勻分佈的風壓，如圖 49



(a)所示，錨定裝置由支架、插板銷及底座所構成，分析結果如圖 49 (b)所示，為其受風力作用變形所發生的位移分佈。將支架、插板銷、插銷底座三元件分解，分別求風力作用造成之 von Mises 應力分佈，分別得到其應力分佈，如圖 50 至圖 52 所示，因此各元件之安全係數由下式計算：

$$FS = \frac{\text{材料降伏強度 } S_y}{\sigma_{\max}}$$

其中  $\sigma_{\max}$  為各元件分析結果得到的最大 von Mises 應力，進一步可換算出能夠承受的最大風力 = FS × 停止工作的風力，換算成最大可受風壓 = 再換算成風速。

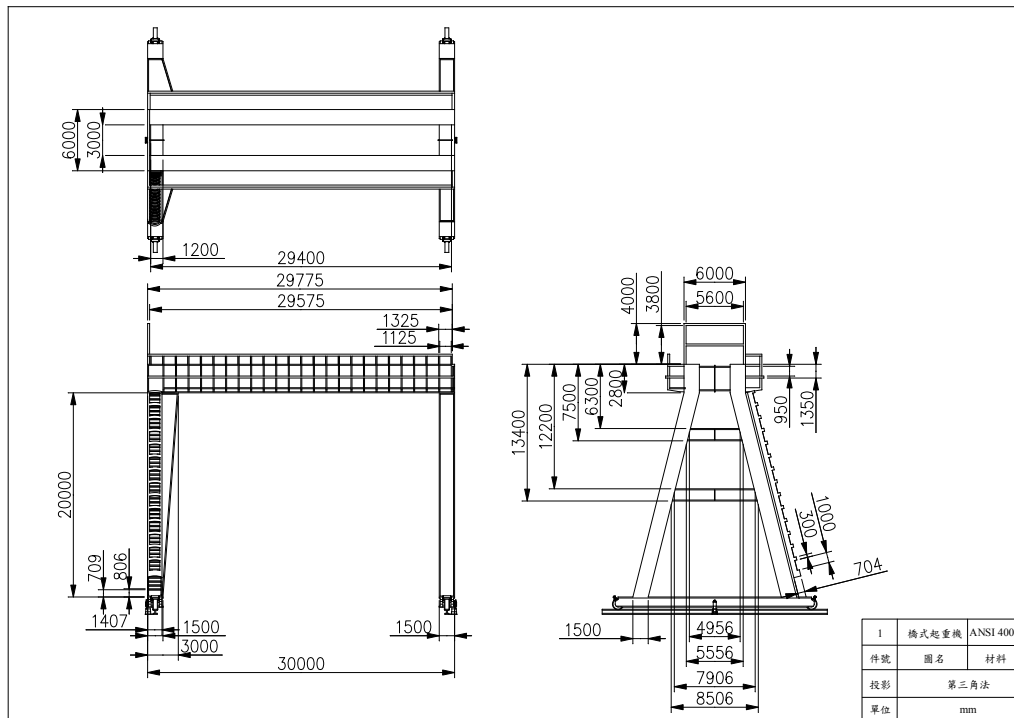


圖 48 橋式起重機設計圖

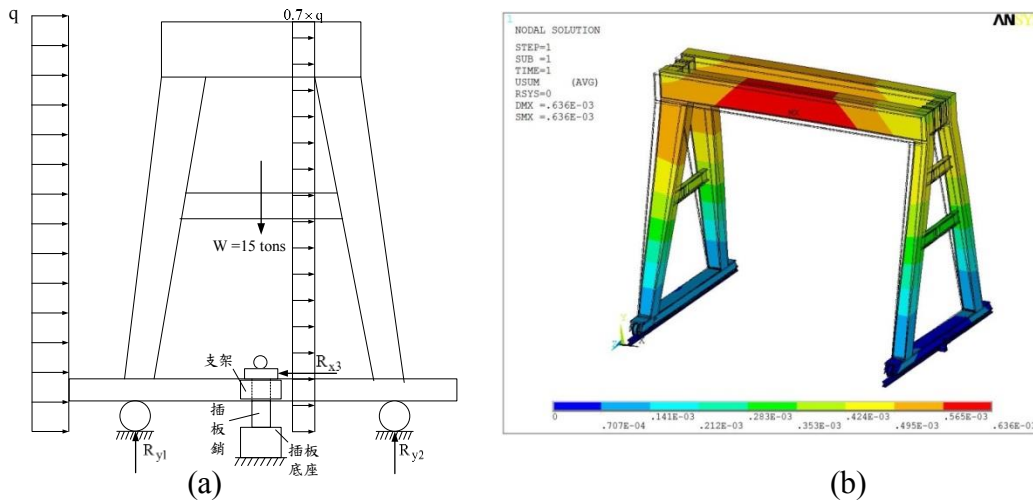


圖 49 橋式起重機受風力狀態及有限元素分析結果

插孔座分析結果，如圖 50 所示：最大 von Mises 應力= $0.115 \times 10^9$ 。

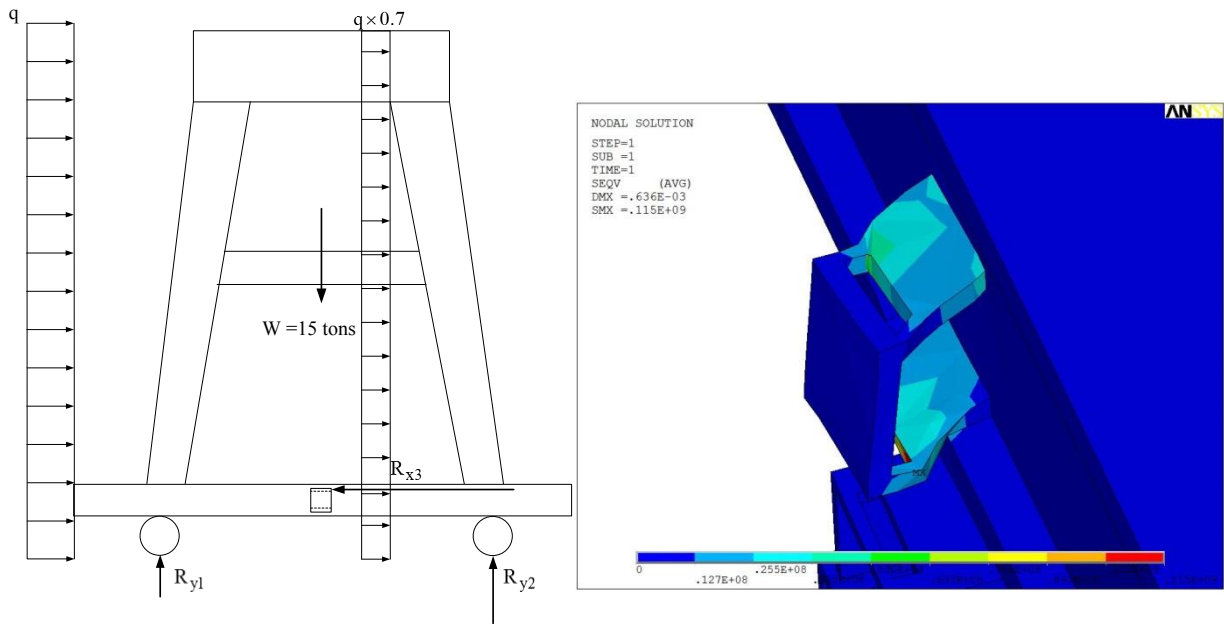


圖 50 插孔座應力分佈

即  $q_m$  計算式如下：

$$\text{安全係數 FS} = \frac{\text{材料降伏強度 } S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{275 \times 10^6}{0.115 \times 10^9} = 2.3$$

$$\frac{q_{\max}}{q_{55}} = 2.3 = \frac{V_{\max}^2}{55^2}, \text{ 因此得到可承受最大風速 } V_{\max} = 55\sqrt{2.3} = 83 \text{ m/sec}$$

插板錨分析結果，如圖 51 所示：最大 von Mises 應力= $0.492 \times 10^8$ ，反作用力之合力分別為  $R_1=33113 \text{ N}$ 、 $R_2=14795 \text{ N}$ 。

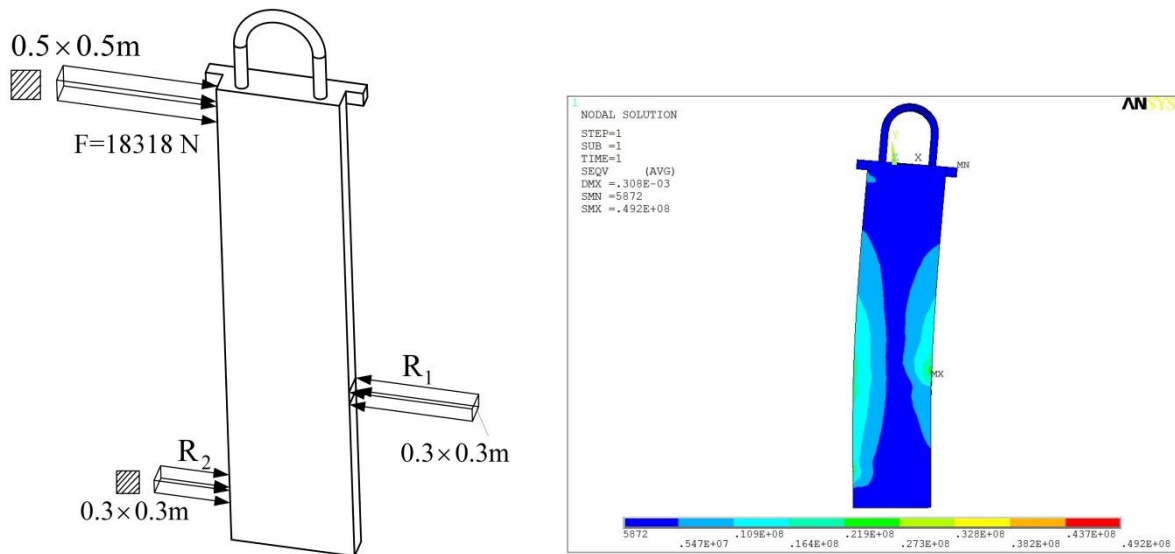


圖 51 插板錨應力分佈

即計  $q_m$  算式如下：

$$\text{安全係數 } FS = \frac{\text{材料降伏強度 } S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{275 \times 10^6}{0.492 \times 10^8} = 5.5$$

$$\frac{q_{\max}}{q_{55}} = 5.5 = \frac{V_{\max}^2}{55^2}, \text{ 因此得到可承受最大風速 } V_{\max} = 55\sqrt{5.5} = 128 \text{ m/sec}$$

底座分析結果：將插銷分析結果反作用力  $R_1=33,113 \text{ N}$ 、 $R_2=14,795 \text{ N}$  作為底座之受力，如圖 52 (a) 所示，得出最大 von Mises 應力  $= 0.466 \times 10^8$ ，如圖 52 (b) 所示。

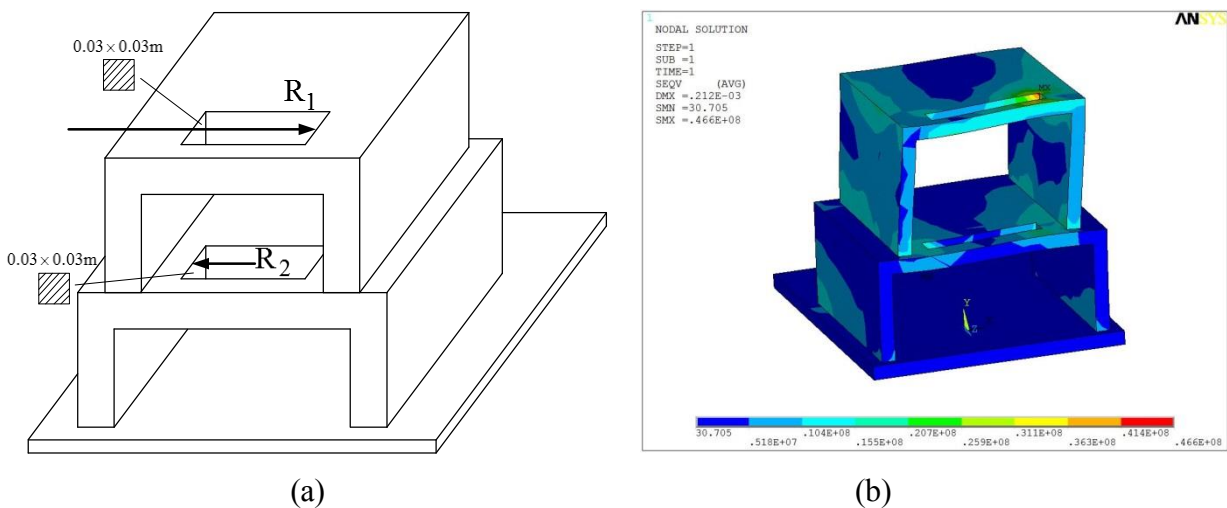


圖 52 插板座負荷應力分佈

即計  $q_m$  算式如下：

$$\text{安全係數 FS} = \frac{\text{材料降伏強度 } S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{275 \times 10^6}{0.466 \times 10^8} = 5.9$$

$$\frac{q_{\max}}{q_{55}} = 5.9 = \frac{V_{\max}^2}{55^2}, \text{ 因此得到可承受最大風速 } V_{\max} = 55\sqrt{5.9} = 133 \text{ m/sec}$$

案例二、橋式起重機以夾軌器及剎車制動之有限元素分析

### 一、整軌式自鎖式夾軌鉗

#### (一)模型建立及參數說明

使用 3D 繪圖軟體 PRO/ENGINEER 修改並簡化原始模型。

#### (二)元素形式設定

分析過程使用 solid185 單元用於構造三維固體結構，單元通過 8 個節點來定義，每個節點有 3 個沿著 xyz 方向平移的自由度。單元有彈性、應力特性，大變形和大應變能力，還可採用混合模式類比幾乎不可壓縮彈塑材料和完全不可壓縮超彈性材料。

#### (三)材料性質特性

材料選用 ANSI 4000 系列鋼材，其材料特性：楊氏係數 196Gpa、蒲松氏比 0.27、降伏強度 275MPa。

#### (四)夾鉗的受力分析

$$\sum M_0 = bN - aF = 0$$

$$N = \frac{aF}{b}$$

$$\text{整軌力： } 2f = 2\mu N = \frac{2\mu a}{b} F > F$$

$$\text{自鎖條件： } \frac{2\mu a}{b} \geq 1$$

制動條件：整軌力正比於風力 F，風力越大整軌力越大，如圖 53 所示。

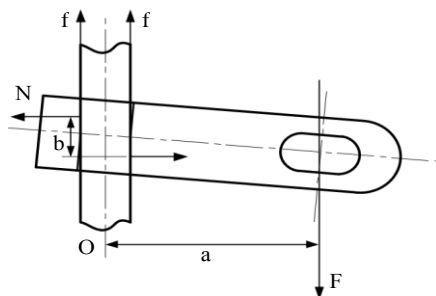


圖 53 整軌鉗俯視圖

(五) 整軌式自鎖式夾軌鉗分析結果：最大 von Mises 應力=  $0.88 \times 10^9$ ，如圖 54(a) 所示，最大位移量=0.003481m，如圖 54(b) 所示。

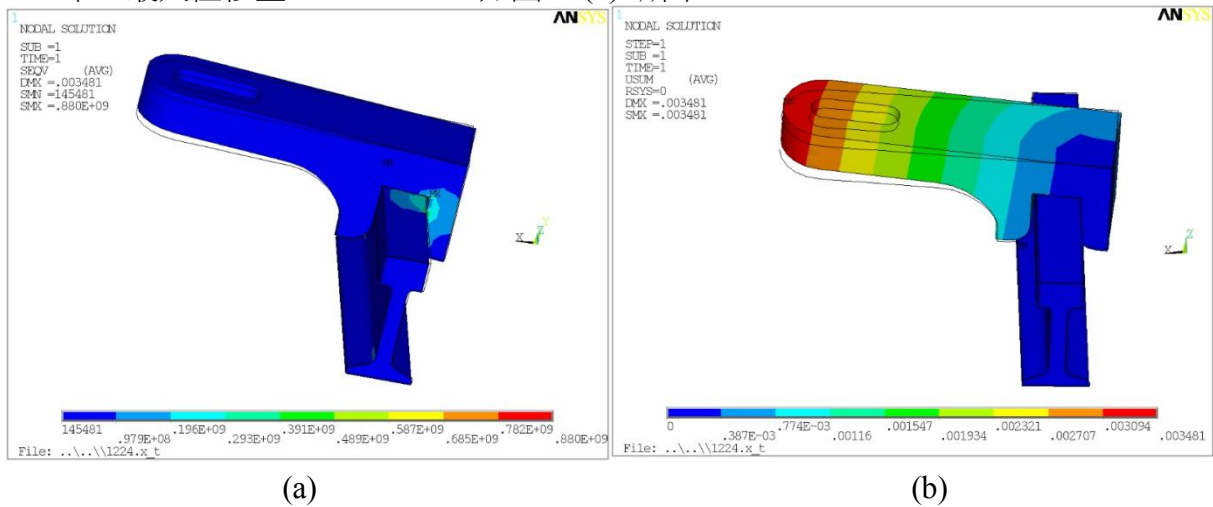


圖 54 整軌式自鎖式夾軌鉗應力及位移分佈

## 二、鐵靴

### (一) 模型建立及參數說明

使用 3D 繪圖軟體 PRO/ENGINEER 修改並簡化原始模型。

### (二) 元素形式設定

分析過程使用 PLANE182 用於 2-D 實體結構模型。該單元可以被用作平面單元（平面應力，平面應變或廣義平面應變）或軸對稱單元。它由具有兩個自由度的四個節點組成：節點 x 和 y 方向上的線位移。本單元具有塑性，超彈性，應力剛化，大變形，大應變能力。它也有混合製劑模擬幾乎是不可壓縮的彈塑性材料的變形能力，和完全不可壓縮超彈性材料。

### (三) 材料性質特性

材料選用 304 不銹鋼材，其材料特性：楊氏係數 196Gpa、蒲松氏比 0.29、降伏強度 215MPa。

### (四) 鐵靴結構分析

$$F = \mu_1 W_1 + \mu_2 W_2, \quad W = W_1 + W_2,$$

$$F_{y_i} \text{ 方向各節點垂直力反作用力 } W_2 = \sum_{i=1}^{N_2} F_{y_i}$$

$$F_{xi} \text{ 方向各節點水平力反作用力 } F_2 = \sum_{i=1}^{N_2} F_{xi}$$

平均摩擦力係數： $\mu_2 = \frac{F_2}{W_2}$  愈小愈安全

臨界摩擦係數： $\mu_1 = \frac{F_{2i}}{W_{2i}} = \mu_{\max} = \max(\frac{F_{2i}}{W_{2i}})$ ，如圖 55 所示。

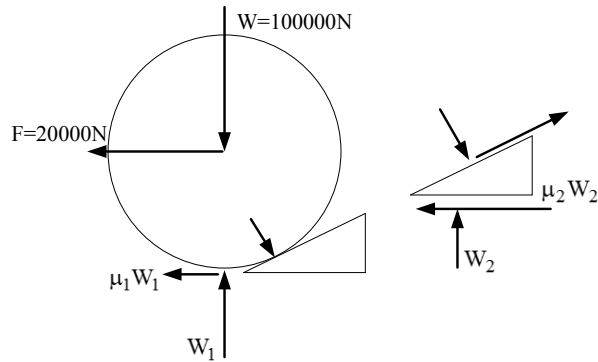


圖 55 鐵靴受力分析

### (五)分析結果

1.大角度三角板分析結果：最大 von Mises 應力=0.001434，如圖 56 所示。

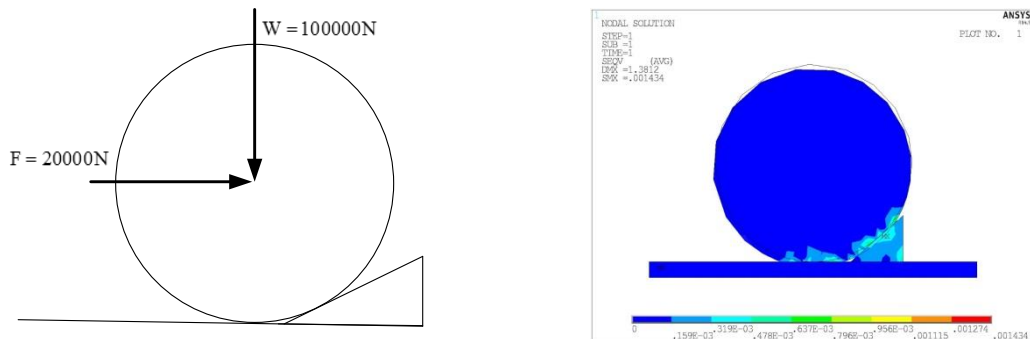


圖 56 大角度三角板應力分佈

2.小角度三角板分析結果：最大 von Mises 應力=0.001434，如圖 57 所示。

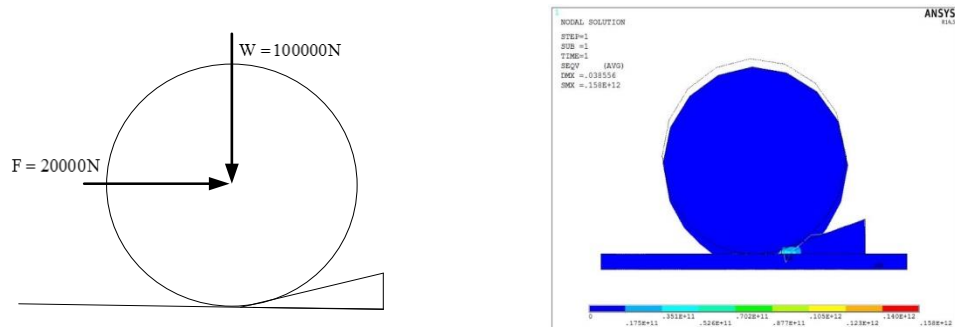


圖 57 小角度三角板應力分佈

3. 靴徑大於輪徑分析結果：最大 von Mises 應力= $0.146 \times 10^{-12}$ ，如圖 58 所示。

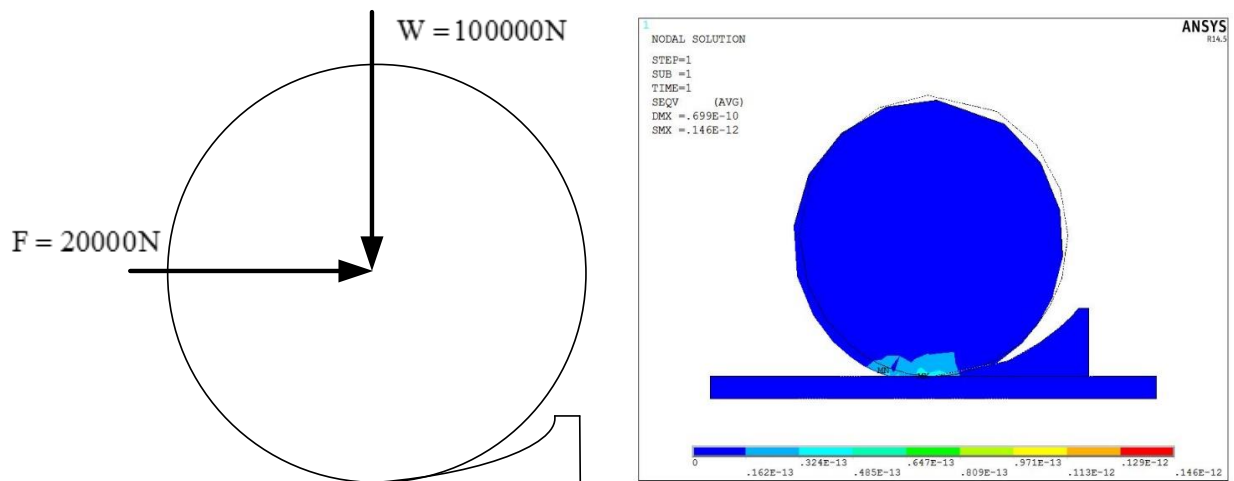


圖 58 靴徑大於輪徑應力分佈

4. 靴徑等於輪徑分析結果：最大 von Mises 應力= $0.608 \times 10^{11}$ ，如圖 59 所示。

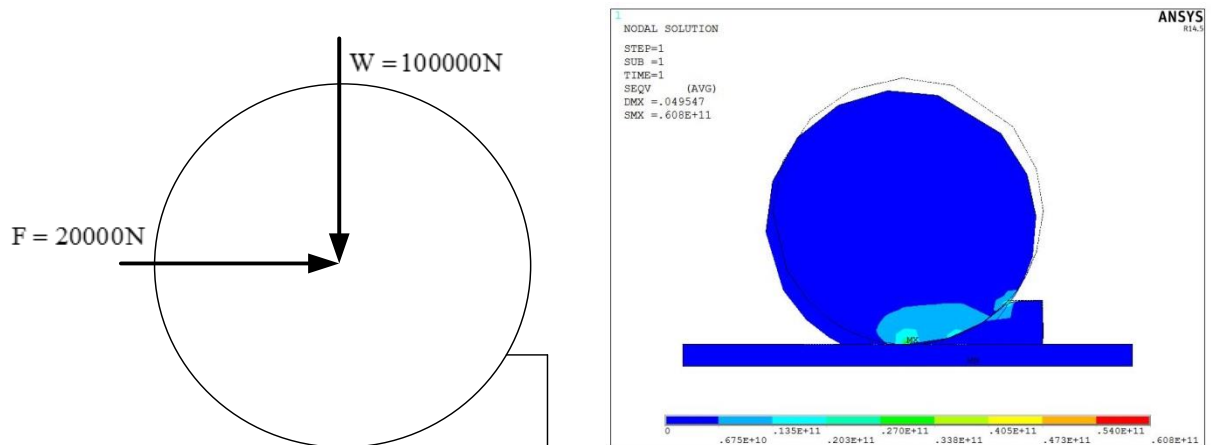


圖 59 靴徑等於輪徑應力分佈

# 第九章 結論與建議

## 第一節 結論

- 一、 室外工作的軌道式起重機應裝設可靠的抗風防滑裝置，並應滿足規定的工作狀態和非工作狀態抗風防滑要求。
- 二、 工作狀態下的抗風制動裝置須採用制動器及夾軌器，其制動與釋放動作可與運行機構聯鎖，並應能遙控或在控制室內自動操作；車輪制動器用來將起重機大車在行駛中煞車，並與夾軌鉗合作防止突然的颶風。
- 三、 夾軌鉗分成主動式及被動式(自鎖式)，主動式分為手動式及自動式，手動式將人力經導螺桿傳動至夾軌連桿得到的夾鉗力量不足以應付強風，而且遇到緊急狀態速度不夠，被動式的夾鉗力，隨風力越大而越大，其可靠性比自動式的主動夾軌器更好。
- 四、 非工作狀態下的抗風防滑要求，應裝設錨定裝置，錨定裝置應能獨立承受起重機非工作狀態下的風載荷，除了插銷式還可裝設牽纜式或其他形式的錨定裝置。
- 五、 起重機不能只裝設抗風制動裝置而無錨定裝置，否則抗風制動裝置應能承受起重機非工作狀態下的風載荷。
- 六、 錨定裝置應確保在下列情況下起重機及其相關部件的安全可靠：**(a)**起重機進入非工作狀態並且錨定時**(b)**起重機處於工作狀態，起重機進行正常作業並實施錨定時**(c)**起重機處於工作狀態且在正常作業，突然遭遇超過工作狀態極限風速的風載而實施錨定時。

## 第二節 建議

- 一、 抗風防滑能力取決於摩擦係數，摩擦係數的變動很大，因此在設計時安全係數應適當加大，使可能的最小摩擦係數條件仍有餘裕的摩擦力，例如抗風防滑裝置的鉗口接觸面輓軋出齒紋並經表面淬火，使提高摩擦係數。
- 二、 防逸走裝置無法單獨滿足工作風壓或非工作風壓的全方位安全保證，應與其他裝置搭配組合，構成完整的抗風防滑系統。
- 三、 針對各種夾軌鉗的設計、選型案例進行強度計算使用有限元素應力分析各零部件變形及內部應力，探討內應力(內力、內力矩)分佈及檢查變形位移與機構設計之



關係，修正設計方法。

- 四、研究摩擦力之鑑別方法，建立摩擦力測驗，檢查制動器、夾軌鉗及止輪器之摩擦面是否可靠的摩擦係數。

## 誌 謝

本研究計畫參與人員除本所助理研究員劉國青、助理研究員沈志陽等人，另包括中原大學康淵教授等人，謹此敬表謝忱。

## 參考文獻

- [1] 行政院勞動部，“勞工安全衛生法”；(1992)。
- [2] 行政院勞動部，“危險性機械及設備安全檢查規則”；(2011)。
- [3] 行政院勞動部，“危險性機械設備檢察基準彙編”；(1995)。
- [4] 行政院勞動部，“起重升降機具安全規則”；(2008)。
- [5] 行政院勞動部，“勞工安全衛生法及其施行細則” (2009)。
- [6] 行政院勞動部，“勞工安全衛生組織管理及自動檢查辦法” (2011)。
- [7] American Institute of steel Construction, “Manual of steel Construction-load and Resistance Design”；(1986).
- [8] FEM - European Federation of Materials Handling, “FEM Standard for cranes”；(1998).
- [9] 全國起重機械標準化技術委員會，“GB/T 3811：起重機設計規範，中國標準出版社；(1983)。
- [10] 行政院勞動部，“固定式起重機安全檢查構造標準”；(2005)。
- [11] 王書龍，“ISO 4302 Cranes-Wind load assessment 起重機風荷重評估”，行政院勞工委員會；(1981)。
- [12] ISO 9927-1 Cranes inspections Part 1:General, “起重機－檢查－第一部分(GB/T 23724-1)” ，中華人民共和國國家標準；(2009)。
- [13] ASME B30.2 Overhead and Gantry Cranes, Top Running Bridges, Single or Multiple Girder, Top Running Trolley Hoist, American Society of Mechanical Engineers ；(2005).
- [14] ASME B30.4 Portal and Pedestal Cranes, American Society of Mechanical Engineers ；(2010).
- [15] ASME B30.17 Overhead and Gantry Cranes, Top Running Bridges, Single Girder, Underhung Hoist, American Society of Mechanical Engineers ；(2006).
- [16] GB/T 6067 起重機械安全規程 第一部分：總則，中華人民共和國國家標準；(2010)。
- [17] 行政院勞動部，“職業安全衛生設施規則”；(2014)。
- [18] 株式会社 ジンレック，“クレーン等安全規則”；(2006)。

- [19] 聯合新聞網，12 級風襲高雄港，機具損數億；(2014)。  
出處：<http://www.udn.com/2014/4/12/NEWS/DOMESTIC/DOM6/8607787.shtml>
- [20] 維基百科，橋式貨櫃起重機被風襲；(1977)。  
出處：<http://codweb.net/blog/article/584487344346/>
- [21] 中國百科網，龍門起重機被大風吹倒造成傷亡；(1991)。  
出處：<http://www.chinabaike.com/z/aq/tz/313541.html>
- [22] 田復興，“起重機械事故案例分析與預防”，中國水利水電出版社；(1992)。
- [23] 田復興，“起重機械安全管理實用指南”，中國水利水電出版社；(1992)。
- [24] heavy lift news Large gantry cranes overthrown by a Typhoon；(2009).出處：  
<http://www.heavyliftnews.com/accidents/large-gantry-cranes-overthrown-typhoon/>
- [25] 大紀元，強颱風重創南韓；(2003)。  
出處：<http://www.epochtimes.com/b5/3/9/14/n375501.htm>
- [26] 港口科技平台，狂風襲擊天津港；(1998)。  
出處：<http://www.tpport.com/html/3748.shtml>
- [27] 中華人民共和國電力行業標準 DL 5009.1 電力建設安全工作規程 第一部分：火力發電廠；(2002)。
- [28] Singles Only Dutch Harbor Debacle；(2009).  
出處：[http://www.cargolaw.com/2000nightmare\\_singleonly14.html](http://www.cargolaw.com/2000nightmare_singleonly14.html)
- [29] Jaxport Jumble There Appears A Problem For The Blount Island Container Cranes (2008).出處：[http://www.cargolaw.com/2008nightmare\\_jaxcrane.html](http://www.cargolaw.com/2008nightmare_jaxcrane.html)
- [30] Making Sense of Four Fallen Container Cranes；(2010).出處：  
<http://www.edtengineers.com/resources/making-sense-four-fallen-container-cranes>
- [31] 中華民國起重機協會，“固定式起重機強度計算案例”；(1989)。
- [32] International Organization for Standardization ISO 4301-5 Cranes Classification Part 5：Overhead travelling and portal bridge cranes；(1991).
- [33] Japanese Industrial Standards JIS B8822-5:移動式高架起重機和橋式龍門起重機；(2001).

- [34] 張質文，“起重機設計手冊”，冶金工業出版社；(1988)。
- [35] 王金諾，于藍峰；“起重運輸機金屬結構”，中國鐵道出版社；(2002)。
- [36] 陳敢澤，“起重機安裝與修理”，河北科學技術出版社；(1996)。
- [37] 經濟部中央標準局，“CNS 6426 B1216 起重機鋼結構部分之計算標準”；(1980)。
- [38] Japanese Industrial Standards, JIS B8830：起重機風荷載評估；(2001).
- [39] J.E. Shigley, C.R. Mischake, R.G. Budynas, “Essentials of Mechanical Engineering Design”, McGraw-Hill Companies, Inc.；(2004).
- [40] J.J. Tabor, “Mechanics of pneumatic tires”, Machine Design；(1957).
- [41] 姚添富，“夾軌器”，起重運輸機械，10 卷，pp.28-30；(2002)。
- [42] 聶春華，“室外起重機輪邊制動器”，港口裝卸，4 卷，pp.18-20；(2002)。
- [43] 陳寶鈞，“實用鉗工手冊”，機械工業出版社；(2009)。
- [44] 吳峰崎，“夾輪器抗風防滑能力試驗動態仿真研究”，製造業自動化，11 卷，pp. 77-80；(2013)。
- [45] 殷江平，“液壓重錘式自動夾軌器 2 種選型計算分析”，起重運輸機械，4 卷，pp. 77-78；(2007)。
- [46] 王健，“室外起重機抗風防滑安全裝置的選型設計”，起重運輸機械，4 卷，pp. 74-77；(2013)。
- [47] 楊漢強，“船廠起重機防風抗滑安全性”，起重運輸機械，6 卷，pp.86-89；(2011)。
- [48] 包起帆，“港口大型起重機抵禦風害的技術安全措施”，港口科技，4 卷，pp. 8-12；(2006)。
- [49] 賈忠輝，“塔式起重機結構設計和使用中的抗風問題”，起重運輸機械，3 卷，pp. 1-5；(2007)。
- [50] 李洪，“門座起重機原防爬措施的不足和新型防爬裝置的應用”，港口科技動態，7 卷，pp.13-16；(2002)。
- [51] 須雷，“軌行式起重機的防風抗滑裝置”，起重運輸機械，3 卷，pp.9-14；(1989)。

國家圖書館出版品預行編目資料

固定式起重機防止逸走裝置研究/劉國青著. -- 一版. -- 新北市：  
勞動部勞研所, 民 104.03  
面；公分  
ISBN 978-986-04-4678-4 (平裝)  
1.職業災害 2.勞工安全  
555.56 104005255

固定式起重機防止逸走裝置研究

著（編、譯）者：劉國青

出版機關：勞動部勞動及職業安全衛生研究所

22143 新北市汐止區橫科路 407 巷 99 號

電話：02-26607600 <http://www.ilosh.gov.tw/>

出版年月：中華民國 104 年 4 月

版（刷）次：一版一刷

定價：300 元

展售處：

五南文化廣場

台中市中區中山路 6 號

電話：04-22260330

國家書店松江門市

台北市松江路 209 號 1 樓

電話:02-25180207

- 本書同時登載於本所網站之「出版中心」，網址為：  
[http://www.ilosh.gov.tw/wSite/np?ctNode=273&mp=11&idPath=226\\_270](http://www.ilosh.gov.tw/wSite/np?ctNode=273&mp=11&idPath=226_270)
- 授權部分引用及教學目的使用之公開播放與口述，並請注意需註明資料來源；有關重製、公開傳輸、全文引用、編輯改作、具有營利目的公開播放行為需取得本所同意或書面授權。

GPN: 1010400733

ISBN: 978-986-04-4678-4

