

國立臺灣大學工學院機械工程學系

碩士論文

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis



自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統設計
及騎乘效益分析

Design and Riding Performance Analysis of
Elliptical-Eccentric Sprockets Chain System for Bicycles

李柏緯

Li, Bo-Wei

指導教授：劉 霆 博士

Advisor: Liu, Tyng, Ph.D.

中華民國 102 年 7 月

July, 2013



國立臺灣大學碩士學位論文
口試委員會審定書

自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統設計及騎乘效益分析
Design and Riding Performance Analysis of
Elliptical-Eccentric Sprockets Chain System for Bicycles

本論文係李柏緯君 (R00522612) 在國立臺灣大學機械工程學系
完成之碩士學位論文，於民國 102 年 7 月 24 日承下列考試委員審查
通過及口試及格，特此證明

口試委員：

劉震

(簽名)

(指導教授)

尤正吉

尤正吉

李志中

李志中

劉震

劉震

系主任

楊耀州

(簽名)

誌謝



感謝恩師劉霆教授殷勤且耐心的指導，從大學時期跟隨老師進行專題研究開始，老師不僅給予我知識上的啟發，更帶領我學會解決事情的方式以及思考問題的本質，讓我在研究過程中受益良多，並使本論文終得以完成，在此致上衷心的敬意與感謝。

感謝巨獅創意股份有限公司的楊泰和先生對於自行車相關研究主題的協助與指導，使我拓展知識視野以及增進思考能力，更讓我獲得許多未曾思考過的創意思維，並提供有趣的研究方向，最後促成了本論文的研究主題。

感謝李志中教授與尤正吉教授撥冗審閱我的論文，並以不同角度的觀點提出許多寶貴的意見，使本論文更臻完善。

感謝財團法人自行車暨健康科技工業研究發展中心的賴永琛副理以及高旻聖工程師，對於本研究提供不遺餘力的協助，使研究過程能順利進行。

感謝 MMT 實驗室眾多的夥伴，讓大學時期以及研究所的日子充滿多采多姿的回憶。感謝學長羿名、柏蒼、恆銓、昱帆、聰賢、昉睨、柏宇、品翰、柏亨、正平、博仁、芳明、振達的提攜與照顧，並為實驗室提供許多實用的資源。感謝同屆夥伴先予、牧民、嘉維、傳榮的互相砥礪，在悠閒時相約出遊玩車、在煩憂時相互排憂解悶。感謝學弟彥翔、昱儒、應向、祭清、學妹芳儀為 MMT 實驗室的付出與協助，讓碩二學長們得以在舒適的環境中完成論文。感謝長期定居在實驗室內的外來種生物：巴西龜學長、巴西龜學妹以及美國螯蝦大家族，看著你們在水中悠哉地嬉戲是一件非常紓壓的事。

感謝我的父母與家人的支持與鼓勵，讓我得以毫無後顧之憂地完成論文。感謝女友品璇在我埋首論文時的陪伴與關心，並且不時以爭辯的方式訓練我的邏輯思考能力。感謝分散在各地的台大機械 B96 級以及師大附中 67 屆同窗老友，透過網路的連結，讓大家可以經常為彼此的生活互相交流與鼓勵，讓情感得以凝聚。

最後感謝這一路走來所有曾給予我幫助的人，您們的支持與協助皆是激勵我前進的力量，在此致上最深的謝意，祝福您們一切平安順遂，願這份喜悅與榮耀能與您們分享。

自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統設計及騎乘效益分析



李柏緯

摘要

根據研究，自行車騎士使用橢圓大齒盤可提升騎乘效益，但僅使用單一橢圓大齒盤時，會使鏈條在運作過程中產生部分鬆弛的現象，易導致鏈條脫鏈。使用橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪之設計可以改善鏈條鬆弛，當兩個鏈輪的節圓形狀同步變化，可減少橢圓大齒盤所產生之鏈條鬆弛量。本研究之目的在探討自行車使用橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪之鏈條傳動系統，對於鏈條鬆弛情形的改善以及騎士騎乘效益之影響。首先，建立橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統幾何數學模型，發展電腦程式，進行數值分析，藉由調整偏心圓鏈輪之偏心率參數，尋求搭配不同長短軸比橢圓大齒盤的偏心圓鏈輪，以達到最小鏈條鬆弛量之設計目標。其次，建立自行車騎士腿部模擬五連桿機構運動及動力模型，配合橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統產生之踩踏轉速變化數據，以及不同的曲柄安裝角度，發展電腦程式模擬腿部關節驅動力矩與輸出功率的變化，進而探討橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統對於自效益的提升效果。最後，本研究根據關節驅動力矩和輸出功率之分析數據，提出三組可提升自行車騎乘效益之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統設計參數，作為最終之設計方案。利用本研究所發展之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統幾何數學模型及設計方法，可以協助分析並改善橢圓大齒盤造成之鏈條鬆弛情形，並達到降低騎士腿部關節負荷與提升踩踏效率之目的，此研究成果應有助於新型自行車非圓形鏈輪系統之開發設計。

關鍵字：非圓形鏈輪、橢圓大齒盤、偏心圓鏈輪、關節驅動力矩、關節輸出功率

Design and Riding Performance Analysis of Elliptical-Eccentric Sprockets Chain System for Bicycles



Li, Bo-Wei

Abstract

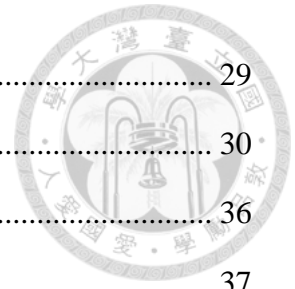
The use of elliptical front sprocket can enhance the riding performance of cyclists, but would cause chain slack during operating, or lead to chain drop. The purpose of this study is to analyze the improvement of chain slack and the enhancement of riding benefits by using elliptical front sprocket combined with eccentric sprocket for bicycles. First, the geometry mathematical model of elliptical-eccentric sprockets system and the kinematic model and the dynamic model of the leg simulation planar five-bar linkage have been established. Then, with the computer program which is developed to analyze the eccentric of sprocket, the best design parameters for different major-minor axis ratio can be found, and achieve the target of minimum chain slack. And then, with the data of cadence variation and the different crank install angle, the joint moment and joint power can also be simulated by using computer programs. Finally, according to the data of joint moment and joint power, three groups of design parameters have been raised to reduce the joint loading and enhance the pedaling efficiency. The enhancement of riding benefits compared to the traditional system would be investigated. This study could be applied in practice and promote the design and research on the non-circular sprockets for bicycles.

Keywords: non-circular sprocket, elliptical front sprocket, eccentric sprocket, joint moment, joint power

目錄



誌謝	II
摘要	III
Abstract.....	IV
目錄	V
圖目錄	VII
表目錄	X
符號彙整	XI
第一章 緒論	1
1-1 前言	1
1-2 文獻回顧	4
1-3 研究動機與目的	5
1-4 研究架構與步驟	6
第二章 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統幾何數學模型	8
2-1 鏈輪與鏈條之幾何關係	8
2-2 鏈條總長度	13
2-2-1 與橢圓大齒盤嚙合之鏈條長度	13
2-2-2 與偏心圓鏈輪嚙合之鏈條長度	16
2-2-3 無嚙合之鏈條長度	18
2-2-4 鏈條長度加總	19
2-3 等效齒比	19
2-4 小結	22
第三章 腿部模擬五連桿機構動力模型	23
3-1 角度分析	23
3-2 角速度分析	28



3-3 角加速度分析.....	29
3-4 動力分析.....	30
3-5 小結.....	36
第四章 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統參數設計.....	37
4-1 系統配置參數與程式架構.....	37
4-2 橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪.....	39
4-3 橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪.....	44
4-4 鏈條設計方法.....	50
4-5 設計參數討論.....	53
4-6 小結.....	54
第五章 自行車騎乘效益分析.....	56
5-1 系統配置參數與程式架構.....	56
5-2 等效齒比變化.....	59
5-3 腿部關節驅動力矩.....	64
5-3-1 腿部關節驅動力矩週期最大值.....	67
5-3-2 腿部關節驅動力矩週期平均值.....	72
5-4 腿部關節輸出功率.....	75
5-4-1 腿部關節輸出功率週期最大值.....	77
5-4-2 腿部關節輸出功率週期平均值.....	82
5-4-3 腿部關節輸出功率週期平均值總和.....	85
5-5 設計參數討論.....	86
5-6 小結.....	92
第六章 結論.....	94
6-1 結論.....	94
6-2 未來展望.....	96
參考文獻.....	97

圖目錄



圖 1-1 2006-2010 年國內自行車整車及零組件總產值[5].....	2
圖 1-2 各家廠商所設計的自行車非圓形大齒盤	4
圖 2-1 自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統示意圖	9
圖 2-2 座標旋轉示意圖	10
圖 2-3 旋轉後的橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統	10
圖 2-4 橢圓與偏心圓的公切線	13
圖 2-5 以橢圓參數角標定橢圓上切點在橢圓圓弧上的位置	14
圖 2-6 橢圓上切點、橢圓下切點、參數角與橢圓弧長示意圖	15
圖 2-7 一小段橢圓弧長	15
圖 2-8 以正圓參數角標定偏心圓上切點在偏心圓圓弧上的位置	17
圖 2-9 偏心圓弧長示意圖	17
圖 2-10 上切線和下切線的線段範圍	18
圖 2-11 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比之幾何關係	20
圖 2-12 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統旋轉角度示意圖	21
圖 3-1 腿部模擬平面五連桿機構示意圖(單一腿部).....	24
圖 3-2 曲柄旋轉角度示意圖	24
圖 3-3 腿部模擬平面五連桿機構之向量迴路示意圖	26
圖 3-4 桿 2 之自由體圖	31
圖 3-5 桿 3 之自由體圖	31
圖 3-6 桿 4 之自由體圖	32
圖 3-7 桿 5 之自由體圖	32
圖 3-8 踏板切線與法線方向受力對曲柄旋轉角度之曲線圖	35
圖 4-1 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統配置示意圖	38
圖 4-2 不同長短軸比橢圓大齒盤之節圓輪廓	39

圖 4-3 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統幾何關係分析流程圖	40
圖 4-4 偏心圓鏈輪之最佳偏心量搜尋流程圖	41
圖 4-5 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪之鏈條總長度週期變化圖	43
圖 4-6 長短軸比 $R_E = 1.2$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋	45
圖 4-7 長短軸比 $R_E = 1.2$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖	45
圖 4-8 長短軸比 $R_E = 1.4$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋	46
圖 4-9 長短軸比 $R_E = 1.4$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖	46
圖 4-10 長短軸比 $R_E = 1.6$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋	47
圖 4-11 長短軸比 $R_E = 1.6$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖	47
圖 4-12 長短軸比 $R_E = 1.8$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋	48
圖 4-13 長短軸比 $R_E = 1.8$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖	48
圖 4-14 長短軸比 $R_E = 2.0$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋	49
圖 4-15 長短軸比 $R_E = 2.0$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖	49
圖 4-16 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之鏈條設計方法	51
圖 5-1 腿部模擬五連桿機構之運動及動力分析流程圖	57
圖 5-2 曲柄安裝角度示意圖	58
圖 5-3 曲柄安裝角度分析流程圖	58
圖 5-4 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪系統之等效齒比週期變化圖	60
圖 5-5 長短軸比 $R_E = 1.2$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖	61
圖 5-6 長短軸比 $R_E = 1.4$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖	62
圖 5-7 長短軸比 $R_E = 1.6$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖	62
圖 5-8 長短軸比 $R_E = 1.8$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖	63
圖 5-9 長短軸比 $R_E = 2.0$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖	63
圖 5-10 原始系統之踝關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖	65
圖 5-11 原始系統之膝關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖	66
圖 5-12 原始系統之腕關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖	66

圖 5-13 各系統之踝關節驅動力矩週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖 ...	68
圖 5-14 各系統之膝關節驅動力矩週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖 ...	69
圖 5-15 各系統之髌關節驅動力矩週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖 ...	69
圖 5-16 各系統與原始系統之踝關節驅動力矩對應踩踏角度比較圖	71
圖 5-17 各系統與原始系統之膝關節驅動力矩對應踩踏角度比較圖	71
圖 5-18 各系統與原始系統之髌關節驅動力矩對應踩踏角度比較圖	72
圖 5-19 各系統之踝關節驅動力矩週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖	73
圖 5-20 各系統之膝關節驅動力矩週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖	74
圖 5-21 各系統之髌關節驅動力矩週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖	74
圖 5-22 原始系統之踝關節輸出功率對應踩踏角度關係圖	76
圖 5-23 原始系統之膝關節輸出功率對應踩踏角度關係圖	76
圖 5-24 原始系統之髌關節輸出功率對應踩踏角度關係圖	77
圖 5-25 各系統之踝關節輸出功率週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖 ...	78
圖 5-26 各系統之膝關節輸出功率週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖 ...	79
圖 5-27 各系統之髌關節輸出功率週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖 ...	79
圖 5-28 各系統與原始系統之踝關節輸出功率對應踩踏角度比較圖	80
圖 5-29 各系統與原始系統之膝關節輸出功率對應踩踏角度比較圖	81
圖 5-30 各系統與原始系統之髌關節輸出功率對應踩踏角度比較圖	81
圖 5-31 各系統之踝關節輸出功率週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖	83
圖 5-32 各系統之膝關節輸出功率週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖	84
圖 5-33 各系統之髌關節輸出功率週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖	84
圖 5-34 各系統之關節輸出功率週期平均值總和對應曲柄安裝角度比較圖	86
圖 5-35 踝關節驅動力矩與橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比比比較圖	89
圖 5-36 膝關節驅動力矩與橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比比比較圖	90
圖 5-37 髌關節驅動力矩與橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比比比較圖	91

表目錄



表 2-1 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統鏈輪旋轉角度對應關係之誤差分析數據.....	22
表 4-1 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統參數說明	38
表 4-2 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪之鏈條總長度週期變化數據 .	43
表 4-3 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量分析結果數據.....	44
表 4-4 實際鏈條總長度計算數據	52
表 4-5 不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之中心距與偏心量微調後數據 .	52
表 4-6 未優化之鏈條總長度週期變化量與最佳偏心量之固定比例關係	54
表 5-1 腿部模擬五連桿機構參數	59
表 5-2 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪系統之等效齒比分析數據.....	60
表 5-3 不同長短軸比橢圓大齒盤系統之等效齒比變化數據	64
表 5-4 各系統之關節驅動力矩週期最大值分析數據	68
表 5-5 各系統之關節驅動力矩週期平均值分析數據	73
表 5-6 各系統之關節輸出功率週期最大值分析數據	78
表 5-7 各系統之關節輸出功率週期平均值分析數據	83
表 5-8 各系統之關節輸出功率週期平均值總和分析數據	85
表 5-9 針對不同腿部關節之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統最終設計方案	88



符號彙整

a_{2x}	曲柄質心於 x 方向之加速度
a_{2y}	曲柄質心於 y 方向之加速度
a_{3x}	腳板質心於 x 方向之加速度
a_{3y}	腳板質心於 y 方向之加速度
a_{4x}	小腿質心於 x 方向之加速度
a_{4y}	小腿質心於 y 方向之加速度
a_{5x}	大腿質心於 x 方向之加速度
a_{5y}	大腿質心於 y 方向之加速度
c	橢圓大齒盤和偏心圓鏈輪之中心距
CG_2	曲柄質心與曲柄軸之距離
CG_3	腳板質心與踝關節之距離
CG_4	小腿質心與膝關節之距離
CG_5	大腿質心與髖關節之距離
e	偏心圓鏈輪之偏心量
F	自行車騎士腿部模擬五連桿機構自由度
F_{ax}	踝關節於 x 方向之受力
F_{ay}	踝關節於 y 方向之受力
F_{fn}	腳板於法線方向之受力
F_{ft}	腳板於切線方向之受力
F_{hx}	髖關節於 x 方向之受力
F_{hy}	髖關節於 y 方向之受力
F_{kx}	膝關節於 x 方向之受力
F_{ky}	膝關節於 y 方向之受力
F_{ox}	曲柄軸承於 x 方向之受力

F_{oy}	曲柄軸承於 y 方向之受力
g	重力加速度
I_2	曲柄對其質心之轉動慣量
I_3	腳板對其質心之轉動慣量
I_4	小腿對其質心之轉動慣量
I_5	大腿對其質心之轉動慣量
j	腿部模擬五連桿機構旋轉對接頭數目
k	公切線方程式常數項
L	鏈條總長度
L_{\max}	鏈條總長度週期最大值
L_{\min}	鏈條總長度週期最小值
L_D	鏈條之下切線段長度
L_E	與橢圓大齒盤嚙合之鏈條長度
L_N	無嚙合之鏈條長度
L_R	與偏心圓鏈輪嚙合之鏈條長度
L_{real}	實際鏈條總長度
L_U	鏈條之上切線段長度
m	公切線斜率
m_2	曲柄質量
m_3	腳板質量
m_4	小腿質量
m_5	大腿質量
M_a	踝關節之驅動力矩
M_h	髖關節之驅動力矩
M_k	膝關節之驅動力矩
n	等效齒比



n_{\max}	等效齒比週期最大值
n_{mean}	等效齒比週期平均值
n_{\min}	等效齒比週期最小值
N	腿部模擬五連桿機構桿件數目
N_E	橢圓大齒盤齒數
N_R	偏心圓鏈輪齒數
P	鏈條節距
P_a	踝關節輸出功率
P_h	髖關節輸出功率
P_k	膝關節輸出功率
r_1	座管之功能長度
r_2	曲柄之功能長度
r_3	腳板之功能長度
r_4	小腿之功能長度
r_5	大腿之功能長度
r_{E1}	橢圓大齒盤長軸長度
r_{E2}	橢圓大齒盤短軸長度
r_{EP}	橢圓軸心至上切線之垂直距離
r_{ET}	橢圓軸心至橢圓上切點之連線距離
r_R	偏心圓鏈輪半徑
r_{R1}	偏心圓鏈輪之長軸長度
r_{R2}	偏心圓鏈輪之短軸長度
r_{RP}	偏心圓軸心至上切線之垂直距離
r_{RT}	偏心圓軸心至偏心圓上切點之連線距離
R_E	橢圓大齒盤之長軸短軸比
S	鏈條鬆弛長度百分率





α_2	曲柄角加速度
α_3	腳板角加速度
α_4	小腿角加速度
α_5	大腿角加速度
α_E	橢圓大齒盤角加速度
ΔL	鏈條總長度週期變化量
Δn	等效齒比週期變化量
Δt	單位時間間隔
$\Delta \theta_E$	橢圓大齒盤單位旋轉角度
$\Delta \theta_R$	偏心圓鏈輪單位旋轉角度
ϕ	r_{ET} 線段與 r_{EP} 線段之夾角
θ_1	座管方向向量與+y軸之夾角
θ_2	曲柄方向向量與+y軸之夾角
θ_3	腳板方向向量與+y軸之夾角
θ_4	小腿方向向量與+y軸之夾角
θ_5	大腿方向向量與+y軸之夾角
θ_E	橢圓大齒盤旋轉角度(橢圓長軸與+x軸之夾角)
$\theta_{install}$	曲柄安裝角度(曲柄與橢圓大齒盤長軸之夾角)
θ_R	偏心圓鏈輪旋轉角度(偏心圓長軸與+x軸之夾角)
θ_{T1}	橢圓上切點之橢圓參數角
θ_{T2}	橢圓下切點之橢圓參數角
θ_{T3}	偏心圓上切點之正圓參數角
θ_{T4}	偏心圓下切點之正圓參數角
ω_2	曲柄之角速度
ω_3	腳板之角速度
ω_4	小腿之角速度

ω_5	大腿之角速度
ω_E	橢圓大齒盤角速度
ω_R	偏心圓鏈輪角速度
ψ	r_{RT} 線段與 r_{RP} 線段之夾角



第一章 緒論



1-1 前言

自行車在 19 世紀發明以來，經歷一百餘年之發展，現今已成為世界上使用最廣泛的非石化燃料交通工具。在邁入 21 世紀後，石化能源供應成本提高，更使得自行車成為備受注目的綠色交通工具。而國內自行車工業發展始自於第二次大戰以後，至今已成為世界上主要的自行車製造地區之一。

根據統計，2007 年時全球自行車年產量已達 1.3 億輛[1]，而 2008 年台灣地區自行車年外銷量，亦達 540 萬輛，平均輸出單價亦達 257 美元[2]，在當時金融海嘯中，自行車業逆勢突出，表現亮眼，為我國賺入巨額外匯。而國內自行車產業，自 2002 年台灣自行車廠商為了挽救產業外移大陸而導致自行車出口銳減之趨勢，其中的巨大公司及美利達公司，結合 11 家零組件廠於 2002 年共同倡議，並自 2003 年 1 月 1 日正式成立了社團法人台灣自行車協進會「A-TEAM」[3]，致力於國內自行車零組件之發展與生產，跳脫了國內自行車廠過往皆為組裝及整車出口的模式。

零組件亦成為國內自行車產業的重要產值，並有助於國內自行車產業品質提升及品牌塑造。每輛外銷自行車平均售價，由 2008 年的 257 美元，上漲到 2011 年 379 美元；零組件銷售總額，亦從 2008 年 5.48 億美元上漲到 2011 年 7.82 億美元；而自行車總產值亦自 2006 年 599 億元上升至 2010 年 929 億元，足見零組件系統之升級與進步對於內自行車產業之影響深遠。因此，如何保有國內自行車零組件之產業優勢，並積極開發有市場價值之自行車零組件以提升產業競爭力，成為國內自行車產業必須面對之課題。



目前自行車依其功能構造一般可分為：(1)傳動系統 (2)變速系統 (3)車架系統 (4)輪轂系統 (5)剎車系統[4]，分述如下：

- (1) 傳動系統：由曲柄組、鏈條、大齒盤、鏈輪及後輪單向離合器所組成。
- (2) 變速系統：由變速拉桿(或旋轉變速握把)、變速器及拉線所組成。
- (3) 車架系統：由主車架、座椅、座管及懸吊系統所組成。
- (4) 輪轂系統：由輪圈、內胎、外胎、花鼓及輻絲所組成。
- (5) 剎車系統：由剎車器、剎車握把及剎車線所組成。

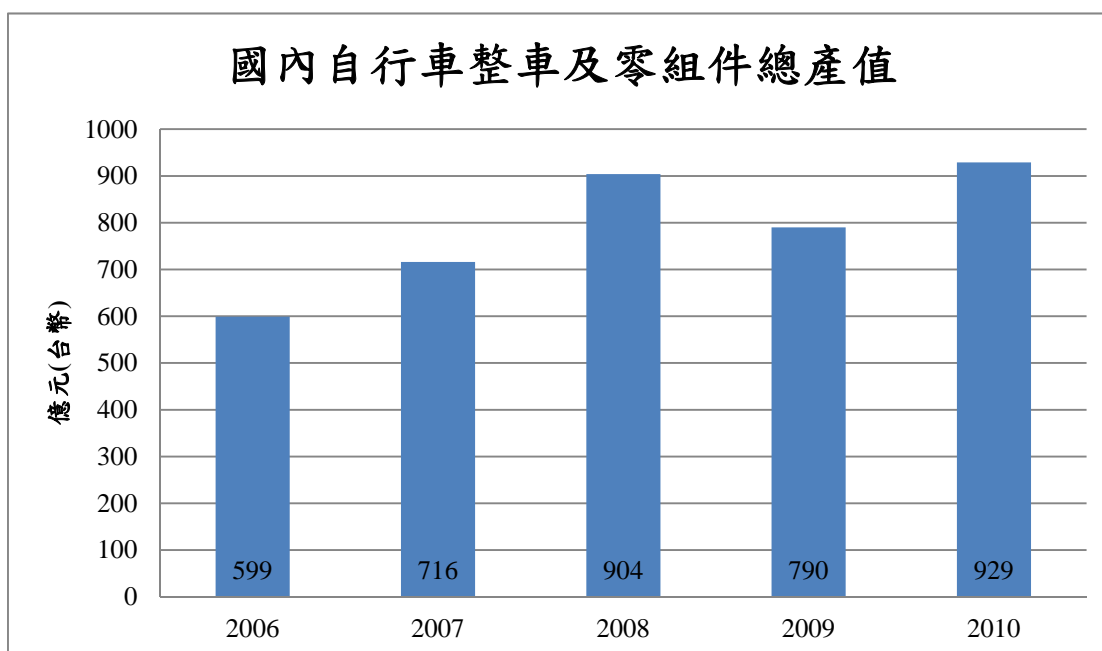
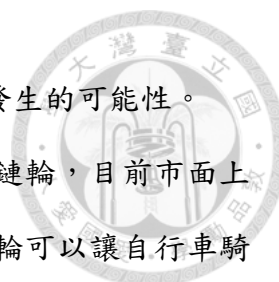


圖 1-1 2006-2010 年國內自行車整車及零組件總產值[5]

自行車傳動系統的主要功能即是傳輸來自人體給予自行車的動力，是自行車最重要的部分。其設計訴求會圍繞著騎乘者最重要的兩種需求：將動力從騎乘者的腿部傳送至車輪、以及可以使騎乘者在舒適的動作或速度下騎乘。圍繞著這兩點基本訴求，傳動系統的設計目標將會朝向下列兩者的其中之一進行：最有效率的輸出方式、或是效率稍差但可以使踩踏過程較舒適的輸出方式。換句話說，良好的傳動系統設計可以使騎乘者獲得更舒適、更有效率的騎乘過程，同時也可減



少腿部關節在騎乘過程中的負荷及能量損耗、並減少運動傷害發生的可能性。

一組自行車傳動系統的核心零組件包含：鏈條、大齒盤與鏈輪，目前市面上的大齒盤和鏈輪產品，大多為圓形的設計。圓形的大齒盤及鏈輪可以讓自行車騎士在一個踩踏週期中，皆有相同的踩踏轉速，而且圓形大齒盤也有形狀簡單、製造容易的優點。不過由於人體腿部在進行踩踏運動時，肌肉收縮與拉伸所形成的踩踏力並不保持固定，踩踏力會有週期性的變化。因此，可保持固定踩踏轉速的圓形大齒盤，未必是最適合腿部踩踏運動的設計。有鑑於此，從二十多年前開始，就陸續有少數的廠商設計出非圓形大齒盤產品，可讓腿部在踩踏過程中產生踩踏轉速變化，例如：日本自行車零組件大廠島野(Shimano)設計的「Biopace」、西班牙廠商 ROTOR 的「Q-Ring」、法國廠商 Osymetric 的「Harmonic Ring」以及台灣廠商 RIDEA 的「功率盤」(見圖 1-2)。此類非圓形大齒盤的節圓形狀皆以橢圓形為基礎，各家廠商再針對橢圓圓弧形狀進行不同的優化改良。製造廠商宣稱非圓形大齒盤是較符合人體工學的設計，可有效提升踩踏的效率，並減輕腿部關節的負荷。不過由於非圓形大齒盤的售價較為高昂，而且使用非圓形大齒盤時，鏈條在運作週期中會有部分時間出現鬆弛的現象，可能較易產生脫鏈的問題，因此目前此類非圓形大齒盤尚未在市面上普及。

為了改善非圓形大齒盤在運作過程中產生之鏈條鬆弛現象，將其搭配的後鏈輪也改為非圓形的設計，利用兩個鏈輪節圓形狀的同時變化，試圖減少系統運作時所產生之鏈條鬆弛量，不失為一個可行的解決方法。本研究針對楊泰和[6]專利中之自行車橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪系統，探討將橢圓大齒盤所搭配之傳統圓形鏈輪改為偏心圓鏈輪後，使用不同參數設計對於鏈條鬆弛量之改善情形，並尋求最佳的參數設計與安裝配置方法。此外，本研究也將探討使用橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪時，對於自行車騎士腿部關節負荷與踩踏效率之影響，期望此設計能有效降低關節負荷並提升踩踏效率，增進自行車之騎乘效益。



(a) Shimano - 「Biopace」 [7]



(b) ROTOR - 「Q-Ring」 [8]



(c) Osymetric - 「Harmonic Ring」 [9]



(d) RIDEA - 「功率盤」 [10]

圖 1-2 各家廠商所設計的自行車非圓形大齒盤

1-2 文獻回顧

目前市面上的自行車非圓形大齒盤雖然有多種不同的外形，但皆以一個長軸搭配一個短軸的正橢圓形或類橢圓形狀為主，本論文將著重在正橢圓形的大齒盤，並搭配偏心圓形鏈輪形成的新型自行車鏈條傳動系統。自行車騎士使用非圓形大齒盤的研究已有許多成果，Dailey 與 Dailey[11]以及 Harrison[12]發表之研究皆顯示，經由多位自行車騎士的實際測試，使用橢圓大齒盤有助於提升腿部踩踏的輸出功率。Henderson 等人進行之研究[13]，使用橢圓大齒盤的自行車騎士，相較於使



用傳統圓形大齒盤的騎士有較高的踩踏效率。Bisi 等人的研究[14]更進一步指出，在進行等功率輸出的自行車踩踏運動時，使用橢圓大齒盤可以降低腿部關節的驅動力矩負荷。

由於曲柄與橢圓大齒盤安裝角度的不同，會造成不同的踩踏轉速變化情形，所以曲柄的安裝位置也是一個值得研究的課題，Miller 和 Ross[15] 以及 Hull 等人[16]的研究著重於曲柄安裝方向垂直於橢圓大齒盤長軸的情形，此二項研究均指出，使用這種安裝方式的橢圓大齒盤，可在進行等功率輸出的踩踏運動時，有效降低腿部的能量消耗。不過，Okajima[17]的研究則表示，曲柄安裝方向平行於橢圓大齒盤長軸的方式，可使踩踏運動較為省力，因此關於橢圓大齒盤的曲柄安裝位置設計，仍有賴進一步的分析研究。

自行車騎士腿部驅動力矩研究的部分，Hull 和 Jorge[18]建立一組可模擬腿部骨骼與肌肉的五連桿機構，並提出腿部關節驅動力矩的分析方法。Redfield 和 Hull[19]針對腿部踩踏轉速與關節驅動力矩負荷的研究顯示，關節的驅動力矩和踩踏轉速有極大的關聯性，並可根據不同的踩踏輸出功率以及自行車車架與騎士腿部的幾何參數，以腿部五連桿機構模擬的方式，尋求最佳的踩踏轉速，使騎士有較低的關節驅動力矩負荷。

1-3 研究動機與目的

本研究針對楊泰和[6]專利中之自行車橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪系統，探討自行車鏈條傳動系統使用橢圓大齒盤所產生之鏈條鬆弛情形，並使用偏心圓鏈輪取代傳統圓形鏈輪，用以搭配橢圓大齒盤運行，期望能改善鏈條鬆弛之情形；此外，本研究也將探討橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪系統，在不同的曲柄安裝角度時，對於自行車騎士腿部關節負荷與踩踏效率之影響，並提出最佳的曲柄安裝角度設



計方案。本研究期望透過發展一套完整的設計、模擬與分析方法，實現橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪的自行車鏈條傳動系統設計，以供後續研究時之參考。

1-4 研究架構與步驟

本研究針對自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪之鏈條傳動系統進行探討。首先，建立橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪之幾何數學模型，討論鏈條鬆弛量的變化情形，並根據鏈條鬆弛的狀況，設計一組偏心圓鏈輪取代傳統圓形鏈輪，建立一套完整的分析與設計方法。接著，進行自行車騎士腿部騎乘效益的分析，對橢圓大齒盤偏心圓鏈輪之鏈條傳動系統，搭配不同的曲柄安裝角度，進行系統模擬與效益分析，尋求最佳的曲柄安裝角度，並確認所得之系統確實能夠達到提升自行車騎乘效益之目的。本研究各章節重點分述如下。

第一章 緒論：前言、介紹本研究之相關文獻、研究動機與目的、論文架構與研究步驟。

第二章 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統幾何數學模型：針對楊泰和[6]專利中之自行車橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪系統，建立此系統之幾何模型，並推導此系統之鏈條長度計算方程式，以及此系統等效齒比之定義。

第三章 腿部模擬五連桿機構動力模型：介紹本研究所使用之成人腿部模擬平面五連桿機構模型，並進行運動與動力方程式之推導。先由向量迴路方程式列出各桿件幾何關係，依序推得角度、角速度以及角加速度之關係式，再進一步以力與力矩平衡的原理為基礎，列出各桿件之動力平衡方程式，即可求得穩態騎乘的狀況下，腿部五連桿機構之各項動力特性。

第四章 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統參數設計：以 MATLAB 軟體撰寫模擬程式，對橢圓偏心圓鏈輪系統之幾何關係進行模擬，探討不同長短軸比橢圓大齒



盤，可搭配的偏心圓鏈輪最佳偏心率。接著，使用真實鏈條的節距參數進行鏈條設計，並探討鏈輪中心距的微調量，使本系統之鏈條有最佳的配置狀態，

第五章 自行車騎乘效益分析：以腿部關節驅動力矩與關節輸出功率之大小為指標，使用 MATLAB 軟體撰寫模擬程式，針對腿部五連桿機構之動力模型進行模擬，探討不同長短軸比橢圓大齒盤系統所產生之等效齒比變化差異，相較於傳統圓形大齒盤系統，對於自行車騎士騎乘效益之提升效果。此外，並探討不同的曲柄與橢圓大齒盤安裝角度設計，對於騎乘效益之影響，藉此尋求騎乘效益最佳之安裝角度設計。

第六章 結論：本研究之研究成果，與未來可繼續研究之方向。

第二章 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統幾何數學模型



在進行後續的分析前，需先針對橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪系統之幾何數學模型進行推導，以得知各項設計參數的組合關係，並推導此系統之鏈條長度計算方程式。

為簡化運動分析模型，本章使用之假設如下：

1. 以兩個鏈輪之節圓輪廓視為鏈輪外形輪廓。
2. 鏈條緊密包覆在兩鏈輪節圓輪廓的外圍，並假設為一條可彎曲之撓性線。

2-1 鏈輪與鏈條之幾何關係

本節對自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，進行幾何關係的介紹，並推導出連接橢圓大齒盤與偏心圓鏈輪的兩條外公切線方程式，將此兩條外公切線視為模擬之鏈條。系統配置如圖 2-1 所示，以橢圓大齒盤的軸心為此系統的座標原點，令橢圓長軸在初始狀態下和 x 軸平行，橢圓短軸在初始狀態下和 y 軸平行，偏心圓之長軸與短軸在初始狀態下皆平行 x 軸。橢圓之標準方程式為：

$$\frac{x^2}{r_{E1}^2} + \frac{y^2}{r_{E2}^2} = 1 \quad (2-1)$$

令橢圓偏心圓公切線之二元一次方程式為：

$$y = mx + k \quad (2-2)$$

為了使公切線滿足與橢圓相切的條件，需將(2-2)式代入(2-1)式：

$$\frac{x^2}{r_{E1}^2} + \frac{(mx+k)^2}{r_{E2}^2} = 1 \quad (2-3)$$

(2-3)式經過整理後可得：

$$(r_{E2}^2 + r_{E1}^2 m^2)x^2 + (2mkr_{E1}^2)x + r_{E1}^2 k^2 - r_{E1}^2 r_{E2}^2 = 0 \quad (2-4)$$



由於橢圓和公切線只能有一個交點，所以令此二元一次方程式之判別式等於零。

(2-4)式之判別式為：

$$(2mkr_{E1}^2)^2 - 4(r_{E2}^2 + r_{E1}^2m^2)(r_{E1}^2k^2 - r_{E1}^2r_{E2}^2) = 0 \quad (2-5)$$

(2-5)式經過整理後可得：

$$4r_{E1}^4r_{E2}^2m^2 - 4r_{E1}^2r_{E2}^2k^2 + 4r_{E1}^2r_{E2}^4 = 0 \quad (2-6)$$

其中，各項參數分別如下所示：

r_{E1} ：橢圓半長軸長度(mm)

r_{E2} ：橢圓半短軸長度(mm)

m ：公切線斜率

k ：公切線方程式常數項

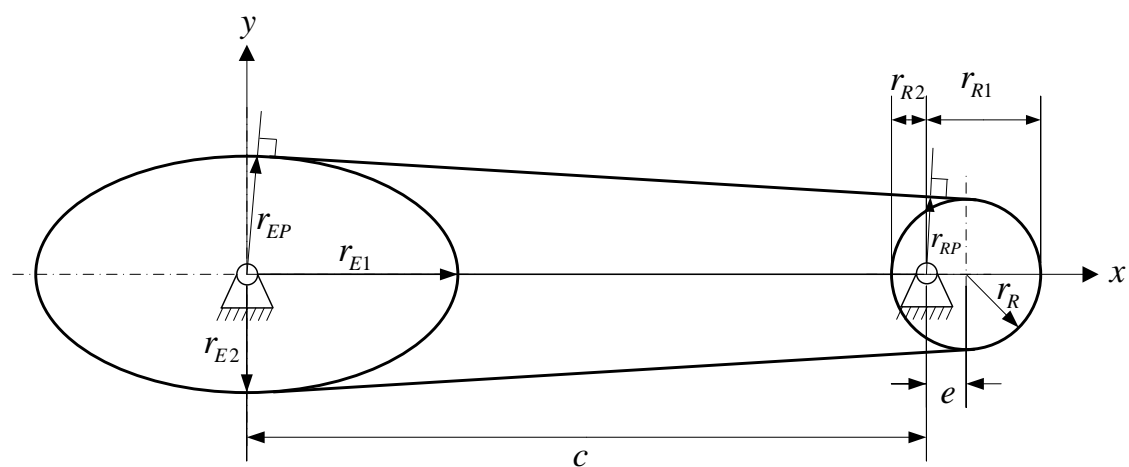


圖 2-1 自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統示意圖

由於要考慮橢圓大齒盤旋轉後的情形，因此使用座標軸旋轉公式計算橢圓旋轉後的幾何關係。座標旋轉之示意圖如圖 2-2 所示。使用座標軸旋轉公式得到旋轉座標和原座標的關係式：

$$x = x' \cos \theta_E - y' \sin \theta_E \quad (2-7)$$

$$y = x' \sin \theta_E + y' \cos \theta_E \quad (2-8)$$



其中，各項參數分別如下所示：

x' 、 y' ：旋轉後的新座標

θ_E ：橢圓大齒盤旋轉角度(橢圓長軸與 x 軸之夾角，以 x 軸正方向為 0 度，以逆時鐘方向為正)

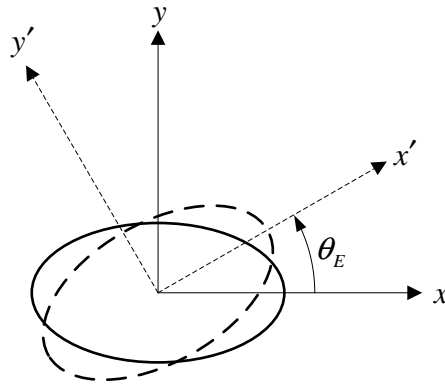


圖 2-2 座標旋轉示意圖

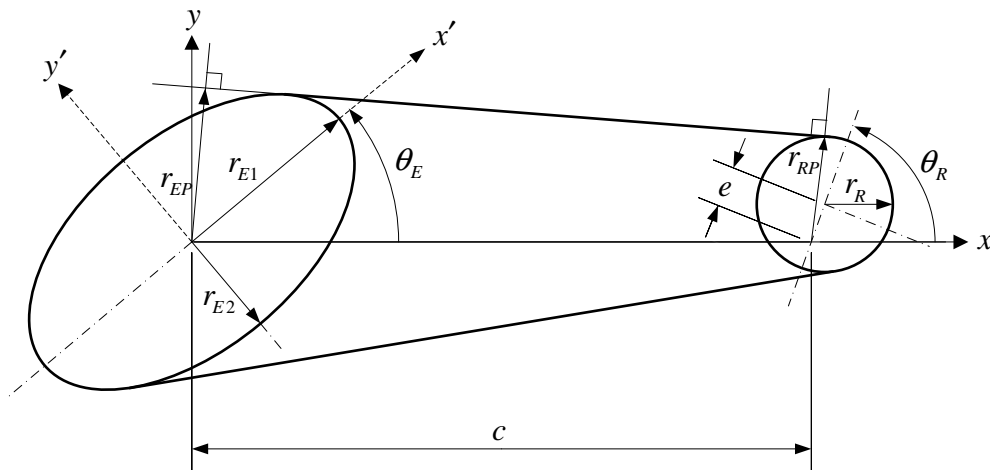


圖 2-3 旋轉後的橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統

由於橢圓大齒盤會隨著旋轉座標同步旋轉，因此對於旋轉座標而言，橢圓方程式並不會因為座標旋轉而改變。但是，本研究將公切線固定在原座標上，因此先求得基於旋轉座標的公切線方程式，再代入基於旋轉座標之橢圓方程式中求解，



會使計算過程較為簡便。將(2-7)式和(2-8)式代入公切線方程式後，可得到基於旋轉座標之公切線方程式：

$$(x' \sin \theta_E + y' \cos \theta_E) = m(x' \cos \theta_E - y' \sin \theta_E) + k \quad (2-9)$$

將(2-9)式整理後可得到：

$$\begin{aligned} y' &= \left(\frac{m \cos \theta_E - \sin \theta_E}{m \sin \theta_E + \cos \theta_E} \right) x' + \frac{k}{m \sin \theta_E + \cos \theta_E} \\ &= m' x' + k' \end{aligned} \quad (2-10)$$

從(2-10)式可得知座標旋轉後的公切線斜率 m' 和常數項 k' ，將 m' 和 k' 代入橢圓與公切線的判別式(2-6)式，取代原本式子中的 m 和 k ，可得到：

$$4r_{E1}^4 r_{E2}^2 \left(\frac{m \cos \theta_E - \sin \theta_E}{m \sin \theta_E + \cos \theta_E} \right)^2 - 4r_{E1}^2 r_{E2}^2 \left(\frac{k}{m \sin \theta_E + \cos \theta_E} \right)^2 + 4r_{E1}^2 r_{E2}^4 = 0 \quad (2-11)$$

整理後可得：

$$\begin{aligned} &(4r_{E1}^4 r_{E2}^2 \cos^2 \theta_E + 4r_{E1}^2 r_{E2}^4 \sin^2 \theta_E) m^2 \\ &+ (8r_{E1}^2 r_{E2}^4 \sin \theta_E \cos \theta_E - 8r_{E1}^4 r_{E2}^2 \sin \theta_E \cos \theta_E) m \\ &- 4r_{E1}^2 r_{E2}^2 k^2 + 4r_{E1}^4 r_{E2}^2 \sin^2 \theta_E + 4r_{E1}^2 r_{E2}^4 \cos^2 \theta_E = 0 \end{aligned} \quad (2-12)$$

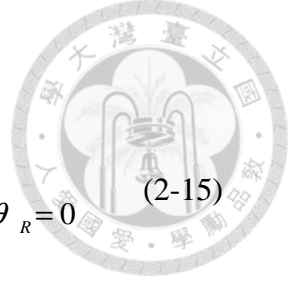
此為可適用於橢圓旋轉後之橢圓與公切線判別式。

求得橢圓大齒盤與公切線的判別式後，接著也要推導出偏心圓鏈輪與公切線的判別式。由於偏心圓的旋轉中心並非圓心，圓心會在旋轉時不斷地改變其位置，所以在推導偏心圓方程式時，預先代入偏心圓的旋轉角度，會使計算過程較為簡便。根據圖 2-3，可列出偏心圓的方程式為：

$$(x - c - e \cos \theta_R)^2 + (y - e \sin \theta_R)^2 = r_R^2 \quad (2-13)$$

為了使公切線滿足與偏心圓相切的條件，需將公切線方程式(2-2)式代入(2-13)式：

$$(x - c - e \cos \theta_R)^2 + (mx + k - e \sin \theta_R)^2 = r_R^2 \quad (2-14)$$



將(2-14)式整理後可得：

$$(m^2 + 1)x^2 + (-2c - 2e \cos \theta_R + 2mk - 2me \sin \theta_R)x + c^2 + k^2 - r_R^2 + e^2 \cos^2 \theta_R + e^2 \sin^2 \theta_R + 2ce \cos \theta_R - 2ke \sin \theta_R = 0 \quad (2-15)$$

由於偏心圓和公切線只能有一個交點，所以令此二元一次方程式的判別式等於零。

(2-15)式的判別式為：

$$\begin{aligned} & (4r_R^2 - 4c^2 - 4e^2 \cos^2 \theta_R - 8ce \cos \theta_R)m^2 \\ & + (8ce \sin \theta_R + 8e^2 \cos \theta_R \sin \theta_R - 8ke \cos \theta_R - 8ck)m \\ & + 4r_R^2 - 4k^2 - 4e^2 \sin^2 \theta_R + 8ke \sin \theta_R = 0 \end{aligned} \quad (2-16)$$

其中，各項參數分別如下所示：

r_R ：偏心圓鏈輪的半徑

c ：兩個鏈輪的中心距

e ：偏心圓鏈輪的偏心率(圓形鏈輪往右偏心為正)

θ_R ：偏心圓鏈輪的旋轉角度(逆時鐘方向為正)

最後，將(2-12)式和(2-16)式結合成二元二次聯立方程式，並解出公切線斜率 m 與常數項 k ，共會得到四組解，因為此系統共會有四條公切線，如圖 2-4 所示。其中編號 2 和 3 的兩條內公切線需要捨棄，因為本系統的鏈條並不會產生此種狀態，只取編號 1 和 4 兩條外公切線以及公切線和兩個鏈輪的切點進行後續的計算。為了後續說明的方便，將編號 1 的外公切線簡稱為上切線，編號 4 的外公切線簡稱為下切線。

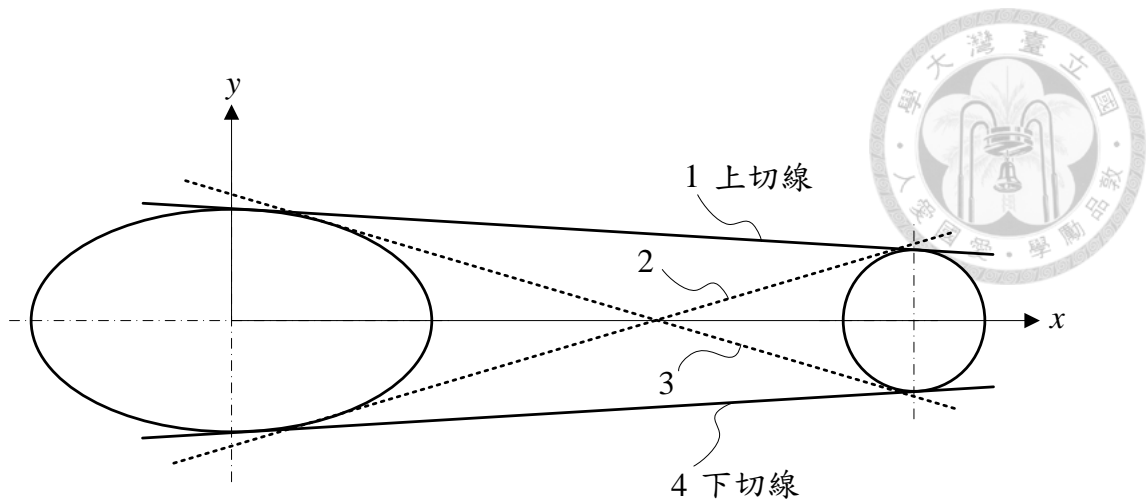


圖 2-4 橢圓與偏心圓的公切線

2-2 鏈條總長度

本節將推導橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統的鏈條總長度計算方程式，利用前一節所建立之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統模型，計算在鏈條無鬆弛狀態下之鏈條總長度。

2-2-1 與橢圓大齒盤嚙合之鏈條長度

計算嚙合在橢圓大齒盤上的鏈條長度時，先使用橢圓參數角標定公切線(即為鏈條)與橢圓的兩個切點(即為鏈條與橢圓大齒盤的接觸點)位置，得到兩個切點的橢圓參數式，再使用數值積分的方式求得嚙合在橢圓大齒盤圓弧上的鏈條長度。首先，將橢圓與上切線的切點稱為橢圓上切點，橢圓與下切線的切點稱為橢圓下切點，令橢圓上切點座標為 (x_1, y_1) ，根據圖 2-5 所示之幾何關係，橢圓上切點的橢圓參數角計算式為：

$$\theta_{T1} = \cos^{-1}\left(\frac{x_1}{r_{E1}}\right) \quad (2-17)$$



橢圓上切點的橢圓參數式即為：

$$x_1 = r_{E1} \cos \theta_{T1} \quad (2-18)$$

$$y_1 = r_{E2} \sin \theta_{T1} \quad (2-19)$$

同理，也可求得橢圓下切點 (x_2, y_2) 的橢圓參數角計算式，橢圓下切點的參數角 θ_{T2} 如圖 2-6 所示。但因反三角函數 \cos^{-1} 的定義範圍僅在 $0 \leq \theta \leq \pi$ ，所以將橢圓下切點的橢圓參數角計算式略作修改：

$$\theta_{T2} = 2\pi - \cos^{-1}\left(\frac{x_2}{r_{E1}}\right) \quad (2-20)$$

橢圓下切點的橢圓參數式即為：

$$x_2 = r_{E1} \cos \theta_{T2} \quad (2-21)$$

$$y_2 = r_{E2} \sin \theta_{T2} \quad (2-22)$$

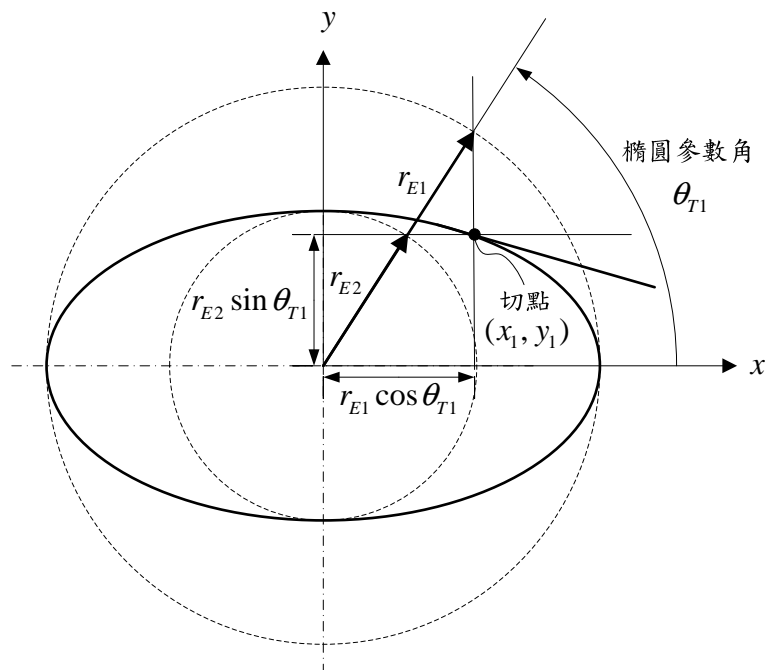


圖 2-5 以橢圓參數角標定橢圓上切點在橢圓圓弧上的位置

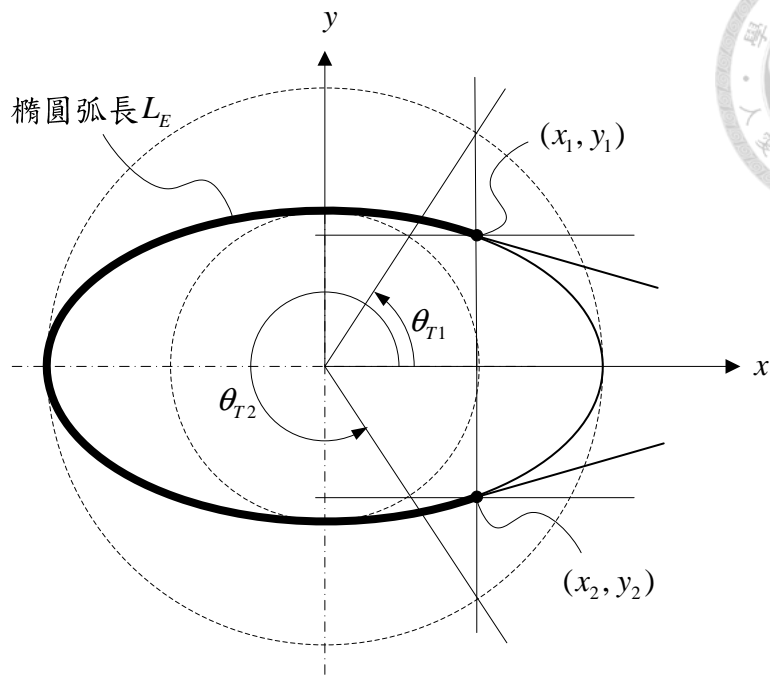


圖 2-6 橢圓上切點、橢圓下切點、參數角與橢圓弧長示意圖

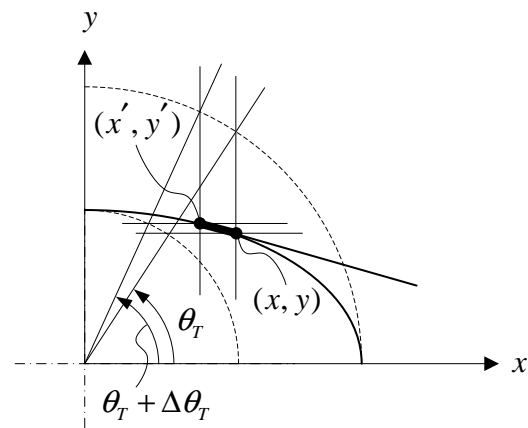


圖 2-7 一小段橢圓弧長

根據橢圓的基本數學理論以及羅居剛、雷宏波所做的研究[20]，橢圓形的周長與弧長皆沒有封閉的解析表達式，僅能使用近似方程式求得近似值。但使用近似方程式求得之近似值有較大的誤差，因此本研究使用黃景德所推導之橢圓周長弧長數值積分法[21]，以數值積分的方式求得較精確之橢圓弧長。配合示意圖 2-6 及圖 2-7，橢圓上切點和橢圓下切點所包圍的橢圓弧長數值積分公式如下所示：



$$L_E = \sum_{\theta_{r1}}^{\theta_{r2}} \sqrt{(x' - x)^2 + (y' - y)^2} \quad (2-23)$$

$$x = r_{E1} \cos \theta_T$$

$$y = r_{E2} \sin \theta_T$$

$$x' = r_{E1} \cos(\theta_T + \Delta\theta_T)$$

$$y' = r_{E2} \sin(\theta_T + \Delta\theta_T)$$

$$\Delta\theta_T = \frac{\theta_{T2} - \theta_{T1}}{n}$$

為了檢查此數值積分公式的誤差，將橢圓的長短軸比例設定為 $r_{E1}/r_{E2} = 1$ ，即成為正圓形，再使用此數值積分公式計算一個完整的圓周長，和已知的圓周長公式進行比較，得知此數值積分公式在 $n = 10^4$ 時，圓周長的誤差百分比為 0.01%，其誤差量非常小。

2-2-2 與偏心圓鏈輪嚙合之鏈條長度

計算嚙合在偏心圓鏈輪上的鏈條長度時，由於偏心圓為正圓形加上偏心率，因此可直接使用正圓形周長公式計算圓弧長度。先使用正圓參數角標定公切線(即為鏈條)與偏心圓的兩個切點(即為鏈條與偏心圓鏈輪的接觸點)位置，得到兩個切點的正圓參數式，再使用圓形周長公式計算圓弧長度。首先，將偏心圓與上切線的切點稱為偏心圓上切點，偏心圓與下切線的切點稱為偏心圓下切點，令偏心圓上切點座標為 (x_3, y_3) ，根據圖 2-8 所示之幾何關係，偏心圓上切點的正圓參數角的計算式為：

$$\theta_{T3} = \cos^{-1}\left(\frac{x_3}{r_R}\right) \quad (2-24)$$



同理，也可求得偏心圓下切點 (x_4, y_4) 的正圓參數角計算式，偏心圓下切點的參數角 θ_{T4} 如圖 2-9 所示。但因反三角函數 \cos^{-1} 的定義範圍僅在 $0 \leq \theta \leq \pi$ ，所以將偏心圓下切點的正圓參數角計算式略作修改：

$$\theta_{T4} = 2\pi - \cos^{-1}\left(\frac{x_4}{r_R}\right) \quad (2-25)$$

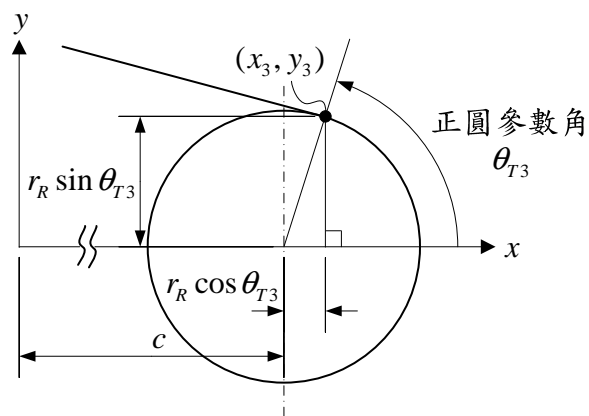


圖 2-8 以正圓參數角標定偏心圓上切點在偏心圓圓弧上的位置

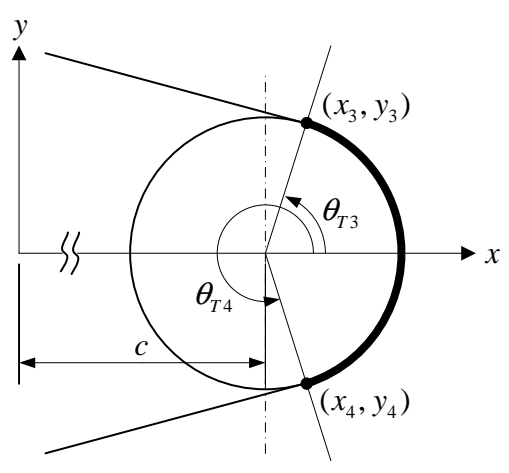


圖 2-9 偏心圓弧長示意圖



求得偏心圓上切點和偏心圓下切點的正圓參數角後，如圖 2-9 所示，即可進一步求得偏心圓上切點和偏心圓下切點所包圍的偏心圓弧長度：

$$L_R = 2\pi r_R \cdot \frac{\theta_{T3} + (2\pi - \theta_{T4})}{2\pi} \quad (2-26)$$

2-2-3 無嚙合之鏈條長度

求得橢圓上切點、橢圓下切點、偏心圓上切點以及偏心圓下切點之後，即可確定上切線與下切線之線段範圍，如圖 2-10 所示。藉由線段長度計算公式，即可求出上切線與下切線的線段長度。上切線段長度計算式為：

$$L_U = \sqrt{(x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2} \quad (2-27)$$

同理可知，下切線段長度計算式為：

$$L_D = \sqrt{(x_4 - x_2)^2 + (y_4 - y_2)^2} \quad (2-28)$$

將上切線段長度與下切線段長度相加，即為無嚙合之鏈條長度：

$$L_N = L_U + L_D \quad (2-29)$$

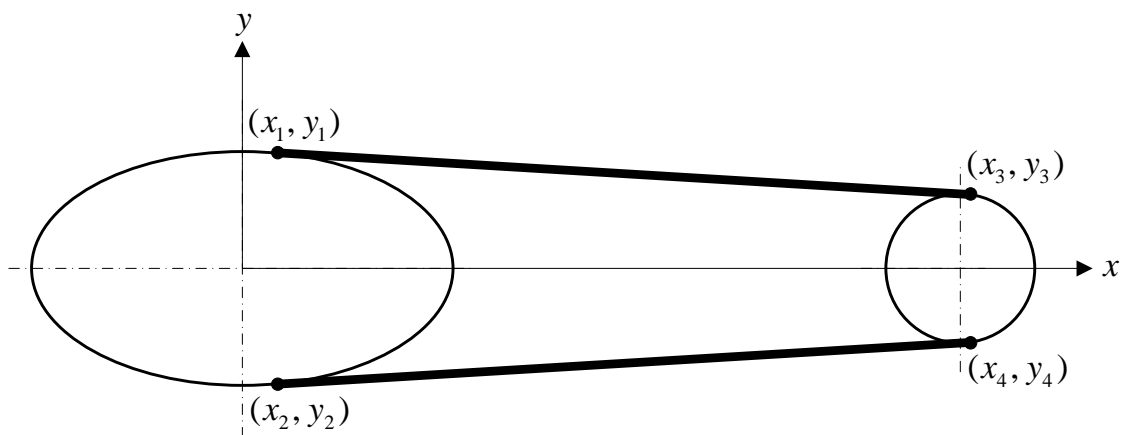


圖 2-10 上切線和下切線的線段範圍



2-2-4 鏈條長度加總

將本節(2-23)式、(2-26)式以及(2-29)式求得之每一段鏈條長度相加，即可求得此系統之鏈條總長度：

$$L = L_E + L_R + L_N \quad (2-30)$$

2-3 等效齒比

由於本系統所使用的鏈輪並非正圓形，因此在系統運作的過程中，兩個鏈輪的角速度比會不斷地改變。本節將利用橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之幾何關係，推導出兩個鏈輪的角速度比計算方程式。已知鏈條運行時，在兩個鏈輪和鏈條的切點上，有鏈條切線速度相等的關係，根據圖 2-11 所示之幾何關係，可列出鏈條切線速度相等之關係式：

$$r_{ET} \omega_E \cos \phi = r_{RT} \omega_R \cos \psi \quad (2-31)$$

將(2-31)式整理後可得到角速度比之關係式：

$$n = \frac{\omega_E}{\omega_R} = \frac{r_{RT} \cos \psi}{r_{ET} \cos \phi} = \frac{r_{RP}}{r_{EP}} \quad (2-32)$$

其中，各項參數分別如下所示：

r_{ET} ：橢圓軸心至橢圓上切點之連線距離

r_{RT} ：偏心圓軸心至偏心圓上切點之連線距離

r_{EP} ：橢圓軸心至上切線之垂直距離

r_{RP} ：偏心圓軸心至上切線之垂直距離

ω_E ：橢圓大齒盤角速度

ω_R ：偏心圓鏈輪角速度

ϕ ： r_{ET} 線段與 r_{EP} 線段之夾角

ψ ： r_{RT} 線段與 r_{RP} 線段之夾角

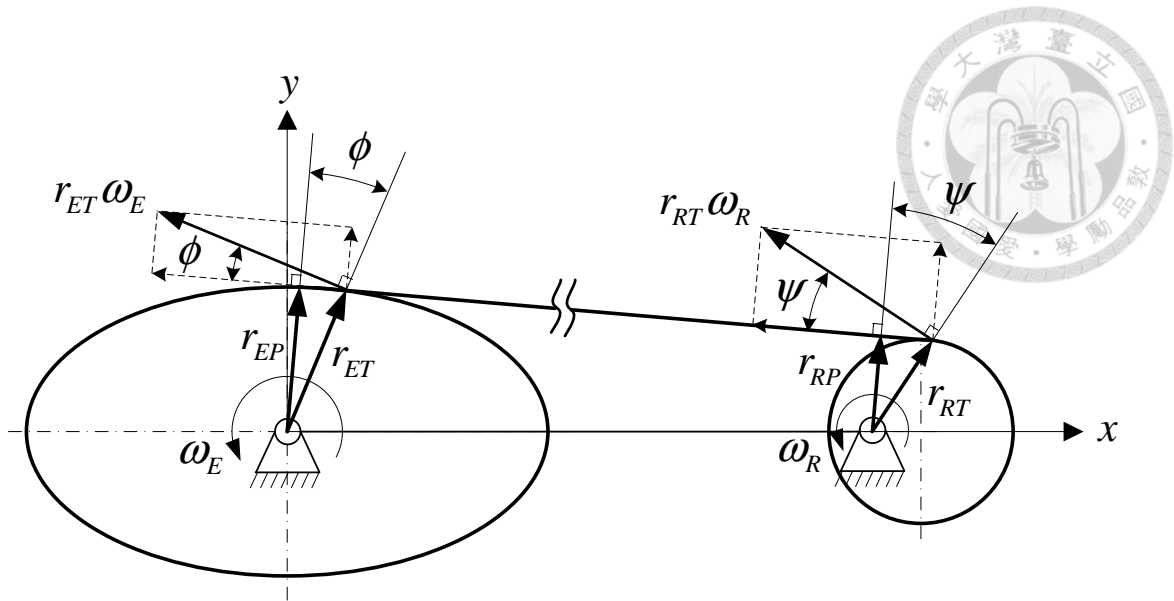


圖 2-11 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比之幾何關係

本研究將此角速度比 n 定義為等效齒比，用以表示鏈輪運行過程中，在某個旋轉角度當下的鏈條傳動系統等效齒數比。等效齒比以偏心圓鏈輪角速度為分母，以橢圓大齒盤角速度為分子，可在自行車定速巡航時(即偏心圓鏈輪角速度固定)，反映出騎士踩踏轉速之變化。

為了分析本系統運轉時的幾何關係變化，本研究使用數值分析方法，在偏心圓鏈輪每旋轉 0.1 度角時(偏心圓鏈輪單位旋轉角度 $\Delta\theta_r = 0.1$)，重新計算本系統之所有幾何關係。由於本系統之等效齒比會不斷改變，因此偏心圓鏈輪旋轉角度與橢圓大齒盤旋轉角度之對應關係也會隨之改變，需要推導出兩個鏈輪的旋轉角度對應關係式，才能進行系統運轉時的幾何關係計算。將(2-32)式整理後可得：

$$\omega_E = n\omega_R \quad (2-33)$$

將(2-33)式等號左右兩邊同乘上偏心圓鏈輪單位旋轉角度 0.1 度角所花的時間，即可得到偏心圓鏈輪單位旋轉角度 $\Delta\theta_r = 0.1$ 度角與橢圓大齒盤旋轉角度之對應關係：

$$\Delta\theta_E = n\Delta\theta_R \quad (2-34)$$



其中，等效齒比 n 可藉由(2-32)式以幾何關係求得：

$$n = \frac{r_{RP}}{r_{EP}} \quad (2-35)$$

兩個鏈輪的旋轉角度對應關係如圖 2-12 所示。

理論上，由於橢圓大齒盤與偏心圓鏈輪的齒數比為 2：1，當偏心圓鏈輪旋轉一圈時(360 度)，橢圓大齒盤應旋轉半圈(180 度)。不過，因本研究使用數值分析的方法，以偏心圓鏈輪旋轉 0.1 度角為單位旋轉角度，所以會有些微誤差的存在。旋轉角度對應關係之誤差分析結果如表 2-1 所示，從表中數據可得知，傳統圓形大齒盤與長短軸比 1.2 至 2.0 之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，偏心圓鏈輪旋轉一圈後的角度誤差百分比，皆在 0.01 % 以下，因此可證明本研究發展之旋轉角度數值分析法的誤差極小。

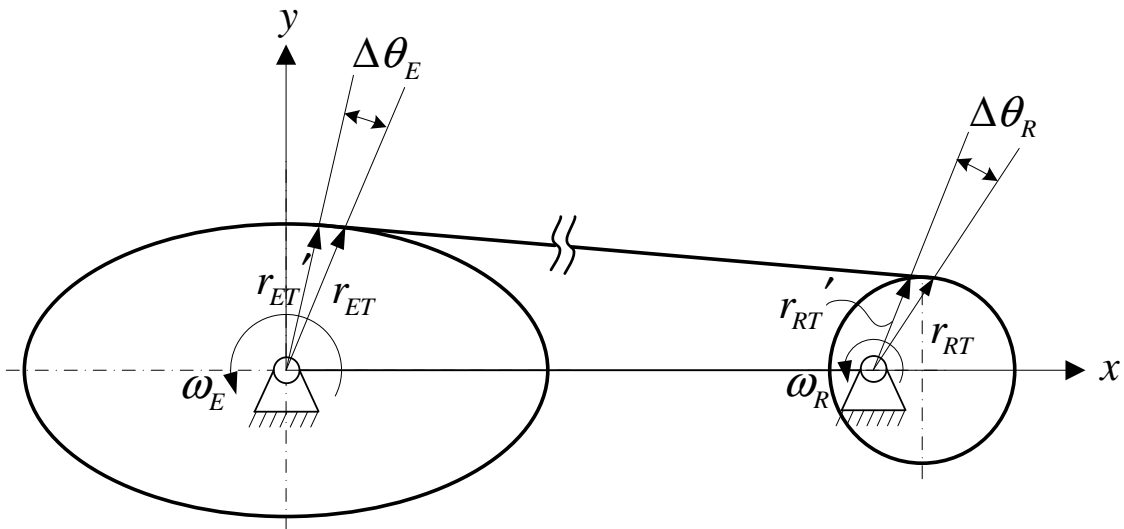


圖 2-12 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統旋轉角度示意圖

表 2-1 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統鏈輪旋轉角度對應關係之誤差分析數據

R_E	θ_R (deg)	理論 θ_E (deg)	計算 θ_E (deg)	誤差 %
1.0	360	180	179.9940	< 0.01 %
1.2			179.9934	< 0.01 %
1.4			179.9927	< 0.01 %
1.6			179.9920	< 0.01 %
1.8			179.9911	< 0.01 %
2.0			179.9899	< 0.01 %

2-4 小結

本章先建立自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統幾何數學模型，將無鬆弛狀態的鏈條視為橢圓與偏心圓之公切線，並使用旋轉座標公式，解出在橢圓大齒盤和偏心圓鏈輪同時旋轉的狀態下，公切線分別與橢圓和偏心圓的切點，即可推導出此系統在旋轉狀態下之所有幾何關係式。再根據此系統之幾何關係，分別計算在旋轉狀態下與橢圓大齒盤嚙合之鏈條長度、與偏心圓鏈輪嚙合之鏈條長度以及無嚙合之鏈條長度，將以上這三段鏈條長度相加，即可求得此系統在各個旋轉角度時的無鬆弛鏈條總長度。此外，也藉由幾何關係，定義此系統之等效齒比，以及推導此系統運轉時的鏈輪旋轉角度關係式。

第三章 腿部模擬五連桿機構動力模型



為了要進行腿部各關節的負荷分析，本研究以 Hull 和 Jorge[18]建立之成人腿部模擬平面五連桿機構為基礎，稍作改良以配合第二章建立之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統模型，建立腿部模擬五連桿機構之動力模型。首先，利用向量迴路方程式，建立五個桿件的向量方程式，並逐次對時間進行一次及二次微分，得到各桿件之間的運動關係式。接著，再推導出腿部五連桿機構的動力平衡方程式，以得知腿部各關節之驅動力矩變化，作為評估關節負荷與踩踏效率之指標。

為簡化運動分析模型，本章使用之假設如下：

1. 各接頭之間緊密接合，沒有間隙。
2. 所有桿件均為剛體，運動過程不會產生變形。

3-1 角度分析

本節針對腿部模擬平面五連桿各桿件之運動角度進行推導。腿部模擬五連桿機構示意圖如圖 3-1 所示，自行車座管為桿 1，自行車曲柄為桿 2，腳板為桿 3，小腿為桿 4，大腿為桿 5。由於此五連桿的接頭僅有旋轉對，因此此機構之自由度計算公式如下：

$$\begin{aligned} F &= 3(N-1) - 2j \\ &= 2 \end{aligned} \quad (3-1)$$

其中，各項參數分別如下所示：

F ：機構自由度

N ：桿件數目

j ：旋轉對接頭數目

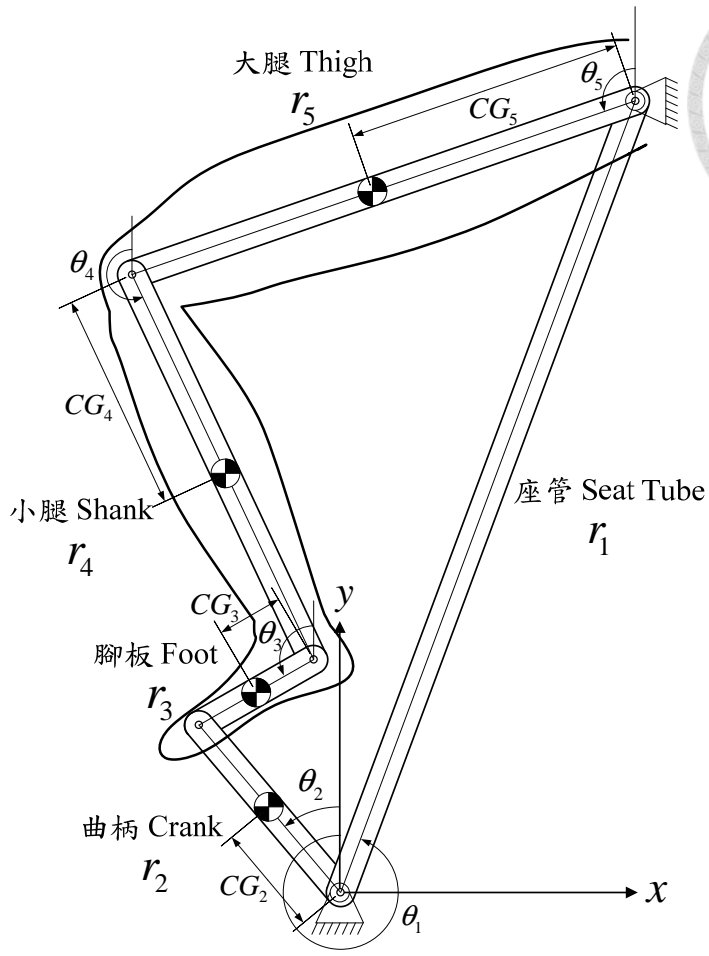


圖 3-1 腿部模擬平面五連桿機構示意圖(單一腿部)

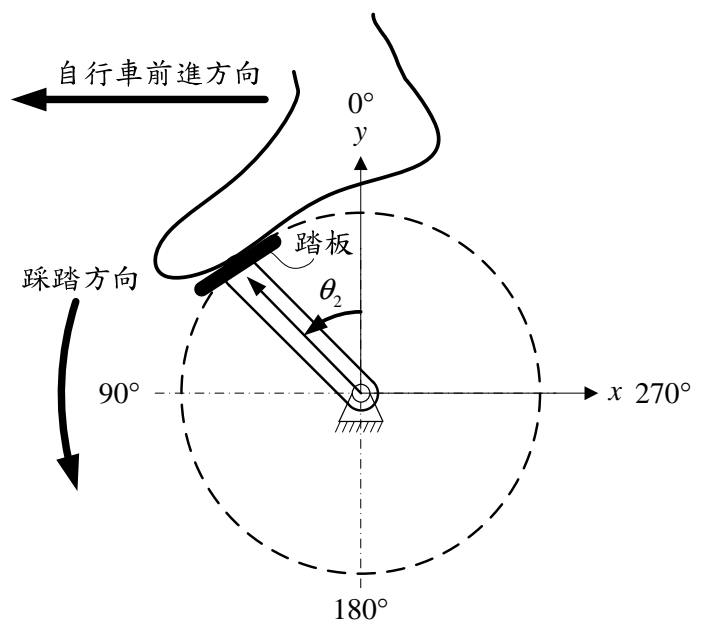


圖 3-2 曲柄旋轉角度示意圖



此平面五連桿機構有 5 個桿件和 5 個旋轉接頭，機構自由度計算結果為 2 個自由度。不過，根據 Hull 和 Jorge[18]的研究，此五連桿機構的腳板角度 θ_3 和曲柄角度 θ_2 存在一固定之函數關係，因此本五連桿機構為 1 個自由度，可繼續進行以下之連桿運動分析。

此平面五連桿機構之輸入桿為桿 2，桿 2 即為自行車之曲柄，當已知桿 2 角度、角速度及角加速度等數據後，即可進行腿部五連桿機構之運動與動力分析。本研究對於曲柄旋轉角度 θ_2 之定義如圖 3-2 所示，以正方向之 y 軸為曲柄角度 0 度，曲柄旋轉方向為逆時鐘方向(即為騎士腳部的踩踏方向)，並以逆時鐘方向為旋轉角度正值，且此時自行車以 $-x$ 方向為前進方向。

此平面五連桿機構之桿件向量迴路如圖 3-3 所示，桿 2 為輸入桿。根據各桿件之間的幾何關係可以列出一向量迴路方程式：

$$\vec{r}_1 + \vec{r}_5 + \vec{r}_4 + \vec{r}_3 = \vec{r}_2 \quad (3-2)$$

其中， \vec{r}_1 、 \vec{r}_2 、 \vec{r}_3 、 \vec{r}_4 以及 \vec{r}_5 分別為桿 1、桿 2、桿 3、桿 4 以及桿 5 之方向向量。

將(3-2)式改寫為 x 及 y 方向之分量方程式：

$$-r_1 \sin \theta_1 - r_5 \sin \theta_5 - r_4 \sin \theta_4 - r_3 \sin \theta_3 = -r_2 \sin \theta_2 \quad (3-3)$$

$$r_1 \cos \theta_1 + r_5 \cos \theta_5 + r_4 \cos \theta_4 + r_3 \cos \theta_3 = r_2 \cos \theta_2 \quad (3-4)$$

其中， θ_1 表示桿 1 與 y 軸之夾角，其他桿件以此類推。此外，由於 θ_3 和 θ_2 存在一固定之函數關係，因此將 θ_3 視為已知參數。根據 Hull 和 Jorge[18]的研究，腳板角度 θ_3 和曲柄角度 θ_2 之關係式如下所示：

$$\theta_3 = 27 \cos\left(\frac{-\pi}{2} - \theta_2\right) + 3.5 \sin(-\pi + 2\theta_2) + 111 \quad (3-5)$$

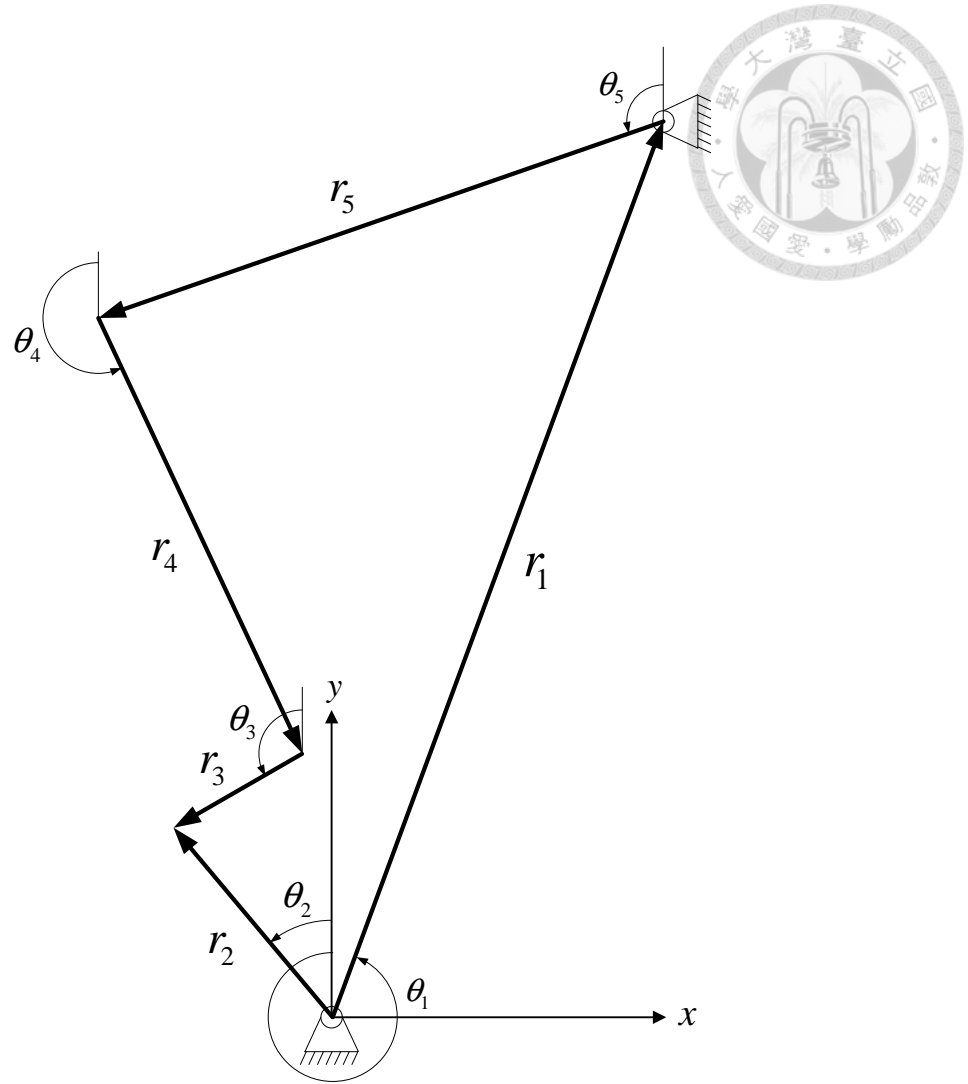


圖 3-3 腿部模擬平面五連桿機構之向量迴路示意圖

為了求出 θ_4 、 θ_5 與 θ_1 及 θ_2 之間的關聯，將(3-3)與(3-4)式含有 θ_4 之項集中在等號左邊：

$$r_4 \sin \theta_4 = r_2 \sin \theta_2 - r_3 \sin \theta_3 - r_5 \sin \theta_5 - r_1 \sin \theta_1 \quad (3-6)$$

$$r_4 \cos \theta_4 = r_2 \cos \theta_2 - r_3 \cos \theta_3 - r_5 \cos \theta_5 - r_1 \cos \theta_1 \quad (3-7)$$

將(3-6)與(3-7)式平方相加後消去 θ_4 ：

$$\begin{aligned} r_4^2 = & r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_5^2 - 2r_1r_2(\sin \theta_1 \sin \theta_2 + \cos \theta_1 \cos \theta_2) \\ & + 2r_1r_3(\sin \theta_1 \sin \theta_3 + \cos \theta_1 \cos \theta_3) + 2r_1r_5(\sin \theta_1 \sin \theta_5 + \cos \theta_1 \cos \theta_5) \\ & - 2r_2r_3(\sin \theta_2 \sin \theta_3 + \cos \theta_2 \cos \theta_3) - 2r_2r_5(\sin \theta_2 \sin \theta_5 + \cos \theta_2 \cos \theta_5) \\ & + 2r_3r_5(\sin \theta_3 \sin \theta_5 + \cos \theta_3 \cos \theta_5) \end{aligned} \quad (3-8)$$



並將(3-8)式整理成：

$$A \cos \theta_5 + B \sin \theta_5 + C = 0 \quad (3-9)$$

其中：

$$\left. \begin{aligned} A &= 2r_5(r_1 \cos \theta_1 - r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3) \\ B &= 2r_5(r_1 \sin \theta_1 - r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3) \\ C &= r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 - r_4^2 + r_5^2 - 2r_1r_2(\sin \theta_1 \sin \theta_2 + \cos \theta_1 \cos \theta_2) \\ &\quad + 2r_1r_3(\sin \theta_1 \sin \theta_3 + \cos \theta_1 \cos \theta_3) - 2r_2r_3(\sin \theta_2 \sin \theta_3 + \cos \theta_2 \cos \theta_3) \end{aligned} \right\} \quad (3-10)$$

為了求得 θ_5 ，利用三角函數的二倍角公式，將正弦和餘弦函數皆轉換為正切函數表示：

$$\sin \theta_5 = \frac{2 \tan\left(\frac{\theta_5}{2}\right)}{1 + \tan^2\left(\frac{\theta_5}{2}\right)} \quad (3-11)$$

$$\cos \theta_5 = \frac{1 - \tan^2\left(\frac{\theta_5}{2}\right)}{1 + \tan^2\left(\frac{\theta_5}{2}\right)} \quad (3-12)$$

再將(3-11)和(3-12)式代入(3-9)：

$$(C - A) \tan^2\left(\frac{\theta_5}{2}\right) + 2B \tan\left(\frac{\theta_5}{2}\right) + (A + C) = 0 \quad (3-13)$$

使用一元二次方程式之公式解，可求得：

$$\tan\left(\frac{\theta_5}{2}\right) = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - C^2 + A^2}}{C - A} \quad (3-14)$$

則 θ_5 即為：

$$\theta_5 = 2 \tan^{-1}\left(\frac{-B + \sigma \sqrt{B^2 - C^2 + A^2}}{C - A}\right) \quad (3-15)$$

其中 $\sigma = \pm 1$ ，表示此平面五連桿機構可形成的兩種不同構型。但由於人體腿部構



造的限制，在正常的運動狀況下，人體腿部僅能以單一構型存在，因此本研究僅使用 $\sigma = -1$ 的構型。

接著再整理(3-6)，即可求得 θ_4 ：

$$\theta_4 = \sin^{-1} \left(\frac{r_2 \sin \theta_2 - r_3 \sin \theta_3 - r_5 \sin \theta_5 - r_1 \sin \theta_1}{r_4} \right) \quad (3-16)$$

依序代入輸入桿角度 θ_2 以及已知的角度 θ_1 和 θ_3 至(3-15)與(3-16)式，即可求得此時桿 4 與桿 5 與 y 軸之夾角 θ_4 和 θ_5 。

3-2 角速度分析

本節為推導平面五連桿機構各桿件之角速度，以角度分析中描述各桿件幾何關係之分量方程式(3-5)、(3-6)和(3-7)式為基礎，對時間進行一次微分，結果如下：

$$\omega_3 = \omega_2 \left[27 \sin \left(\frac{-\pi}{2} - \theta_2 \right) + 7 \cos(-\pi + 2\theta_2) \right] \quad (3-17)$$

$$r_4 \omega_4 \cos \theta_4 = r_2 \omega_2 \cos \theta_2 - r_3 \omega_3 \cos \theta_3 - r_5 \omega_5 \cos \theta_5 \quad (3-18)$$

$$r_4 \omega_4 \sin \theta_4 = r_2 \omega_2 \sin \theta_2 - r_3 \omega_3 \sin \theta_3 - r_5 \omega_5 \sin \theta_5 \quad (3-19)$$

其中 ω_2 、 ω_3 、 ω_4 與 ω_5 分別為桿 2、桿 3、桿 4 與桿 5 之角速度。

將(3-18)式除以(3-19)式，消去 ω_4 ：

$$\frac{\cos \theta_4}{\sin \theta_4} = \frac{r_2 \omega_2 \cos \theta_2 - r_3 \omega_3 \cos \theta_3 - r_5 \omega_5 \cos \theta_5}{r_2 \omega_2 \sin \theta_2 - r_3 \omega_3 \sin \theta_3 - r_5 \omega_5 \sin \theta_5} \quad (3-20)$$

等號兩邊交叉相乘，整理後可得：

$$\begin{aligned} r_5 \omega_5 (\sin \theta_4 \cos \theta_5 - \cos \theta_4 \sin \theta_5) &= r_2 \omega_2 (\sin \theta_4 \cos \theta_2 - \cos \theta_4 \sin \theta_2) \\ &\quad - r_3 \omega_3 (\sin \theta_4 \cos \theta_3 - \cos \theta_4 \sin \theta_3) \end{aligned} \quad (3-21)$$



利用和角公式簡化後，即可求得：

$$\omega_5 = \frac{r_2 \omega_2 \sin(\theta_4 - \theta_2) - r_3 \omega_3 \sin(\theta_4 - \theta_3)}{r_5 \sin(\theta_4 - \theta_5)} \quad (3-22)$$

在確定 ω_5 之後，可以直接利用(3-19)式求得 ω_4 ：

$$\omega_4 = \frac{r_2 \omega_2 \sin \theta_2 - r_3 \omega_3 \sin \theta_3 - r_5 \omega_5 \sin \theta_5}{r_4 \sin \theta_4} \quad (3-23)$$

當確定此五連桿機構中各桿件之角度以及輸入桿之角速度 ω_2 ，即可經由(3-17)式、(3-22)式及(3-23)式計算對應之桿 3、桿 4 和桿 5 角速度。

3-3 角加速度分析

本節針對各桿件之角加速度進行推導。與角速度分析類似，進一步將桿件幾何關係之分量方程式(3-5)式、(3-6)式及(3-7)式對時間進行二次微分，以求得各桿件角加速度之關係。二次微分之結果整理如下：

$$\begin{aligned} \alpha_3 = & 27\alpha_2 \sin\left(\frac{-\pi}{2} - \theta_2\right) - 27\omega_2^2 \cos\left(\frac{-\pi}{2} - \theta_2\right) \\ & + 7\alpha_2 \cos(-\pi + 2\theta_2) - 14\omega_2^2 \sin(-\pi + 2\theta_2) \end{aligned} \quad (3-24)$$

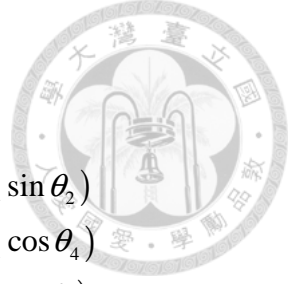
$$\begin{aligned} r_4 \alpha_4 \cos \theta_4 = & r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 - r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 + r_3 \omega_3^2 \sin \theta_3 \\ & + r_4 \omega_4^2 \sin \theta_4 - r_5 \alpha_5 \cos \theta_5 + r_5 \omega_5^2 \sin \theta_5 \end{aligned} \quad (3-25)$$

$$\begin{aligned} r_4 \alpha_4 \sin \theta_4 = & r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 + r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 - r_3 \omega_3^2 \cos \theta_3 \\ & - r_4 \omega_4^2 \cos \theta_4 - r_5 \alpha_5 \sin \theta_5 - r_5 \omega_5^2 \cos \theta_5 \end{aligned} \quad (3-26)$$

其中 α_2 、 α_3 、 α_4 與 α_5 分別為桿 2、桿 3、桿 4 與桿 5 之角加速度。

將(3-25)式除以(3-26)式，以消去 α_4 ：

$$\frac{\cos \theta_4}{\sin \theta_4} = \frac{r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 - r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 + r_3 \omega_3^2 \sin \theta_3 + r_4 \omega_4^2 \sin \theta_4 - r_5 \alpha_5 \cos \theta_5 + r_5 \omega_5^2 \sin \theta_5}{r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 + r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 - r_3 \omega_3^2 \cos \theta_3 - r_4 \omega_4^2 \cos \theta_4 - r_5 \alpha_5 \sin \theta_5 - r_5 \omega_5^2 \cos \theta_5} \quad (3-27)$$



將(3-27)式等號兩邊交叉相乘，並集中 α_5 項於等號左邊：

$$\begin{aligned}
 r_5 \alpha_5 (\sin \theta_4 \cos \theta_5 - \cos \theta_4 \sin \theta_5) &= r_2 \alpha_2 (\sin \theta_4 \cos \theta_2 - \cos \theta_4 \sin \theta_2) \\
 &\quad - r_2 \omega_2^2 (\sin \theta_2 \sin \theta_4 - \cos \theta_2 \cos \theta_4) \\
 &\quad - r_3 \alpha_3 (\sin \theta_4 \cos \theta_3 - \cos \theta_4 \sin \theta_3) \\
 &\quad + r_3 \omega_3^2 (\sin \theta_4 \sin \theta_3 - \cos \theta_4 \cos \theta_3) \\
 &\quad + r_5 \omega_5^2 (\sin \theta_4 \sin \theta_5 - \cos \theta_4 \cos \theta_5) \\
 &\quad + r_4 \omega_4^2
 \end{aligned} \tag{3-28}$$

以和角公式化簡(3-28)式後，即可推導出 α_5 ：

$$\alpha_5 = \frac{r_2 \alpha_2 \sin(\theta_4 - \theta_2) - r_2 \omega_2^2 \cos(\theta_4 - \theta_2) - r_3 \alpha_3 \sin(\theta_4 - \theta_3) + r_3 \omega_3^2 \cos(\theta_4 - \theta_3) + r_5 \omega_5^2 \cos(\theta_4 - \theta_5) + r_4 \omega_4^2}{r_5 \sin(\theta_4 - \theta_5)} \tag{3-29}$$

求得 α_5 之後，直接利用(3-26)式即可求得 α_4 ：

$$\alpha_4 = \frac{r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 - r_3 \omega_3^2 \cos \theta_3 - r_4 \omega_4^2 \cos \theta_4 - r_5 \alpha_5 \sin \theta_5 - r_5 \omega_5^2 \cos \theta_5}{r_4 \sin \theta_4} \tag{3-30}$$

當確定各桿件之角度、角速度關係以及輸入桿之角加速度 α_2 後，即可經由(3-24)式、(3-29)式與(3-30)式計算對應之桿 3、桿 4 與桿 5 角加速度。

3-4 動力分析

本節將以力與力矩平衡的觀念為基礎，建立腿部模擬五連桿機構各桿件的動力平衡方程式。由於人體的關節有韌帶的束縛，並可藉由肌肉的伸縮行為驅動關節活動，因此此五連桿機構的各接頭均有力矩的作用，和一般連桿機構的接頭並不相同。本機構各桿件之自由體圖如圖 3-4、圖 3-5、圖 3-6 以及圖 3-7 所示。

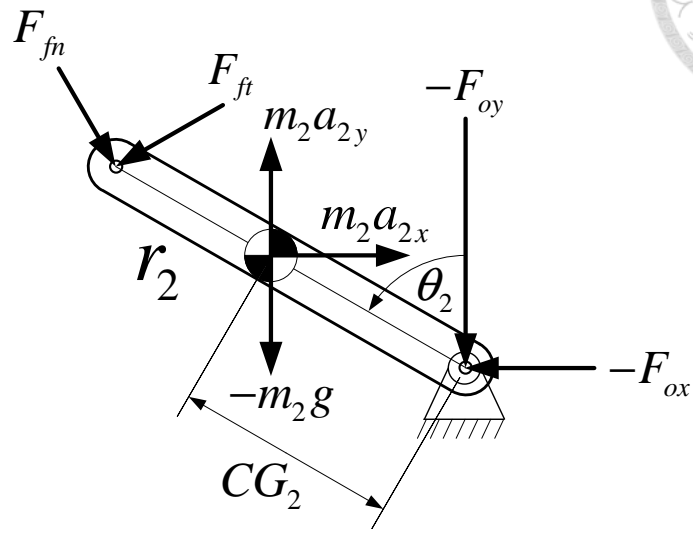


圖 3-4 桿 2 之自由體圖

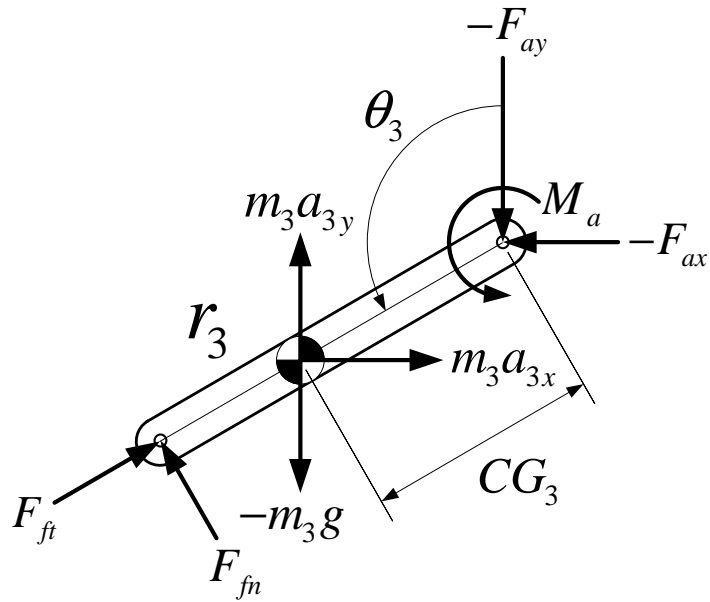


圖 3-5 桿 3 之自由體圖

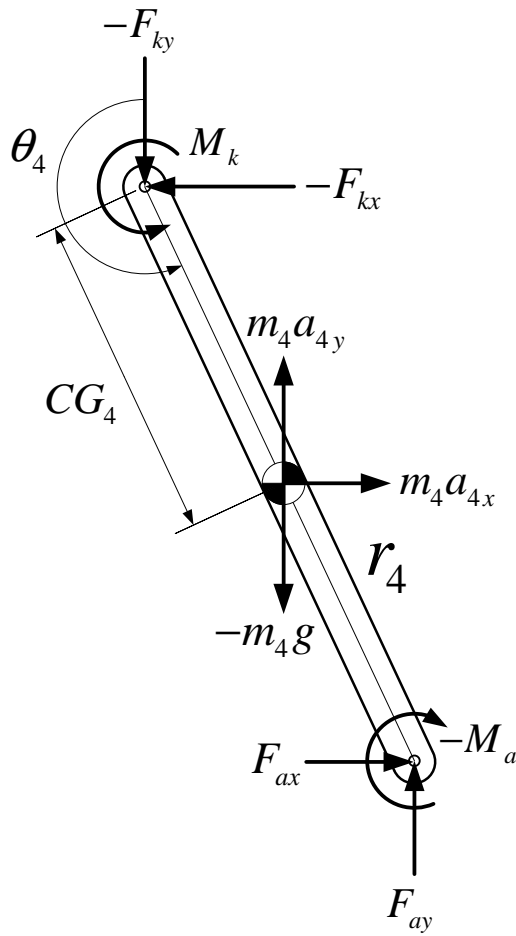


圖 3-6 桿 4 之自由體圖

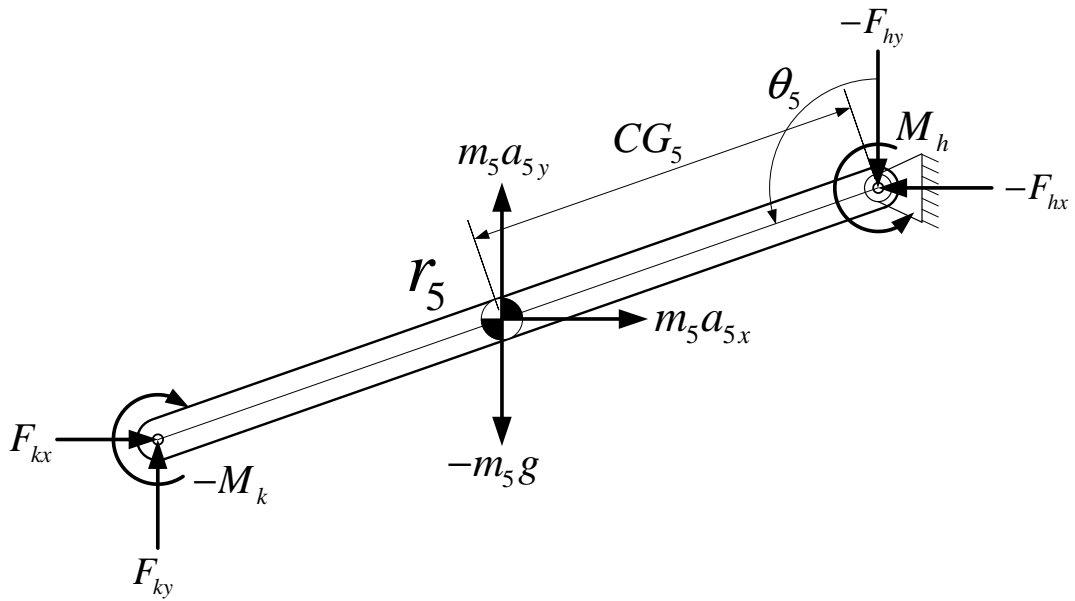


圖 3-7 桿 5 之自由體圖



各桿件自由體圖中，各項參數分別如下所示：

a_{ix} ：桿*i*之*x*方向質心加速度

a_{iy} ：桿*i*之*y*方向質心加速度

CG_i ：桿*i*質心與接頭之距離

F_{ax} 、 F_{ay} ：踝關節之*x*方向與*y*方向之受力

F_{hx} 、 F_{hy} ：髖關節之*x*方向與*y*方向之受力

F_{kx} 、 F_{ky} ：膝關節之*x*方向與*y*方向之受力

F_{ox} 、 F_{oy} ：曲柄軸承之*x*方向與*y*方向之受力

F_{ft} 、 F_{fn} ：踏板之切線與法線方向受力

g ：重力加速度，其值為 $9.81 m/s^2$

I_i ：桿*i*對於其質心之轉動慣量

m_i ：桿*i*之質量

M_a ：踝關節之驅動力矩

M_h ：髖關節之驅動力矩

M_k ：膝關節之驅動力矩

根據各桿件之自由體圖，可針對*x*方向、*y*方向力平衡以及*z*方向力矩平衡推導出動力平衡方程式：

$$F_{ax} = -F_{ft} \sin \theta_3 - F_{fn} \cos \theta_3 - m_3 a_{3x} \quad (3-31)$$

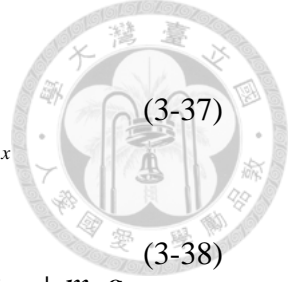
$$F_{ay} = F_{ft} \cos \theta_3 - F_{fn} \sin \theta_3 - m_3 a_{3y} + m_3 g \quad (3-32)$$

$$F_{kx} = -F_{ax} - m_4 a_{4x} \quad (3-33)$$

$$F_{ky} = -F_{ay} - m_4 a_{4y} + m_4 g \quad (3-34)$$

$$F_{hx} = -F_{kx} - m_5 a_{5x} \quad (3-35)$$

$$F_{hy} = -F_{ky} - m_5 a_{5y} + m_5 g \quad (3-36)$$



$$F_{\alpha_x} = \left[F_{ft} \cos(\theta_3 - \theta_2) - F_{fn} \sin(\theta_3 - \theta_2) \right] \sin \theta_2 + \left[F_{ft} \sin(\theta_3 - \theta_2) + F_{fn} \cos(\theta_3 - \theta_2) \right] \cos \theta_2 - m_2 a_{2x} \quad (3-37)$$

$$F_{\alpha_y} = \left[-F_{ft} \cos(\theta_3 - \theta_2) + F_{fn} \sin(\theta_3 - \theta_2) \right] \cos \theta_2 + \left[F_{ft} \sin(\theta_3 - \theta_2) + F_{fn} \cos(\theta_3 - \theta_2) \right] \sin \theta_2 - m_2 a_{2y} + m_2 g \quad (3-38)$$

$$M_a = I_3 \alpha_3 + m_3 a_{3x} CG_3 \cos \theta_3 + m_3 a_{3y} CG_3 \sin \theta_3 - m_3 g CG_3 \sin \theta_3 + F_{fn} r_3 \quad (3-39)$$

$$M_k = I_4 \alpha_4 + m_4 a_{4x} CG_4 \cos \theta_4 + m_4 a_{4y} CG_4 \sin \theta_4 - m_4 g CG_4 \sin \theta_4 + F_{ax} r_4 \cos \theta_4 + F_{ay} r_4 \sin \theta_4 + M_a \quad (3-40)$$

$$M_h = I_5 \alpha_5 + m_5 a_{5x} CG_5 \cos \theta_5 + m_5 a_{5y} CG_5 \sin \theta_5 - m_5 g CG_5 \sin \theta_5 + F_{kx} r_5 \cos \theta_5 + F_{ky} r_5 \sin \theta_5 + M_k \quad (3-41)$$

其中，質心加速度可藉由整理各項運動方程式而推導出，各質心加速度之關係式如下所示：

$$a_{5x} = CG_5 (\omega_5^2 \sin \theta_5 - \alpha_5 \cos \theta_5) \quad (3-42)$$

$$a_{5y} = CG_5 (-\omega_5^2 \cos \theta_5 - \alpha_5 \sin \theta_5) \quad (3-43)$$

$$a_{4x} = r_5 (\omega_5^2 \sin \theta_5 - \alpha_5 \cos \theta_5) + CG_4 (\omega_4^2 \sin \theta_4 - \alpha_4 \cos \theta_4) \quad (3-44)$$

$$a_{4y} = r_5 (-\omega_5^2 \cos \theta_5 - \alpha_5 \sin \theta_5) + CG_4 (-\omega_4^2 \cos \theta_4 - \alpha_4 \sin \theta_4) \quad (3-45)$$

$$a_{3x} = r_5 (\omega_5^2 \sin \theta_5 - \alpha_5 \cos \theta_5) + r_4 (\omega_4^2 \sin \theta_4 - \alpha_4 \cos \theta_4) + CG_3 (\omega_3^2 \sin \theta_3 - \alpha_3 \cos \theta_3) \quad (3-46)$$

$$a_{3y} = r_5 (-\omega_5^2 \cos \theta_5 - \alpha_5 \sin \theta_5) + r_4 (-\omega_4^2 \cos \theta_4 - \alpha_4 \sin \theta_4) + CG_3 (-\omega_3^2 \cos \theta_3 - \alpha_3 \sin \theta_3) \quad (3-47)$$

$$a_{2x} = CG_2 (\omega_2^2 \sin \theta_2 - \alpha_2 \cos \theta_2) \quad (3-48)$$

$$a_{2y} = CG_2 (-\omega_2^2 \cos \theta_2 - \alpha_2 \sin \theta_2) \quad (3-49)$$

本節所推導之動力平衡方程式，其中的 F_{ft} 與 F_{fn} 為此系統的輸入參數，分別為踏板之切線與法線方向受力。本研究使用踏板上測得之受力為輸入參數，進行後續腿部五連桿機構動力模型之計算與分析。踏板受力參數是整合 Redfield 和 Hull[19]、Neptune、Kautz 和 Hull[22]以及 Sanderson、Hennig 和 Black[23] 的研究實測數據，以雙腿進行平均踩踏輸出功率 250W 搭配固定踩踏轉速 100rpm 的穩態騎乘狀態為本研究之模擬騎乘狀態，此時車速為 30km/h。將此數據整理後可得到單一腿部模型之踏板切線與法線方向受力對曲柄旋轉角度的關係圖，如圖 3-8 所示，此時單一腿部平均踩踏輸出功率為 125W。

由於自行車騎士使用非圓形大齒盤時，在一個踩踏週期內，雖然平均踩踏轉速保持固定，但瞬時踩踏轉速會有起伏之變化，因此踏板受力也會隨之變化。而根據 Redfield 和 Hull[19]以及 Patterson 和 Moreno[24]的研究結果顯示，在平均踩踏輸出功率相同的踩踏狀態，踏板受力與踩踏轉速會有成反比之關係，當踩踏轉速等比例上升，踏板受力會等比例下降。因此，可藉由踏板受力與踩踏轉速成反比之關係，模擬使用橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統時的瞬時踏板受力改變。

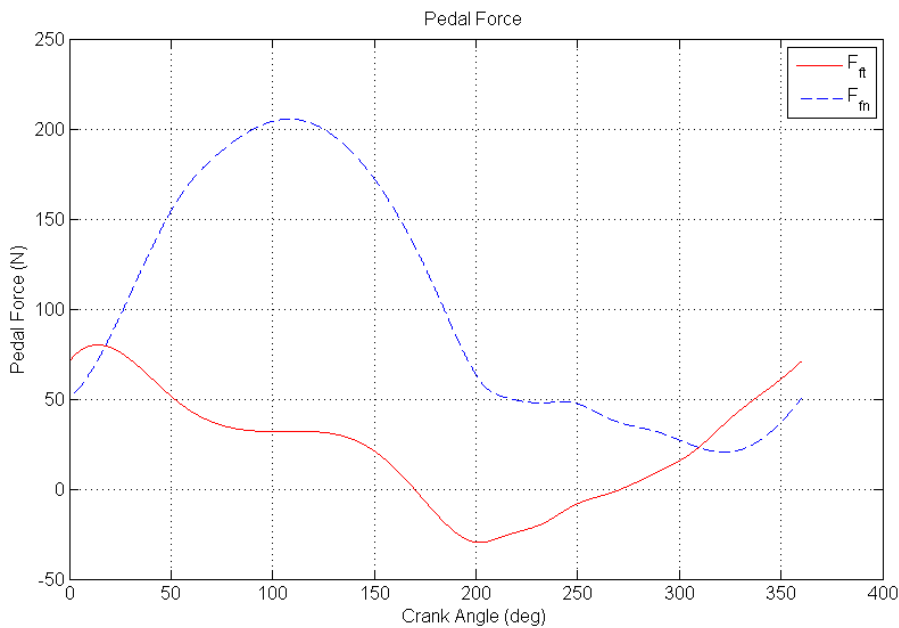


圖 3-8 踏板切線與法線方向受力對曲柄旋轉角度之曲線圖



3-5 小結

為了後續要進行自行車騎士腿部踩踏運動時之關節負荷與踩踏效率分析，本章建立了成人腿部模擬平面五連桿機構之運動與動力模型。首先，利用向量迴路法建立描述各桿件幾何關係之向量式，推導輸入桿角度 θ_2 與桿3、桿4、桿5角度的關係式。接著，再針對由向量式改寫之 x 、 y 方向分量方程式依序進行一次與二次微分，推導出桿3、桿4與桿5之角速度與角加速度，此為運動模型之推導。動力模型的部分，則以力與力矩平衡的概念，列出各桿件之動力平衡方程式，藉此計算出各桿件接頭之驅動力矩，並說明如何以踏板受力作為此系統之輸入參數。

第四章 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統參數設計



自行車使用橢圓大齒盤時，由於大齒盤的節圓形狀並非正圓形，因此會在鏈條運行的週期過程中，產生部分鏈條鬆弛的現象。本研究將鏈條的週期鬆弛現象，視為橢圓大齒盤系統在運行過程中，鏈條無鬆弛狀態下之鏈條總長度，隨著橢圓大齒盤不同旋轉角度而變化之現象。利用此分析方法得到之鏈條總長度變化量，可作為探討鏈條鬆弛狀況之指標。首先，本研究以第二章所建立之幾何數學模型，比較不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪，所造成之鏈條總長度變化量。接著，為了減少鏈條總長度變化量，本研究使用偏心圓形鏈輪取代原有之圓形鏈輪，與橢圓大齒盤搭配使用，並探討此設計對於鏈條總長度變化量之優化效果，以及提出最佳的系統參數設計方式。

4-1 系統配置參數與程式架構

本研究欲分析之自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，系統配置參數如圖 4-1 及表 4-1 所示。此系統使用齒數為 50 之橢圓大齒盤，以及齒數為 25 之偏心圓鏈輪，並搭配節距為 12.7 mm 之自行車標準鏈條，以及公路自行車常用之大齒盤與鏈輪中心距 410 mm。大齒盤與鏈輪的齒數皆為固定，因此大齒盤與鏈輪之節圓周長皆為定值。為了後續參數解說上的方便，在此將橢圓大齒盤長軸與短軸之比例定義為一個參數 R_E ：

$$R_E = \frac{r_{E1}}{r_{E2}} \quad (4-1)$$

橢圓大齒盤節圓輪廓之形成，是在節圓周長不變的條件下，改變橢圓長軸與短軸之長度，形成不同長短軸比 R_E 之橢圓大齒盤，如圖 4-2 所示。

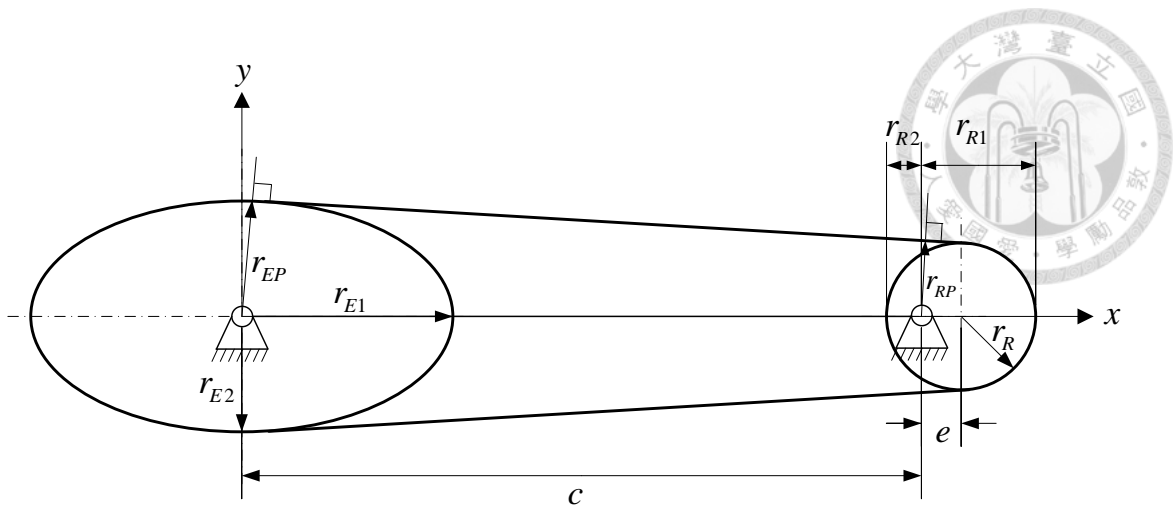


圖 4-1 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統配置示意圖

表 4-1 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統參數說明

參數	符號	單位	參數固定值
中心距	c	mm	410
橢圓大齒盤半長軸	r_{E1}	mm	-
橢圓大齒盤半短軸	r_{E2}	mm	-
偏心圓鏈輪半徑	r_R	mm	50.53
偏心圓鏈輪偏心量	e	mm	-
橢圓大齒盤齒數	N_E	齒	50
偏心圓鏈輪齒數	N_R	齒	25
橢圓大齒盤長短軸比	R_E	-	-
鏈條節距	P	mm	12.7

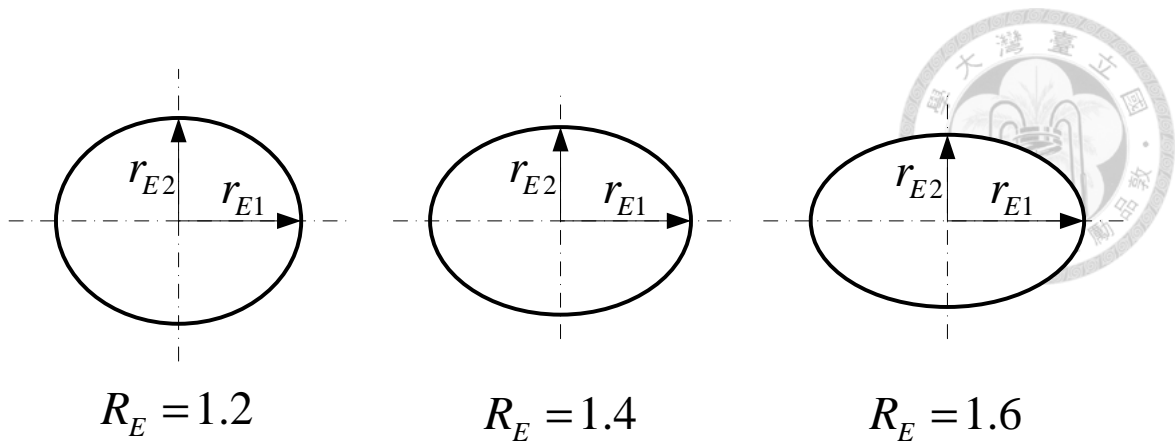


圖 4-2 不同長短軸比橢圓大齒盤之節圓輪廓

為了模擬此系統運行時，鏈條總長度之週期變化情形以及此傳動系統之等效齒比變化情形，本研究使用 MATLAB 軟體撰寫模擬程式。此程式以偏心圓鏈輪的旋轉角度 $\theta_{R,start} = 0^\circ$ 為輸入值，每一個計算迴圈增加 $\Delta\theta_R = 0.1^\circ$ ，直到偏心圓鏈輪旋轉一圈時停止 ($\theta_{R,end} = 360^\circ$)。此程式可計算偏心圓鏈輪在旋轉一圈的過程中，每旋轉 0.1° 時的鏈條總長度與等效齒比。其程式架構流程如圖 4-3 所示。得到此程式模擬出的鏈條總長度週期變化數據後，接著要針對不同長短軸比之橢圓大齒盤，搜尋所搭配的鏈輪最佳偏心量，使得此系統之鏈條總長度週期變化量可降到最低。此部分的分析也使用 MATLAB 軟體撰寫另一個程式，並搭配鏈條總長度週期變化量計算程式，針對不同長短軸比橢圓大齒盤，計算鏈輪偏心量改變時的鏈條總長度週期變化量。其程式架構流程圖如圖 4-4 所示。

4-2 橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪

本節將針對不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪，進行鏈條總長度週期變化量之分析。此為系統優化前之原始系統，分析之數據可作為優化後之對照組數據。目前已在市面上販售以及未上市販售之實驗性非圓形大齒盤產品，其大

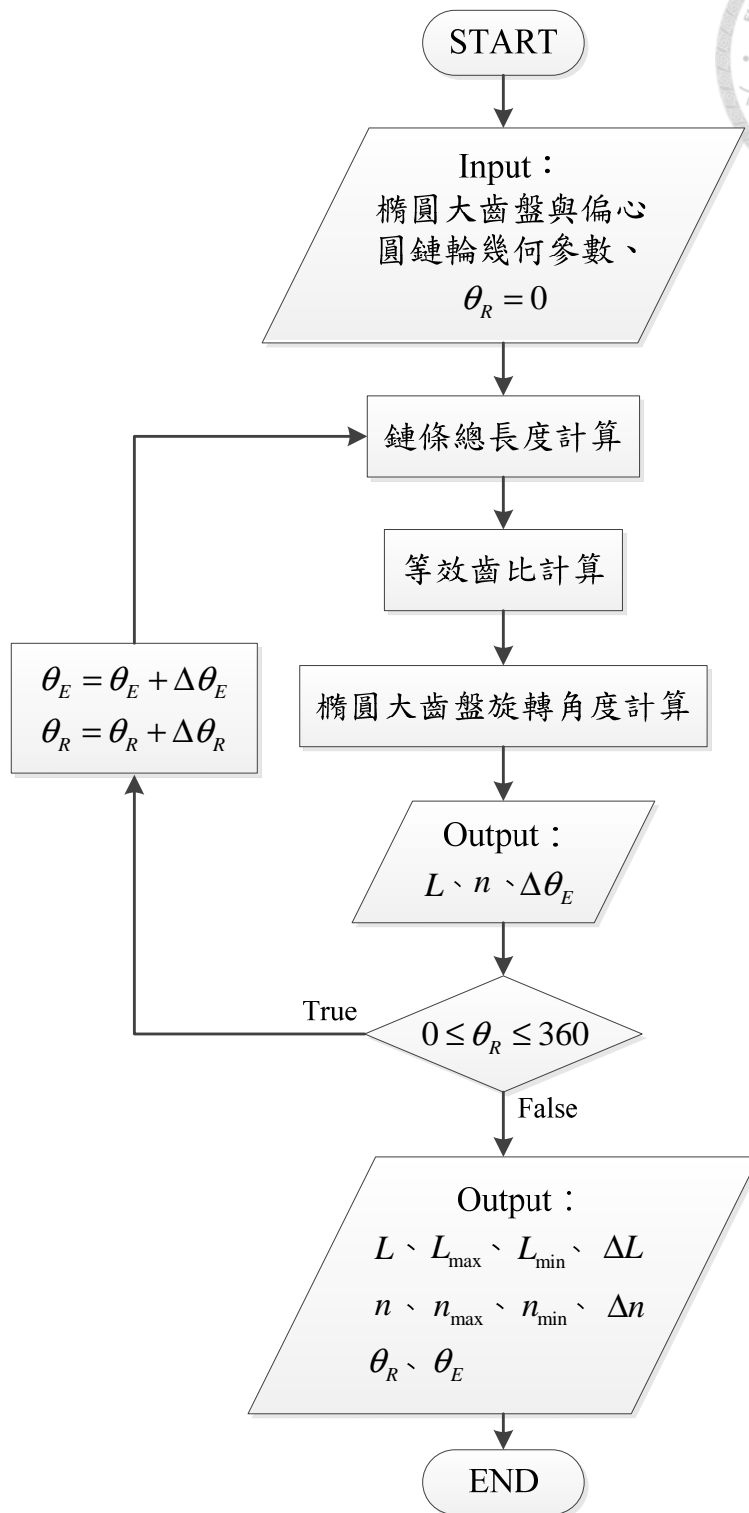


圖 4-3 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統幾何關係分析流程圖

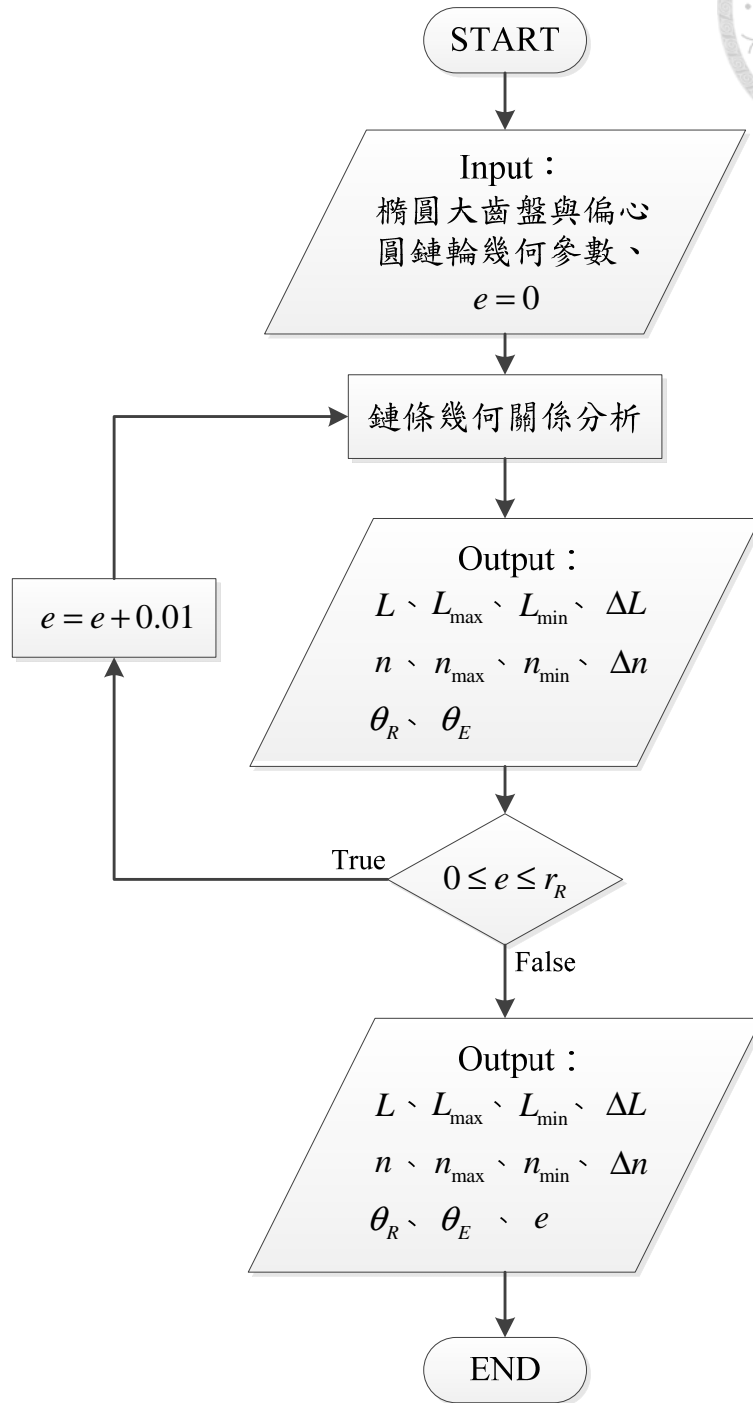


圖 4-4 偏心圓鏈輪之最佳偏心率搜尋流程圖



齒盤之長短軸比皆在 1.0~1.6 之間，而為了提供更多元之系統分析，本研究將針對長軸短軸比 1.0 之傳統圓形大齒盤以及 1.2、1.4、1.6、1.8 與 2.0 之橢圓大齒盤進行鏈條總長度週期變化分析。

各種不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪之鏈條總長度變化分析結果如圖 4-5 所示，由於橢圓大齒盤旋轉一圈會產生兩個相同的鏈條總長度變化週期，因此本研究僅擷取橢圓大齒盤旋轉 0~180 度角之部分。本研究將鏈條總長度變化週期中的最大值定義為 L_{\max} ，最小值則定義為 L_{\min} 。因此，鏈條總長度週期變化量 ΔL 之計算方式為：

$$\Delta L = L_{\max} - L_{\min} \quad (4-2)$$

從圖 4-5 中可看出，當橢圓大齒盤的長短軸比增加時，鏈條總長度週期變化量也隨之增加。詳細檢視表 4-2 所示之詳細數據結果可發現，傳統圓形大齒盤的鏈條總長度週期變化量為 0mm，而當橢圓大齒盤之長短軸比由 1.2 上升至 2.0 時，鏈條總長度週期變化量由 4.47mm 上升至 15.08mm。因此，相較於傳統圓形大齒盤，橢圓大齒盤在運轉時會產生可觀的鏈條長度週期變化量。

由於橢圓大齒盤會產生鏈條長度週期變化量，因此此鏈條傳動系統在安裝鏈條時，需搭配總長度大於或等於 L_{\max} 之鏈條方可運轉。若搭配長度小於 L_{\max} 之鏈條時，會在橢圓大齒盤運轉到某個角度時，現有鏈條長度小於所需之無鬆弛鏈條長度，而造成鏈條卡死無法運轉之狀況。此外，鏈條運轉時有緊繃側與鬆弛側的區別，緊繃側的鏈條由於有張力之作用，鏈條會在大齒盤及鏈輪之間呈現公切線之狀態。因此，當系統旋轉角度到達所需的無鬆弛鏈條總長度等於 L_{\min} 時，上述所求得的鏈條長度週期變化量，將會集中在鏈條鬆弛側，使鬆弛側鏈條的長度增加，造成鏈條嚴重鬆弛之現象。將此系統之鏈條總長度週期變化量，除以此系統運行到所需無鬆弛鏈條總長度為 L_{\min} 時之鬆弛側未嚙合鏈條長度(計算方式請參閱 2-2-3 小節)，即可求得鏈條總長度週期變化量對於鬆弛側鏈條長度之百分率：



$$s = \frac{\Delta L}{L_D} \times 100\% \quad (4-3)$$

此比率可作為鏈條鬆弛程度判斷之參考。各種不同長短軸比橢圓大齒盤之鏈條鬆弛長度百分率數據如表 4-2 所示。

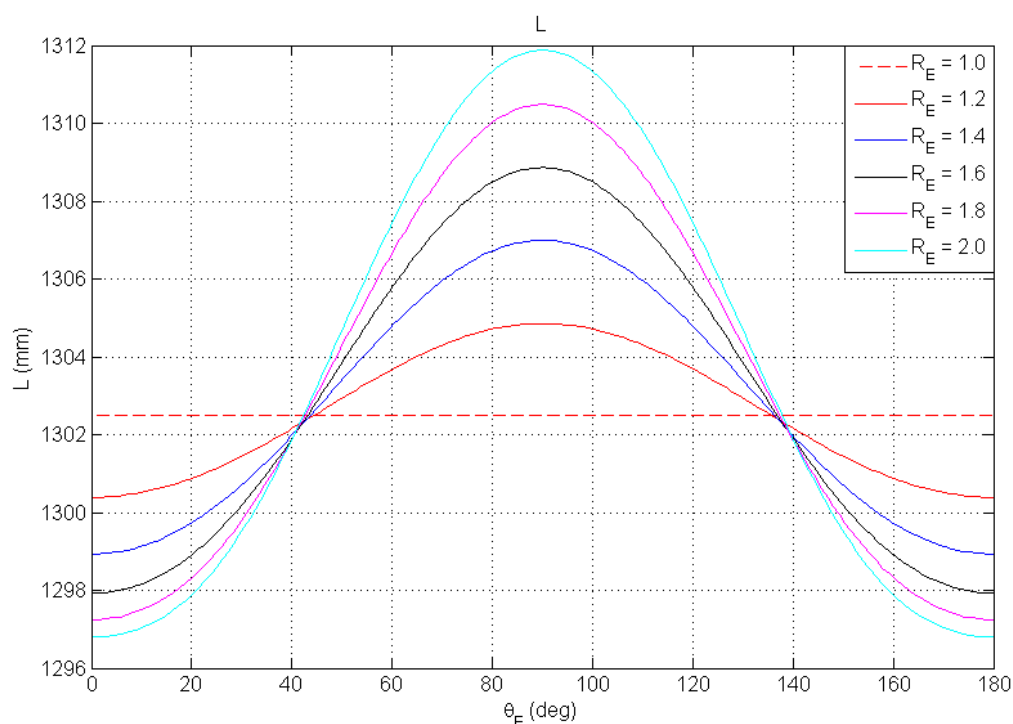


圖 4-5 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪之鏈條總長度週期變化圖

表 4-2 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪之鏈條總長度週期變化數據

R_E	$L_{\max} (mm)$	$L_{\min} (mm)$	$L_{\text{mean}} (mm)$	$\Delta L (mm)$	s
1.0	1302.48	1302.48	1302.48	0.00	0.00 %
1.2	1304.86	1300.39	1302.65	4.47	1.12 %
1.4	1306.99	1298.93	1303.10	8.06	2.02 %
1.6	1308.86	1297.92	1303.66	10.94	2.74 %
1.8	1310.48	1297.25	1304.27	13.23	3.31 %
2.0	1311.88	1296.80	1304.86	15.08	3.77 %



4-3 橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪

由於使用橢圓大齒盤會造成鏈條鬆弛之問題，本研究使用偏心圓鏈輪取代傳統的圓形鏈輪，用以搭配橢圓大齒盤同步運行，目的在於改善鏈條鬆弛的狀況。本節將使用 4-1 節所介紹之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋程式，挑選出不同長短軸比橢圓大齒盤可搭配之最佳偏心圓鏈輪，使其產生最小的鏈條總長度週期變化量。

各種不同長短軸比橢圓大齒盤所對應之偏心圓鏈輪偏心量搜尋結果數據如表 4-3 所示，而不同長短軸比橢圓大齒盤使用不同偏心量之偏心圓鏈輪，所對應之鏈條總長度週期變化圖如圖 4-6、圖 4-8、圖 4-10、圖 4-12 以及圖 4-14 所示，分別為長短軸比 1.2、1.4、1.6、1.8 以及 2.0 橢圓大齒盤之變化圖。從這幾張圖中可知，鏈條總長度週期變化量皆有最小值的存在，因此變化量最小值對應到的偏心量，即為搭配此橢圓大齒盤之偏心圓鏈輪最佳偏心量。

表 4-3 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量分析結果數據

R_E		e (mm)	L_{\max} (mm)	L_{\min} (mm)	ΔL (mm)	s
1.2	無偏心	0	1304.86	1300.39	4.47	1.12 %
	有偏心	1.13	1302.74	1302.62	0.12	0.03 %
1.4	無偏心	0	1306.99	1298.93	8.06	2.02 %
	有偏心	2.03	1303.32	1302.98	0.34	0.09 %
1.6	無偏心	0	1308.86	1297.92	10.94	2.74 %
	有偏心	2.76	1304.05	1303.42	0.63	0.16 %
1.8	無偏心	0	1310.48	1297.25	13.23	3.31 %
	有偏心	3.34	1304.83	1303.91	0.92	0.23 %
2.0	無偏心	0	1311.88	1296.80	15.08	3.77 %
	有偏心	3.81	1305.59	1304.40	1.19	0.30 %

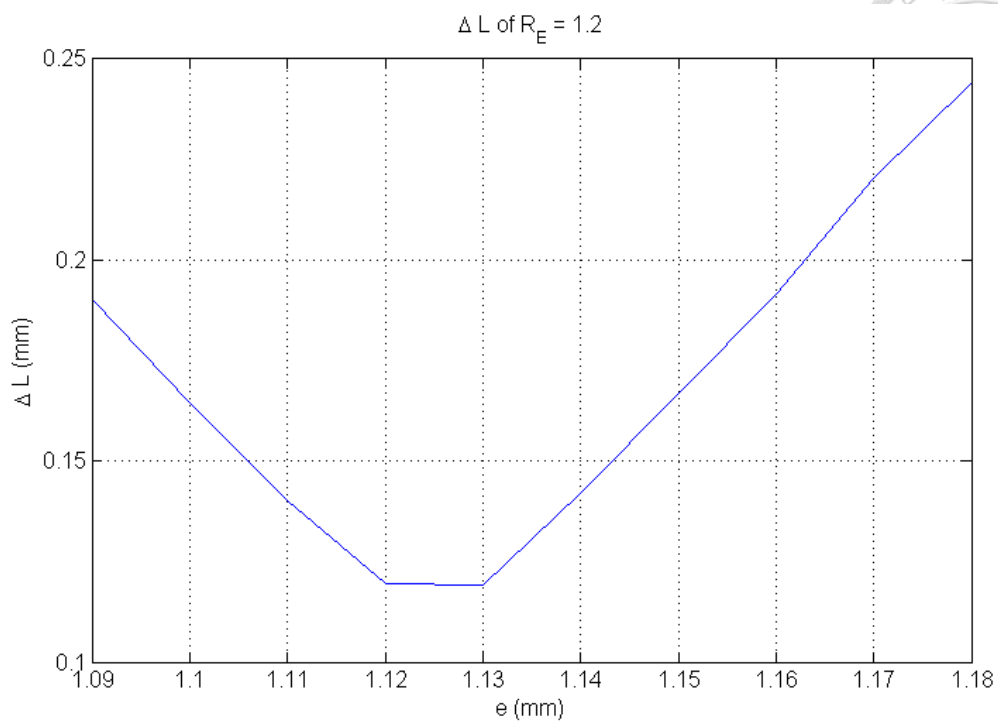
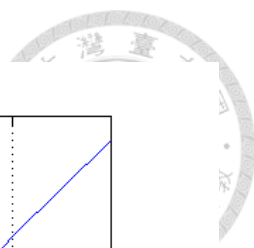


圖 4-6 長短軸比 $R_E = 1.2$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋

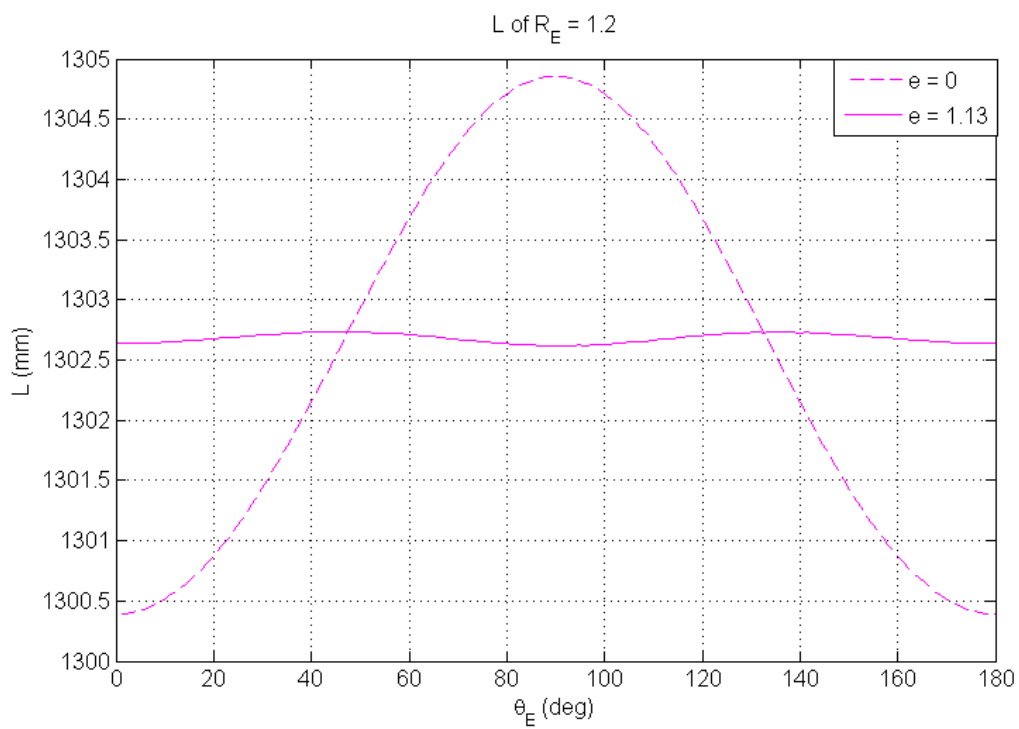


圖 4-7 長短軸比 $R_E = 1.2$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖

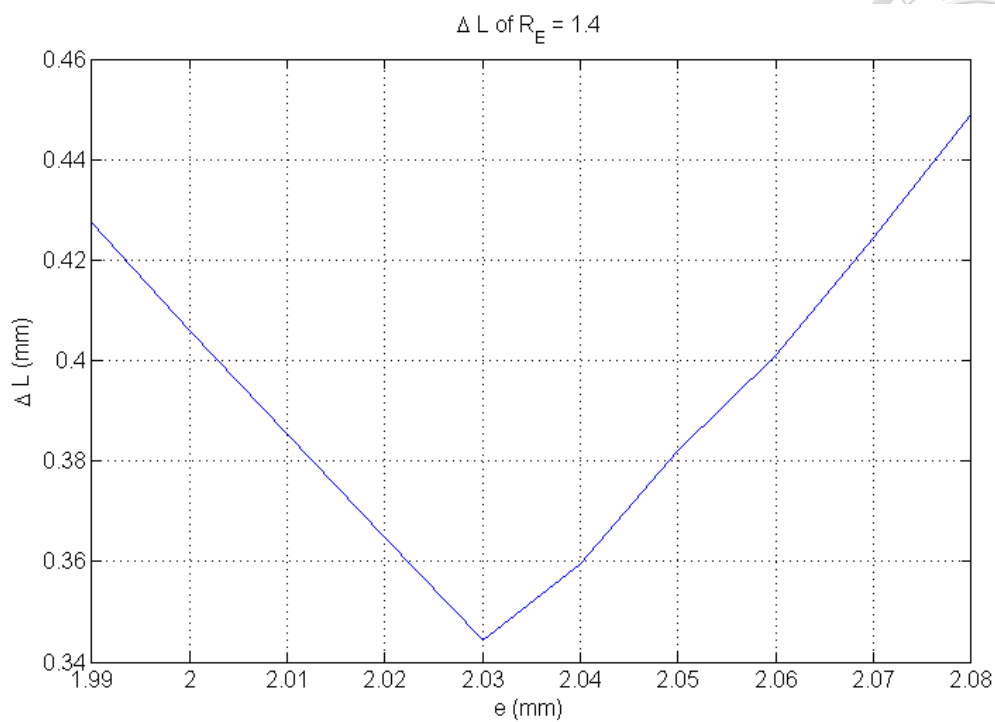
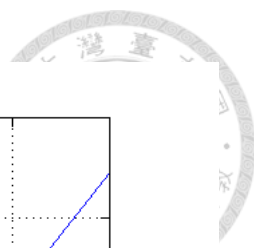


圖 4-8 長短軸比 $R_E = 1.4$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋

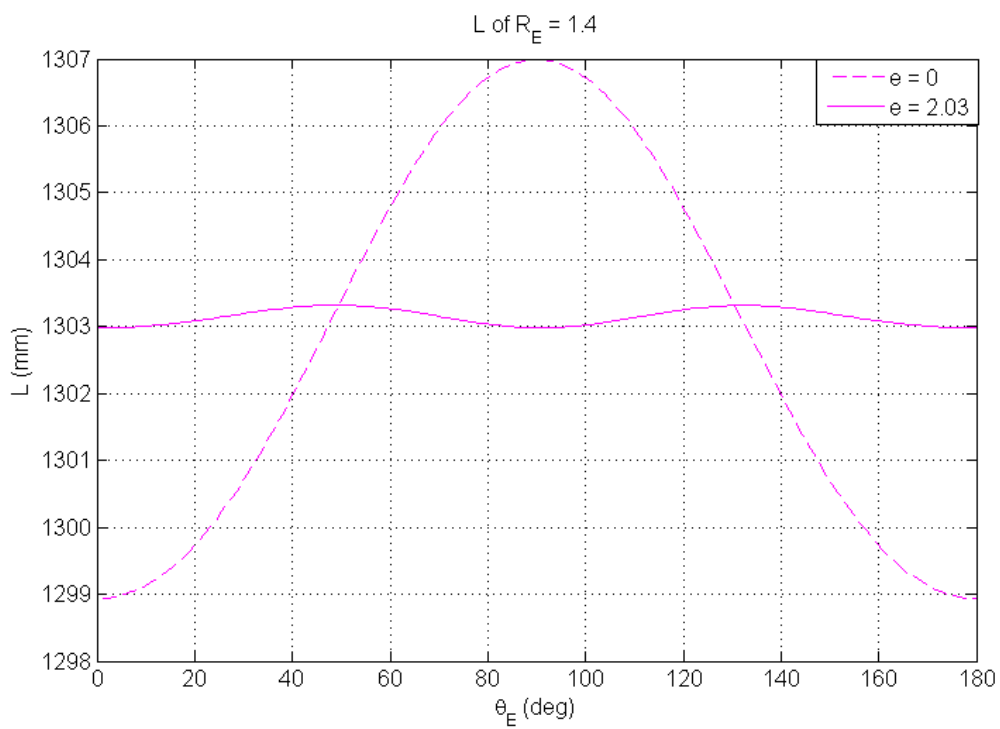


圖 4-9 長短軸比 $R_E = 1.4$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖

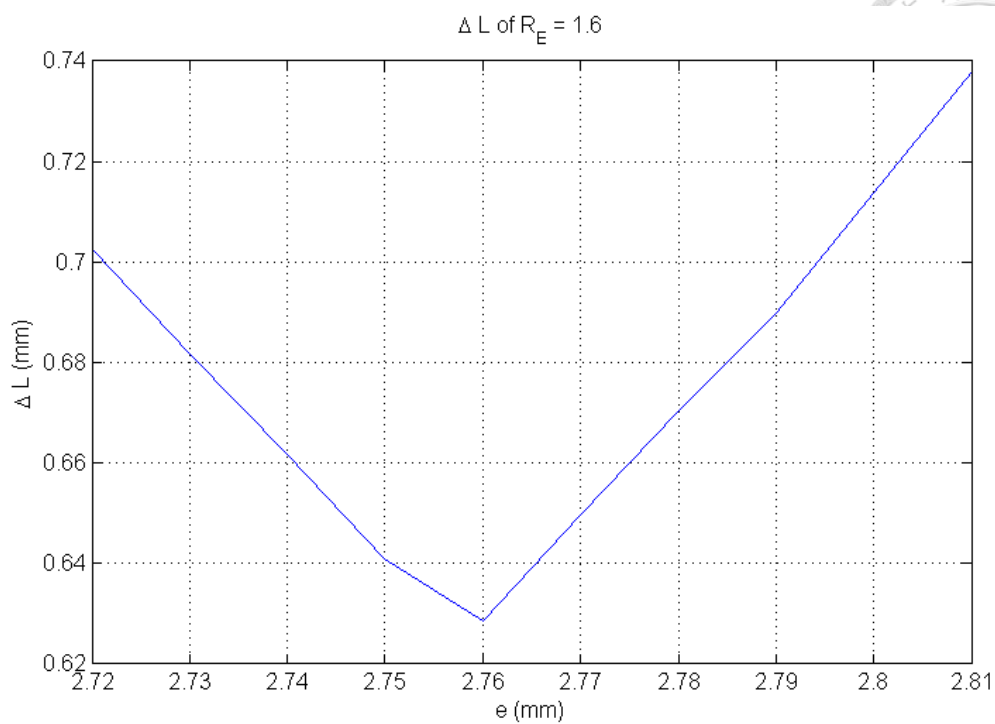
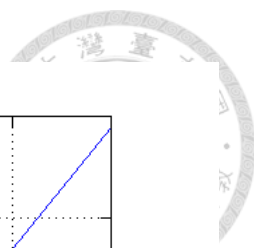


圖 4-10 長短軸比 $R_E = 1.6$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋

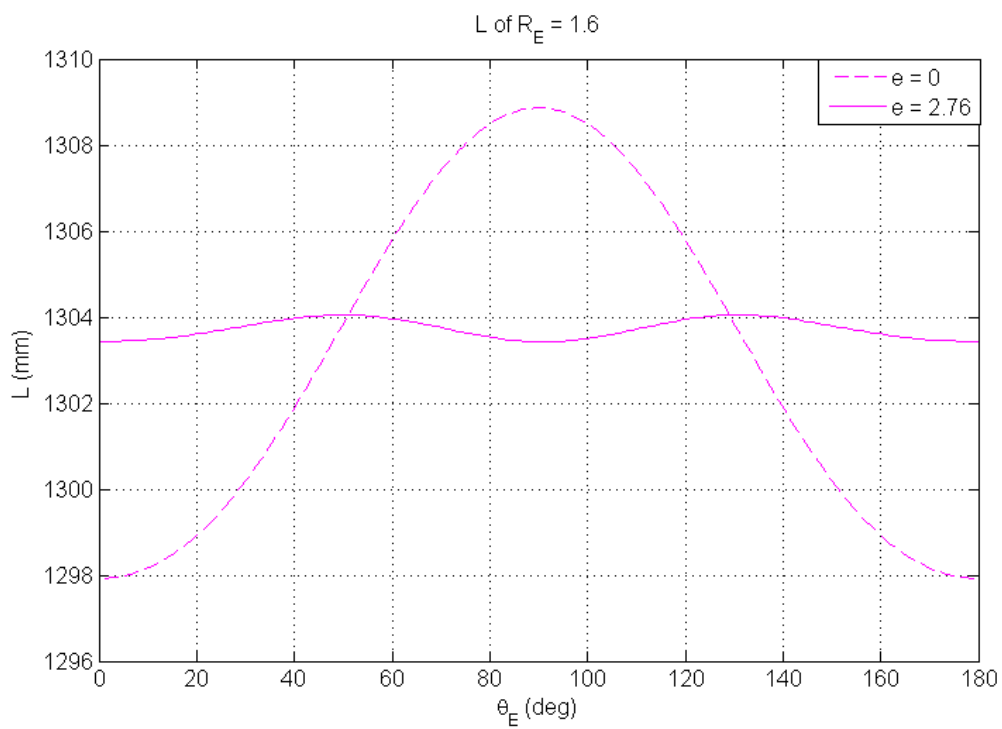


圖 4-11 長短軸比 $R_E = 1.6$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖

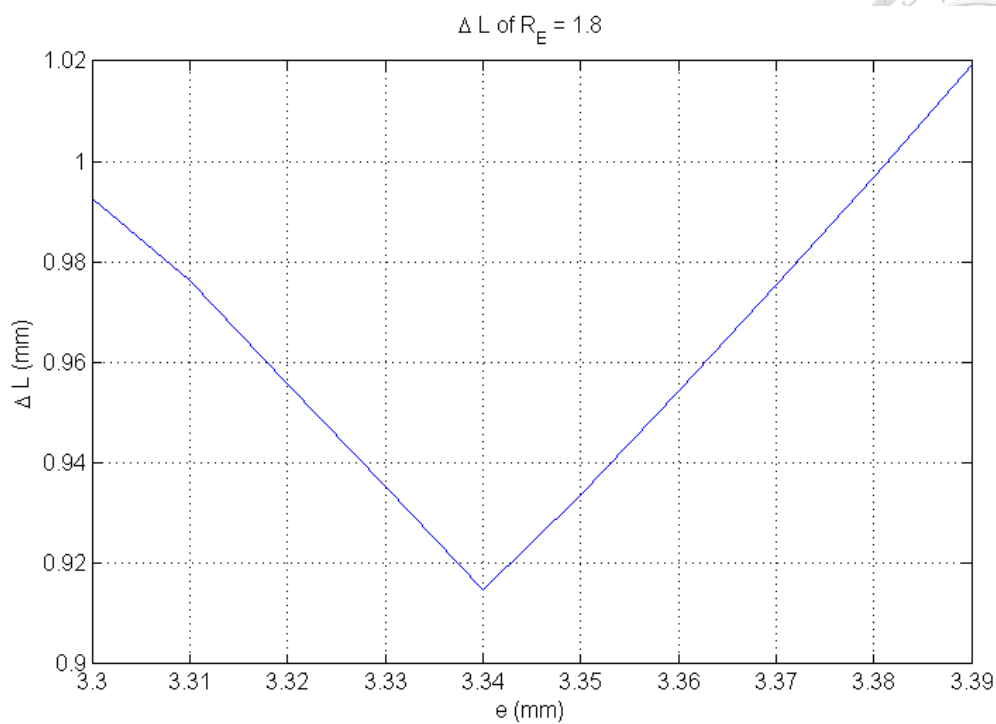
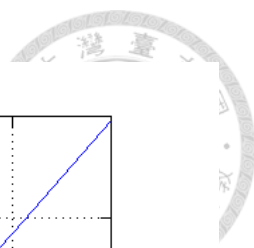


圖 4-12 長短軸比 $R_E = 1.8$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋

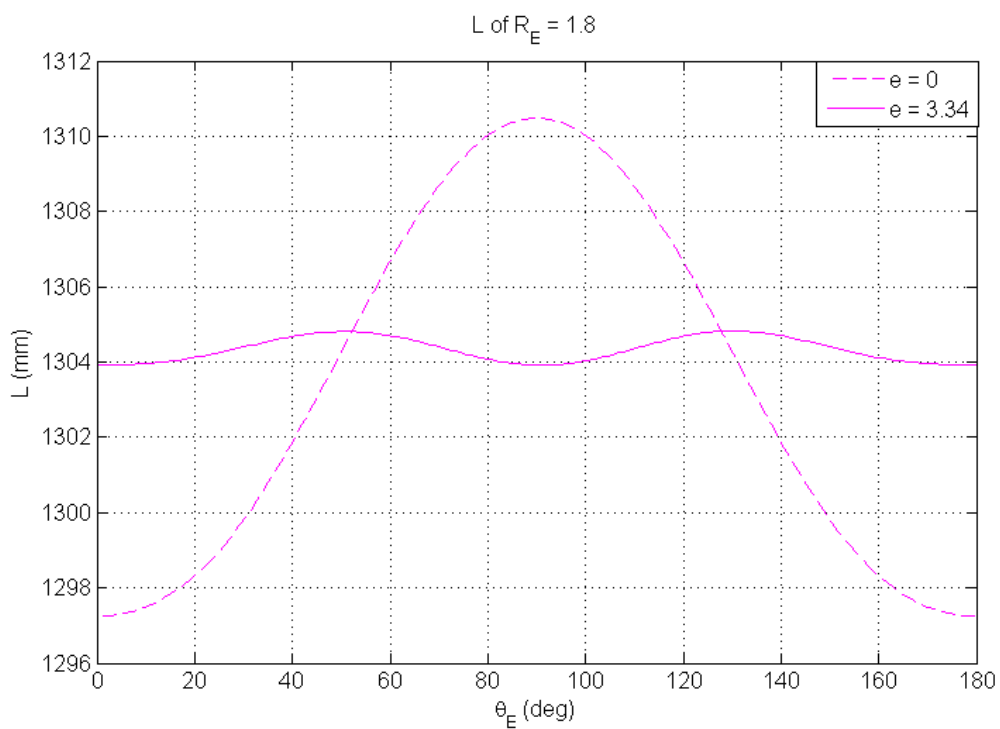


圖 4-13 長短軸比 $R_E = 1.8$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖

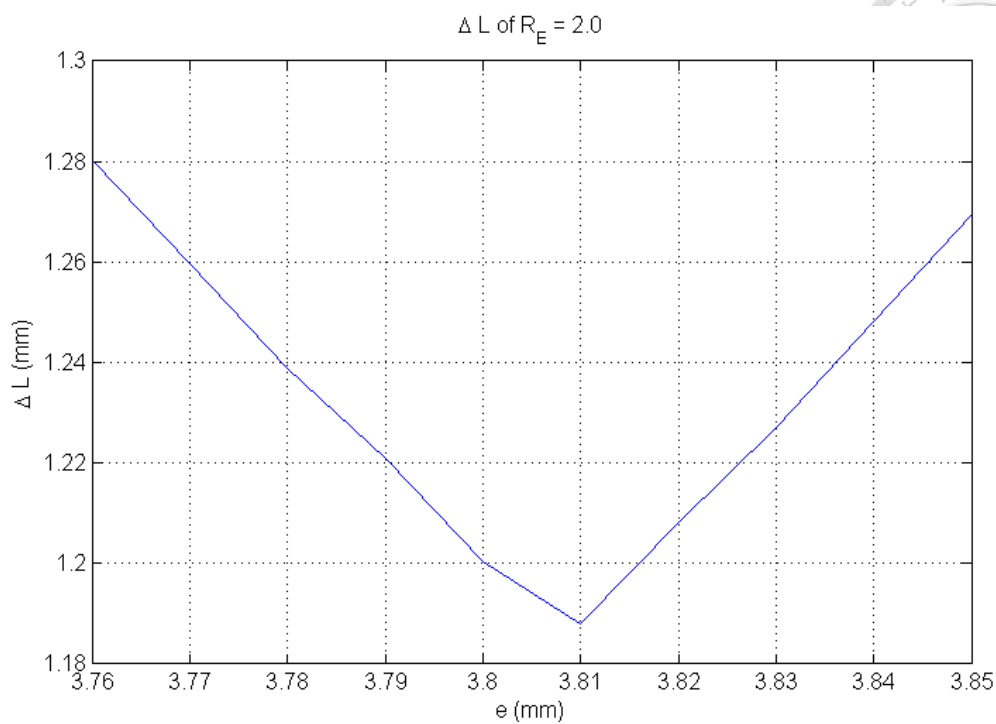
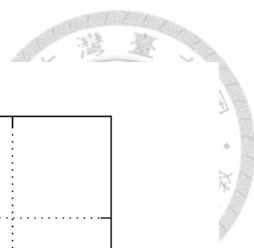


圖 4-14 長短軸比 $R_E = 2.0$ 橢圓大齒盤搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量搜尋

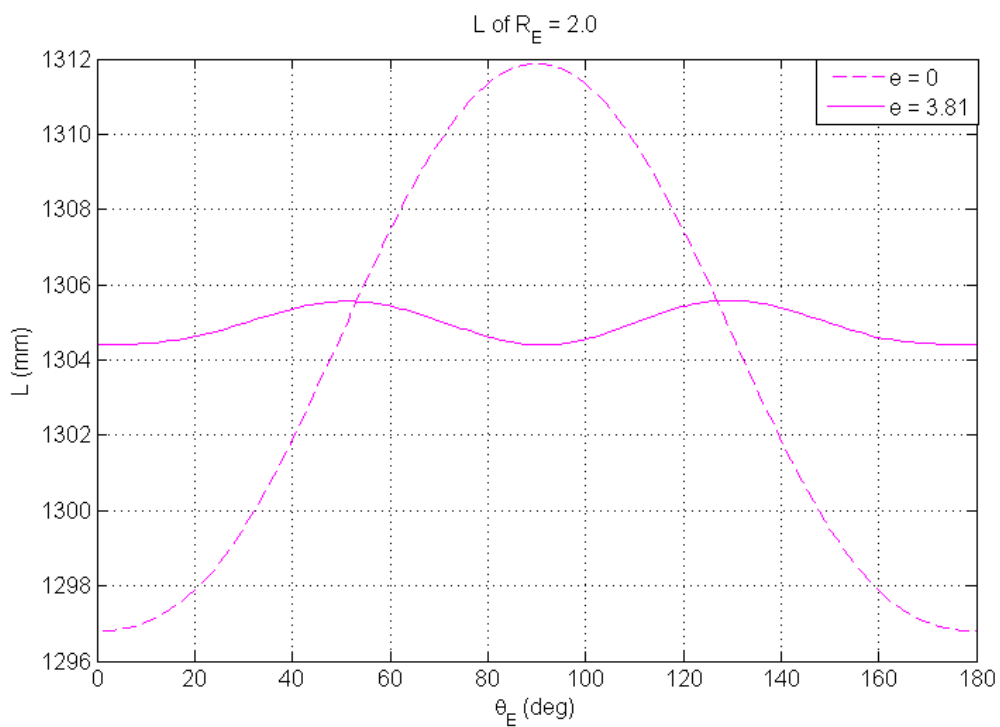


圖 4-15 長短軸比 $R_E = 2.0$ 橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化圖



此外，不同長短軸比橢圓大齒盤搭配最佳偏心率之偏心率圓鏈輪以及搭配傳統圓形鏈輪之鏈條總長度週期變化比較圖，如圖 4-7、圖 4-9、圖 4-11、圖 4-13 以及圖 4-15 所示，從這些比較圖以及表 4-3 中的數據可得知，使用最佳偏心率之偏心率圓鏈輪可有效改善鏈條總長度週期變化量，可使鏈條總長度週期變化量對於鬆弛側鏈條長度之百分率不超過 0.30 %。

4-4 鏈條設計方法

本節將使用 4-3 節分析之數據，配合實際鏈條節距，發展出橢圓大齒盤偏心率圓鏈輪系統之鏈條設計方法，此設計方法流程如圖 4-16 所示。首先，從 4-3 節取出不同長短軸比橢圓大齒盤偏心率圓鏈輪系統之鏈條總長度最大值 L_{max} ，除以鏈條節距 P ，然後取大於此值的最接近偶數值為鏈條節數，再將鏈條節數乘上鏈條節距 P ，即可求得實際鏈條總長度 L_{real} 。實際鏈條長度之詳細數據如表 4-4 所示。

接著，微調橢圓大齒盤偏心率圓鏈輪系統中心距 c ，使本系統之鏈條總長度最大值 L_{max} 趨近於實際鏈條總長度 L_{real} ，但不能超過 L_{real} ，否則此系統會在運轉到某個角度時，實際鏈條總長度 L_{real} 小於此系統所需之鏈條總長度最大值 L_{max} ，而造成鏈條卡死無法運轉之狀況。然後，再使用偏心率圓鏈輪最佳偏心率搜尋程式，檢查最佳偏心率是否因中心距微調而有所改變。若最佳偏心率有改變，用改變後之新最佳偏心率重新計算鏈條總長度最大值 L_{max} ，接著再微調中心距 c 。如此反覆進行疊代計算，直到找出鏈條總長度最大值 L_{max} 最趨近但不超過實際鏈條總長度 L_{real} 時的微調後中心距 c' 與新最佳偏心率 e' 。經過微調後之不同長短軸比橢圓大齒盤偏心率圓鏈輪系統的中心距與最佳偏心率詳細數據如表 4-5 所示，後續的分析將使用這五組經過微調後之橢圓大齒盤偏心率圓鏈輪系統設計參數。

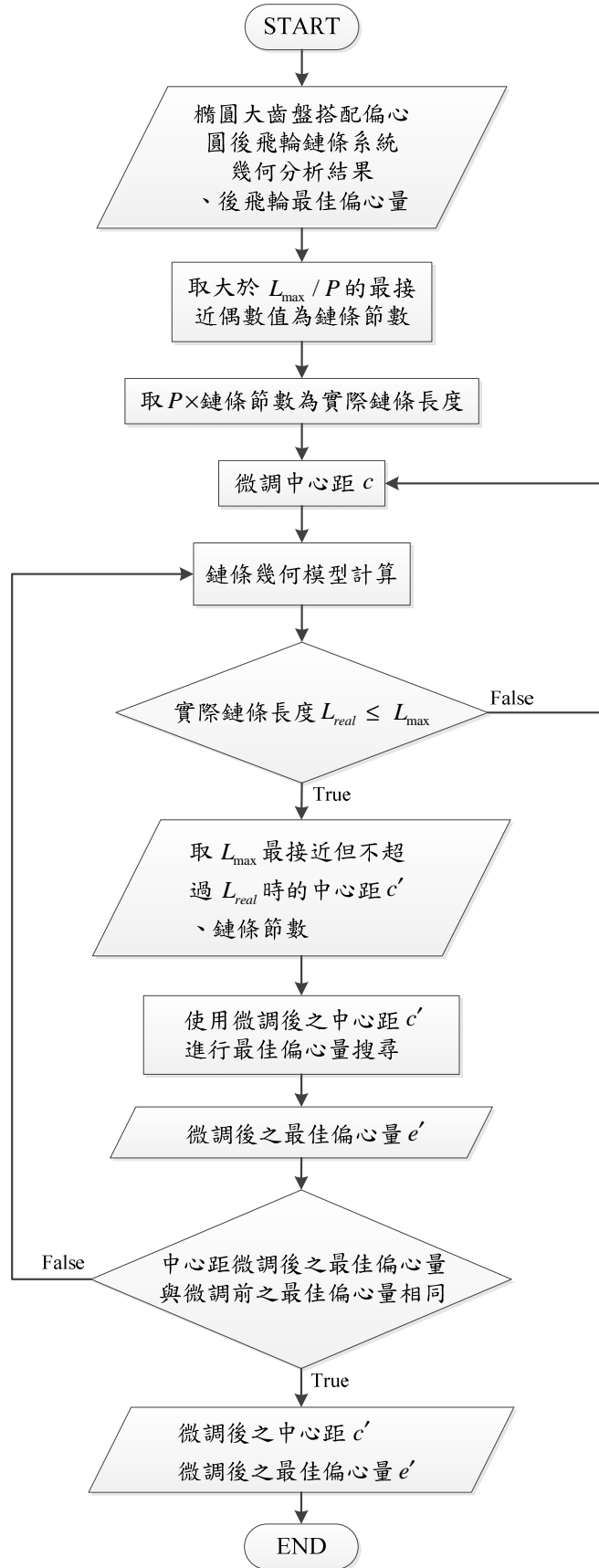


圖 4-16 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之鏈條設計方法

表 4-4 實際鏈條總長度計算數據

R_E	L_{\max} (mm)	L_{\max} / P	鏈條節數	L_{real} (mm)
1.2	1302.74	102.58	104	1320.80
1.4	1303.32	102.62	104	1320.80
1.6	1304.05	102.68	104	1320.80
1.8	1304.83	102.74	104	1320.80
2.0	1305.59	102.80	104	1320.80

表 4-5 不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之中心距與偏心率微調後數據

R_E	L_{real} (mm)		c (mm)	e (mm)	L_{\max} (mm)	ΔL (mm)	s
1.2	1320.80	微調前	410.00	1.13	1302.74	0.12	0.03 %
		微調後	419.11	1.10	1320.81	0.11	0.03 %
1.4	1320.80	微調前	410.00	2.03	1303.32	0.34	0.09 %
		微調後	418.82	1.99	1320.81	0.33	0.08 %
1.6	1320.80	微調前	410.00	2.76	1304.05	0.63	0.16 %
		微調後	418.46	2.70	1320.81	0.61	0.15 %
1.8	1320.80	微調前	410.00	3.34	1304.83	0.92	0.23 %
		微調後	418.07	3.28	1320.80	0.90	0.22 %
2.0	1320.80	微調前	410.00	3.81	1305.59	1.19	0.30 %
		微調後	417.70	3.74	1320.82	1.17	0.29 %



4-5 設計參數討論

根據以上 4-2 節、4-3 節以及 4-4 節之分析結果，可針對橢圓大齒盤之長短軸比、偏心圓鏈輪之偏心量以及兩鏈輪之中心距，討論這三項參數對於鏈條總長度週期變化量之影響：

1. 當橢圓大齒盤之長短軸比增大時，鏈條總長度週期變化量也會隨之增大。此現象可經由幾何關係而得知，因橢圓大齒盤長短軸比增大時，在系統運轉的過程中，增加鏈條被橢圓大齒盤長軸向上與向下拉伸的幅度，造成鏈條總長度週期變化量的增大。
2. 當鏈條總長度週期變化量增大時，本系統所搭配之偏心圓鏈輪偏心量也需隨之增大，使其在橢圓大齒盤與偏心圓鏈輪之齒數比為 2:1 時，可降低系統運轉時的鏈條總長度週期變化量。
3. 藉由偏心圓鏈輪偏心量之增加，雖可減少鏈條總長度週期變化量，但不同長短軸比橢圓大齒盤系統，皆有其最佳之偏心量，若偏心量增加幅度超過最佳偏心量，反而會使鏈條總長度週期變化量增大，此時就會失去以偏心圓鏈輪改善鏈條總長度週期變化量之目標。
4. 當進行鏈輪中心距微調手續時，增加鏈輪中心距會造成鏈條總長度週期變化量的下降。因此，偏心圓鏈輪之最佳偏心量也需隨之微調，使得最佳偏心量會微幅減少。

此外，將 4-4 節微調後之不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統最佳偏心量，與使用傳統圓形鏈輪時的未優化鏈條總長度週期變化量相除得到之比值，以表 4-6 呈現。從此表中可發現，橢圓大齒盤長短軸比在 1.2 至 2.0 的範圍內時，最佳偏心量和未優化之鏈條總長度週期變化量有一固定比例關係，此比例約為 0.25，也就是最佳偏心量為未優化之鏈條總長度週期變化量的四分之一，此一固定比例關係或許可作為偏心圓鏈輪設計時之參考。

表 4-6 未優化之鏈條總長度週期變化量與最佳偏心率之固定比例關係

R_E	c (mm)	e (mm)	鏈輪未加入偏心率之 ΔL (mm)	$e/\Delta L$
1.2	419.11	1.10	4.37	0.25
1.4	418.82	1.99	7.89	0.25
1.6	418.46	2.70	10.72	0.25
1.8	418.07	3.28	12.98	0.25
2.0	417.70	3.74	14.81	0.25

4-6 小結

本章使用第二章所建立之橢圓大齒盤偏心率圓鏈輪系統幾何數學模型，使用 MATLAB 軟體撰寫模擬程式，首先針對自行車橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪，計算不同長短軸比橢圓大齒盤系統之鏈條總長度週期變化量，作為系統優化前之對照數據。接著，本研究將傳統圓形鏈輪改為偏心率圓鏈輪，用以搭配橢圓大齒盤同步運行，試圖降低系統運作時產生之鏈條總長度週期變化量，避免鏈條在運作過程中產生過多的鬆弛現象。針對偏心率圓鏈輪，本章更進一步搜尋不同長短軸比橢圓大齒盤可搭配的偏心率圓鏈輪最佳偏心率，使其有最少的鏈條總長度週期變化量。由於實際鏈條總長度必定與鏈條節距有整數倍之關係，因此本章發展出橢圓大齒盤偏心率圓鏈輪系統之鏈條設計方法，經由微調鏈輪中心距與偏心率圓鏈輪最佳偏心率的方式，使橢圓大齒盤、偏心率圓鏈輪與鏈條有最佳的配置關係。根據本章之模擬結果與設計參數討論，總結列項如下：

1. 長短軸比 1.2 至 2.0 之橢圓大齒盤，若搭配傳統圓形鏈輪，其鏈條總長度週期變化量為鬆弛側鏈條長度的 1.12 % 至 3.77 %。
2. 改用偏心率圓鏈輪以及考慮實際鏈條總長度後，針對長短軸比 1.2 至 2.0 之橢圓

- 大齒盤，所搭配之偏心圓鏈輪最佳偏心量為 1.10mm 至 3.74mm 。
3. 搭配最佳偏心量之偏心圓鏈輪，可使長短軸比 1.2 至 2.0 之橢圓大齒盤，鏈條總長度週期變化量下降為鏈條鬆弛側長度的 0.03 % 至 0.29 %。
 4. 經由數據觀察，針對長短軸比 1.2 至 2.0 之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，可發現偏心圓鏈輪之最佳偏心量皆為搭配傳統圓形鏈輪時鏈條總長度週期變化量的四分之一。



第五章 自行車騎乘效益分析



本章欲進一步探討不同長短軸比橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪系統所產生的等效齒比變化，對於自行車騎乘效益之提升效果。由於曲柄在橢圓大齒盤上不同的安裝角度，會造成不同的等效齒比與踩踏角度之對應關係，因此本章也將透過曲柄安裝角度的調整，比較不同曲柄安裝角度設計對於騎乘效益之影響。本研究之騎乘效益以腿部關節驅動力矩與關節輸出功率為指標，首先輸入第四章設計的五組不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之等效齒比變化數據，配合不同的曲柄安裝角度，經由腿部模擬五連桿機構之運動與動力分析，得到腿部關節驅動力矩與關節輸出功率之數據，並將此數據與使用傳統圓形大齒盤鏈條傳動系統之分析數據作比較，探討橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統相較於傳統系統之騎乘效益提升。最後，將會根據所得之騎乘效益分析數據，尋求騎乘效益最佳之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統以及所搭配之曲柄安裝角度，使其成為本研究之最終設計方案。

此外，由於雙腿踩踏週期相差的相位角為 180 度角，且橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之等效齒比變化週期也是 180 度角，因此為了簡化腿部動力特性之分析，本研究僅以單腿進行動力特性分析，並假設自行車騎士進行踩踏運動時，雙腿擁有相同之動力特性，藉由單腿所得之分析結果將可適用於雙腿。

5-1 系統配置參數與程式架構

根據 Neptune、Kautz 和 Hull[22]、Sanderson、Hennig 和 Black[23]以及 Patterson 和 Moreno[24]等人進行之研究結果顯示，運動型自行車騎士在定速巡航騎乘時的雙腿平均踩踏輸出功率約為 250W，且此時的最佳踩踏轉速約為 100rpm。在此踩踏轉速下，自行車騎士腿部有最小的踩踏力負荷。因此，本研究所進行之自行車騎士腿部運動模擬，是在雙腿平均踩踏輸出功率 250W(即單腿平均踩踏輸出功率

125W) 搭配平均踩踏轉速 100rpm 之等車速 30 km/h 騎乘狀況下，分析使用不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之腿部模擬五連桿機構運動狀態，求得單一腿部各關節驅動力矩以及各關節輸出功率，並進行騎乘效益之比較。本研究使用 MATLAB 軟體撰寫模擬程式，進行腿部模擬五連桿機構之運動及動力分析，其程式架構流程如圖 5-1 所示，而本研究所使用之腿部模擬五連桿機構參數如表 5-1 所示。

由於曲柄安裝於橢圓大齒盤的不同安裝角度，會使自行車騎士在進行踩踏運動時，有不同的踩踏轉速變化情形。因此，當求得本系統之等效齒比變化數據後，須再進一步使用腿部五連桿之運動狀態數值分析，探討不同的曲柄安裝角度對於腿部關節驅動力矩與輸出功率之影響。本研究將曲柄安裝角度定義為曲柄方向與橢圓大齒盤長軸的夾角，曲柄安裝角度示意圖如圖 5-2 所示。曲柄安裝角度之分析，是藉由 MATLAB 軟體撰寫模擬程式，以 0.1 度角為間隔，使用數值分析之方法求得腿部五連桿動力特性對於曲柄安裝角度之關係圖，即可進行最佳曲柄安裝角度之設計。曲柄安裝角度分析程式架構流程如圖 5-3 所示。

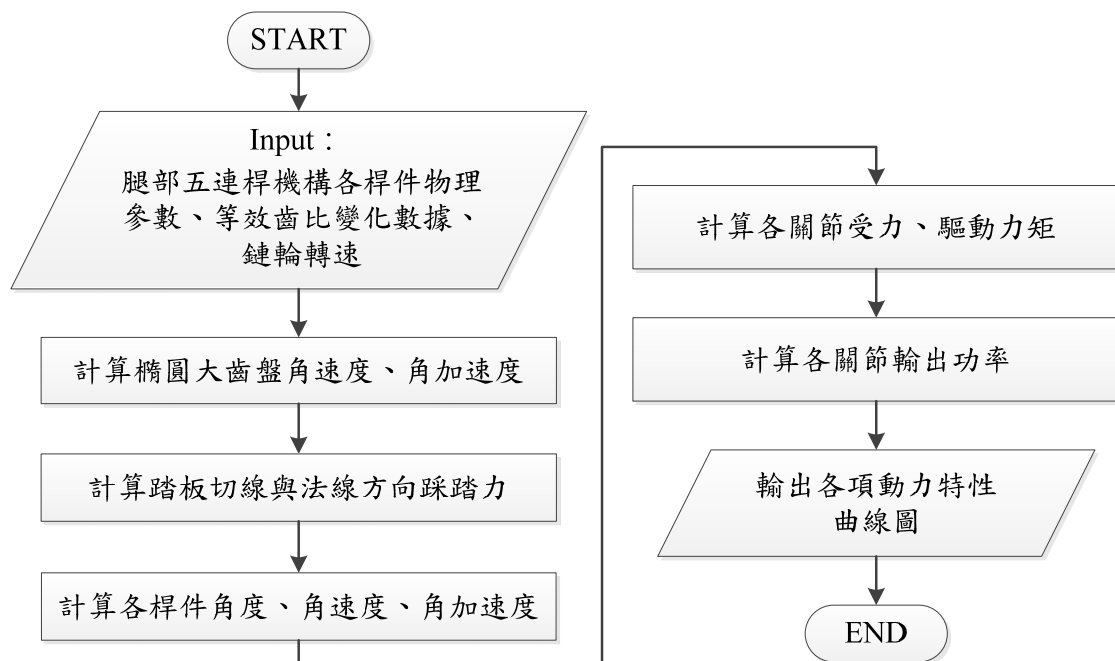


圖 5-1 腿部模擬五連桿機構之運動及動力分析流程圖

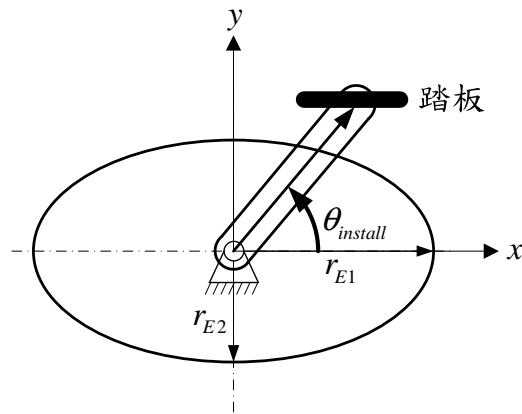


圖 5-2 曲柄安裝角度示意圖

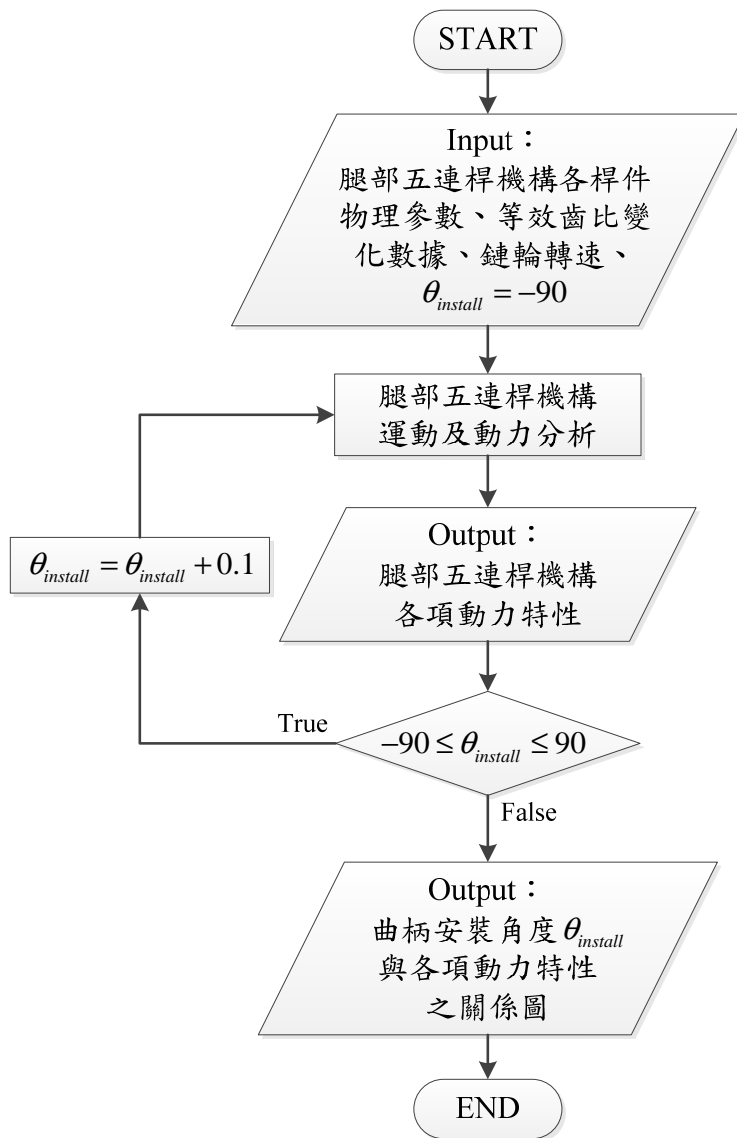


圖 5-3 曲柄安裝角度分析流程圖

表 5-1 腿部模擬五連桿機構參數

桿件	r_i (m)	m_i (kg)	I_i ($\times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$)	CG_i (m)
5 (大腿)	0.393	7.36	60.13	0.0900
4 (小腿)	0.433	3.27	44.69	0.1949
3 (腳板)	0.203	1.05	5.56	0.1572
2 (曲柄)	0.170	0.33	3.33	0.0850
1 (座管)	0.725	—	—	—

單腿平均踩踏輸出功率 125W 踩踏轉速 100 rpm 車速 30 km/h

5-2 等效齒比變化

自行車使用非圓形大齒盤之目的，是要讓騎士腿部在踩踏運動的週期中，擁有不同的踩踏轉速變化，期望能配合腿部在踩踏運動時的出力週期變化，達到提升騎乘效益之效果。本節將使用 4-1 節介紹之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統幾何關係分析程式，比較 4-2 節介紹之不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪系統，以及 4-4 節介紹之不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統設計方案，其等效齒比變化之情形。

首先，以 4-2 節介紹之不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪系統，進行等效齒比變化分析。分析結果如圖 5-4 所示，詳細數據如表 5-2 所示。由圖 5-4 及表 5-2 可得知，當橢圓大齒盤之長短軸比增加時，等效齒比變化範圍也隨之增加，但因本研究使用之不同長短軸比橢圓大齒盤皆為相同齒數，所以其平均等效齒比 n_{meca} 相同，均為 0.5。此外，由橢圓大齒盤之幾何關係可知，此系統之等效齒比週期最大值 n_{max} 除以等效齒比週期最小值 n_{min} 之值，與橢圓大齒盤之長短軸比值相同。

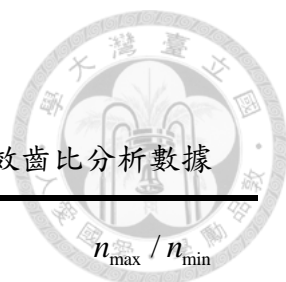


表 5-2 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪系統之等效齒比分析數據

R_E	n_{max}	n_{min}	n_{mean}	Δn	n_{max} / n_{min}
1.0	0.50	0.50	0.50	0.00	1.00
1.2	0.55	0.46	0.50	0.09	1.20
1.4	0.60	0.43	0.50	0.17	1.40
1.6	0.66	0.41	0.50	0.25	1.60
1.8	0.71	0.40	0.50	0.31	1.80
2.0	0.77	0.39	0.50	0.38	2.00

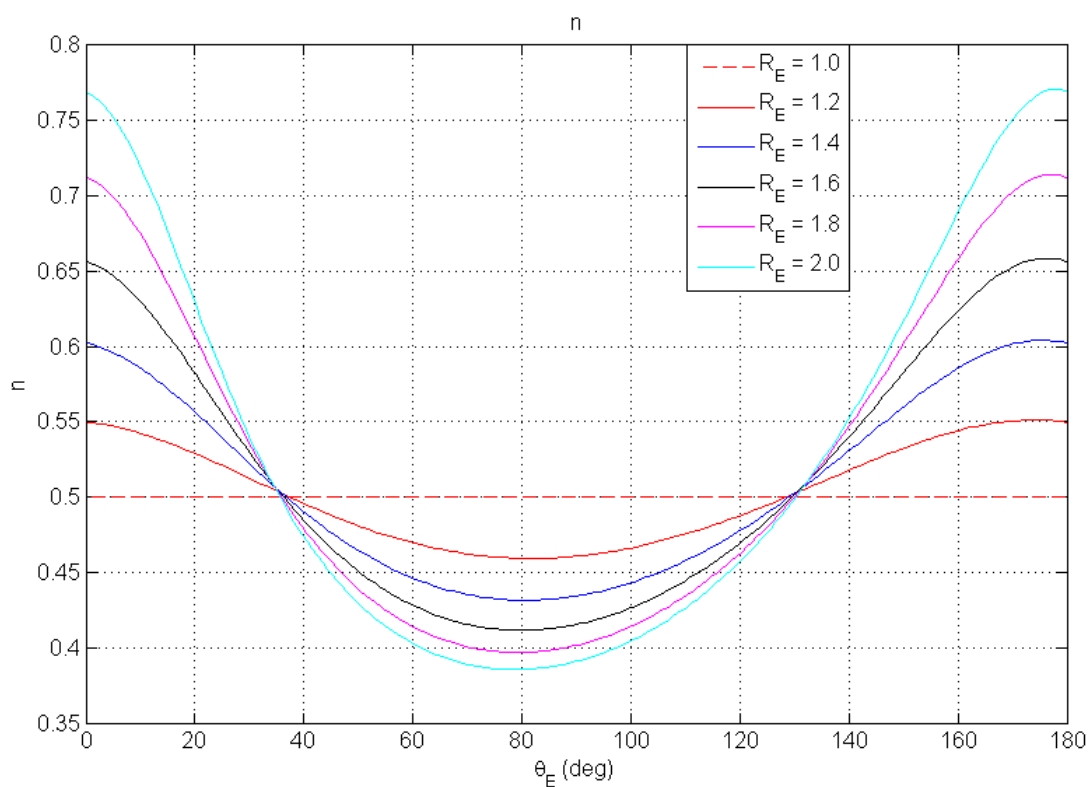


圖 5-4 不同長短軸比橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪系統之等效齒比週期變化圖



接著，再以 4-4 節設計之不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，進行等效齒比的分析，並將此分析數據和搭配傳統圓形鏈輪之橢圓大齒盤系統進行比較。分析與比較之結果如圖 5-5、圖 5-6、圖 5-7、圖 5-8 以及圖 5-9 所示，分別為長短軸比 1.2、1.4、1.6、1.8 以及 2.0 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖，詳細數據結果如表 5-3 所示。每張圖中的實線為搭配偏心圓鏈輪之數據，而虛線則為搭配傳統圓形鏈輪之數據。從這些分析圖表中可得知，當改用偏心圓鏈輪後，等效齒比週期最小值 n_{\min} 發生時的橢圓大齒盤旋轉角度 θ_E 會增加，但等效齒比週期最大值 n_{\max} 發生時的橢圓大齒盤旋轉角度 θ_E 保持不變或僅有微小改變，而整體等效齒比變化範圍 Δn 也保持不變或僅有微小改變。

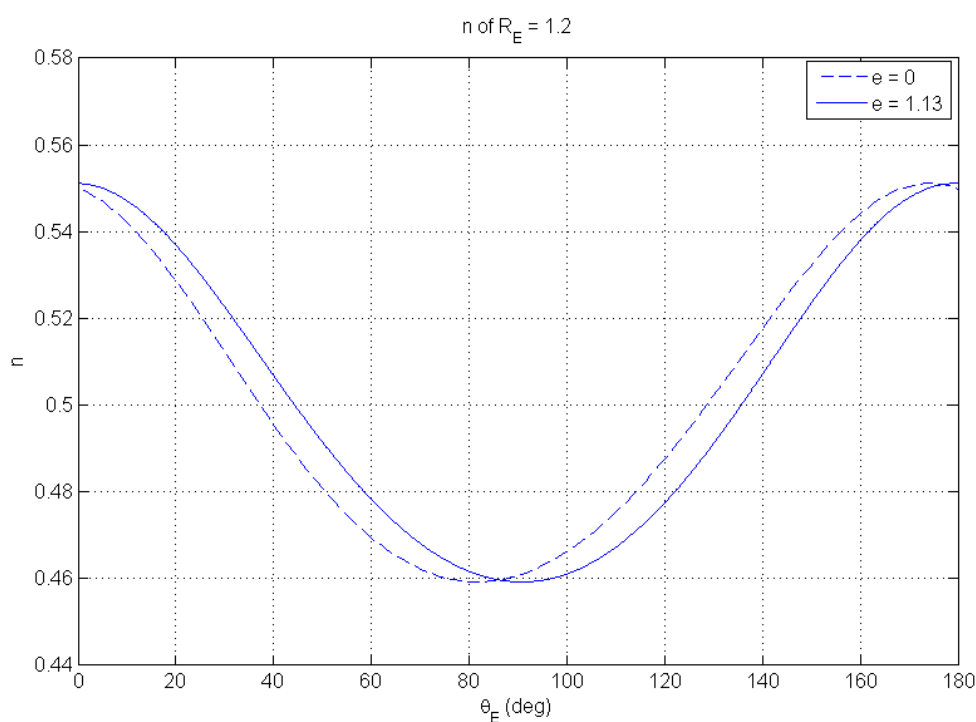


圖 5-5 長短軸比 $R_E = 1.2$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖

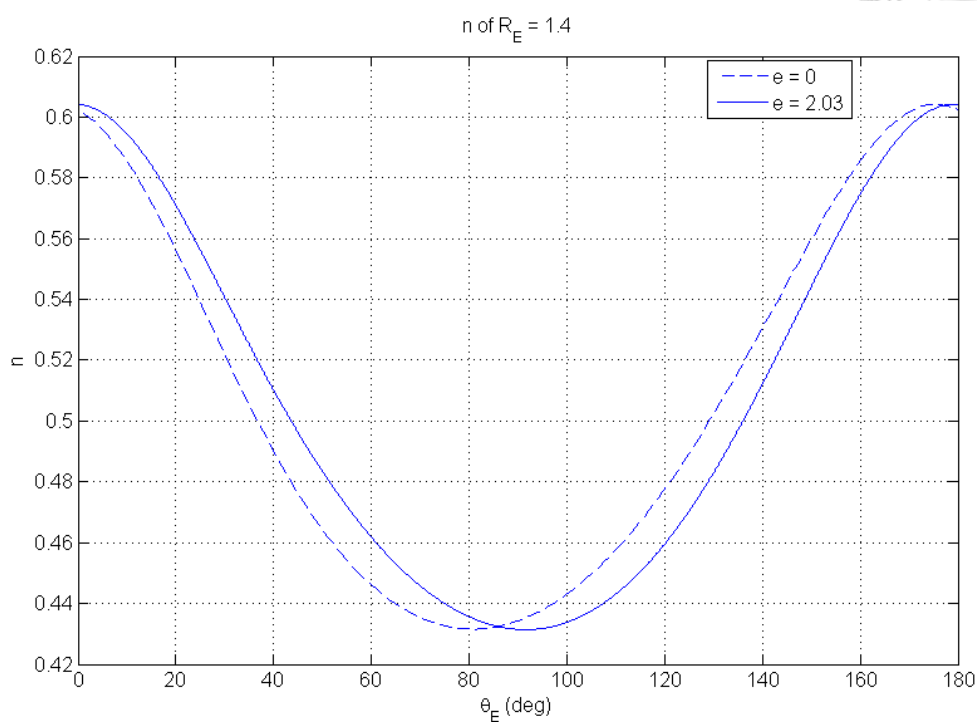
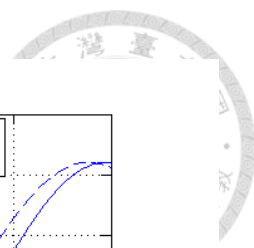


圖 5-6 長短軸比 $R_E = 1.4$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖

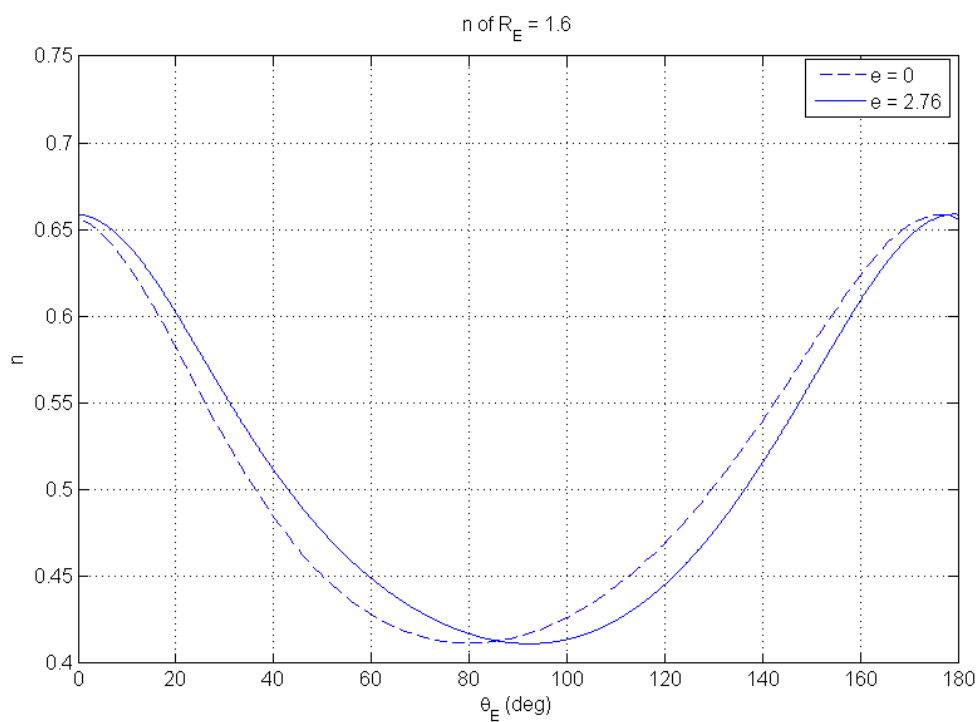


圖 5-7 長短軸比 $R_E = 1.6$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖

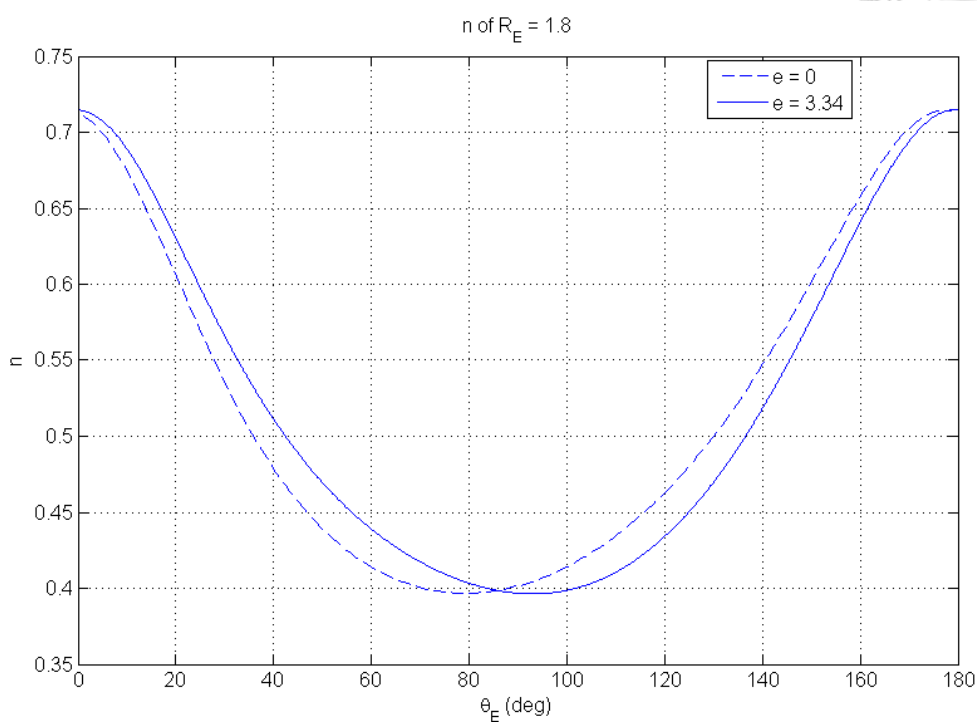
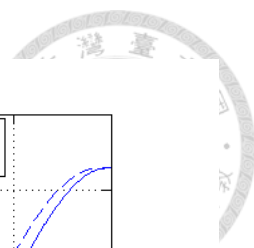


圖 5-8 長短軸比 $R_E = 1.8$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖

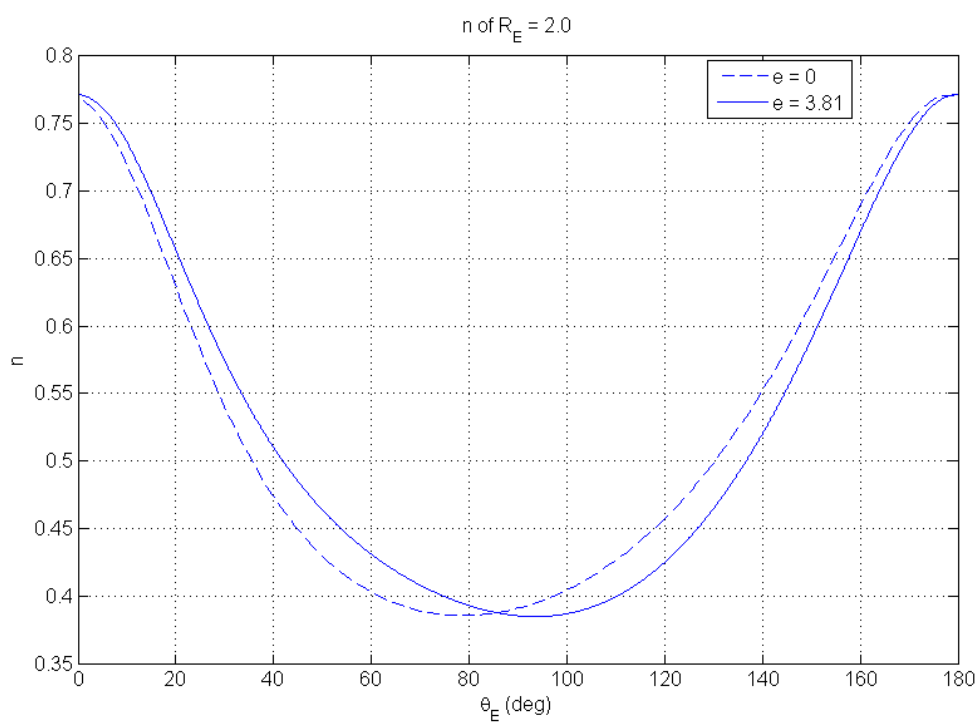


圖 5-9 長短軸比 $R_E = 2.0$ 橢圓大齒盤系統之等效齒比變化圖

表 5-3 不同長短軸比橢圓大齒盤系統之等效齒比變化數據

R_E	e (mm)	n_{\max}	n_{\min}	n_{mean}	Δn	θ_E of n_{\max} (deg)	θ_E of n_{\min} (deg)
1.2	0	0.55	0.46	0.50	0.09	174.5	81.6
	1.10	0.55	0.46	0.50	0.09	180.0	91.0
1.4	0	0.60	0.43	0.50	0.17	175.2	80.4
	1.99	0.60	0.43	0.50	0.17	180.0	91.9
1.6	0	0.66	0.41	0.50	0.25	176.0	80.2
	2.70	0.66	0.41	0.50	0.25	180.0	92.7
1.8	0	0.71	0.40	0.50	0.31	177.1	79.3
	3.28	0.71	0.40	0.50	0.31	180.0	93.4
2.0	0	0.77	0.39	0.50	0.38	178.5	78.4
	3.74	0.77	0.39	0.50	0.38	180.0	94.0

5-3 腿部關節驅動力矩

本節將使用上一節求得之不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比變化數據，代入腿部模擬五連桿機構之運動及動力分析，進行腿部關節驅動力矩之探討。根據 Redfield 和 Hull[19]的研究結果顯示，腿部關節驅動力矩與腿部肌肉負荷有很大的關聯性，當自行車以定速巡航且騎士以固定平均踩踏輸出功率進行踩踏運動時，若關節驅動力矩愈大，就代表腿部肌肉的負荷愈高，會影響自行車騎士的腿部肌肉耐力表現。因此，本節以自行車騎士腿部關節驅動力矩為分析指標，在自行車以定速前進且騎士平均踩踏輸出功率保持固定時，比較傳統圓形大齒盤系統與曲柄安裝角度不同之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，對於自行車騎士腿部關節驅動力矩之影響，並以關節驅動力矩愈低者為佳。

本研究將曲柄旋轉角度視為騎士腿部之踩踏角度，因此踩踏角度之定義等同於曲柄旋轉角度之定義：踩踏方向為逆時鐘方向，以正方向之 y 軸為踩踏角度 0 度，踩踏角度以逆時鐘方向為正，自行車以 $-x$ 方向為前進方向。首先，本研究以傳統圓形大齒盤為分析對象，以單腿平均踩踏輸出功率 125W 搭配踩踏轉速 100 rpm 的騎乘狀態，進行腿部模擬五連桿之運動及動力分析，求得單腿各關節之驅動力矩，作為後續橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統分析之對照組。腿部關節驅動力矩分析結果如圖 5-10、圖 5-11 以及圖 5-12 所示，分別為踝關節、膝關節與腕關節驅動力矩對應踩踏角度之關係圖。

由圖 5-10、圖 5-11 以及圖 5-12 這三張關係圖可知，當踩踏角度由 0 度開始時，踝關節驅動力矩隨著踩踏角度的增加而增加，大約在踩踏角度 110 度時達到力矩最大值 83.69 N·m，之後便開始下降，直到踩踏角度約 325 度時產生力矩最小值 5.24 N·m。膝關節在踩踏角度由 0 度開始時，驅動力矩隨著踩踏角度增加而降低，約至

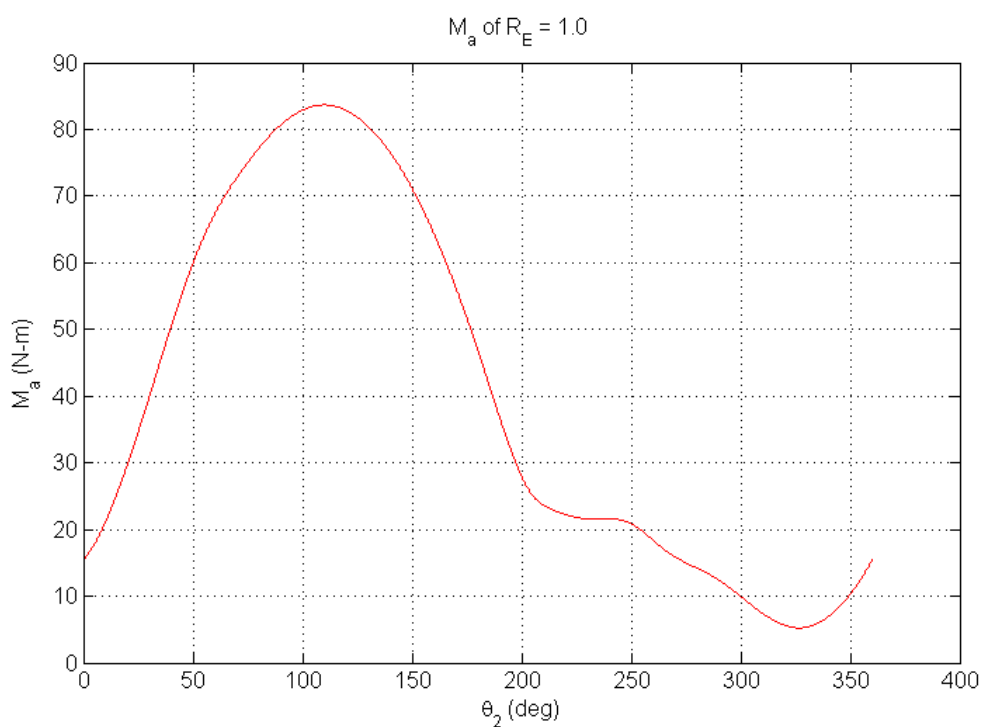


圖 5-10 原始系統之踝關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖

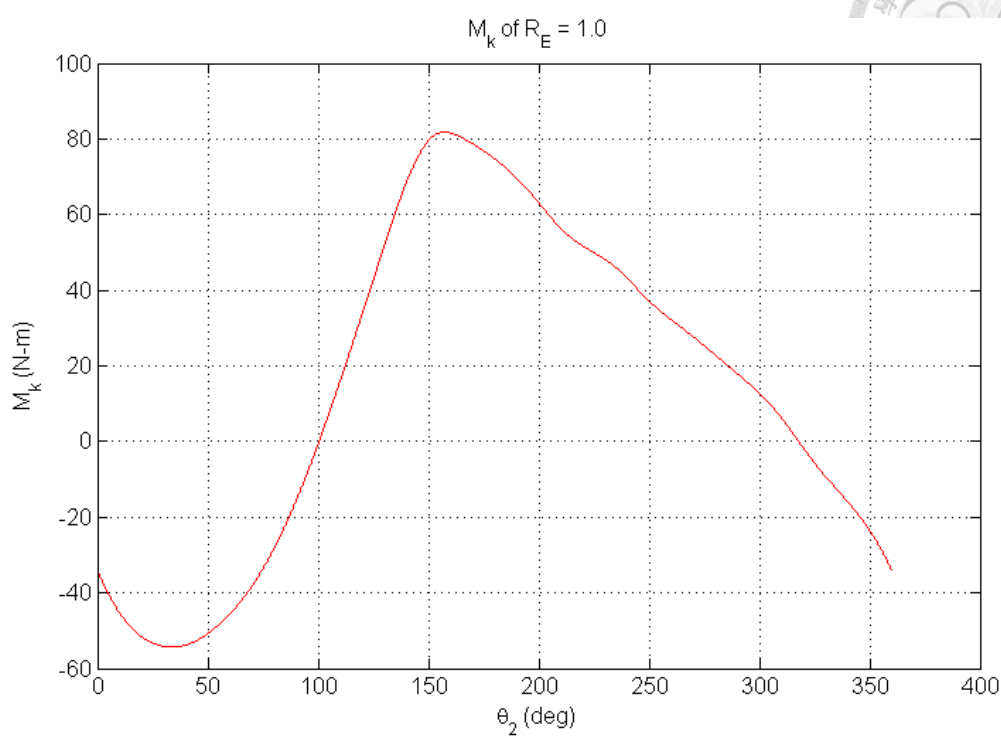


圖 5-11 原始系統之膝關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖

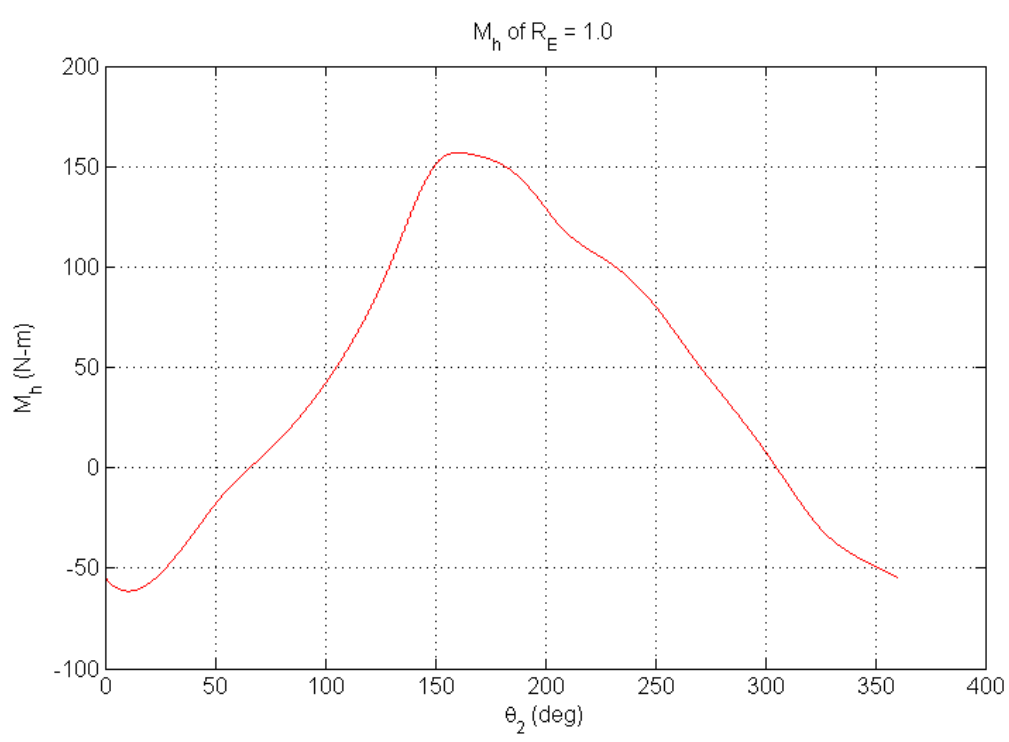


圖 5-12 原始系統之髖關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖



踩踏角度 40 度時有力矩最小值 $-54.32 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，之後開始逐漸上升，約在踩踏角度 160 度時產生力矩最大值 $81.81 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，之後便持續下降。髖關節驅動力矩之變化趨勢與膝關節相似，踩踏角度由 0 度開始時，隨著踩踏角度增加而降低，至踩踏角度約 10 度時有力矩最小值 $-61.41 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，之後開始上升至踩踏角度 160 度時產生力矩最大值 $156.90 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，之後便持續下降。

接著，將 5-2 節求得之不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比變化數據，以及變化範圍由 -90 至 90 度之不同曲柄安裝角度，代入腿部模擬五連桿運動及動力分析，可得到不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統搭配曲柄安裝角度變化範圍由 -90 至 90 度之關節驅動力矩數據。由於橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之等效齒比變化週期為橢圓大齒盤旋轉角度 180 度，因此以 -90 至 90 度為曲柄安裝角度之分析範圍。本研究以關節驅動力矩在一個踩踏週期內的最大值(腿部關節驅動力矩週期最大值)以及關節驅動力矩在一個踩踏週期內的平均值(腿部關節驅動力矩週期平均值)，作為主要的評估指標，這兩項指標均以數值絕對值愈小者為佳。

5-3-1 腿部關節驅動力矩週期最大值

針對腿部關節驅動力矩週期最大值之分析，其分析結果如圖 5-13、圖 5-14 以及圖 5-15 所示，分別為各系統之踝關節、膝關節與髖關節驅動力矩週期最大值對應曲柄安裝角度之比較圖，詳細分析數據如表 5-4 所示。由分析數據與圖表可得知，踝關節、膝關節及髖關節驅動力矩週期最大值，分別在橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比 1.6、1.8 及 1.8 時產生最小值，與傳統圓形大齒盤系統相比，驅動力矩週期最大值降幅分別為 15.87% 、 22.15% 及 16.70% ，其中以膝關節驅動力矩之降幅為最高。仔細觀察圖 5-13、圖 5-14 及圖 5-15 可發現，對於膝關節及髖關節驅動

表 5-4 各系統之關節驅動力矩週期最大值分析數據

R_E	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
$(M_{a,max})_{min} (N-m)$	83.69	76.31	71.20	70.41	70.63	71.18
$\theta_{install}$ (deg)	-	-66.0	-66.7	-68.6	-69.6	-70.2
$M_{a,max}$ 下降 %	-	8.82 %	14.92 %	15.87 %	15.61 %	14.95 %
$(M_{k,max})_{min} (N-m)$	81.81	76.48	71.24	66.00	63.69	64.65
$\theta_{install}$ (deg)	-	-3.1	-2.2	-2.3	4.8	9.2
$M_{k,max}$ 下降 %	-	6.52 %	12.92 %	19.33 %	22.15 %	20.98 %
$(M_{h,max})_{min} (N-m)$	156.90	148.11	139.20	132.07	130.69	133.55
$\theta_{install}$ (deg)	-	6.9	6.3	11.2	15.9	19.9
$M_{h,max}$ 下降 %	-	5.60 %	11.28 %	15.83 %	16.70 %	14.88 %

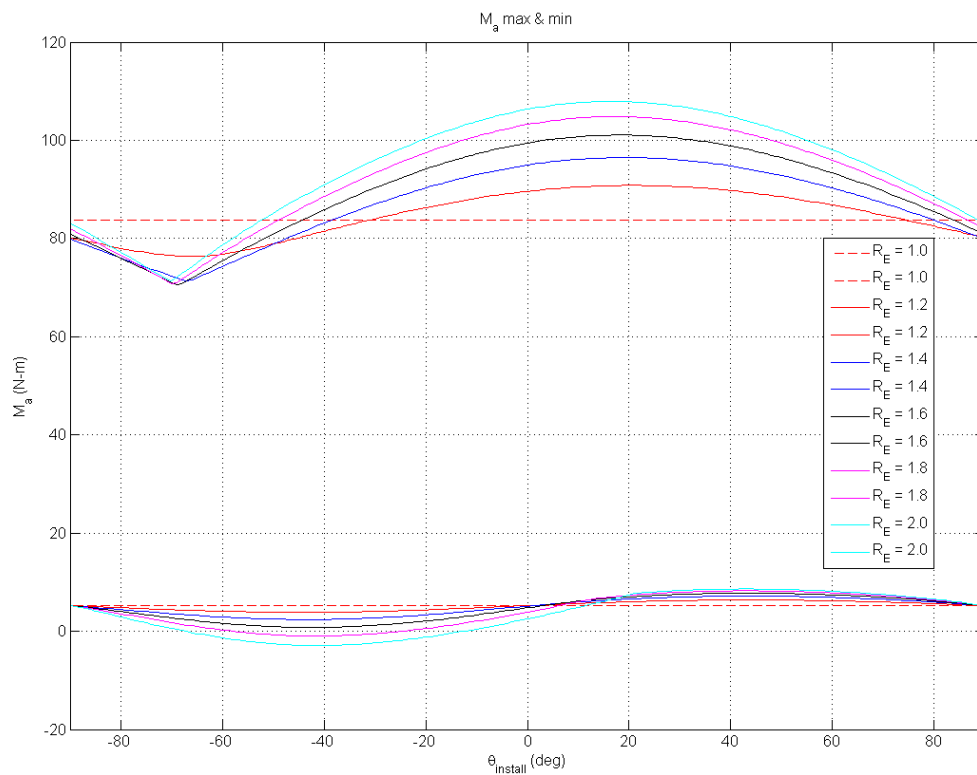


圖 5-13 各系統之踝關節驅動力矩週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖

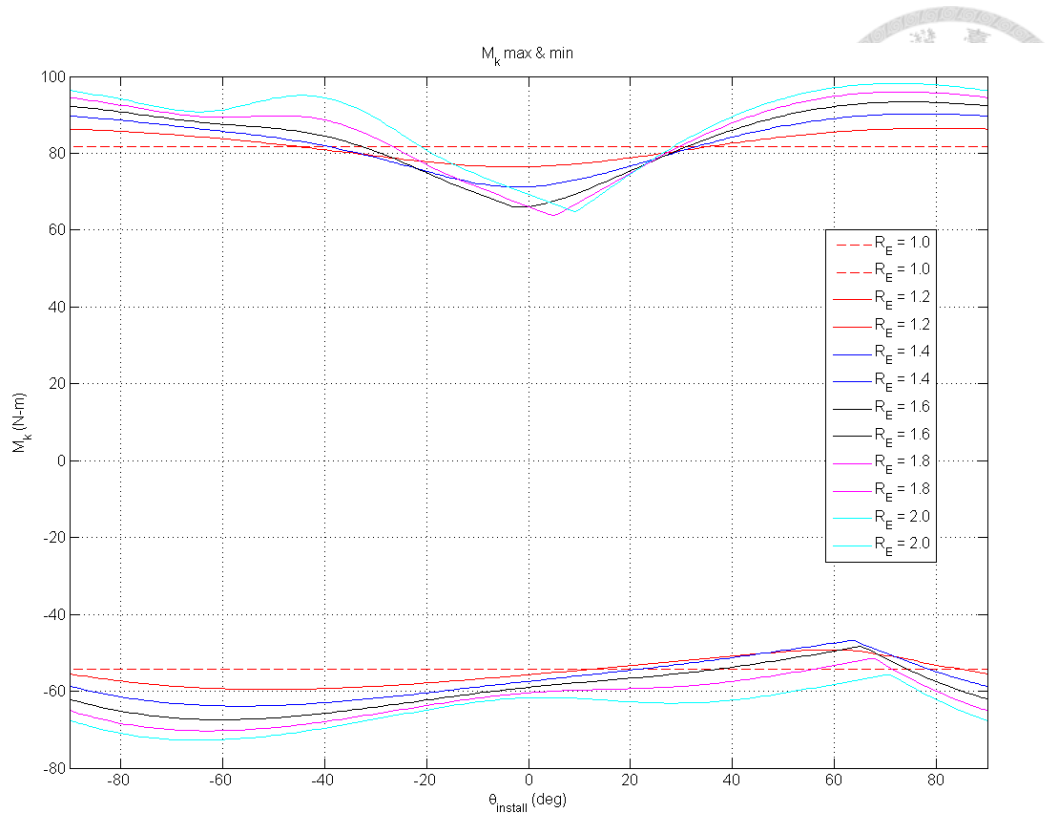


圖 5-14 各系統之膝關節驅動力矩週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖

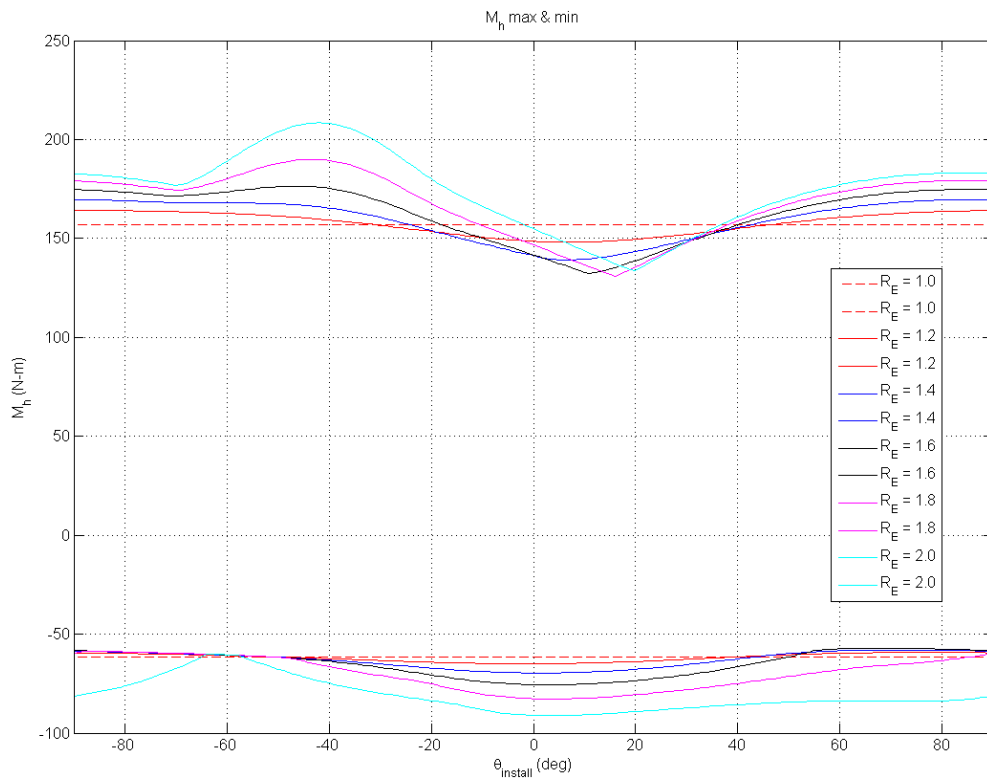


圖 5-15 各系統之腕關節驅動力矩週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖



力矩週期最大值，不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統均在曲柄安裝角度 0 至 20 度之間有最小值的產生，但對於踝關節驅動力矩週期最大值，不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統均在曲柄安裝角度-60 至-70 度之間有最小值的發生。由此現象可推論，膝關節與髖關節驅動力矩週期最大值變化之特性相似，但這兩者與踝關節驅動力矩週期最大值變化之特性相異，橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統無法在使用同一個曲柄安裝角度時，同時降低三個關節的驅動力矩週期最大值。當為了降低膝關節與髖關節驅動力矩週期最大值，而將曲柄調整到適當的安裝角度時，反而會使踝關節驅動力矩週期最大值比使用傳統圓形大齒盤系統時還要高。

接著，分別針對踝關節、膝關節與髖關節，將不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，搭配可產生最小關節驅動力矩週期最大值之曲柄安裝角度，所產生之關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖，與使用傳統圓形大齒盤系統所產生之關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖進行比較，比較結果如圖 5-16、圖 5-17 以及圖 5-18 所示。由這三張關係圖可發現，當橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之長短軸比增加時，會使各關節驅動力矩週期最大值明顯下降，但當長短軸比大於 1.6 時，在原本驅動力矩週期最大值位置的曲線會有較大幅度之下降，並在圖形上產生凹陷的形狀，而在前後附近位置的曲線造成雙峰現象，因此由原本的單一最大值改變為兩個區域最大值。另外，隨著橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比的增加，膝關節驅動力矩會在踩踏角度約 350 度時，凸出一個較小的波峰，且隨著長短軸比的增加，此波峰的峰值有逐漸上升的現象。

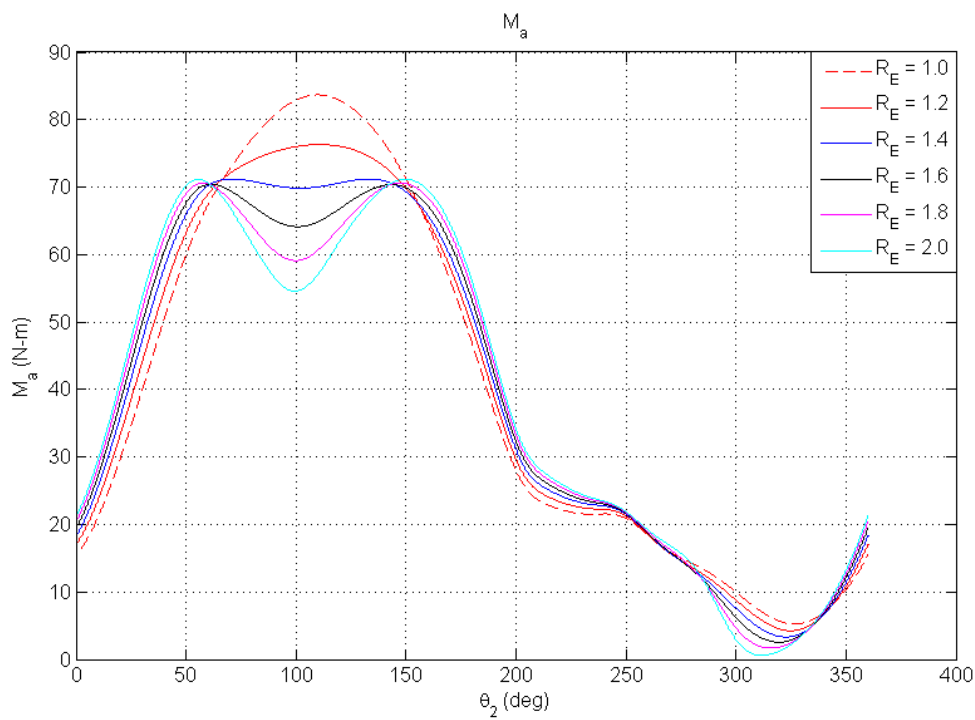
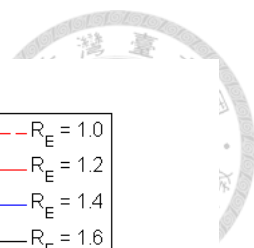


圖 5-16 各系統與原始系統之踝關節驅動力矩對應踩踏角度比較圖

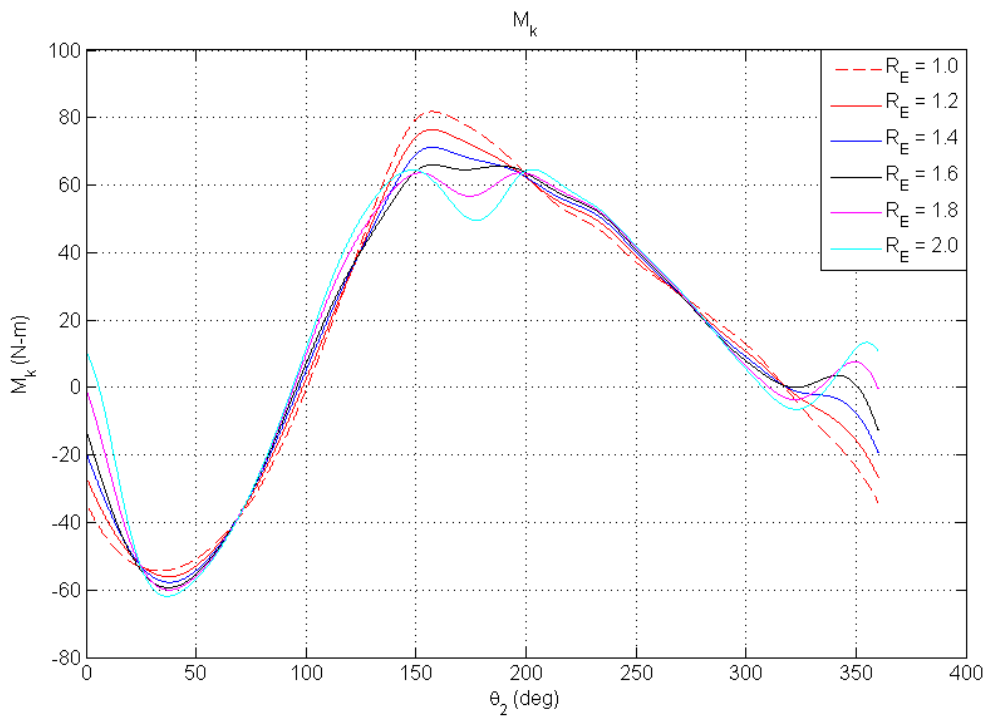


圖 5-17 各系統與原始系統之膝關節驅動力矩對應踩踏角度比較圖

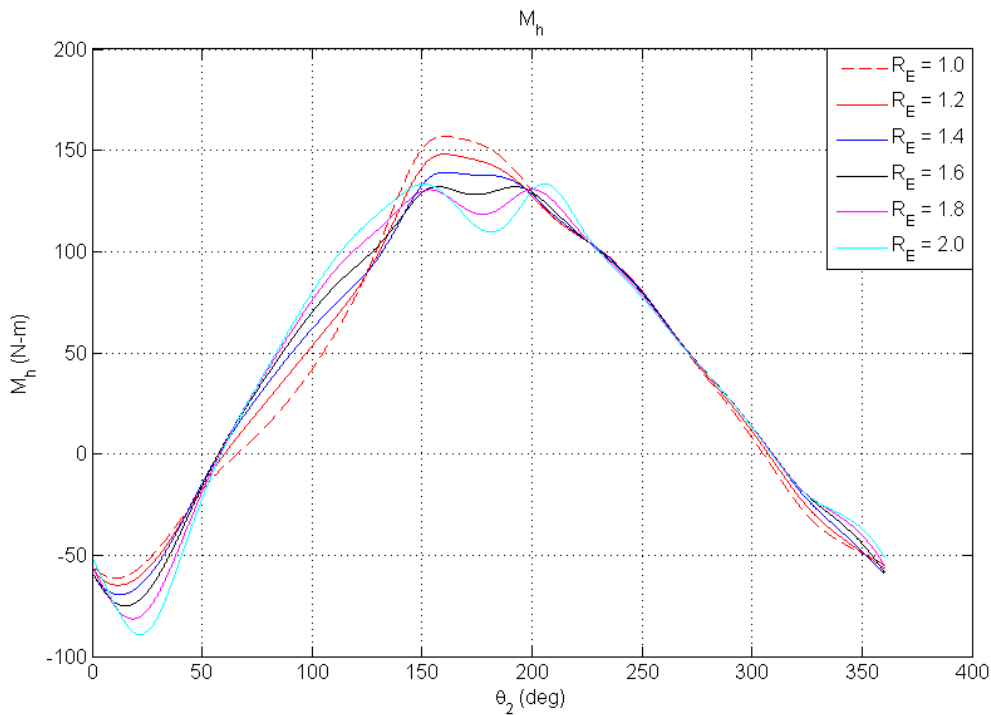


圖 5-18 各系統與原始系統之髖關節驅動力矩對應踩踏角度比較圖

5-3-2 腿部關節驅動力矩週期平均值

分別將踝關節、膝關節與髖關節驅動力矩絕對值對應踩踏角度取平均值，即為一個踩踏週期中的平均驅動力矩，可作為探討關節驅動力矩負荷的另一項評估指標。關節驅動力矩週期平均值之分析結果如圖 5-19、圖 5-20 以及圖 5-21 所示，分別為各系統之踝關節、膝關節與髖關節驅動力矩週期平均值對應曲柄安裝角度之比較圖，詳細分析數據如表 5-5 所示。由分析數據與圖表可得知，踝關節、膝關節以及髖關節驅動力矩週期平均值，分別在橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比 1.6、1.8 以及 1.6 時有最小值的產生。與傳統圓形大齒盤系統相比，驅動力矩週期平均值降幅分別為 2.57 %、14.22 % 及 3.32 %，其中以膝關節驅動力矩週期平均值之降幅為最高。此外，將此小節的分析數據與圖表，與上一小節的驅動力矩週期最大值分析數據與圖表作比較，可發現整體曲線的變化趨勢相似：膝關節與髖關

表 5-5 各系統之關節驅動力矩週期平均值分析數據

R_E	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
$(M_{a,mean})_{\min} (N-m)$	40.02	39.35	39.05	38.99	39.05	39.20
$\theta_{install} (deg)$	-	-81.6	-81.6	-81.7	-81.7	-81.7
$M_{a,mean}$ 下降 %	-	1.67 %	2.42 %	2.57 %	2.42 %	2.05 %
$(M_{k,mean})_{\min} (N-m)$	40.16	37.72	36.04	34.88	34.45	34.57
$\theta_{install} (deg)$	-	6.2	5.5	5.4	10.3	11.6
$M_{k,mean}$ 下降 %	-	6.08 %	10.26 %	13.15 %	14.22 %	13.92 %
$(M_{h,mean})_{\min} (N-m)$	68.44	66.93	66.34	66.17	66.24	66.45
$\theta_{install} (deg)$	-	-8.8	-5.9	-4.2	-2.8	-1.8
$M_{h,mean}$ 下降 %	-	2.21 %	3.07 %	3.32 %	3.21 %	2.91 %

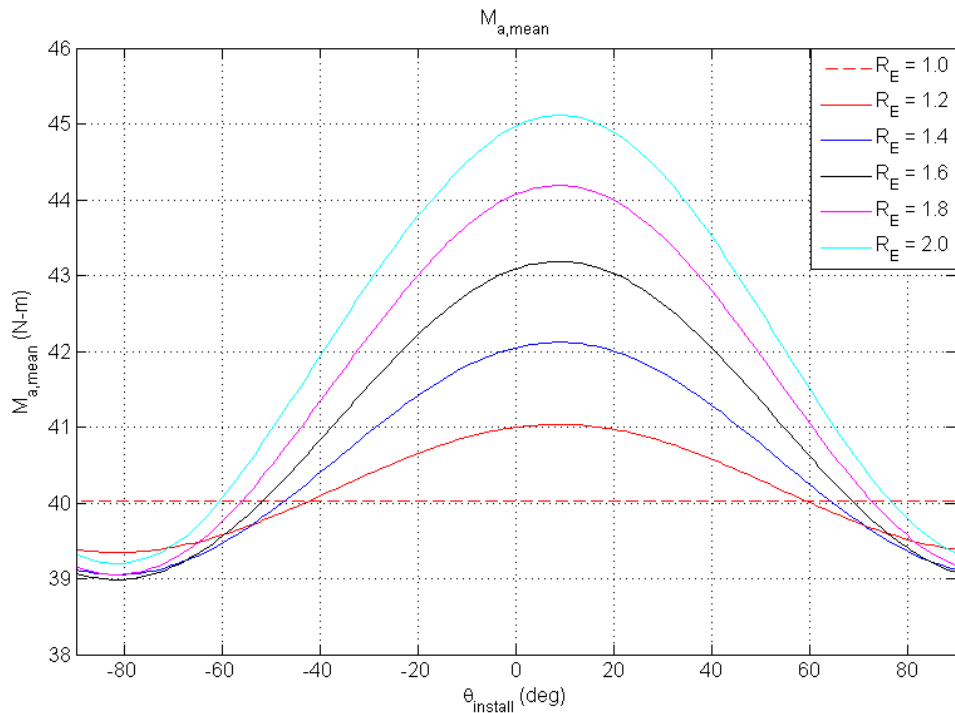


圖 5-19 各系統之踝關節驅動力矩週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖

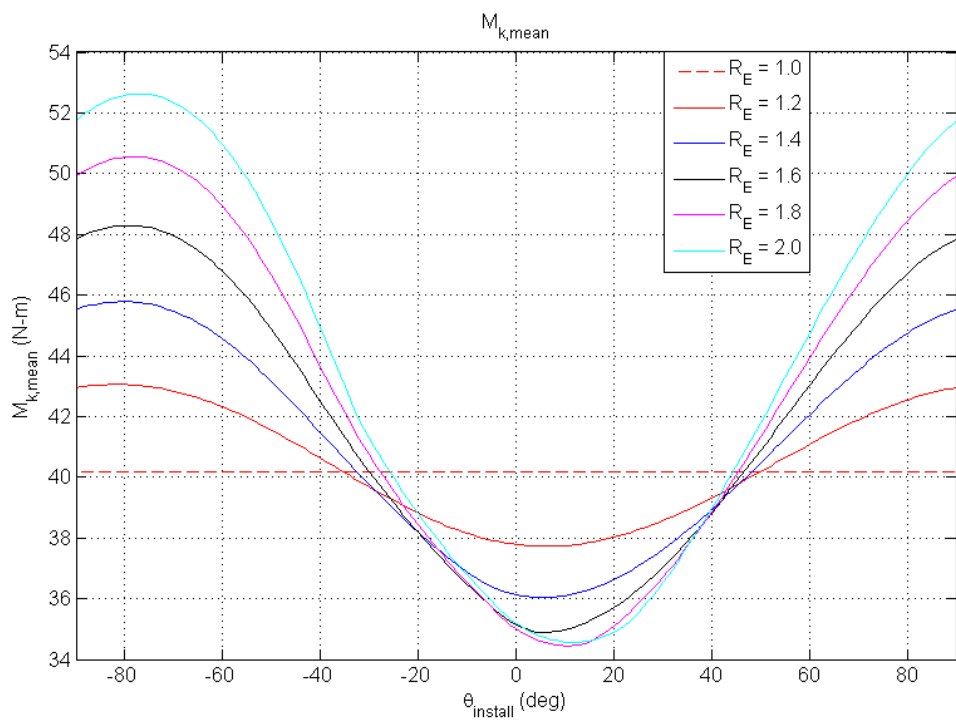
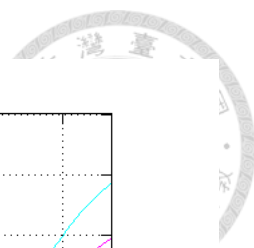


圖 5-20 各系統之膝關節驅動力矩週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖

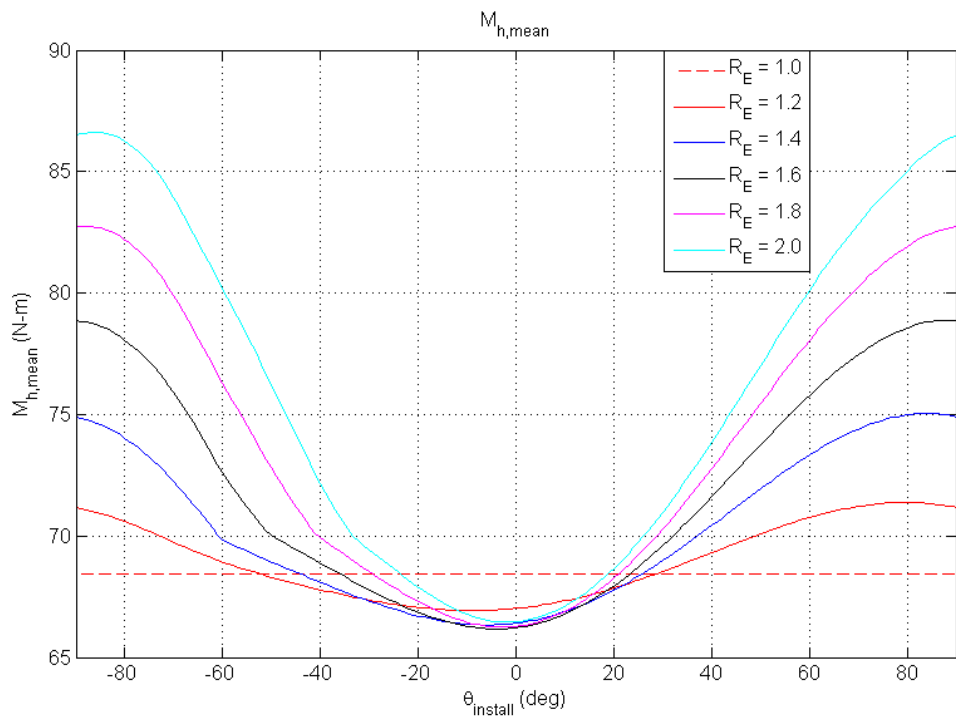


圖 5-21 各系統之腕關節驅動力矩週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖



節驅動力矩週期平均值的特性相似，但這兩者與踝關節驅動力矩週期平均值的特性相異，因此橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統無法在使用同一個曲柄安裝角度時，同時降低三個關節的驅動力矩週期平均值。

5-4 腿部關節輸出功率

本節將使用腿部關節驅動力矩與腿部關節旋轉角速度相乘，進一步求得腿部關節在進行踩踏運動時之輸出功率。由於本研究以固定平均踩踏輸出功率的自行車騎乘狀況進行模擬，以能量的觀點而言，當腿部關節在進行踩踏運動時之輸出功率愈少，即為愈有效率、愈少能量耗損的踩踏運動。因此，腿部關節輸出功率可作為騎乘效益的第二項評估指標。在自行車以定速前進且平均踩踏輸出功率保持一定時，比較傳統圓形大齒盤系統與曲柄安裝角度不同之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，對於自行車騎士腿部關節輸出功率之影響，並以關節輸出功率愈少者為佳。

與上一節相同，首先，本研究以傳統圓形大齒盤為分析對象，以單腿平均踩踏輸出功率 125W、踩踏轉速 100rpm 的騎乘狀態，進行腿部模擬五連桿之運動及動力分析，求得單腿各關節之輸出功率，作為後續橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統分析之對照組。分析結果如圖 5-22、圖 5-23 以及圖 5-24 所示，分別為踝關節、膝關節與髖關節輸出功率對應踩踏角度之關係圖。

接著，將 5-2 節求得之不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比變化數據，以及變化範圍由 -90 至 90 度之不同曲柄安裝角度，代入腿部模擬五連桿運動及動力分析，可得到不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統搭配曲柄安裝角度變化範圍由 -90 至 90 度之關節輸出功率數據。本研究以關節輸出功率在一個踩踏週期內的最大值(腿部關節輸出功率週期最大值)以及關節輸出功率在一個踩踏週期內的平均值(腿部關節輸出功率週期平均值)，作為主要的評估指標，這兩項指標均以數值絕對值愈小者為佳。

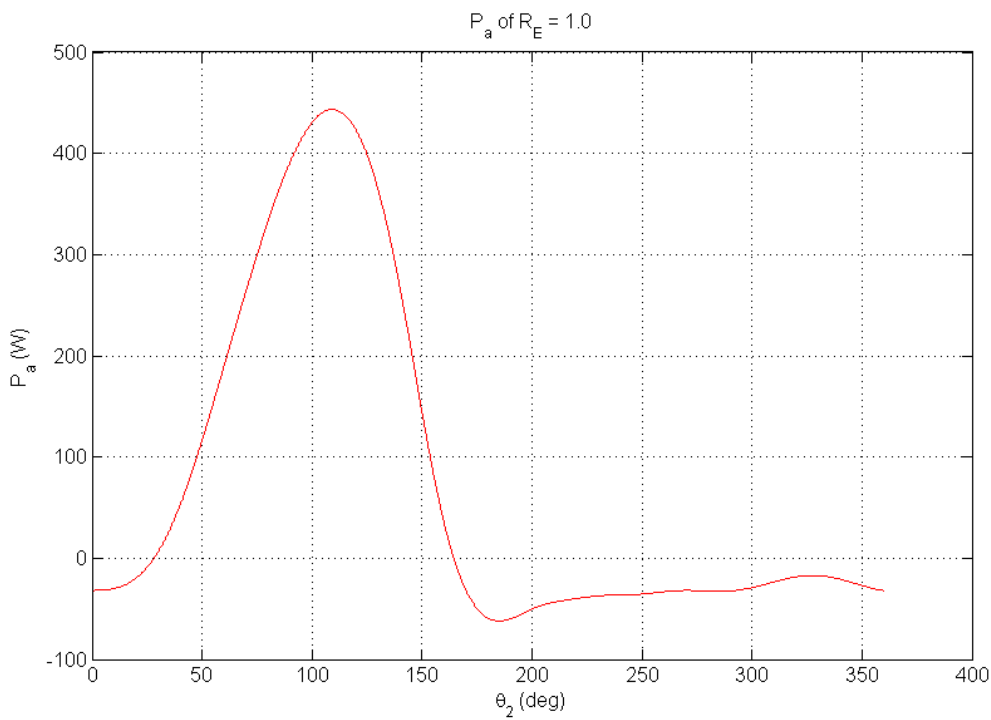
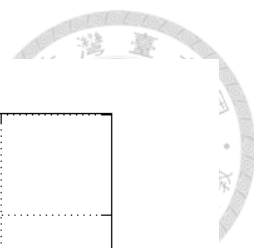


圖 5-22 原始系統之踝關節輸出功率對應踩踏角度關係圖

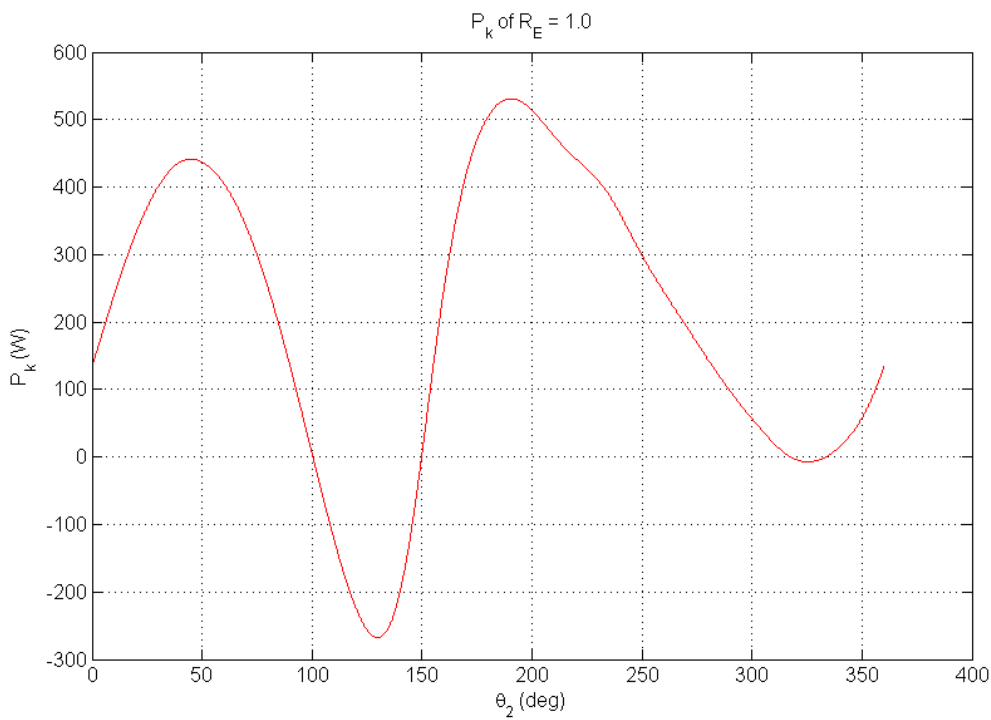


圖 5-23 原始系統之膝關節輸出功率對應踩踏角度關係圖

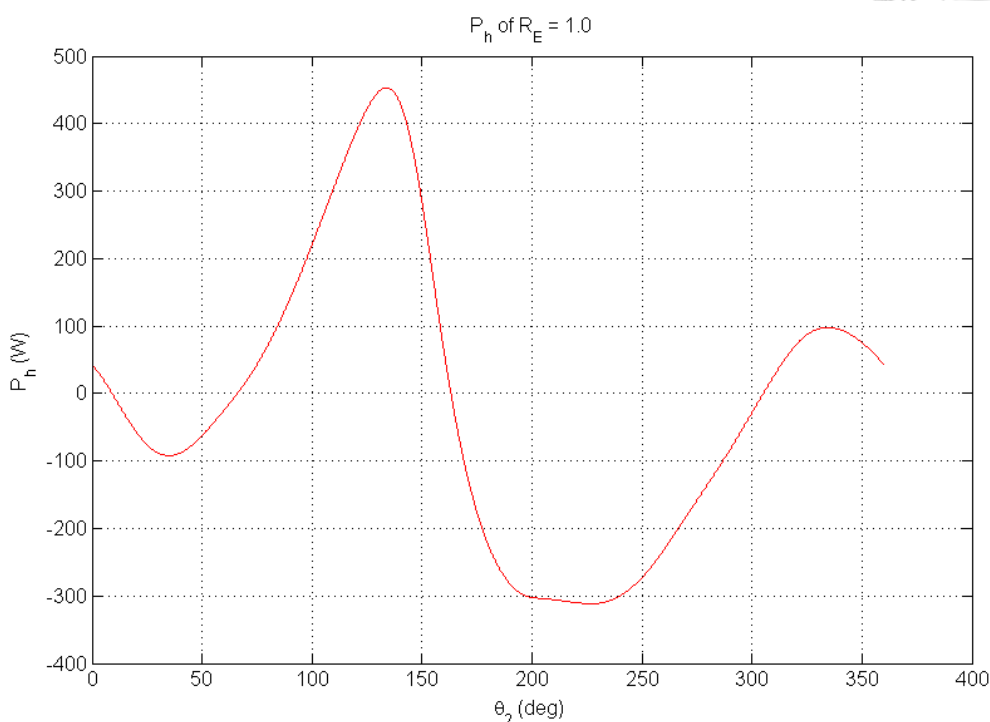
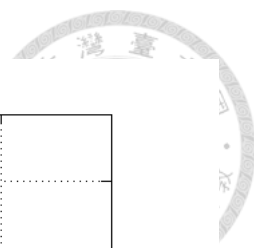


圖 5-24 原始系統之髖關節輸出功率對應踩踏角度關係圖

5-4-1 腿部關節輸出功率週期最大值

針對腿部關節輸出功率週期最大值之分析，其分析結果如圖 5-25、圖 5-26 以及圖 5-27 所示，分別為各系統之踝關節、膝關節與髖關節輸出功率週期最大值對應曲柄安裝角度之比較圖，詳細分析數據如表 5-6 所示。由分析數據與圖表可得知，踝關節、膝關節及髖關節輸出功率週期最大值，分別在橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比 2.0、1.4 及 1.8 時產生最小值，與傳統圓形大齒盤系統相比，輸出功率週期最大值降幅分別為 3.46 %、5.36 % 及 23.87 %，其中以髖關節輸出功率之降幅為最高。仔細觀察圖 5-25、圖 5-26 及圖 5-27 可發現，三個關節的輸出功率週期最大值，均在不同的曲柄安裝角度範圍中出現低於傳統圓形大齒盤系統之數據，彼此間並無明顯之交集範圍。因此，由此現象可推論，橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統無法在使用同一個曲柄安裝角度時，同時降低二或三個關節的輸出功率週期最大值，僅能降低單一關節的輸出功率最大值。

表 5-6 各系統之關節輸出功率週期最大值分析數據

R_E	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
$(P_{a,max})_{min}$ (W)	443.37	440.36	437.93	435.32	432.12	428.03
$\theta_{install}$ (deg)	-	-19.7	-29.5	-36.8	-44.2	-45.9
$P_{a,max}$ 下降 %	-	0.68 %	1.23 %	1.82 %	2.54 %	3.46 %
$(P_{k,max})_{min}$ (W)	531.03	514.11	502.56	503.01	506.76	511.63
$\theta_{install}$ (deg)	-	67.0	62.4	83.1	-83.5	-72.5
$P_{k,max}$ 下降 %	-	3.19 %	5.36 %	5.28 %	4.57 %	3.65 %
$(P_{h,max})_{min}$ (W)	453.17	417.05	384.63	352.86	345.01	346.25
$\theta_{install}$ (deg)	-	-2.0	-6.6	-10.0	-18.1	-20.9
$P_{h,max}$ 下降 %	-	7.97 %	15.12 %	22.14 %	23.87 %	23.59 %

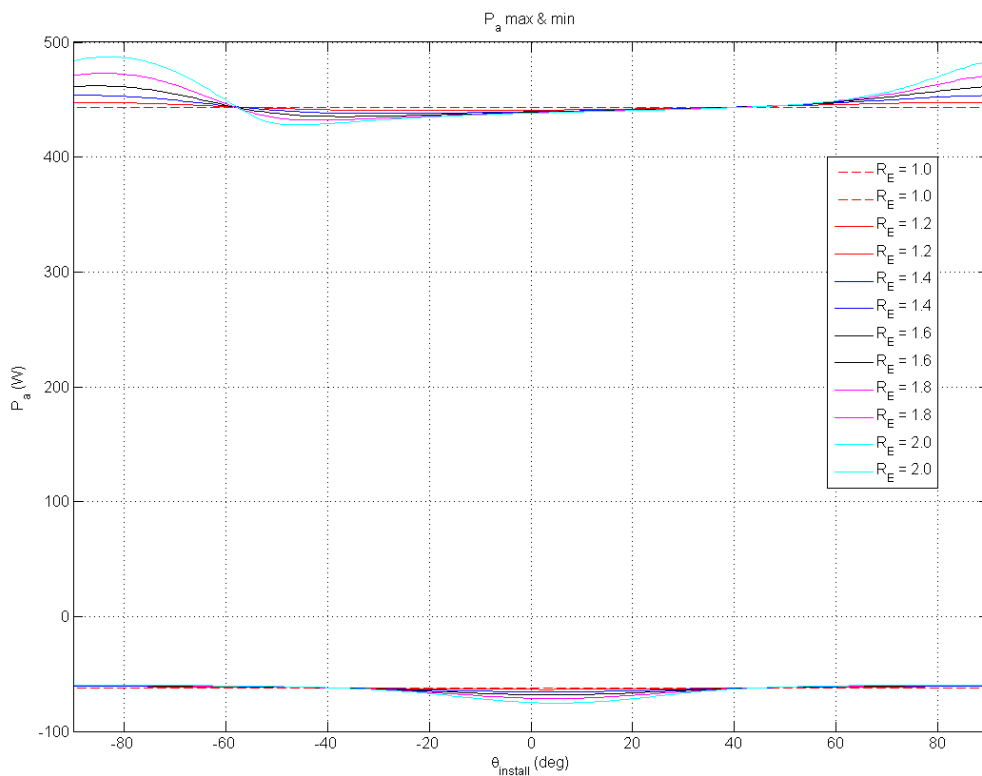


圖 5-25 各系統之踝關節輸出功率週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖

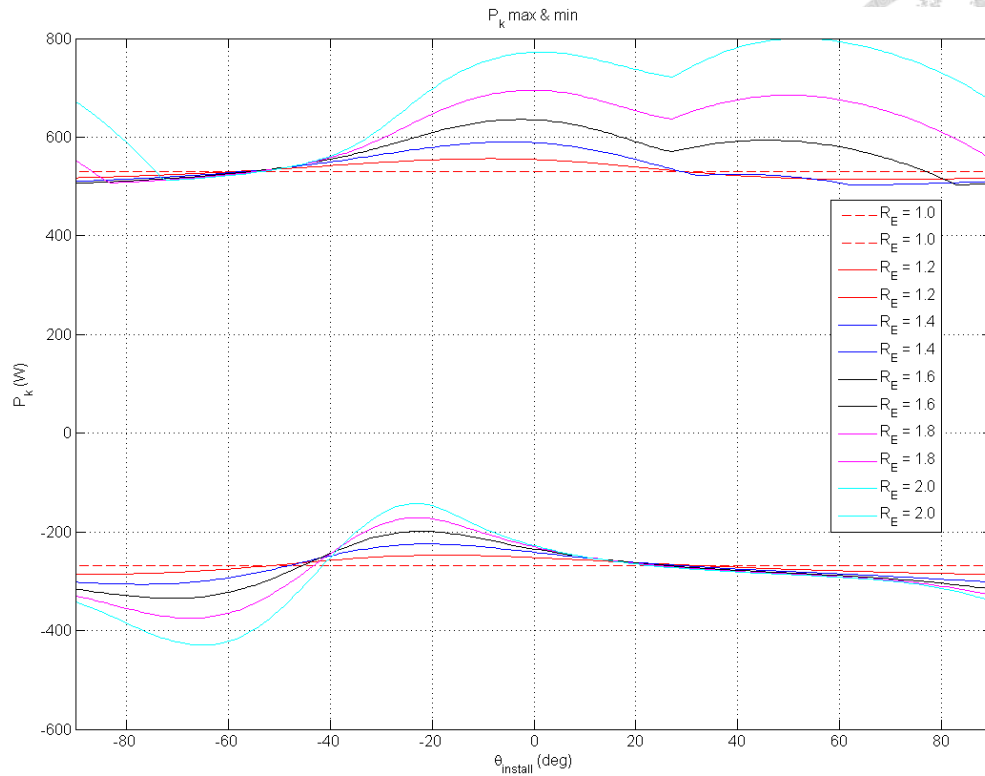


圖 5-26 各系統之膝關節輸出功率週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖

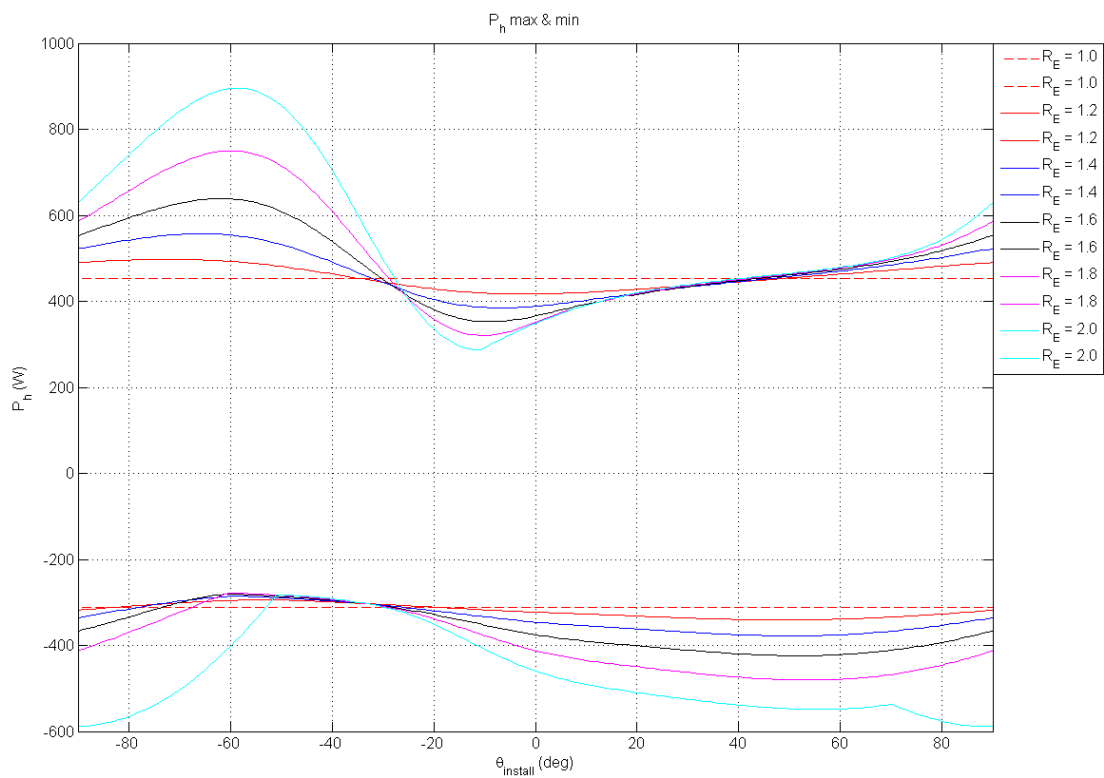


圖 5-27 各系統之腕關節輸出功率週期最大與最小值對應曲柄安裝角度比較圖

接著，分別針對踝關節、膝關節與髖關節，將不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，搭配可產生最小關節輸出功率週期最大值之曲柄安裝角度，所產生之關節輸出功率對應踩踏角度關係圖，與使用傳統圓形大齒盤系統所產生之關節輸出功率對應踩踏角度關係圖進行比較，比較結果如圖 5-28、圖 5-29 與圖 5-30 所示。從圖 5-28 中可發現，橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比之變化，除了使踝關節輸出功率最大值有微幅降低之外，對整體曲線並無造成太大的變化。而從圖 5-29 中可明顯觀察到，隨著橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比的增加，雖然有降低膝關節輸出功率最大值的趨勢，但會使踩踏角度 50 至 100 度以及 250 至 300 度間的膝關節輸出功率區域最大值大幅上升。最後，從圖 5-30 中可得知，橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比的增加，可顯著降低髖關節輸出功率週期最大值，不過也有使踩踏角度 320 至 360 度間的髖關節輸出功率區域最大值顯著上升之現象。

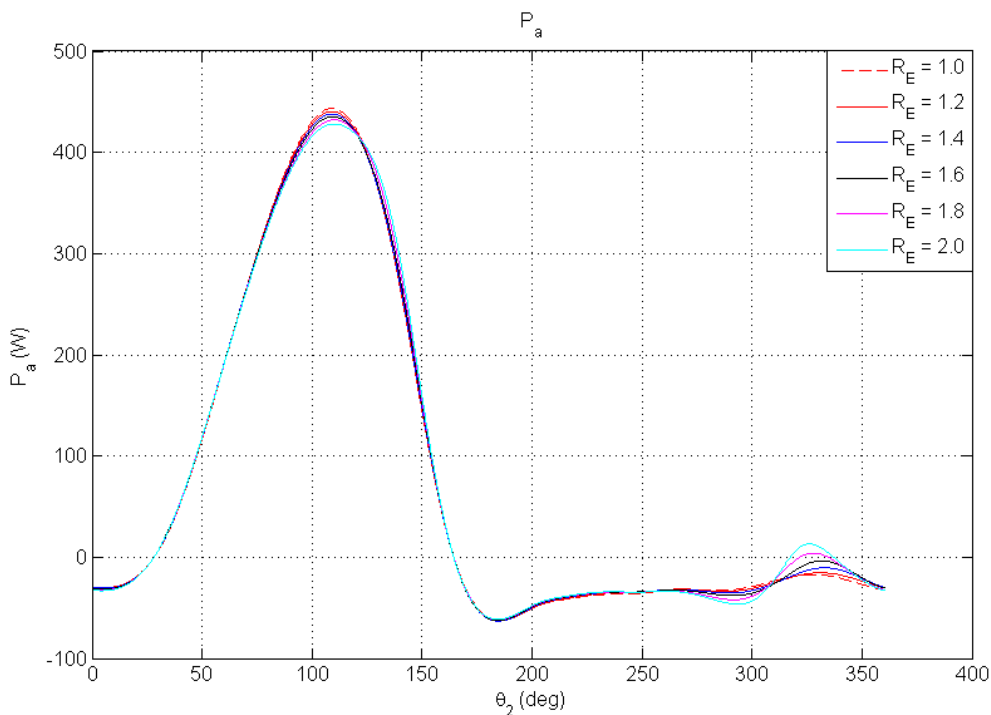


圖 5-28 各系統與原始系統之踝關節輸出功率對應踩踏角度比較圖

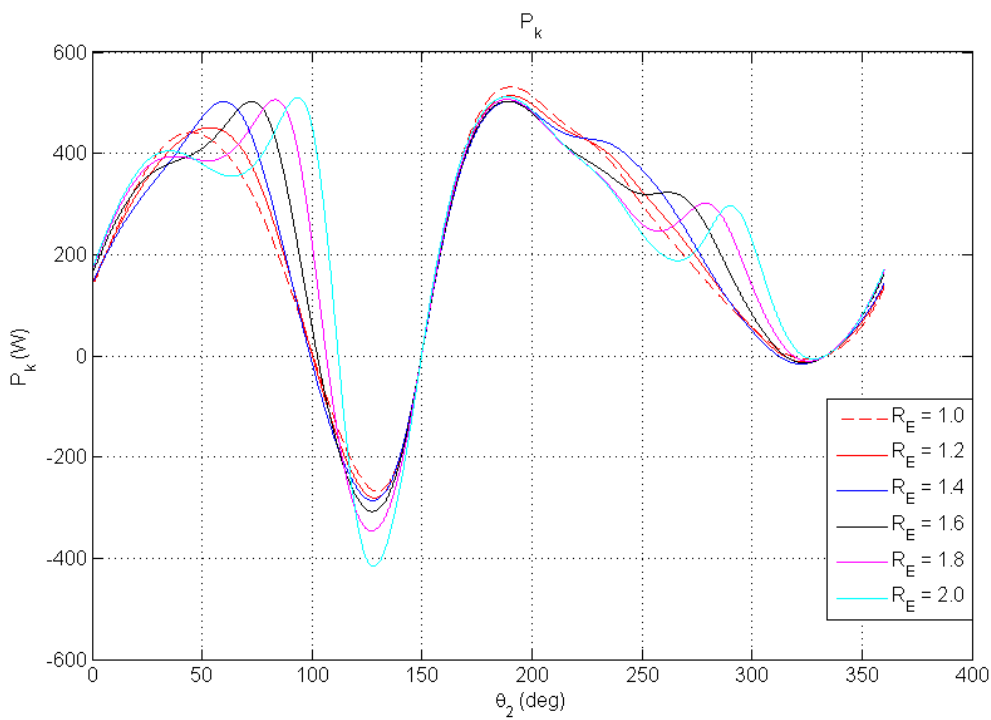
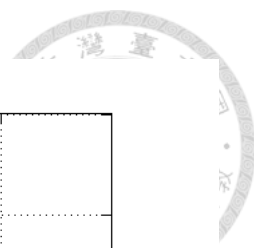


圖 5-29 各系統與原始系統之膝關節輸出功率對應踩踏角度比較圖

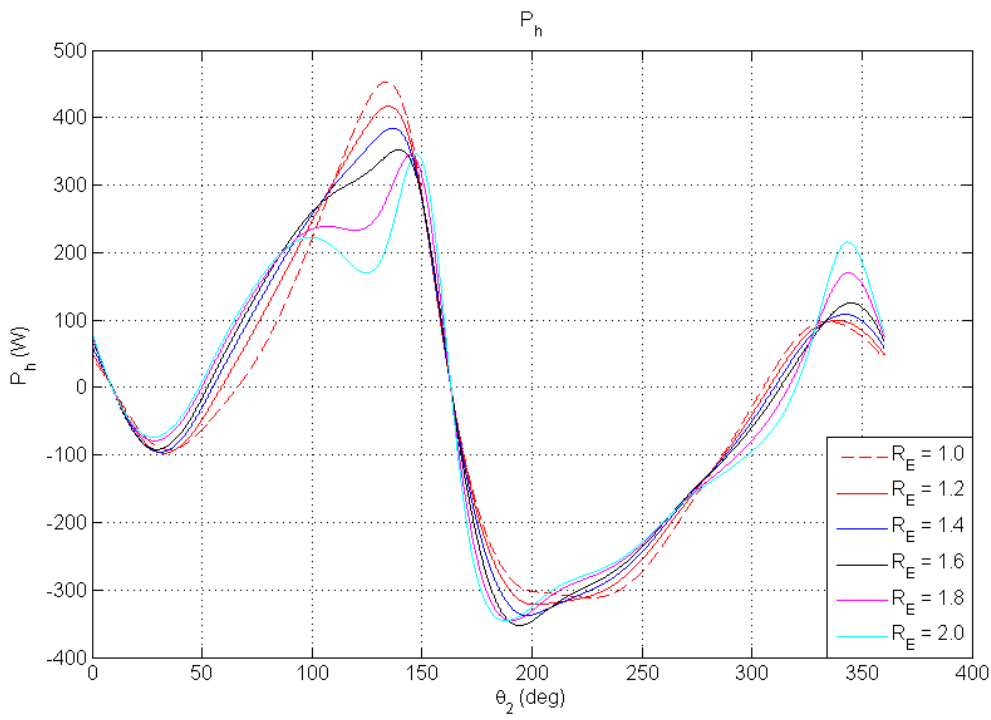


圖 5-30 各系統與原始系統之髖關節輸出功率對應踩踏角度比較圖



5-4-2 腿部關節輸出功率週期平均值

分別將踝關節、膝關節與髖關節輸出功率絕對值對應踩踏角度取平均值，即為一個踩踏週期中的平均輸出功率，可作為探討關節輸出功率的另一項評估指標。關節輸出功率週期平均值之分析結果如圖 5-31、圖 5-32 以及圖 5-33 所示。分別為各系統之踝關節、膝關節與髖關節輸出功率週期平均值對應曲柄安裝角度之比較圖，詳細分析數據如表 5-7 所示。由分析數據與圖表可得知，踝關節、膝關節及髖關節輸出功率週期平均值，分別在橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比 2.0、2.0 及 1.6 時有最小值的產生。與傳統圓形大齒盤系統相比，輸出功率週期平均值降幅分別為 14.37%、6.93% 及 7.21%，其中以踝關節輸出功率週期平均值之降幅為最高。

仔細比較圖 5-31、圖 5-32 以及圖 5-33 可發現，對於踝關節及髖關節之輸出功率週期最大值，各橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統均在曲柄安裝角度-30 至-70 度之間，有低於傳統圓形大齒盤系統之數據，但對於膝關節輸出功率週期最大值，各橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統則在曲柄安裝角度-20 至 60 度之間有低於傳統圓形大齒盤系統之數據。由此現象可推論，踝關節與髖關節輸出功率週期平均值的特性相似，但這兩者與膝關節輸出功率週期平均值的特性相異，橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統無法在使用同一個曲柄安裝角度時，同時降低三個關節的輸出功率週期平均值，但可挑選適當曲柄安裝角度，同時使踝關節與髖關節輸出功率週期平均值低於傳統圓形大齒盤系統。此外，將此小節的分析數據與圖表，與上一小節的輸出功率週期最大值分析數據與圖表作比較，可發現整體曲線的變化趨勢差異極大。針對同一關節而言，橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之輸出功率週期最大值較傳統圓形大齒盤系統低的曲柄安裝角度範圍，與輸出功率週期平均值較傳統圓形大齒盤系統低的曲柄安裝角度範圍僅有極少部分重疊。因此，對於腿部各關節，橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統無法既滿足顯著降低輸出功率週期最大值之要求，同時也滿足顯著降低輸出功率週期平均值之要求。

表 5-7 各系統之關節輸出功率週期平均值分析數據

R_E	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
$(P_{a,mean})_{\min}$ (W)	116.56	111.77	107.86	104.66	102.01	99.81
$\theta_{install}$ (deg)	-	-74.4	-74.1	-73.8	-73.6	-73.3
$P_{a,mean}$ 下降 %	-	4.11 %	7.46 %	10.21 %	12.48 %	14.37 %
$(P_{k,mean})_{\min}$ (W)	250.96	244.17	239.74	236.76	234.78	233.57
$\theta_{install}$ (deg)	-	18.4	20.8	22.4	23.5	24.3
$P_{k,mean}$ 下降 %	-	2.71 %	4.47 %	5.66 %	6.45 %	6.93 %
$(P_{h,mean})_{\min}$ (W)	171.34	164.66	159.88	158.99	160.73	163.25
$\theta_{install}$ (deg)	-	-58.0	-59.6	-49.5	-40.5	-33.9
$P_{h,mean}$ 下降 %	-	3.90 %	6.69 %	7.21 %	6.19 %	4.72 %

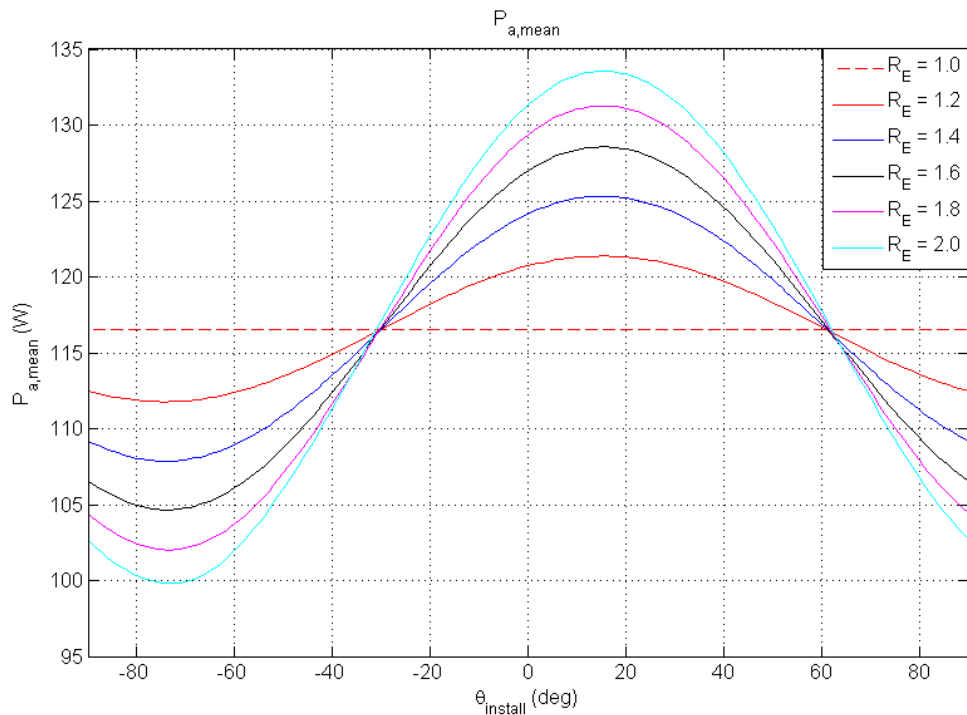


圖 5-31 各系統之踝關節輸出功率週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖

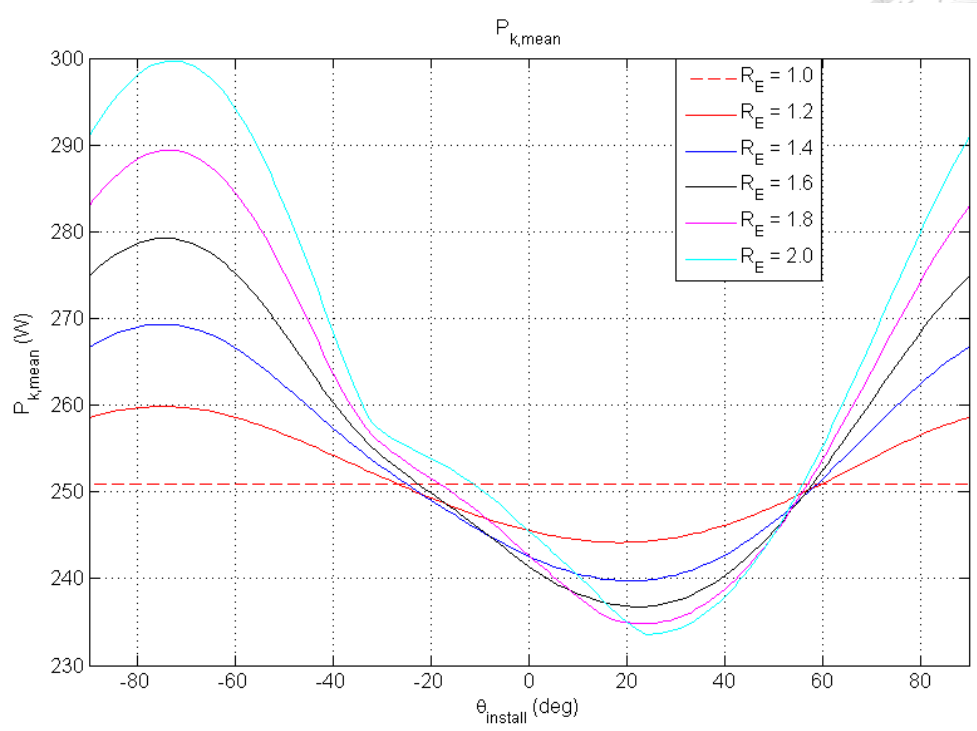
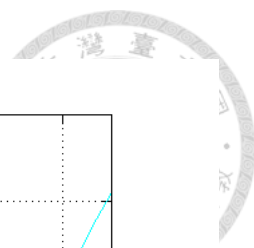


圖 5-32 各系統之膝關節輸出功率週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖

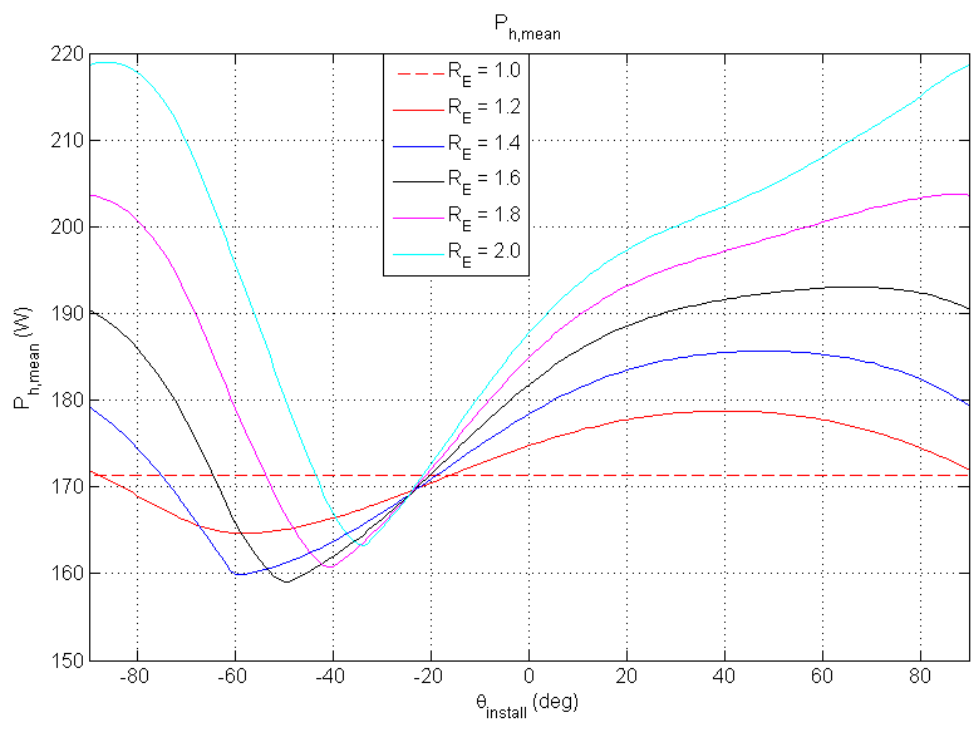


圖 5-33 各系統之髖關節輸出功率週期平均值對應曲柄安裝角度比較圖



5-4-3 腿部關節輸出功率週期平均值總和

以能量的觀點而言，各關節輸出功率之加總，可視為單位時間內所有腿部關節消耗能量之總和。由於本研究是以固定平均踩踏輸出功率的自行車騎乘狀況進行模擬，當關節輸出功率總和愈低，即可視為腿部整體踩踏效率愈高、腿部整體能量耗損愈少。因此，除了分別將踝關節、膝關節與髖關節之輸出功率週期平均值進行分析比較之外，尚可針對各關節輸出功率週期平均值之總和進行分析比較。

針對腿部各關節輸出功率週期平均值總和之分析，其分析結果如圖 5-34 所示，詳細分析數據如表 5-8 所示。由分析數據與圖表可得知，關節輸出功率週期平均值總和的降幅非常小，雖然在橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比 1.4 時有最小值的產生，但與傳統圓形大齒盤系統相比，關節輸出功率週期平均值總和降幅僅 0.86 %。由此現象可推論，橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統僅能減少部分腿部關節之輸出功率，對於所有腿部關節之整體輸出功率減少效果並不顯著。

表 5-8 各系統之關節輸出功率週期平均值總和分析數據

R_E	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
$(P_{plus,mean})_{min} (W)$	538.87	535.12	534.21	534.65	535.67	537.59
$\theta_{install} (deg)$	-	-49.6	-46.5	-40.7	-36.9	-33.2
$P_{plus,mean}$ 下降 %	-	0.70 %	0.86 %	0.78 %	0.59 %	0.24 %

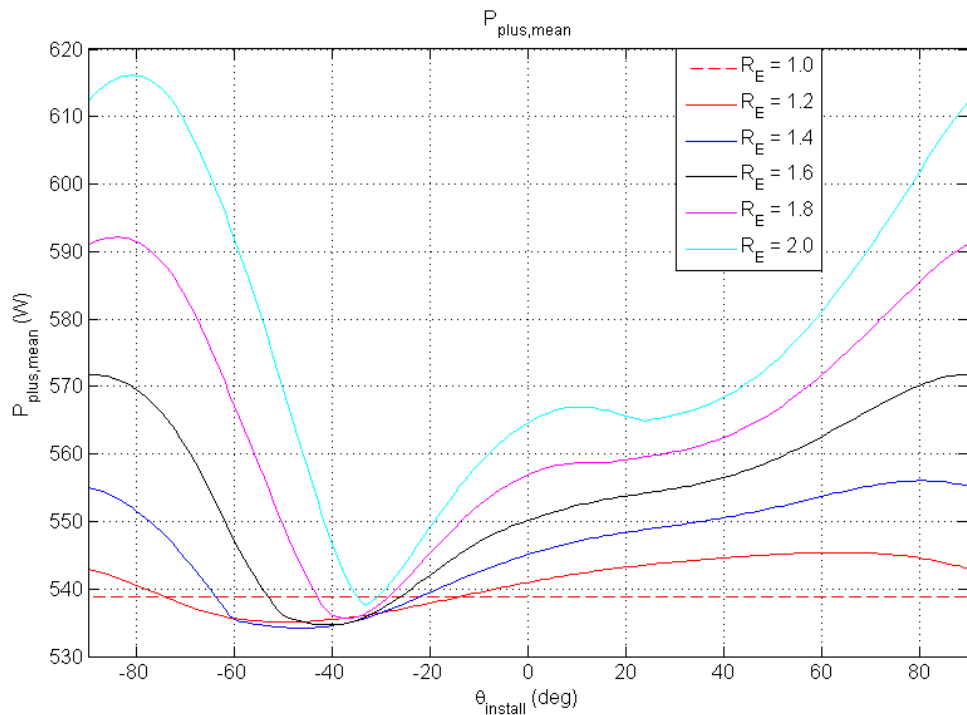


圖 5-34 各系統之關節輸出功率週期平均值總和對應曲柄安裝角度比較圖

5-5 設計參數討論

根據以上 5-2 節、5-3 節以及 5-4 節之分析結果，可針對橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之長短軸比以及曲柄安裝角度，討論這兩項參數對於騎乘效益之影響：

1. 對於腿部關節驅動力矩最大值和平均值，踝關節和膝、髖關節的較佳曲柄安裝角度範圍互斥，踝關節的曲柄較佳安裝角度範圍約在-80 至-50 度之間，而膝、髖關節的較佳曲柄安裝角度範圍約在-20 至 20 度之間。當為了降低踝關節驅動力矩而調整到適當的曲柄安裝角度時，反而會使膝關節與髖關節驅動力矩大幅上升。
2. 對於三個腿部關節的驅動力矩最大值和平均值，較佳的橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比範圍均落在 1.6 至 1.8 左右，表示長短軸比並非愈大愈好。此外，在這範圍之中，此系統對於膝關節驅動力矩的降低效果優於踝關節與髖



關節。

3. 對於同一關節之驅動力矩週期最大值和平均值，使用不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統時，曲柄最佳安裝角度的變化範圍較小，均在 15 度之內。由此可推論，不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統對於各關節驅動力矩的影響，有較大的相似性。而對於同一關節之輸出功率週期最大值和平均值，使用不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統時，最佳曲柄安裝角度範圍多有較大幅度之變化，因此較難歸類出彼此的相似特性。
4. 對於腿部關節輸出功率週期最大值，在各種不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統中，髖關節的降低幅度均為最大。但是，對於關節輸出功率週期平均值，在各種不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統中，則是踝關節的降低度均為最大。
5. 對於腿部各關節輸出功率週期平均值之總和，降低的降幅極小，不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統均在 1 % 以下。因此可推論，此系統對於腿部整體踩踏效率優化的效果並不顯著。

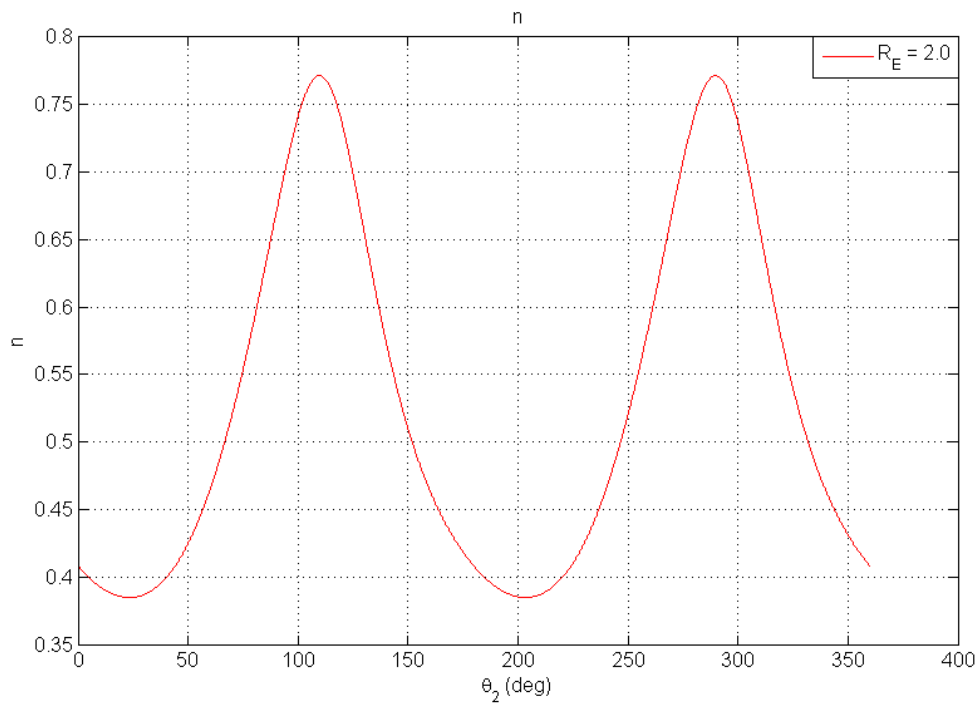
綜合以上 5-2 節、5-3 節以及 5-4 節的分析結果，雖然無法設計出一組橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統使所有腿部關節之驅動力矩與輸出功率皆降低，但可分別針對每一個腿部關節，尋求較適合之設計參數，藉以提升騎乘效益。最後，本研究分別針對踝關節、膝關節以及髖關節，提出三組橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統設計方案，達到降低各關節驅動力矩與輸出功率之目的，作為本研究最終設計方案。最終設計方案之系統參數、關節驅動力矩與關節輸出功率詳細數據如表 5-9 所示，其中，關於關節驅動力矩與關節輸出功率的百分比數據，正值為高於傳統圓形大齒盤系統之數據，負值為低於傳統圓形大齒盤系統之數據。由表 5-9 可明顯發現，針對膝關節與髖關節之兩種設計方案，對於兩關節皆有騎乘效益提升之效果，且曲柄安裝角度相同。而針對踝關節之設計方案，其曲柄安裝角度與針對膝關節與



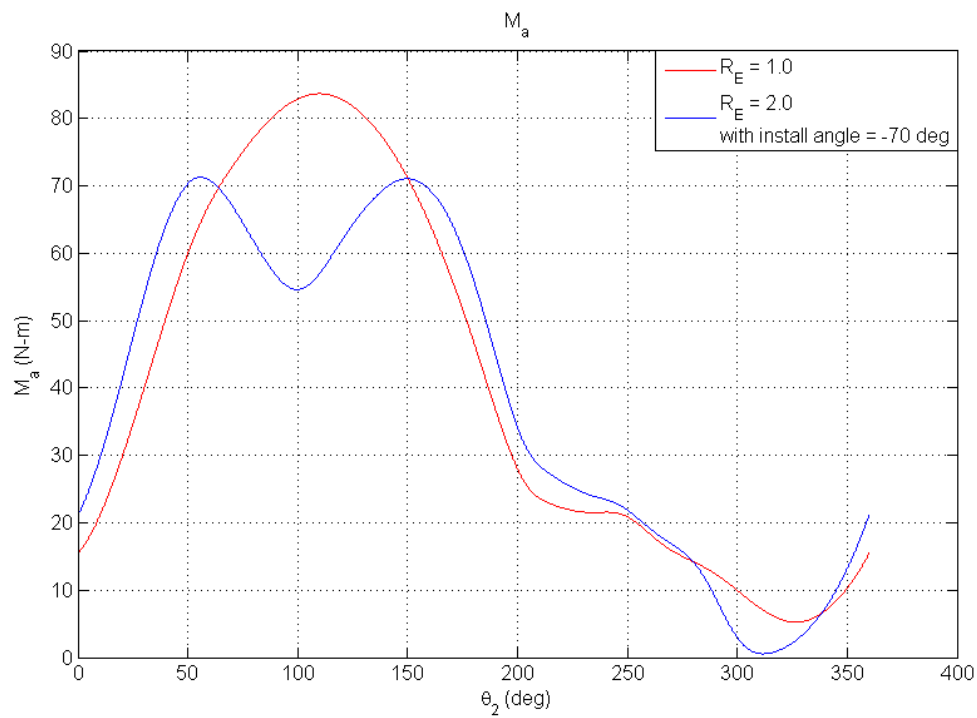
腕關節之設計方案相比，有高達 80 度的差異，且僅對於踝關節有騎乘效益提升之效果，對於膝關節與腕關節之騎乘效益則有大幅度的降低。

表 5-9 針對不同腿部關節之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統最終設計方案

	針對踝關節	針對膝關節	針對腕關節
R_E	2.0	1.8	1.6
$\theta_{install}$ (deg)	-70	10	10
$M_{a,max}$ ($N-m$)	-14.83 %	+24.87 %	+20.33 %
$M_{a,mean}$ ($N-m$)	-1.42 %	+10.39 %	+7.90 %
$P_{a,max}$ (W)	+7.02 %	-0.85 %	-0.78 %
$P_{a,mean}$ (W)	-14.27 %	+12.39 %	+10.16 %
$M_{k,max}$ ($N-m$)	+11.80 %	-17.86 %	-14.66 %
$M_{k,mean}$ ($N-m$)	+30.35 %	-14.22 %	-12.90 %
$P_{k,max}$ (W)	+15.79 %	+28.43 %	+16.87 %
$P_{k,mean}$ (W)	+19.30 %	-5.20 %	-5.08 %
$M_{h,max}$ ($N-m$)	+12.75 %	-12.94 %	-15.23 %
$M_{h,mean}$ ($N-m$)	+22.66 %	-2.26 %	-2.43 %
$P_{h,max}$ (W)	+85.67 %	-13.81 %	-13.19 %
$P_{h,mean}$ (W)	+22.45 %	+10.72 %	+8.38 %

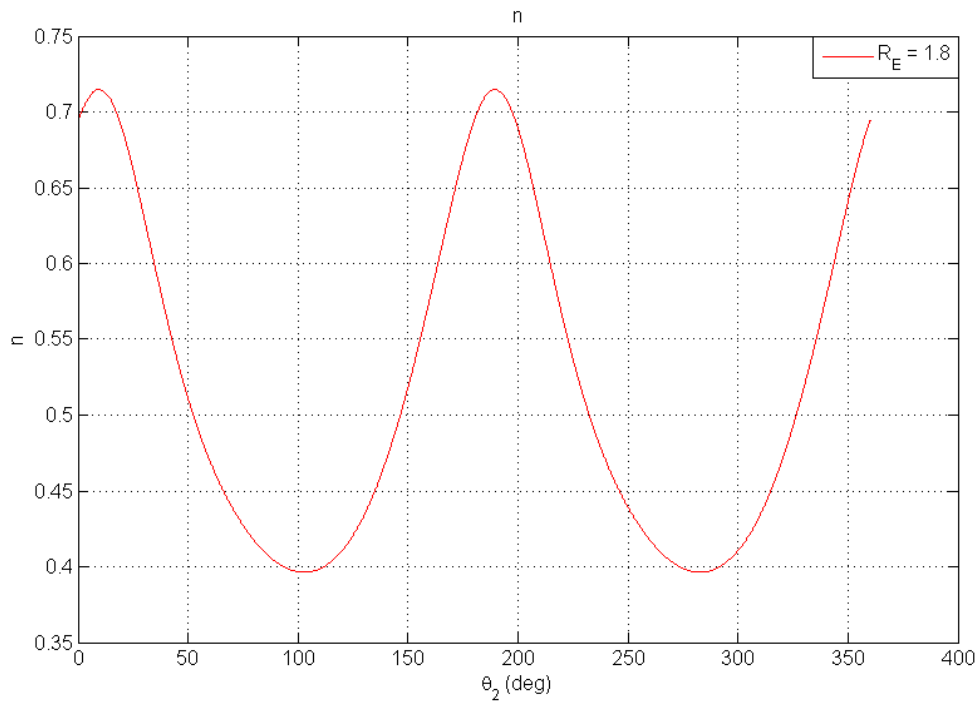


(a) 針對踝關節之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比對應踩踏角度關係圖

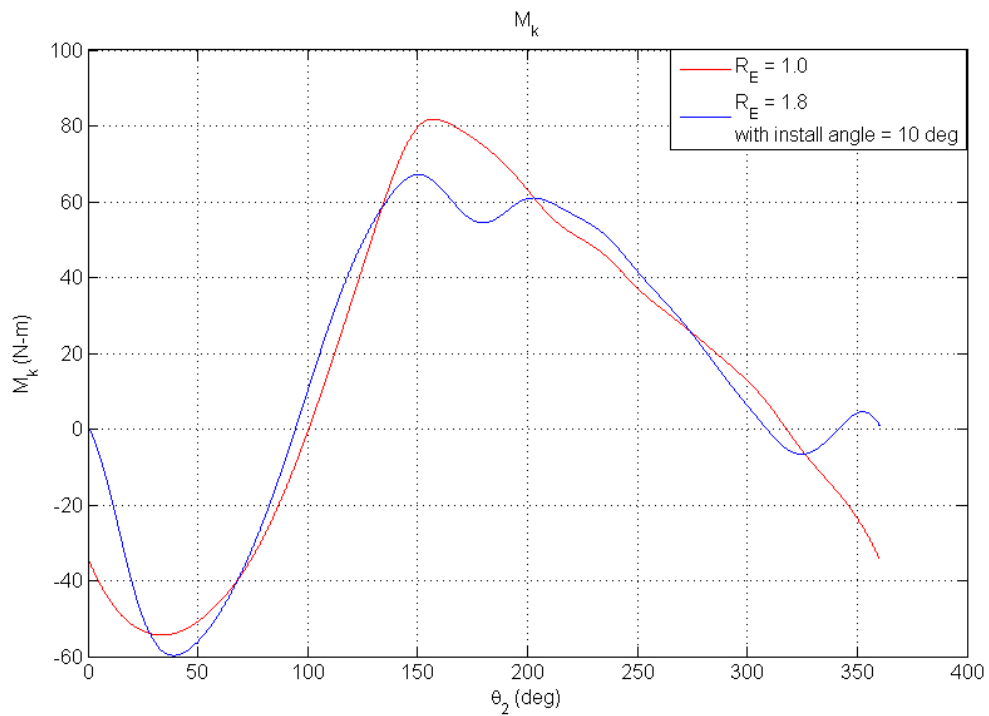


(b) 踝關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖

圖 5-35 踝關節驅動力矩與橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比比比較圖

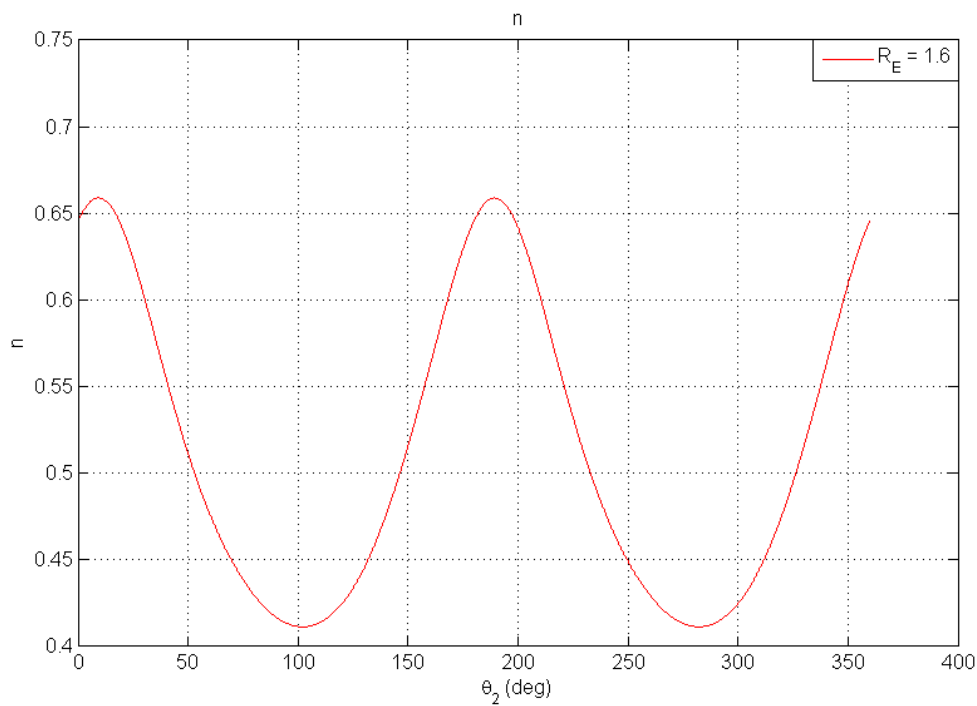


(a) 針對膝關節之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比對應踩踏角度關係圖

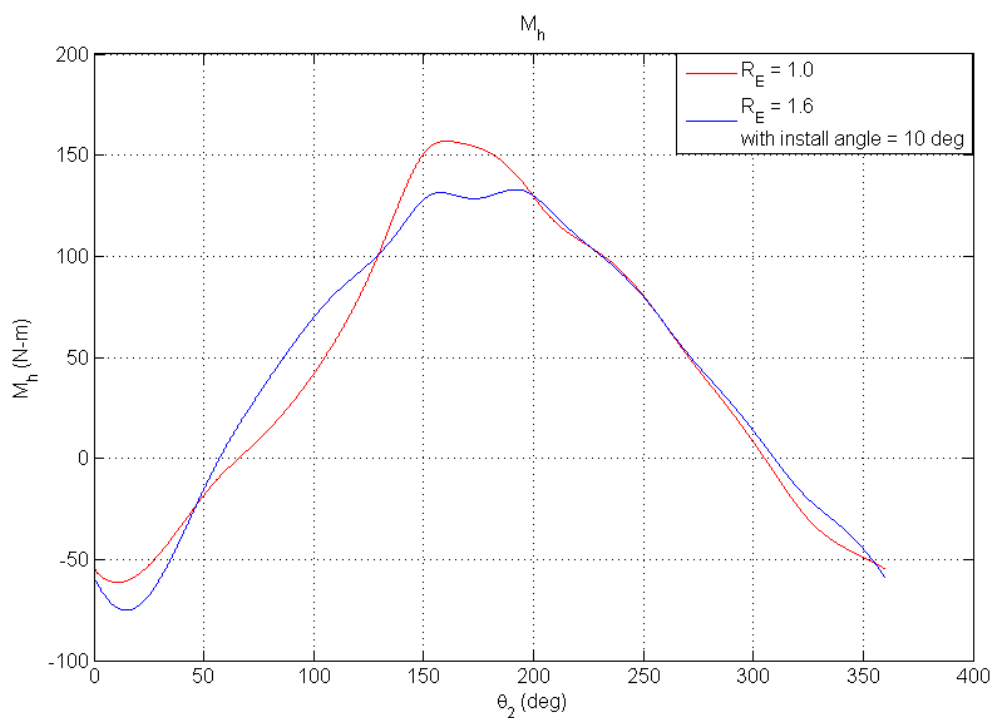


(b) 膝關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖

圖 5-36 膝關節驅動力矩與橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比比比較圖




(a) 針對腕關節之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比對應踩踏角度關係圖



(b) 腕關節驅動力矩對應踩踏角度關係圖

圖 5-37 腕關節驅動力矩與橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統等效齒比比比較圖



此外，使用表 5-9 所列之三組橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統，將各系統之等效齒比對應踩踏角度關係圖，與各關節之驅動力矩對應踩踏角度關係圖進行比較，比較圖如圖 5-35、圖 5-36 以及圖 5-37 所示。由這三組比較圖中可發現，各關節產生驅動力矩週期最大値之踩踏角度，與橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統產生等效齒比週期最大値之踩踏角度相近。由此現象可推論，關節驅動力矩週期最大値降低之現象，與等效齒比週期最大値有關，當兩者的踩踏角度相近時，即產生驅動力矩週期最大値降低之現象。

5-6 小結

本章一開始先說明橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統曲柄安裝角度之定義，並使用 MATLAB 軟體撰寫模擬程式，進行橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統對於自行車騎乘效益之分析。首先，使用第四章所撰寫之幾何關係模擬程式，進行此系統的等效齒比分析，並記錄等效齒比變化數據。接著，以腿部關節驅動力矩與輸出功率作為騎乘效益的評估指標，進行腿部模擬平面五連桿機構之運動與動力分析，針對不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統搭配不同曲柄安裝角度，與傳統圓形大齒盤系統進行騎乘效益之比較。最後，根據所得之分析數據結果，分別針對踝關節、膝關節與髖關節提出三組橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統參數設計方案，達到降低關節驅動力矩與輸出功率之目標，作為本研究之最終設計方案。根據本章之模擬結果與設計參數討論，總結列項如下：

1. 膝關節和髖關節之動力特性相似，但與踝關節相差甚大，因此本系統可經由參數調整，同時提升膝關節與髖關節之騎乘效益，或是單獨提升踝關節、膝關節或髖關節之騎乘效益，但無法同時提升所有腿部關節之騎乘效益。
2. 針對各關節驅動力矩週期最大値，本系統可經由參數調整，最多得到踝關節 15.87 %、膝關節 22.15 % 以及髖關節 16.70 % 之驅動力矩減少量，且最佳之橢



圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比皆在 1.6 至 1.8 之間。

3. 針對各關節驅動力矩週期平均值，本系統可經由參數調整，最多得到踝關節 2.57 %、膝關節 14.22 % 以及髖關節 3.32 % 之驅動力矩減少量，且最佳之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比皆在 1.6 至 1.8 之間。
4. 針對各關節輸出功率週期最大值，本系統可經由參數調整，最多得到踝關節 3.46 %、膝關節 5.36 % 以及髖關節 23.87 % 之輸出功率減少量。
5. 針對各關節輸出功率週期平均值，本系統可經由參數調整，最多得到踝關節 14.37 %、膝關節 6.93 % 以及髖關節 7.21 % 之輸出功率減少量。
6. 本系統對於所有腿部關節之整體輸出功率減少效果並不顯著。針對腿部各關節輸出功率週期平均值之總和，本系統經由參數調整，最多僅能得到 0.86 % 的整體輸出功率減少量。
7. 腿部關節驅動力矩週期最大值降低之現象，與產生驅動力矩週期最大值時之踩踏角度以及橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統產生等效齒比週期最大值之踩踏角度有關。當兩角度相近時，即會使驅動力矩週期最大值下降。
8. 本研究經由腿部關節驅動力矩與關節輸出功率之分析結果數據與圖表，提出三組分別針對踝關節(橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比 2.0、曲柄安裝角度 -70 度)、膝關節(橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比 1.8、曲柄安裝角度 10 度)與髖關節(橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統長短軸比 1.6、曲柄安裝角度 10 度)之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統最終設計方案，達到提升自行車騎乘效益之目標。

第六章 結論



6-1 結論

本研究針對楊泰和[6]專利中之自行車橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪系統，探討將橢圓大齒盤所搭配之傳統圓形鏈輪改為偏心圓鏈輪後，對於鏈條鬆弛情形之改善效果，並比較使用不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統搭配不同曲柄安裝角度，對於自行車騎士進行踩踏運動時之腿部關節負荷與踩踏效率之影響。最後，針對腿部踝關節、膝關節與髖關節，分別提出在等車速行駛且等平均踩踏輸出功率的騎乘狀況下，有效降低關節負荷與提升踩踏效率之系統參數設計。

關於數學模型建立的部分，首先，建立橢圓大齒盤搭配偏心圓形鏈輪之鏈條傳動系統幾何數學模型，並推導鏈輪與鏈條之幾何關係，藉以計算此系統運轉時之鏈條總長度週期變化量，以及進行此系統等效齒比之定義與計算；接著，以向量迴路法建立自行車騎士腿部模擬平面五連桿機構之運動與動力模型，並針對腿部各關節，推導關節驅動力矩之計算方程式，作為後續騎乘效益評估之指標。

關於系統分析與設計的部分，首先，使用 MATLAB 軟體撰寫模擬程式，計算橢圓大齒盤搭配傳統圓形鏈輪系統之鏈條總長度週期變化量，再尋求改用偏心圓鏈輪後之鏈輪最佳偏心量，並搭配實際鏈條節距參數進行系統設計，得到多組不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之最佳設計參數，使其擁有最小之鏈條長度週期變化量，避免此系統運轉時產生過多之鏈條鬆弛現象；接著，將多組不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之等效齒比變化數據，搭配變化範圍由 -90 至 90 度之不同曲柄安裝角度，代入腿部模擬五連桿機構之運動與動力模型，使用 MATLAB 軟體撰寫模擬程式，進行腿部關節負荷與踩踏效率之分析，探討橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統相較於傳統圓形大齒盤系統之騎乘效益提升效果。最後，本研究提出三組分別針對踝關節、膝關節與髖關節之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統最



終設計方案，達到提升自行車騎乘效益之目標。

根據本研究之成果，可將結論整理歸納如下：

1. 本研究建立自行車橢圓大齒盤搭配偏心圓鏈輪之鏈條傳動系統幾何數學模型，並提出偏心圓鏈輪之偏心量參數設計方法。
2. 針對橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統進行鏈條總長度週期變化量分析，並求得搭配各組不同長短軸比橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之偏心圓鏈輪最佳偏心量，達到最小鏈條總長度週期變化量之目標。
3. 使用自行車騎士腿部模擬平面五連桿機構模型，以進行踩踏運動時之關節驅動力矩與關節輸出功率作為騎乘效益評估指標，探討使用橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統對於腿部關節負荷與踩踏效率之影響。
4. 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統對於所有腿部關節之整體輸出功率減少效果並不顯著，最多僅能產生不到 1% 的整體輸出功率減少量。
5. 橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統可經由適當的參數調整，同時提升膝關節與髖關節之騎乘效益，或是單獨提升踝關節、膝關節或髖關節之騎乘效益，但無法同時提升所有腿部關節之騎乘效益。
6. 根據本研究之模擬分析結果顯示，腿部關節驅動力矩週期最大值降低之現象，與產生驅動力矩週期最大值時之踩踏角度以及橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統產生等效齒比週期最大值之踩踏角度有關。當兩角度相近時，即會使驅動力矩週期最大值下降。
7. 本研究最終提出三組分別針對踝關節、膝關節與髖關節之橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統設計方案，達到提升自行車騎乘效益之目標。

經由以上結論可知，自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統可有效改善鏈條鬆弛情形，並且可藉由調整至適當的曲柄安裝角度，使此系統達到提升自行車騎乘效益之目標，因此本研究對於自行車非圓形大齒盤系統之應用與發展上應有所助益。



6-2 未來展望


根據本研究之內容，將值得進一步研究與思考之部分逐項列出如下：

1. 可藉由更詳細的腿部關節負荷與非圓形大齒盤系統等效齒比變化量之關聯性分析，尋求可以更加提升自行車騎乘效益之非正橢圓形大齒盤節圓輪廓形狀，以及所搭配之鏈輪節圓輪廓形狀。
2. 建立更接近真實狀況之鏈條模型，並考慮鏈條的多邊形效應與鏈條重量參數，進行更接近真實狀況之鏈條運轉模擬，探討自行車非圓形大齒盤系統與鏈條配置方式之優劣。
3. 製作自行車橢圓大齒盤偏心圓鏈輪系統之實驗平台，進行系統運作的實際測試，比較各項分析結果理論值與實測值之差異，驗證本研究所建立之數學模型準確性。

參考文獻



- [1] 薛乃琦，2007 年全球自行車市場發展趨勢概述，經濟部技術處 IT IS, 2007。
- [2] 2008 年自行車外銷統計，經濟部國貿局，2009。
- [3] 經濟部工業局科技產業資訊室，『競合策略』激發台灣自行車產業新契機，中華民國經濟部工業局，2008。
- [4] Richard Ballantine and Richard Grant, *Ultimate Bicycle Book*, DK publisher, New York, 1998.
- [5] 2010 年自行車外銷整車零組件統計，台灣自行車輸出同業公會，2011。
- [6] 楊泰和，“腳踏驅動之周期變速比偏心輪傳動輪系”，台灣專利號：201244991，2012。
- [7] <http://www.ebay.com/itm/Shimano-Deore-XT-600-Ultegra-Biopace-Chainring-28T-74mm-BCD-1985-NOS-NIP-/181170995979>
- [8] <http://www.excelsports.com/main.asp?page=8&description=Q-Ring+Aero+53T+Chainring&vendorCode=ROTOR>
- [9] <http://www.socaltrailriders.org/forum/roadie-hangout/58886-osymmetric-rings.htm>
- [10] http://www.ridea-international.com/news_02.asp?seq=70
- [11] P. Dailey and G. Dailey, “Elliptical Sprockets: Power Plus or Minus?” *Forty-Niner Engineering: Cal State University Long Beach*, vol. 9, pp.2-5, 1975.
- [12] J. Y. Harrison, “Maximizing Human Power Output By Suitable Selection of Motion Cycle and Load,” *Hum. Factors*, vol. 12, pp. 315-329, 1970
- [13] S. C. Henderson, R. W. Ellis, G. Klimovitch, and G. A. Brooks., “The Effects of Circular and Elliptical Chainwheels on Steady-Rate Cycle Ergometer Work Efficiency,” *Med. Sci. Sports Exerc.*, vol. 9, pp.202-207, 1977.
- [14] M. C. Bisi, R. Stagni, G. Gnudi and A Cappello, “Non-Circular Chain Ring Allows A Reduction of Joint Loading in Cycling,” *J. Mech. Med. Biol.*, Vol. 10, pp.

- 
- 113-122, 2010.
- [15] N. R. Miller and D. Ross, “The Design of Variable Ratio Chain Drives for Bicycle and Ergometers-Application to A Maximum Power Bicycle Drive,” *Proceedings of International Conferences on Medical Devices and Sports Equipment*, T. Shoup and J. Thacker(Eds.). New York: American Society for Mechanical Engineers, pp. 49-56, 1980.
- [16] M. L. Hull, S. Kautz, and A. Beard, “An Angular Velocity Profile in Cycling Derived from Mechanical Energy Analysis,” *J. Biomech.*, vol. 24, pp. 577-586, 1991.
- [17] S. Okajima, “Designing Chainwheels to Optimize the Human Engine,” *Bike Tech*, Vol. 2, pp. 1-7, 1983.
- [18] M. L. Hull and M. Jorge, “A Method for Biomechanical Analysis of Bicycle Pedalling,” *J. Biomechanics*, Vol. 14, pp. 843-855, 1985.
- [19] R. Redfield and M. L. Hull, “On The Relation Between Joint Moments and Pedalling Rates at Constant Power in Bicycling,” *J. Biomechanics*, Vol. 19, pp. 317-329, 1986.
- [20] 羅居剛、雷宏波，“橢圓形結構任意弧長的計算問題”，*治淮*，Vol. 2，pp. 4，2007。
- [21] 黃景德，“絕熱橢圓管之準確一維近似熱傳解和臨界特性分析”，崑山科技大學機械工程學系碩士論文，2006。
- [22] R. R. Neptune, S. A. Kautz and M. L. Hull, “The Effect of Pedaling Rate on Coordination in Cycling,” *Journal of Biomechanics*, Vol. 30, pp. 1051-1058, 1997.
- [23] D. J. Sanderson, E. M. Hennig and A. H. Black, “The Influence of Cadence and Power Output on Force Application and In-shoe Pressure Distribution During Cycling by Competitive and Recreational Cyclists,” *Journal of Sports Sciences*,

Vol. 18, pp. 173-181, 2000.

- [24] R. P. Patterson and M. I. Moreno, "Bicycle Pedalling Forces As a Function of Pedalling Rate and Power Output," *Med Sci Sports Exerc*, *Vol. 22*, pp. 512-516, 1990.

