

ÍNDIX

1. INTRODUCCIÓ	4
1.1. Antecedents	4
1.2. Objecte	4
1.3. Especificacions i abast	5
2. INTERACCIÓ DE LA PEDALADA AMB LA SUSPENSIO	6
2.1. Tipologies de bicis MTB i MTB doble	6
2.2. Problemes d’una MTB doble.....	8
2.3. Força de l’amortidor durant la pedalada.....	10
2.4. Els amortidors en les bicis	11
3. METODOLOGIA DE L’ESTUDI	13
3.1. Introducció.....	13
3.2. Mètode unitari per trobar la rigidesa de l’amortidor	13
3.3. Estudi de forces obtenció d’energia	14
3.4. Utilització del Working Model 2D	15
3.5. Simulació estàtica.....	16
3.6. Mètode de simulació d’un model de bici	17
3.7. Resultats en desplaçaments.....	19
3.8. Càlcul de l’energia dissipada	21
3.9. Mètode unitari per trobar energies	24
4. ANÀLISI DE LA POSTURA I ANTROPOMETRIA DEL CICLISTA	26
4.1. Anàlisi de la postura.	26
4.2. Dades antropomètriques d’un humà	27
5. ESTUDI DE LA SEQÜÈNCIA DE PEDALADA	29
5.1. La pedalada.....	29
5.2. Diagrama de forces de pedalada	31
5.3. Potència de pedalada	34

5.4. Models de la cama pedalant	34
5.5. Càlcul de la cama pedalant.....	39
5.6. Resultats dels moments torçors de la cama	43
6. RESULTATS OBTINGUTS	45
6.1. Models estudiats i resultats dels desplaçaments de la roda posterior	45
6.2. Resum de desplaçaments	55
6.3. Energies dissipades.....	57
7. POSSIBLES JUSTIFICACIONS DELS RESULTATS	61
7.1. Anàlisi de trajectòries.....	61
7.1.1. Centre instantani de rotació (CIR).....	61
7.1.2. Centre de curvatura o punt flotant (CC)	62
7.1.3. Afectació del CC segons la marca Giant.....	63
7.2. Situació del CIR i CC dels models estudiats	64
7.3. Gràfiques de linealitat entre els models	68
8. CONCLUSIONS.....	73
9. RELACIÓ DE DOCUMENTS	75
10. BIBLIOGRAFIA	76
11. AGRAÏMENTS	77
ANNEX A: TIPOLOGIES DE BASCULANTS POSTERIORIS EN BICIS.	78
A.1. Sistemes monopivot.....	79
A.2. Sistemes de paral·lelogram deformable.....	81
A.3. Sistemes de basculant unificat.....	85
ANNEX B: CÀLCULS	87
B.1. Determinació experimental de la rigidesa de les rodes d’un model de bici.....	88
B.2. Càlcul de la rigidesa dels amortidors d’un model de bici	89
B.3. Verificació del model en el programa de simulació.....	94

ANNEX C: BASE DE CàLCUL MITJANÇANT MATLAB	95
C.1. Descripció del programa MATLAB.....	96
C.2. Realització del programa seqüència de pedalada.....	96

1. INTRODUCCIÓ

1.1. Antecedents

Actualment en el món del ciclisme de muntanya, la majoria de les bicis tenen doble amortidor amb l’objectiu de millorar el confort en la conducció per terrenys irregulars i absorbir els impactes durant la caiguda d’un salt. Però presenten, un punt feble durant la pedalada: al llarg del cicle, la força sobre els amortidors és variable, provocant un desplaçament i, per tant, la pèrdua de part de l’energia aportada pel ciclista.

No és fàcil resoldre aquest problema, ja que la utilització d’un sistema de basculant posterior implica una gran complexitat mecànica. El seu disseny té una gran importància perquè es el que determina el comportament de la bici. Cada fabricant treu al mercat el seu sistema basculant juntament amb les seves teories, però des d’avui, encara no existeix un sistema 100% efectiu.

Tampoc hi ha cap estudi realitzat que, demostrï l’aïllament total entre basculant i les forces de pedalada. Ni cap sistema de càlcul que permeti esbrinar quins són els inconvenients que presenten els sistemes de basculant que actualment existeixen.

1.2. Objecte

L’objecte del present projecte és crear un sistema de càlcul per estudiar el desplaçament dels amortidors al llarg d’un cicle de pedalada, que són la causa de la dissipació d’energia.

El sistema de càlcul que es vol crear és mitjançant la simulació per ordinador, de forma que aquest sigui aplicable amb bicis que disposin de sistemes de basculant posterior, i a més que permeti la simulació per a diferents relacions de transmissió.

Cal remarcar que el projecte solament pretén poder estudiar el disseny del sistema de basculant de la bici, no el funcionament intern de l’amortidor ja que aquest pot ser diferent a totes les bicis.

1.3. Especificacions i abast

Tot el projecte es desenvoluparà de forma teòrica i l'estudi que es durà a terme serà quasi bé tot de forma estàtica. No s'estudiarà el comportament dinàmic per qüestions de la manca de programes de simulació. Els resultats obtinguts seran una aproximació del que seria si s'hagués estudiat dinàmicament. És suficient que el sistema sigui quasi estàtic donat que els períodes de pedalada són relativament baixos.

El sistema de càlcul que es vol crear, ha de ser aplicable en bicicletes les quals disposin d'un basculant posterior. Totes elles, disposen d'amortidors i sistemes basculants diferents, per tant, caldrà trobar una metodologia que permeti que tinguin totes un amortidor equivalent. D'aquesta manera, el sistema de càlcul serà vàlid per fer-ne un posterior estudi comparatiu.

Sistemes de suspensió posterior que utilitzen barres flexibles o de basculant unificat on l'eix de pedalier estigui integrat el basculant no es simularan ja que el seu funcionament és completament diferent.

Les simulacions d'un model de bici s'han de poder realitzar amb diferents relacions de transmissió portades pel ciclista. D'aquesta manera, es podrà analitzar quina és la marxa que efecte més als desplaçaments de l'amortidor.

A més, el sistema de càlcul creat s'aplicarà a models de bicis actualment existents al mercat i, es compararan resultats mitjançant gràfiques.

2. INTERACCIÓ DE LA PEDALADA AMB LA SUSPENSÍO

2.1. Tipologies de bicis MTB i MTB doble

La bicicleta de muntanya (en anglès, mountain bike, MTB) o en espanyol BTT és el tipus de bicicleta dissenyada per rutes per muntanya o pel camp. Es caracteritza per uns components (quadre, rodes, sistemes de canvi, etc.) més resistents als impactes del terreny i també, amb molts casos, disposen d’un sistema de suspensió.

La majoria de les MTB disposen d’una forquilla de suspensió davantera, anomenades MTB simples, però també existeixen les MTB doble que disposen a part de la forquilla, un sistema de suspensió posterior mitjançant basculant.

- **MTB simple**

Una MTB simple és una bicicleta de muntanya que es caracteritza per ser lleugera i molt adequada per pedalar per muntanya. Gràcies a la suspensió de la forquilla davantera, permet absorbir gran part dels obstacles, en una ruta on el terreny sigui irregular.



Fig. 1 MTB amb suspensió davantera

Les MTB simples s’utilitzen en les modalitats de Rally o Marathón, competicions per terreny ascendent i descendent on els corredors estan en un circuit on han de realitzar varies voltes amb el menor temps possible. Això implica, el major esforç de pedalada, en el menor temps possible i en terrenys totalment irregulars.

Per tant, són proves de resistència on el ciclista necessita aprofitar el màxim la seva energia aportada, sense que aquesta sigui absorbida pels esmorteïdors.

- **MTB doble**

Una MTB doble és una bicicleta de muntanya amb suspensió integral i complexa mecànicament parlant. Disposen de sistemes de suspensió posterior i davanter de llarg recorregut, quadre i basculant robust i rodes grosses per absorbir els impactes del terreny.



Fig. 2 MTB amb suspensió doble

En un principi les MTB dobles s'utilitzaven generalment en les modalitats de Descens o Freeride, proves que els corredors han de baixar pendents de dificultat tècnica mitjana o alta, de forma individual i amb el menor temps possible. Però cada vegada més, s'introdueixen en el món del Rally per obtenir una millor conducció per terrenys irregulars.

El problema està que, una bici amb sistema de suspensió posterior presenta una gran complexitat mecànica i desavantatges com són ara la interacció pedalada – suspensió, el retrocés dels pedals, la interacció frenada –suspensió, etc.

2.2. Problemes d’una MTB doble

➤ *El pes*

El pes es un terme molt important en totes les modalitats: ciclisme, automobilisme i motociclisme. Una MTB simple està constituïda per tubs soldats en disposició de triangle i formant una estructura rígida de poc pes. En canvi, una MTB doble, segons el disseny i el tipus de basculant posterior, tal com s’explica a l’ANNEX A: TIPUS DE BASCULANTS POSTERIORIS EN BICIS, pot estar formada per més tubs de major grandària formant diferents geometries que impliquen un major pes en el quadre de la bici.

La utilització de nous materials com és ara la fibra de carboni permeten aconseguir bicis molt rígides i alhora molt lleugeres.

➤ *Retrocés dels pedals*

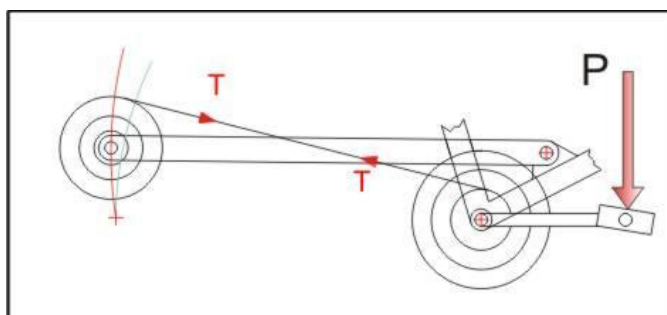


Fig. 3 Retrocés dels pedals

Aquest fenomen es refereix a la excentricitat que hi pot existir entre l’eix dels pinyons i l’eix dels plats. A la Figura 3 s’aprecia la disposició no concèntrica de plats i pinyó que provoca una tensió excessiva per part de la cadena quan el basculant es desplaça. Aquesta tensió provoca un retrocés dels pedals molt molest quan s’està pedalant.

En una bici rígida o una bici que el sistema d’esmoreïment sigui de basculant unificat, aquest efecte no es produeix ja que la distància entre plats i pinyons és constant.

➤ *Efecte de la frenada a la suspensió*

Aquest fenomen es refereix a l’efecte que produeix una frenada en la roda posterior sobre el basculant de la bicicleta. Com es pot veure a la Figura 4, la força de fricció de les pastilles de fre i la força de fricció de la roda amb el terra idueixen un parell sobre el pivot del basculant que provoca en molts casos la tendència a la compressió innecessària de l’amortidor. En una MTB simple no es produeix aquest problema perquè la part posterior de la bici és rígida.

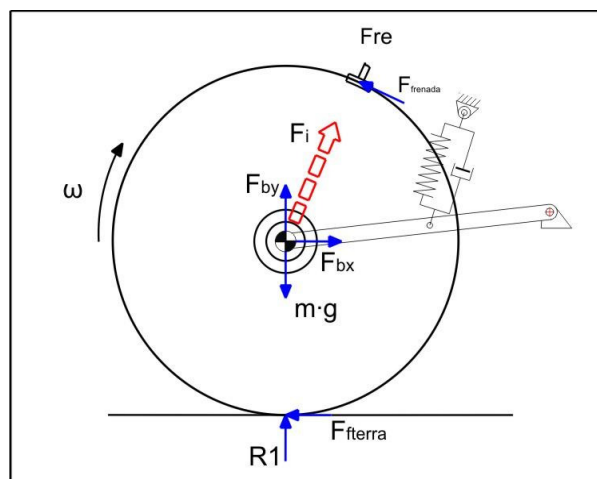


Fig. 4 Diagrama de forces de la roda

➤ *Interacció pedalada / suspensió*

Es refereix a l’efecte d’activació de l’amortidor degut a la tensió de la cadena durant la pedalada. Aquest efecte es produeix en major part al sistema de suspensió posterior. La tensió de la cadena juntament amb la força de tracció del terra provoquen un parell al pivot de gir suficient per realitzar un desplaçament innecessari de l’amortidor.

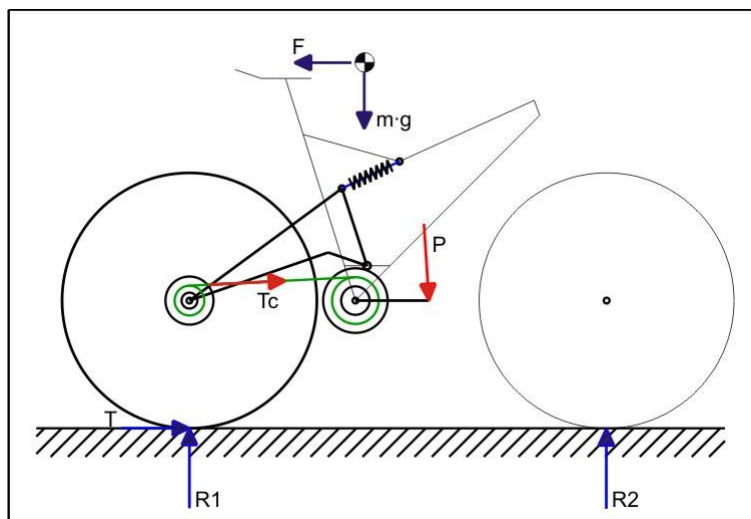


Fig. 5 Interacció pedalada/suspensió

En el present projecte s’estudiarà detalladament aquest problema, que és el que tenen totes les bicis que disposen de basculant posterior.

2.3. Força de l’amortidor durant la pedalada

Els amortidors reaccionen davant de totes les forces, no solament la dels impactes. Una distribució de masses diferents a sobre la bici per part del ciclista suposa un canvi radical en el comportament de l’amortidor. Però el pitjor efecte de redistribució de masses és el que succeeix durant el pedaleig.

El treball repetitiu de les forces que les cames del ciclista exerceixen per generar una tracció, són forces periòdicament variables i l’efecte que es crea sobre la suspensió és oscil·latori i permanent. Provocant un desplaçament innecessari dels amortidors que absorbeixen l’energia aportada pel ciclista i que s’acaba amb una disminució del rendiment en l’avanç de la bici.

- **Sense pedalar**

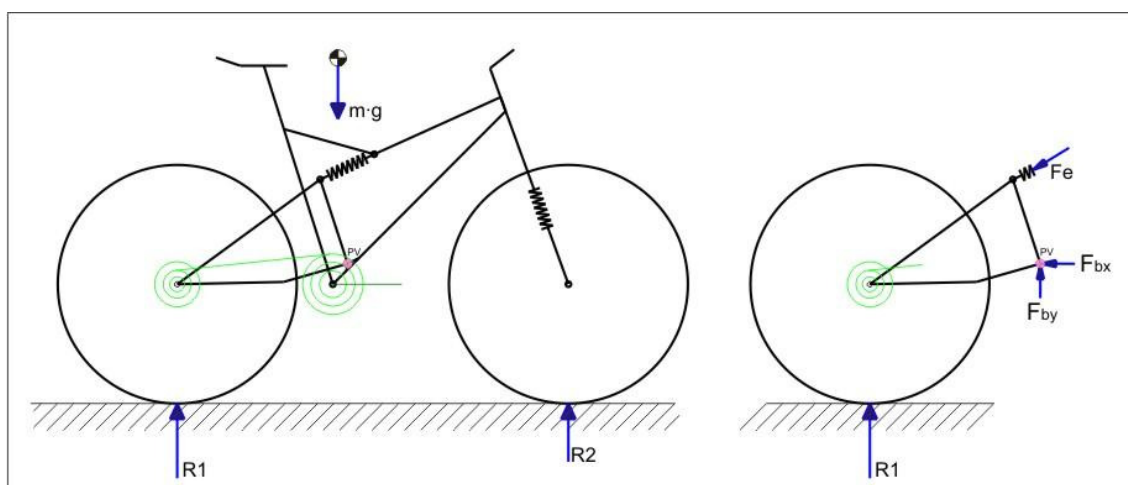


Fig. 6 Diagrama de forces bici sense pedalar

A la Figura 6 es pot veure el diagrama de cos lliure de la bici i del basculant quan no intervenen les forces de pedalada.

La força en l’amortidor provoca un petit desplaçament en ell degut el pes del conjunt, (precompressió de l’amortidor). Aquest estat de precompressió s’anomena S.A.G d’un amortidor; tots els fabricants d’amortidors recomanen ajustar el valor de S.A.G per cada pes del ciclista, per tal de no canviar el comportament de l’amortidor.

- **Pedalant**

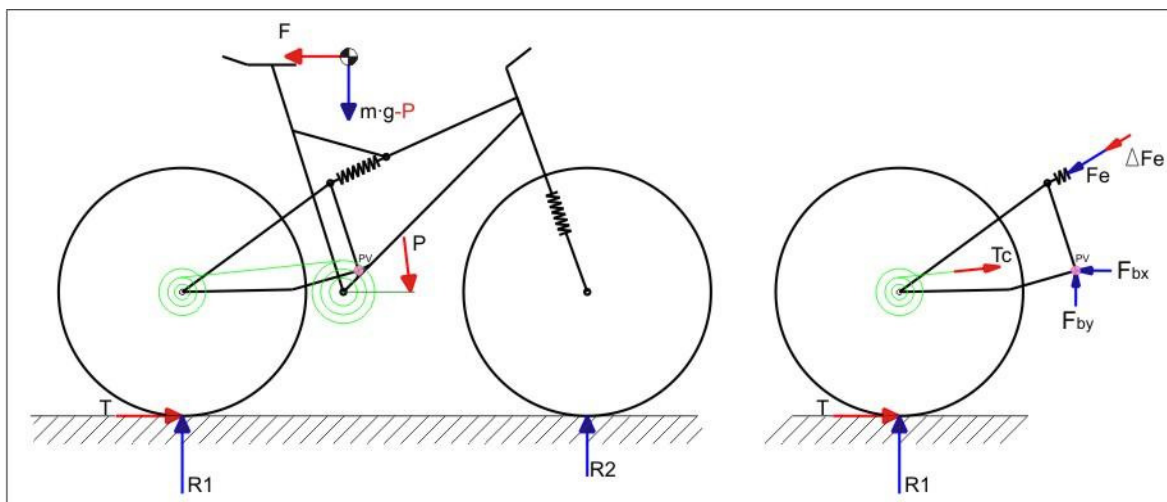


Fig. 7 Diagrama de forces bici pedalant

La Figura 7 mostra la situació de pedalada d’una bici, els vectors de color vermell mostren les forces que es generen quan s’està pedalant. La força que genera el ciclista sobre el pedal (P) genera una tensió en la cadena (Tc) que, juntament amb la força de tracció (T) provoquen un increment de força a l’amortidor (ΔFe) i, per tant, un desplaçament.

Cal esmentar que, la forquilla també es veu afectada per les forces de pedalada però d’una forma molt menor. La component vertical (R2) seria la culpable del petit desplaçament que rebria la forquilla.

Com que la força de pedalada (P) és variable al llarg del cicle, el resultat és un desplaçament oscil·latori tant de l’amortidor com de la forquilla.

2.4. Els amortidors en les bicis

➤ *Definició de suspensió*

La suspensió és el conjunt d’elements que absorbeixen les irregularitats del terreny pel que s’està circulant per augmentar la comoditat i el control de la bici. El sistema de suspensió també ajuda a que les rodes es mantinguin enganxades al terra. Una suspensió està sempre formada per un element de suspensió (molla) i un esmorteïdor.

Element de suspensió: pot ser una molla o aire comprimit que té la funció de “molla”. Entenent com a “molla” l’element que crea una certa resistència quan volem enfonsar la forquilla o l’amortidor de la bici.

Esmorteïdor: És el dispositiu que absorbeix l’energia, utilitzat normalment per disminuir les oscil·lacions no desitjades d’un moviment periòdic o per absorbir energia provinent de cops o impactes. És l’encarregat de controlar el retorn de la molla, normalment és un circuit oleohidràulic que fa passar l’oli per diferents forats petits oferint major o menor resistència en funció de la grandària de l’orifici.

L’amortidor és un element molt complex que pot funcionar de forma diferent segons les necessitats de cada usuari: pot tenir un comportament més progressiu, més lineal o tipus “Falling rate” depenent de l’ús que se l’hi vulgui donar a la bici.

Actualment existeixen uns amortidors que s’anomenen de plataforma estable i que s'utilitzen molt en les bicis de rally. El seu funcionament encara és molt teòric, s’endureixen més o menys de forma automàtica segons les exigències del terreny, sense haver-los de manipular. El problema d’aquests amortidors és que necessiten adaptar-se molt bé en el disseny del quadre.

És molt difícil trobar un amortidor que sigui capaç de reaccionar de forma igual a tots els tipus d’impactes.

3. METODOLOGIA DE L’ESTUDI

3.1. Introducció

El mètode de càlcul que es vol crear, ha de ser aplicable en bicis amb sistema de basculant posterior.

Les bicis que actualment existeixen disposen d’amortidors i sistemes de suspensió posterior totalment diferents. Per tant, cal trobar una metodologia perquè totes tinguin un amortidor equivalent i, que el tipus de basculant sigui l’element a estudiar. D’aquesta manera, el mètode de càlcul és vàlid per fer-ne un estudi comparatiu.

Una vegada determinat el valor de l’amortidor, el model de bici està preparat per simular. Aquest, s’exporta a un programa on intervé el ciclista, que és l’encarregat de realitzar la pedalada per diferents relacions de transmissió portades i per diferents posicions del pedal.

3.2. Mètode unitari per trobar la rigidesa de l’amortidor

Tal com es pot veure a la Figura 8, la forma de trobar el valor de rigidesa de cada amortidor de bici és que, el desplaçament de la roda enfront d’un mateix impacte sigui el mateix en totes les bicis estudiades. És a dir, per a cada Newton de força aplicat a la roda, aquesta ha de realitzar un desplaçament (Δy) que sigui igual a totes les bicis.

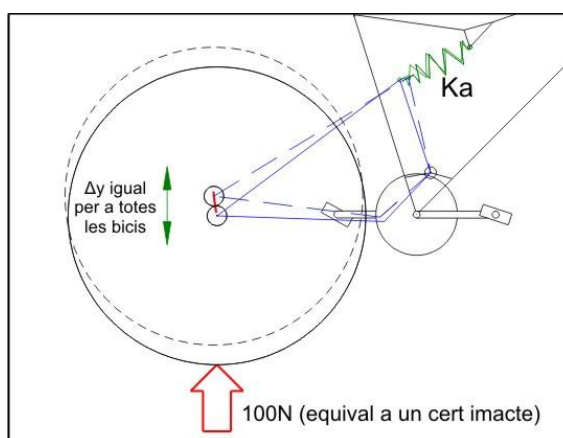


Fig. 8 Mètode per calcular la K_a equivalent d'una bici

El procediment per determinar el valor de referència del desplaçament de les rodes ha estat:

- Partint d’un model de bici conegut, es busca de forma experimental els desplaçaments de les rodes produïts per l’acció d’un pes que substitueix un impacte d’un obstacle. Veure annex B.1 Determinació experimental de la rigidesa de les rodes d’un model de bici.
- Es busca de forma analítica les constants de rigidesa dels amortidors del model de bici estudiat. Veure annex B.2 Càlcul de la rigidesa dels amortidors.
- Es verifiquen els resultats obtinguts de forma experimental i analítica mitjançant el programa de simulació. Veure annex B.3 Verificació del model en el programa de simulació.

3.3. Estudi de forces obtenció d’energia

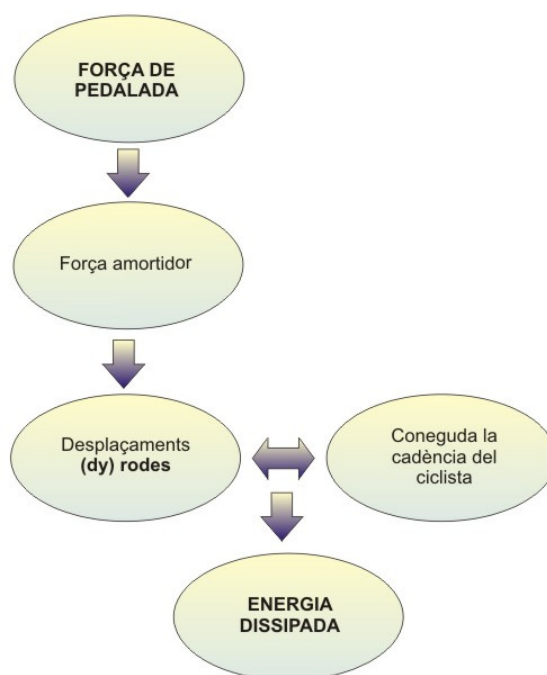


Fig. 9 Esquema general d’obtenció de l’energia

Les forces de pedalada, com ja s’ha esmentat anteriorment, provoquen l’accionament de l’amortidor i alhora un desplaçament del basculant i de la roda. Gràcies el desplaçaments que s’obtidran del programa de simulació i la cadència de pedalada del ciclista, mitjançant un full de càlcul, es poden calcular de forma aproximada les energies.

3.4. Utilització del Working Model 2D

El "Working Model" és una eina de CAE (Computer aided education) que permet crear simulacions de sistemes mecànics reals que permeten reduir el temps de creació d'un producte, millorant la qualitat final i optimitzant els càlculs. Es una eina adoptada per enginyers, per crear i analitzar els sistemes mecànics reals simulant-los a temps real i tenint en compte les forces gravitatòries.

Les característiques principals del programa són les següents:

- Comprovació de múltiples característiques de qualsevol sistema mecànic.
- Permet la utilització de cilindres, transmissions, sistemes de politges...
- Importació de dibuixos CAD en 2D en format DXF.
- Permet l'entrada de valors des de: equacions, barres lliscants o connectors DDE a Matlab i Excel.
- Realitza simulacions no lineals.
- Permet la creació de tot tipus de cossos amb 2D i pot definir propietats, velocitat inicial, càrregues electrostàtiques, etc.
- Simula contactes, col·lisions i fricció.
- Permet la visualització de les simulacions amb una gran varietat de representacions com vectors animats, barres de línies, mides mètriques, etc.

La utilització d'aquest programa en el present projecte és molt important tot i que no ha estat suficient per simular dinàmicament un ciclista pedalant. L'inconvenient ha estat l'allargament de la cadena produïda per l'excentricitat d'un basculant respecte l'eix de pedalier, és a dir, la variació de la distància entre plat i pinyons de la transmissió. El programa no pot simular una transmissió per cadena, la qual es varií la distancia entre plat i pinyons.

Solament per aquesta raó, la utilització del programa ha estat limitada i s'ha decidit realitzar un conjunt de casos estàtics del ciclista pedalant, per diferents posicions del pedal.

3.5. Simulació estàtica

Donada la limitació del programa, les simulacions es realitzen de forma estàtica. Cal esmentar que la realització de casos estàtics és suficient, donat que els períodes de pedalada són relativament baixos per grau girat del pedal.

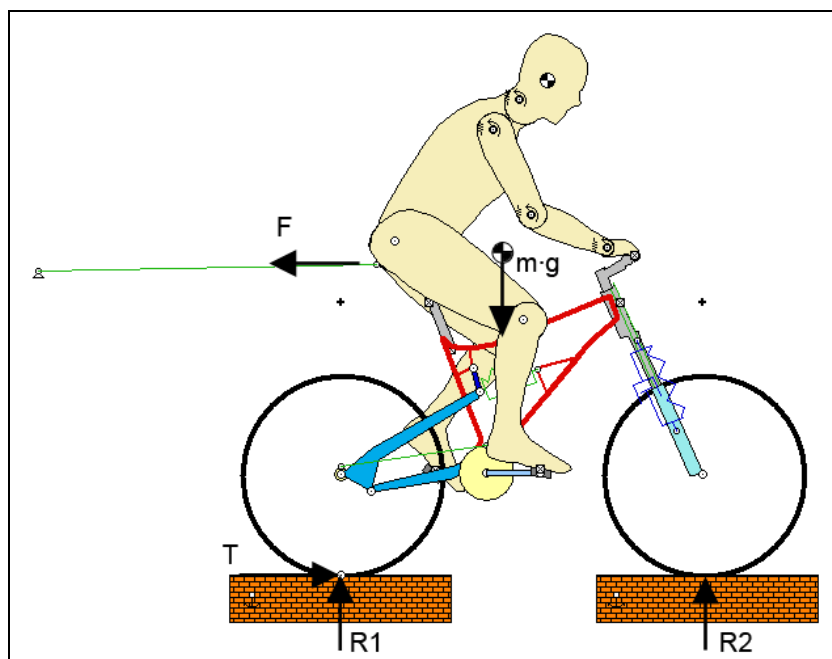


Fig. 10 Simulació del model estàtic

En primer lloc, a la Figura 10, mostra la pedalada d'un ciclista de forma estàtica. Es pot apreciar la utilització d'una barra o corda articulada a la bancada. Aquesta té la funció de substituir la força (F) que apareix per contrarestar la força de tracció de la roda amb el terra (T). Cal esmentar que, aquesta hauria d'actuar en el centre de masses de tot el sistema, però degut a la falta de disposició d'aquest s'ha hagut d'articular a un punt el màxim proper al centre de masses i aquest ha estat al seient de la bicicleta.

En segon lloc, tenim la utilització d'un punt d'articulació situat en el punt de contacte de la roda de darrera amb el terra. En aquest punt sorgeixen les forces de tracció de la roda amb el terra (T) i la força de reacció (R1).

El model utilitzat té en compte la força gravitatòria, així com la massa de cada una de les barres que formen tot el mecanisme ciclista + bici.

3.6. Mètode de simulació d’un model de bici

- 1er pas *Determinar la constant de rigidesa k de l’amortidor i de la forquilla*

Un primer mètode, seria la utilitzant les eines que disposa el programa per obtenir els valors de rigidesa dels amortidors.

El procediment a seguir és importar el model de bici a simular en el programa realitzat per determinar la rigidesa dels amortidors. Sabent que per cada 100 Newtons de força que s’apliqui a la roda, el desplaçament en ella ha de ser el determinat en l’annex B.1 Determinació experimental de la rigidesa de les rodes d’un model de bici. D’aquesta manera es podran trobar els valors de rigidesa equivalents de l’amortidor i la forquilla.

A la Figura 11 es pot veure la simulació d’un model de bici amb un sistema de suspensió de paral·lelogram deformable. A la part esquerra de la figura es mostren les gràfiques de desplaçament vertical de cada roda i a sota el valor numèric de cada desplaçament.

Mitjançant la regulació de la barra lliscadora es pot determinar el valor correcte de la constant de rigidesa de l’amortidor i la forquilla per un determinat desplaçament de la roda.

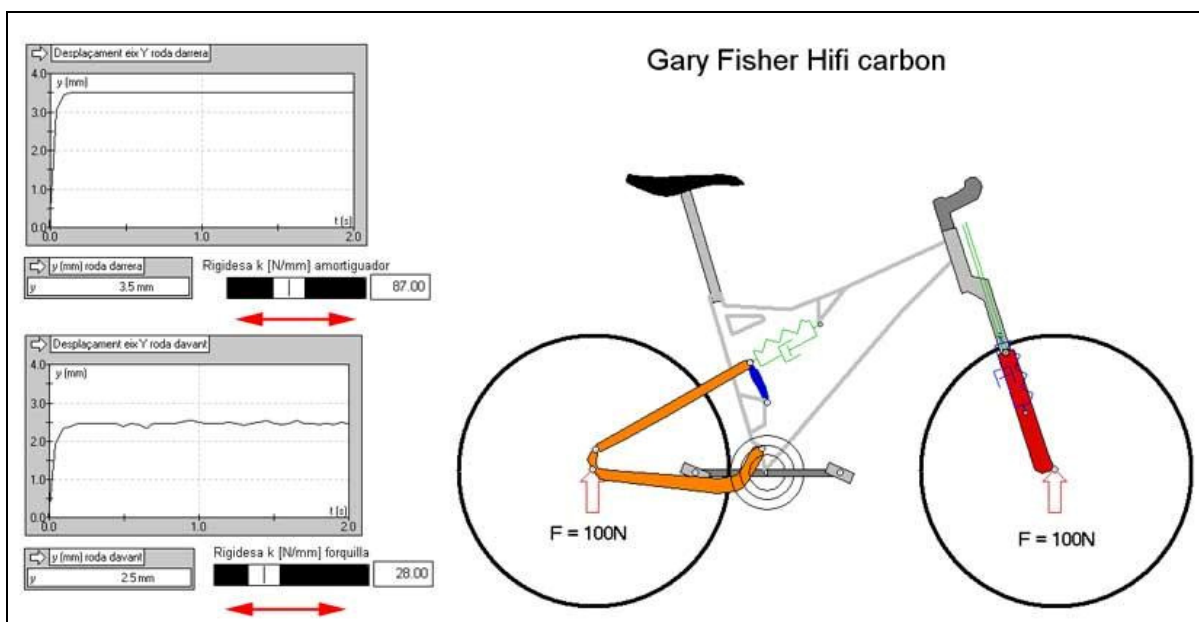


Fig. 11 Determinació de la constant de rigidesa de l’amortidor i de la forquilla

Un segon mètode seria realitzant un petit càlcul numèric molt senzill amb l’ajuda del programa.

Donada una constant de rigidesa qualsevol $k_{programa}$ de l’amortidor en el model simulat s’obté un desplaçament en la roda $y_{r_{programa}}$.

El valor vertader de la constant de rigidesa de l’amortidor del model es pot expressar segons l’equació 1.

$$k_{amortidor} = k_{programa} \cdot \frac{k_r}{100 / y_{r_{programa}}} \tag{Eq. 1}$$

on k_r és la constant de rigidesa de la roda per 100N de força aplicats. El seu valor està calculat en l’annex B.1 Determinació experimental de la rigidesa de les rodes d’un model de bici.

➤ *2on pas Simulació de la pedalada en el model estudiat*

Una vegada determinats els valors de l’amortidor i de la forquilla es procedeix a la simulació de la pedalada en el model estudiat, tal com es pot veure a la Figura 12.

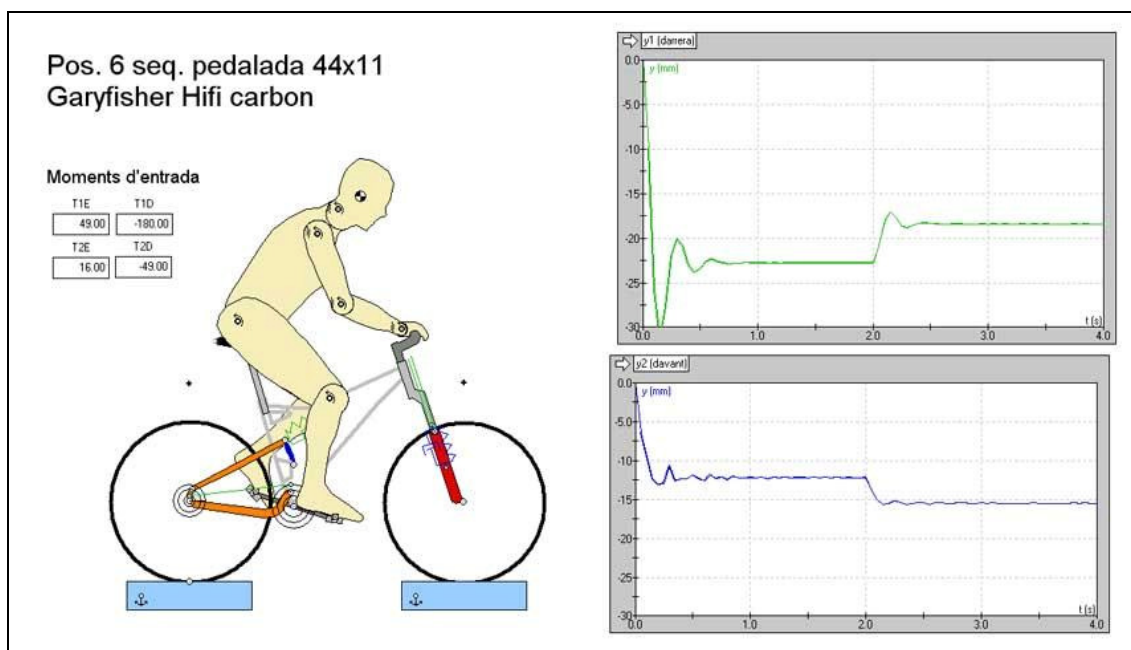


Fig. 12 Simulació estàtica de la pedalada segons posició del pedal i relació de transmissió

El model de simulació consta d’uns valors d’entrada, així com la respectiva posició del pedal pel funcionament. Aquests valors són els parells provocats a les dues articulacions de cada cama. Per una banda tenim els moments aplicats a les cuixes i per l’altre els que estan

aplicats a l’articulació del genoll. Els moments d’entrada han estat calculats mitjançant un full de càlcul mitjançant el programa Matlab, veure apartat 5.6 Resultats dels moments torçors de la cama.

A la part superior de la Figura 12 es cita la posició del pedal juntament amb la relació de transmissió del model de bici a simular. A la part esquerra, es poden veure els valors d’entrada dels moments torçors aplicats a les dos articulacions de cada cama i per últim, a la part dreta s’aprecien les gràfiques dels desplaçaments de la roda de darrera i la de davant. La interpretació de les gràfiques s’explica en el següent apartat.

3.7. Resultats en desplaçaments

El programa de simulació permet donar diferents resultats com forces, moments, desplaçaments, etc. Com ja s’ha esmentat anteriorment es necessita obtenir els desplaçaments a les rodes, per després trobar l’energia dissipada.

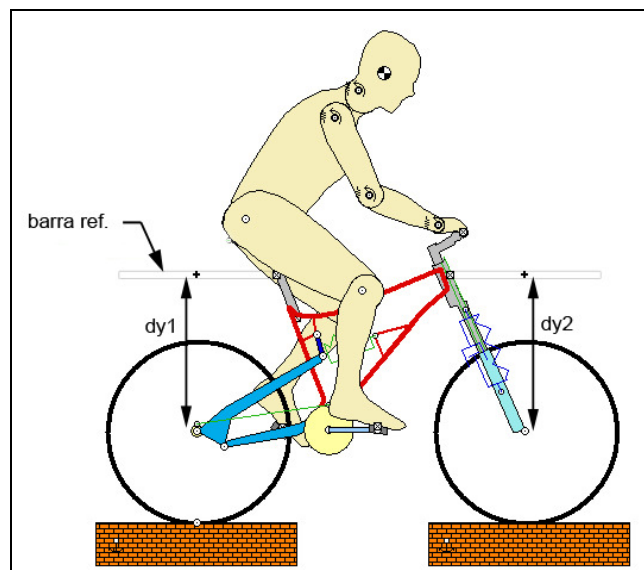


Fig. 13 Mesura dels desplaçaments de les rodes

Com es pot veure a la Figura 13, la mesura dels desplaçaments de les rodes es realitza de la següent manera: com que les rodes sempre estant en contacte amb el terra, la mesura del desplaçament serà la component y d’un punt situat per sobre els eixos de la roda.

L’ús d’una petita barra sense pes soldada al quadre de la bici permetrà obtenir les lectures de desplaçament de la roda tal com s’aprecia a la Figura 13.

El desplaçaments mesurats són visualitzats mitjançant dues gràfiques, una per la roda de davant i l’altre per la de darrera. Les gràfiques obtingudes segueixen el següent model:

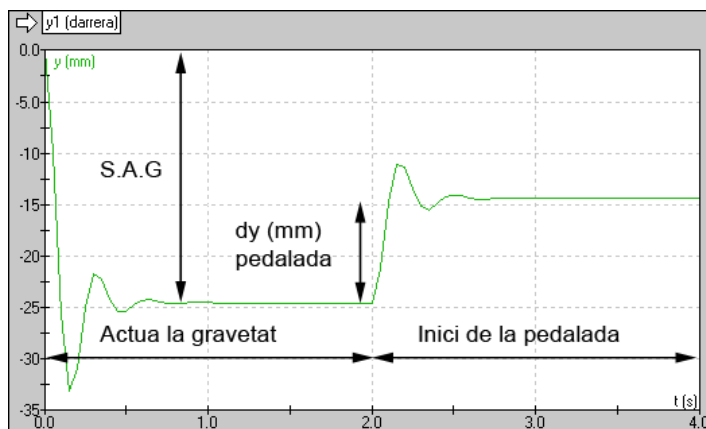


Fig. 14 Gràfica del desplaçament d’una roda

A la Figura 14 es pot veure que fins a l’instant $t=2s$ actua la gravetat del sistema, produint-se la precompressió de l’amortidor degut el pes del ciclista; aquesta precompressió s’anomena, com ja s’ha esmentat anteriorment, S.A.G de l’amortidor.

A partir de $t=2s$ s’inicia la pedalada, entren en joc les forces de pedaleig provocades pel ciclista i es produeix un petit salt en la gràfica. Aquest salt si es dona per sobre la línia inicial de precompressió de l’amortidor significa que l’amortidor s’ha descomprimit i les forces que hi actuen de pedalada són de tracció. El moment resultant del basculant és positiu tal com es pot veure a la Figura 15. Per contra, si el salt és en sentit oposat significa que la compressió de l’amortidor ha augmentat i el moment resultat del basculant és negatiu.

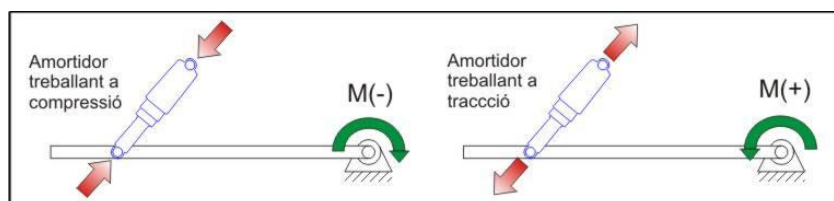


Fig. 15 Treball de l’amortidor segons el desplaçament de la roda.

3.8. Càlcul de l’energia dissipada

L’obtenció d’energia dissipada al llarg del cicle de pedalada es pot calcular seguint els següents punts:

➤ *Desplaçaments*

Donats els valors de desplaçaments del programa de simulació per les 20 posicions del pedal, el model d’ona oscil·latòria del desplaçament de les rodes segueixen les formes que mostra la Figura 16.

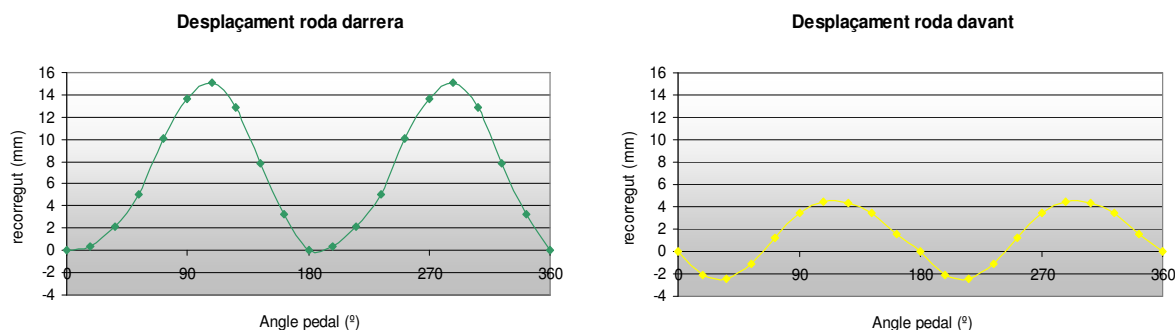


Fig. 16 Desplaçament de les rodes en un model de bici

A la Figura 16 es pot apreciar que la roda de darrera és la produeix una oscil·lació més gran com a conseqüència de les forces de pedalada. Per això, és molt important el disseny del basculant posterior. En canvi, a la roda de davant la oscil·lació és menor degut a que les forces de pedalada no hi afecten tant.

➤ *Velocitats*

La velocitat en cada punt és el quocient entre el desplaçament i un increment de temps donat tal com es pot apreciar a l’equació 2.

$$v_i = \frac{\Delta y_i}{\Delta t} \tag{Eq.2}$$

on Δt s’obté a partir de la cadència expressada en r.p.m. donada el diagrama de l’apartat 5.2 Diagrama de forces. A més, es coneix que una volta del pedal es divideix en 20 posicions cada una amb un angle de 18°. Aleshores, queda l’equació 3.

$$\Delta t = \frac{1 \cdot \text{min} \cdot 60s \cdot 1\text{volta}}{\omega \text{ volta } 1\text{min } 20\text{pos}} \tag{Eq. 3}$$

La següent figura mostra les gràfiques resultants de les velocitats en cada desplaçament:

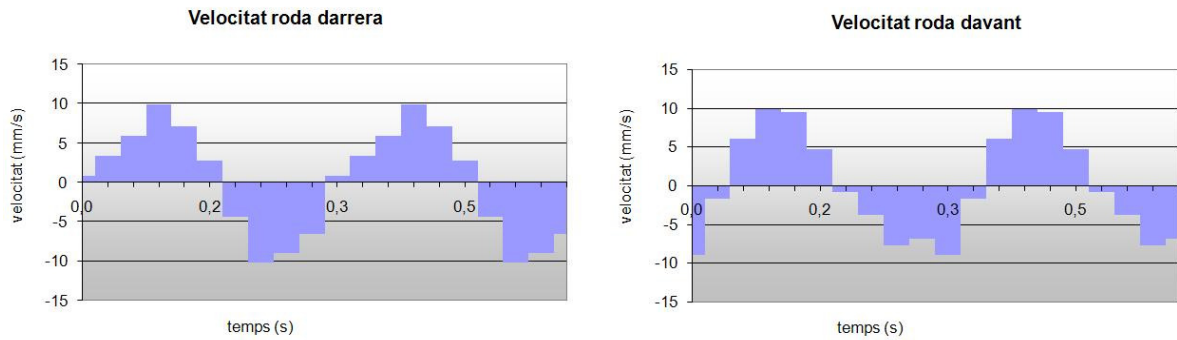


Fig. 17 Gràfiques de velocitats

➤ *Força de l’amortidor*

Per determinar la força a l’amortidor es pot saber gràcies a la teoria de les vibracions mecàniques. Aquesta segueix l’equació 4.

$$F_i = c \cdot v_i \tag{Eq. 4}$$

Sota la hipòtesis del moviment harmònic simple esmorteït el factor d’esmorteïment pot ser conegut, sabent que la ona d’esmorteïment no pot fer més de dos cicles. Veure annex B.2. Càlcul de la rigidesa dels amortidors d’un model de bici.

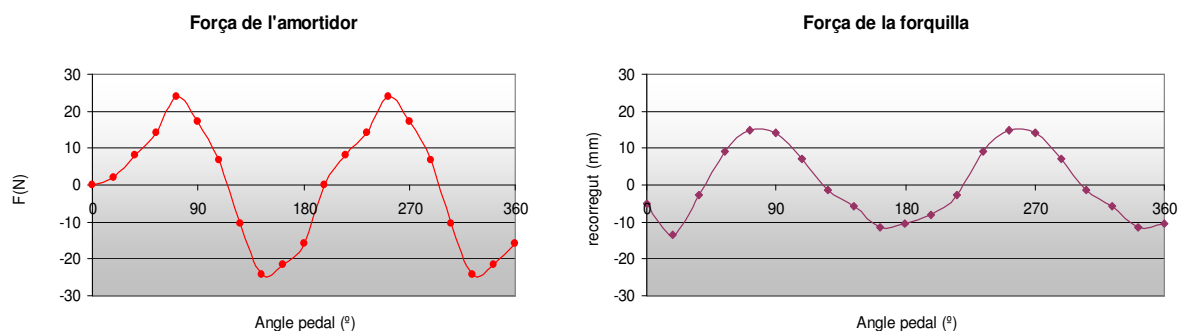


Fig. 18 Forces de l’amortidor i de la forquilla

➤ *Treball o energia*

L’energia d’un amortidor per a cada desplaçament es pot expressar com el treball realitzat per l’amortidor i segueix l’equació 5.

$$W_i = F_i \cdot \Delta y_i \tag{Eq. 5}$$

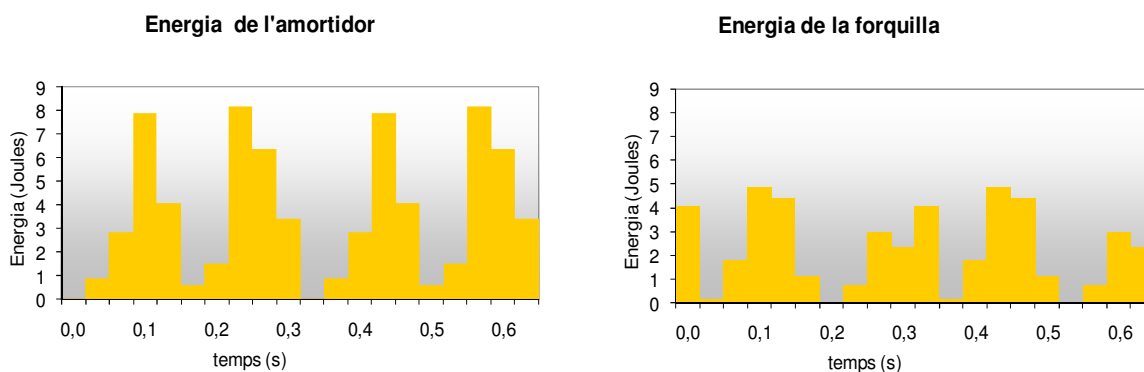


Fig. 19 Gràfiques del treball realitzat per un amortidor

➤ *Energia dissipada*

L’energia total dissipada per l’amortidor al llarg d’un cicle de pedalada serà el quocient entre el treball realitzat per l’amortidor i el temps que tarda el pedal en fer una volta. Aquesta segueix l’equació 6.

$$E_T = \frac{W}{T} = \frac{\sum F_i \cdot \Delta y_i}{T} \tag{Eq. 6}$$

On T és el temps total que tarda el pedal en fer una volta.

$$T = \frac{1}{\omega} \tag{Eq. 7}$$

La suma de les energies dissipades per l’amortidor i de la forquilla resulta l’energia total dissipada del sistema.

3.9. Mètode unitari per trobar energies

Com que la resposta d’un amortidor enfront de la pedalada és aproximat a una certa ona oscil·latòria del desplaçament, en tots els sistemes de suspensió, el seu comportament s’ha suposat lineal tant per part de la molla com de l’esmorteïdor.

Segons aquesta hipòtesi es pot trobar una expressió que permeti determinar, l’energia dissipada d’un model de bici segons el desplaçament de la roda.

Procediment

Primer de tot cal deixar el valor del desplaçament en funció del desplaçament y_{total} . Els valors y_{max} , y_{min} , y_{total} es mostren a la Figura 20.

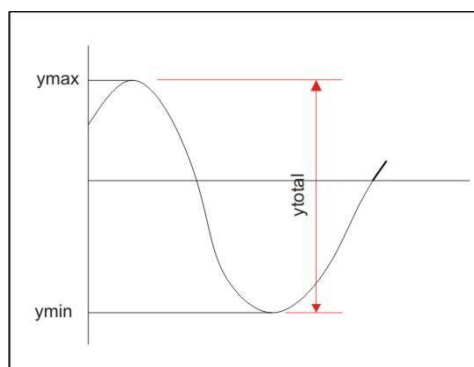


Fig. 20 Valors del desplaçament de la roda

Fent el quocient de cada punt respecte el valor de desplaçament total s’obtidran valors de desplaçaments unitaris, que segueix l’equació 9.

$$y_{total} = |y_{max}| + |y_{min}| \tag{Eq. 8}$$

$$y_i' = \frac{y_i}{y_{total}} \cdot y_{total} \tag{Eq. 9}$$

Seguidament es pot trobar la velocitat per a cada valor de desplaçament, equació 10.

$$v_i = \frac{y_i - y_{i-1}}{\Delta t} \cdot y_{total} \tag{Eq. 10}$$

on Δt s’obté a partir de la cadència donada del diagrama de l’apartat 5.2 Diagrama de forces.

A continuació es pot determinar la força que rep l’amortidor en cada instant. Es pot aplicar la teoria de vibracions mecàniques que defineix la força de l’amortidor com el producte entre la velocitat i el coeficient d’esmoreïment, equació 4.1.

$$F_i = v_i \cdot c = \frac{y_i - y_{i-1}}{\Delta t} \cdot y_{total} \cdot c \cdot y_{total} \quad (\text{Eq. 4.1})$$

L’energia d’un amortidor per a cada desplaçament es pot expressar com el treball realitzat per l’amortidor i segueix l’equació 5.

$$W = \sum F_i \cdot \Delta y_i \quad (\text{Eq. 5})$$

$$\text{on } \Delta y_i = \frac{y_i - y_{i-1}}{y_{total}} \cdot y_{total} \quad (\text{Eq. 11})$$

Així l’expressió del treball queda l’equació 12:

$$W_i = \sum \left[\frac{y_i - y_{i-1}}{\Delta t} \cdot \frac{y_i - y_{i-1}}{y_{total}} \cdot c \right] \cdot y_{total}^2 \quad (\text{Eq. 12})$$

Per acabar, l’energia o potència dissipada dels amortidors d’una bici segueix de forma general l’expressió següent:

$$E_T = \frac{W}{T} = \left[\frac{\sum \left(\frac{y_i - y_{i-1}}{\Delta t} \cdot \frac{y_i - y_{i-1}}{y_{total}} \cdot c \right)}{T} \right] \cdot y_{total}^2 \quad (\text{Eq. 13})$$

4. ANÀLISI DE LA POSTURA I ANTROPOMETRIA DEL CICLISTA

És important estudiar la posició d’un ciclista de MTB sobre una bici i a més, conèixer les seves dades antropomètriques. Utilitzant sempre la mateixa postura i el mateix ciclista es pot realitzar una maniquí que serveixi per estudiar diferents models de bici.

4.1. Anàlisi de la postura.

Partint d’una revisió bibliogràfica de documentació existent sobre aspectes del ciclisme de muntanya, la postura del ciclista sobre la bici hauria de seguir, d’una forma general, les següents recomanacions:

-La ròtula del genoll i el pedal s’han de trobar alineats verticalment quan la biela del pedal estigui en posició horitzontal, com es pot veure a la Figura 21.

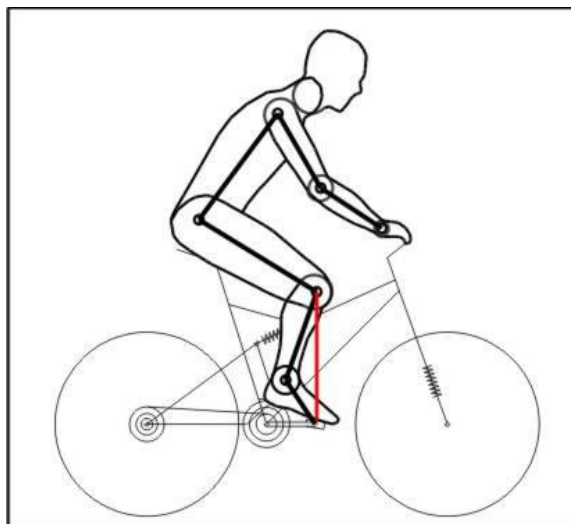


Fig. 21 Postura del ciclista 1era recomanació

-La segona recomanació és que l’angle format per la tibia i el fèmur estigui entre uns 25° i 30°, quan el pedal es troba a la posició més baixa, veure Figura 22.

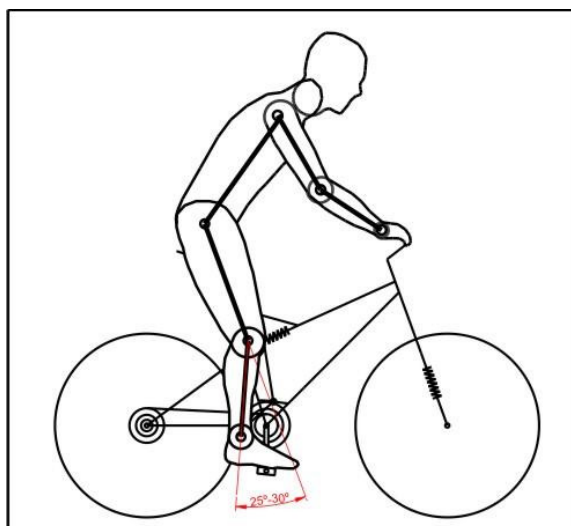


Fig. 22 Postura del ciclista Zona recomanació

-La tercera recomanació seria la postura de la part superior del cos. Una bona posició permetrà el ciclista sentir-se còmode, els braços relaxats i els colzes lleugerament doblats. És molt important que els colzes, no interfereixin amb el moviment dels genolls i l’esquena no estigui excessivament corbada.

4.2. Dades antropomètriques d’un humà

El maniquí utilitzat ha estat el corresponent a un determinat ciclista i les dimensions utilitzades són les que es troben a la Figura 23.

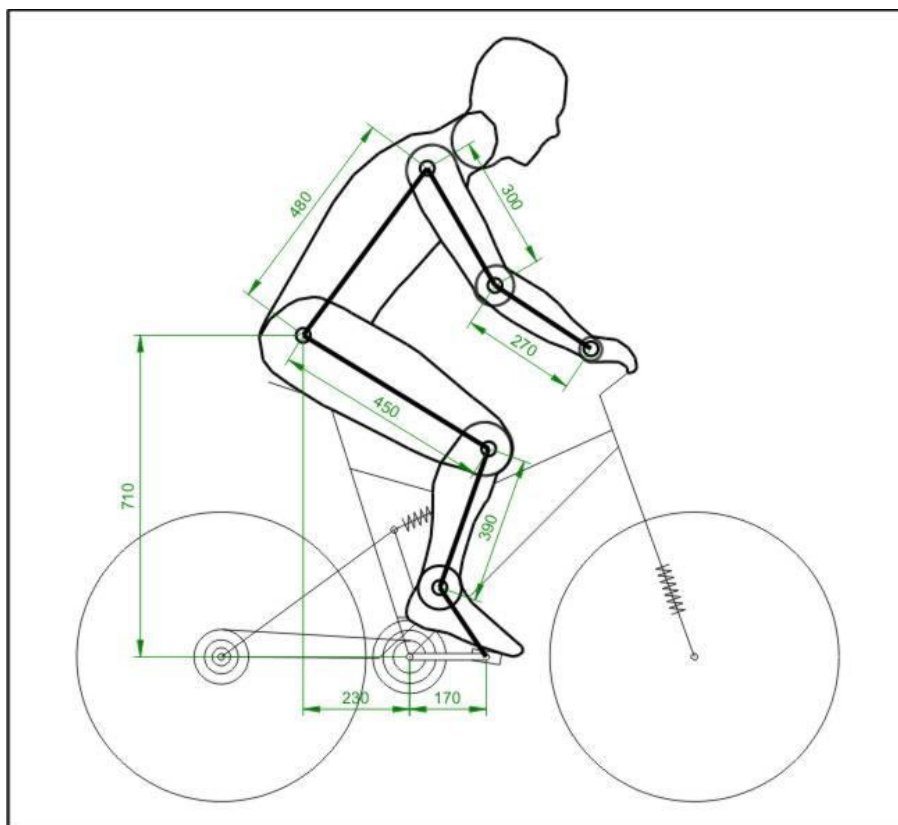


Fig. 23 Dimensions corporals (mm)

Percentatge de pes de les parts del cos respecte el pes total del mateix:

Part del cos	% del total del pes del cos
Cap i coll	7,9
Tronc amb cap i coll	56,5
Braç	2,7
Avantbraç	1,5
Mà	0,6
Cuixa	9,7
Cama	4,5
Peu	1,4

Taula 1 Percentatge de pes de les parts del cos

El model de maniquí escollit pesa uns 70kg., a partir d’aquí es calcula cada part del cos per separat.

A la taula 2 es pot veure el pes corresponent a cada part del cos:

Part del cos	Ut.	Pes unitari [kg]	Pes total [kg]
Cap i coll	1	5,53	5,53
Tronc	1	34,02	34,02
Braç	2	1,89	3,78
Avantbraç	2	1,05	2,1
Mà	2	0,42	0,84
Cuixa	2	6,79	13,58
Cama	2	3,15	6,3
Peu	2	0,98	1,96

Taula 2 Pes de les diferents parts del cos

5. ESTUDI DE LA SEQÜÈNCIA DE PEDALADA

5.1. La pedalada

El pedaleig consisteix en estendre la cama exercint una força durant un cert temps sobre els pedals. Aquest moviment del cos del ciclista modifica la situació del centre de gravetat, provocant que les forces de contacte del ciclista amb la bicicleta: força seient (F1), força manillar (F2) i força pedals (F3) també variïn.

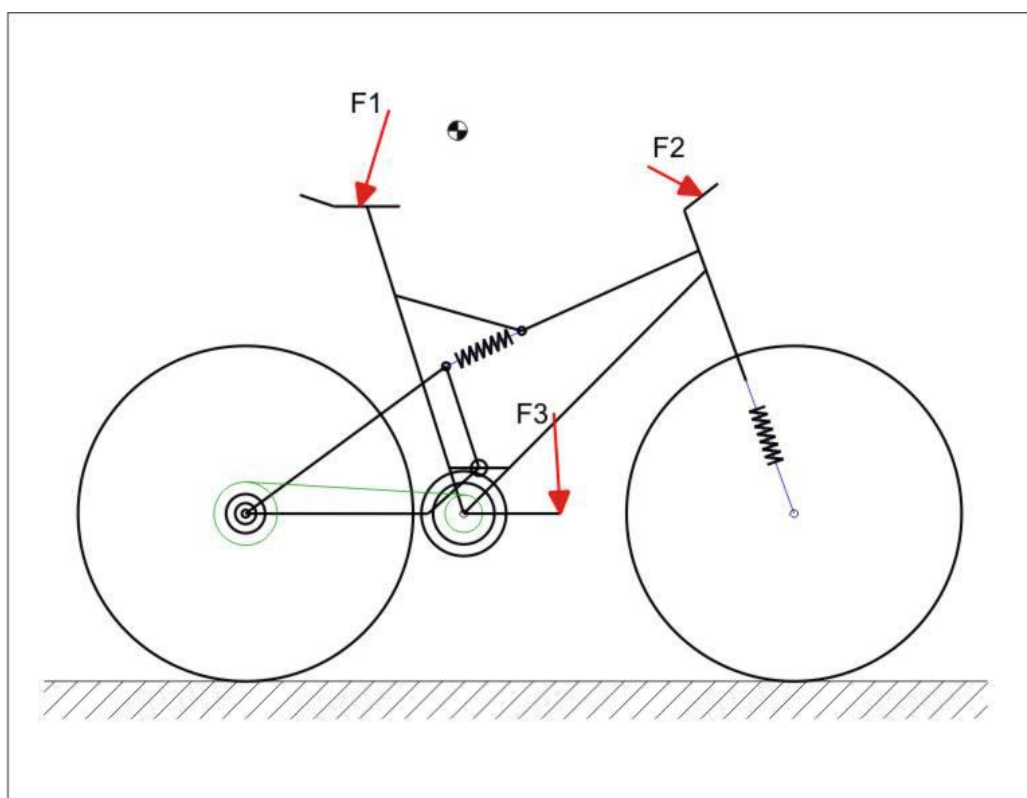


Fig. 24 Forces oscil·latòries causades pel ciclista

Durant el cicle de pedalada aquestes forces són oscil·latòries, provocant una reacció en cada punt també oscil·latòria sobre el quadre de la bici. El seu valor mig es pot substituir com a una única força, és a dir, el pes del ciclista situat al seu centre de gravetat. Juntament a aquesta, cal tenir en compte el pes de la bici per tal de trobar el centre de masses de tot el conjunt.

Per la llei d'acció reacció, el conjunt pes bici - ciclista provocarà unes reaccions en sentit contrari a cada roda. En estudis realitzats, el pes del conjunt és reparteix aproximadament

en un 70% a la roda de darrera i un 30% a la de davant. Les reaccions són enumerades com (R1) i (R2), com es pot apreciar a la Figura 25.

A la Figura 25 es pot veure l’anàlisi d’un ciclista circulant. La força de pedalada crea una tensió a la cadena i genera una força de tracció (T) o força tangencial de contacte entre la roda posterior i el terra. Aquesta és l’encarregada de donar la component d’acceleració (a), provocant una força d’inèrcia (Fi) en sentit contrari.

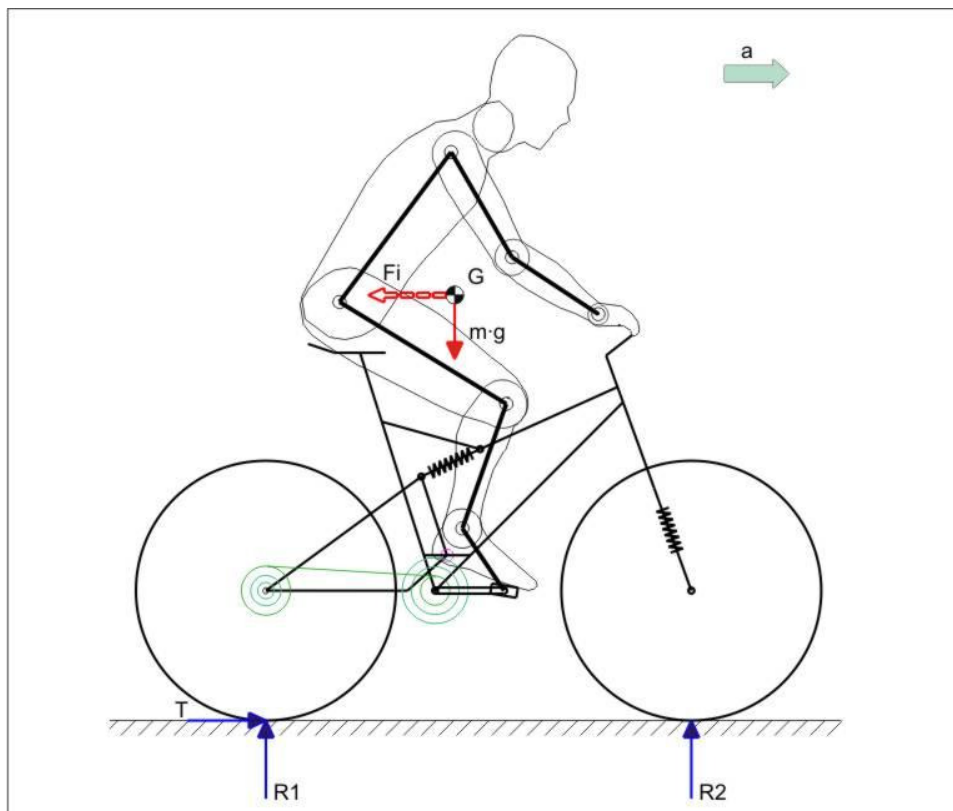


Fig. 25 Modelització completa d’un ciclista dinàmicament circulant

Hom pot pensar que el conjunt provoca un efecte el qual serà el de descomprimir l’amortidor de darrera i comprimir la forquilla. És a dir, quan es pedala disminueix el pes sobre el seient i augmenta el pes sobre els pedals. Aquesta teoria és errònia, ja que si es fa el diagrama de forces en el model tal i com s’ha fet a la Figura 25 es pot comprovar que l’efecte que en realitat es produeix no és aquest.

Tant la força de tracció (T), com la força d’inèrcia (Fi) provoquen un moment resultat no nul que, provocarà la compressió de l’amortidor de darrera i la descompressió de la forquilla.

5.2. Diagrama de forces de pedalada

Existeixen diversos diagrames de forces realitzats per diferents autors, en aquest treball s’ha cregut apropiat seguir-ne un i aquest es el que es pot veure a la Figura 26. El diagrama de forces correspon aproximadament a un ciclista que desenvolupa una pedalada amb una cadència d’unes 90 r.p.m.

S’ha vist que la força que realitza el ciclista durant una volta completa, varia en mòdul, direcció i sentit.

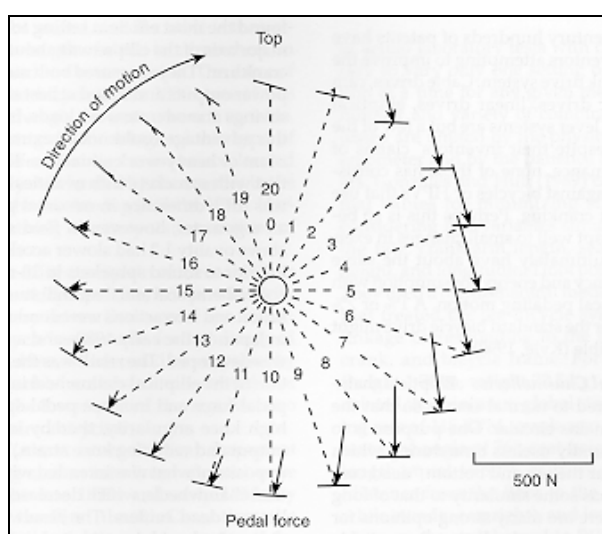


Fig. 26 Diagrama de les forces del pedal

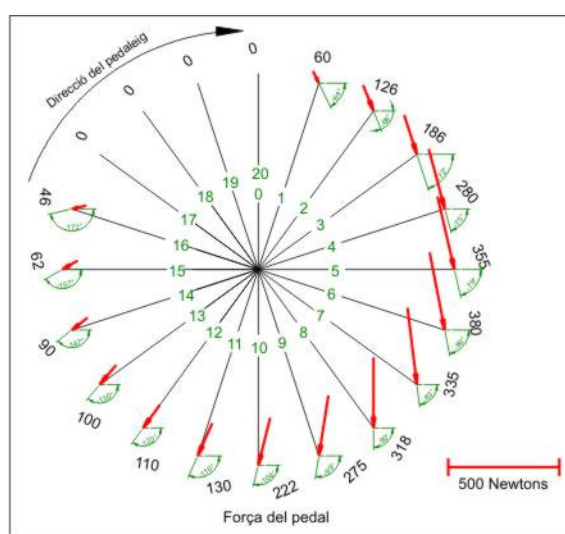


Fig. 27 Diagrama de forces escalat

El diagrama original s’ha escalat i s’han determinat el mòdul, direcció i sentit de cada un dels vectors força que són generats, tal i com es representa a la Figura 27.

S’observa que les posicions de la 2 a la 10 és on realitza la força de pedalada màxima, i a més és on hi ha la carrera de descens del pedal.

Un altre aspecte a observar és la direcció de la força aplicada. A la majoria de les posicions, no es perpendicular a la biela, per la qual cosa aquesta no es totalment efectiva al llarg del cycle. Si s’aconsegueix esbrinar la força efectiva màxima podrem trobar el parell màxim a l’eix de pedalier i així saber en quina posició tenim la major aportació d’energia.

Representant la força efectiva, component perpendicular a la palanca, en funció de l’angle de la palanca del pedal s’obté les gràfiques de la Figura 28.

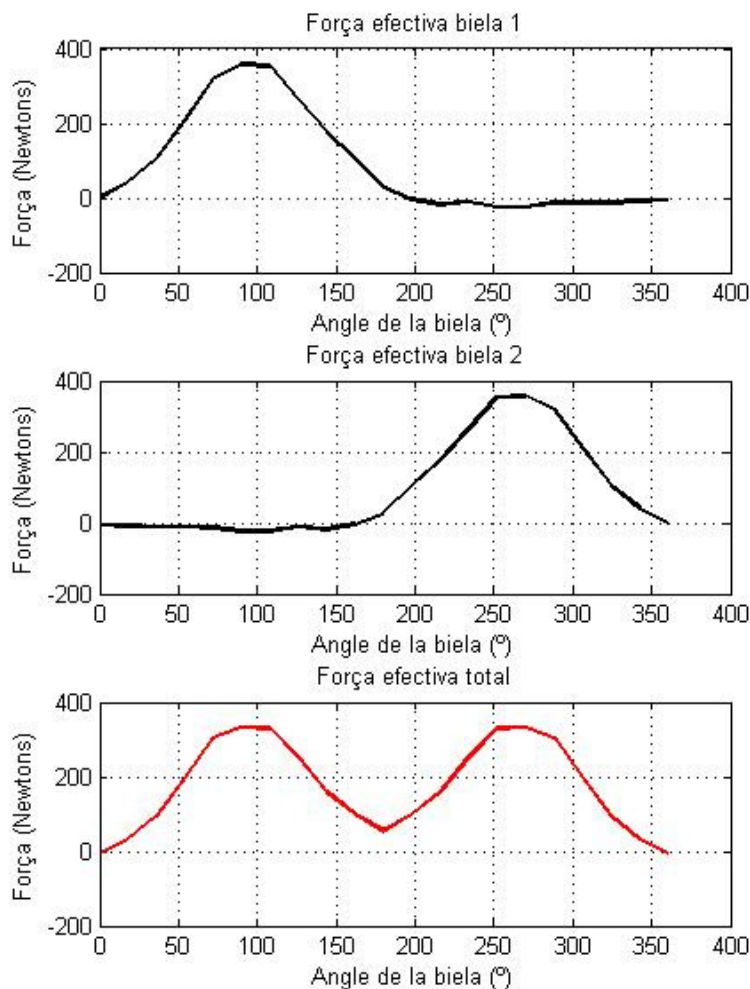


Fig. 28 Força efectiva sobre el pedal

Tal i com s’observa a les gràfiques de la Figura 28, quan s’exerceix la carrera de descens amb el pedal de la dreta (biela 1), amb l’esquerra (biela2) realitzem la carrera de pujada. Per tant, les dues comes treballen de la mateixa manera però desfasades 180º graus entre elles.

Pel que fa a la tercer gràfica representa la suma vectorial de la força efectiva del pedal 1 i del pedal 2 al llarg d’un cicle complet.

A partir de la força efectiva i la longitud de la biela es pot determinar la gràfica del parell a l’eix de pedalier de la Figura 29.

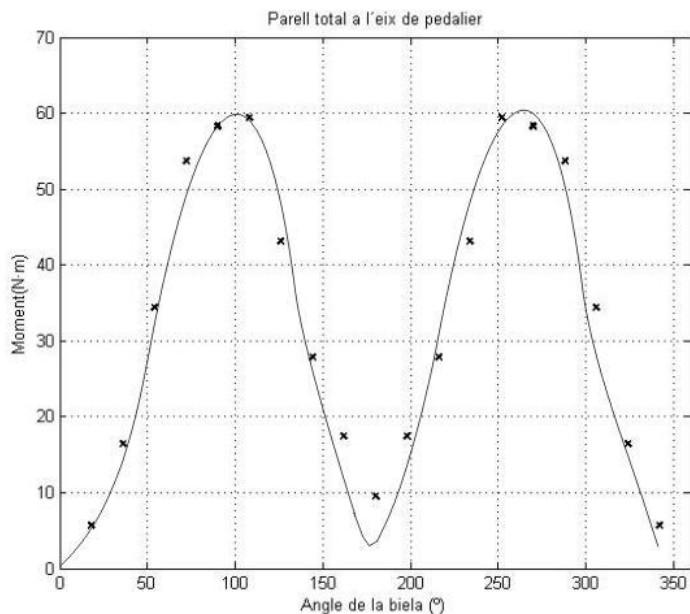


Fig. 29 Parell a l'eix de pedalier

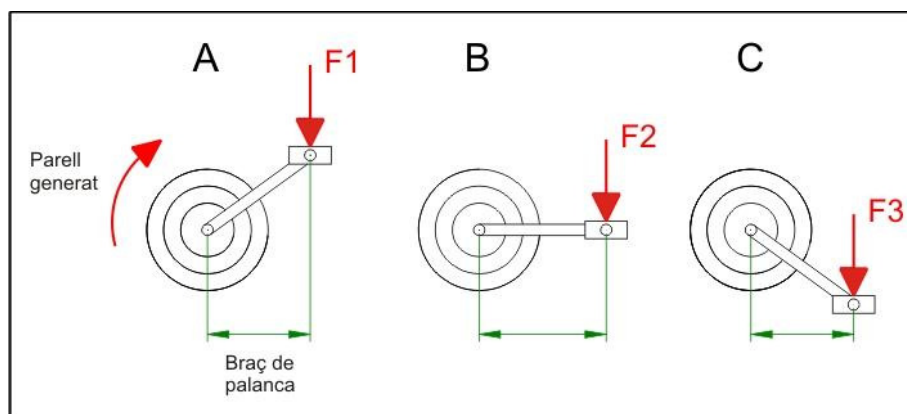


Fig. 30 Posicions del pedal en la carrera de descens

Observant la Figura 29 s'esquematitza el parell polsant que el ciclista aplica sobre l'eix de pedalier. Hom pot observar que el torçor màxim no es produeix quan la palanca del pedalier es troba en la posició horitzontal (90°) sinó lleugerament desplaçat a la dreta. És a dir, en el cas C de la Figura 30.

L'explicació d'aquest fenomen es que, tot i que el braç de palanca es redueix, en aquesta posició les cames del ciclista poden realitzar esforços més grans, arribant a compensar la pèrdua de braç de palanca fins a un cert punt, en que el parell inevitablement començarà a minvar.

5.3. Potència de pedalada

La potència de pedalada del ciclista és la quantitat d’energia que pot aportar durant un cert període de temps. La Figura 31 mostra la potència que es desenvolupa segons la cadència.

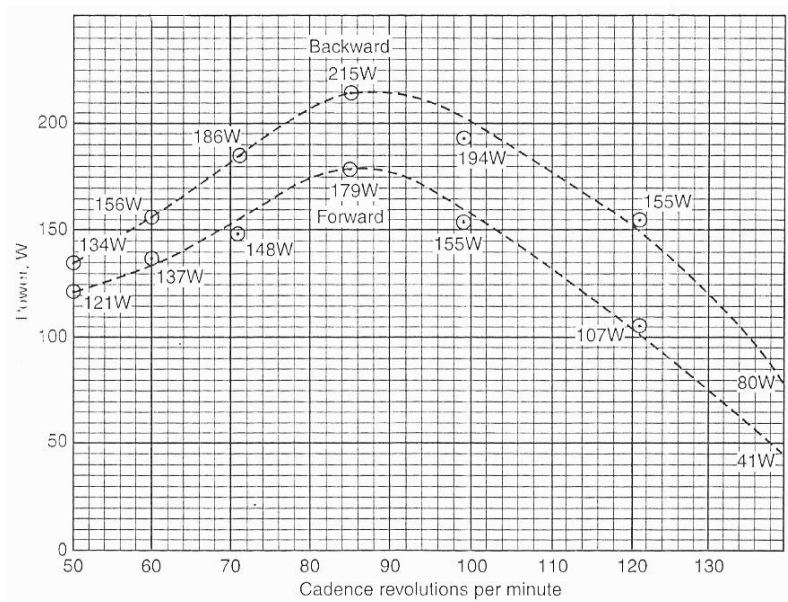


Fig. 31 Potència del ciclista segons la cadència portada.

El gràfic mostra dos corbes, una és pedalant endavant i l’altre endarrera. Pot semblar un concepte anormal però és un estudi que va realitzar el senyor Spinnetti l’any 1987. No s’hi entre en detall perquè solament es vol buscar la potència de pedalada.

Per tant, la corba bona és la que queda més ensota. El valor de potència segons una cadència de 90 r.p.m, que seria aproximadament la del diagrama de forces estudiat, correspon a un ciclista que desenvolupa una potència d’uns 180W. Aquesta dada servirà més endavant per calcular les energies.

5.4. Models de la cama pedalant

La simulació d’una cama pedalant ve definida segons els moments torçors que realitzen els músculs a l’articulació de la cuixa amb el tronc, la del genoll i la del turmell.

Del total de la potència teòrica desenvolupada per baixar el pedal, la extensió de la cuixa i del genoll produeixen la major part, per contra el peu respecte al conjunt quasi bé és insignificant. Raó per la qual, en aquest projecte s’ha prescindit del torçor creat en el turmell.

- **Model nº1 estàtic de la cama pedalant**

Aquest seria el cas més senzill pel càlcul dels moments torçors, el procediment per resoldre aquest model es fent un balanç de forces i moments.

Balanç de forces:

$$F_x - R_x = 0 \quad (\text{Eq. 14})$$

$$F_y - R_y = 0 \quad (\text{Eq. 15})$$

Balanç de moments entorn del genoll:

$$F_x \cdot y_2 - F_y \cdot x_2 + T_2 = 0 \quad (\text{Eq. 16})$$

F_x, F_y són dades conegudes, x_2, y_2 són deduïdes segons taules antropomètriques.

R_x i R_y es poden calcular a les equacions (14) i (15).

Donats tots aquests valors l’equació (16) pot ser resolta per trobar el torçor a l’articulació.

El procediment pot ser després repetit amb els valors apropiats per la cuixa (incloent de forma igual i en sentit oposat les reaccions i el moment torçor que afecte el genoll) per trobar el torçor que es crea a l’articulació de la cuixa.

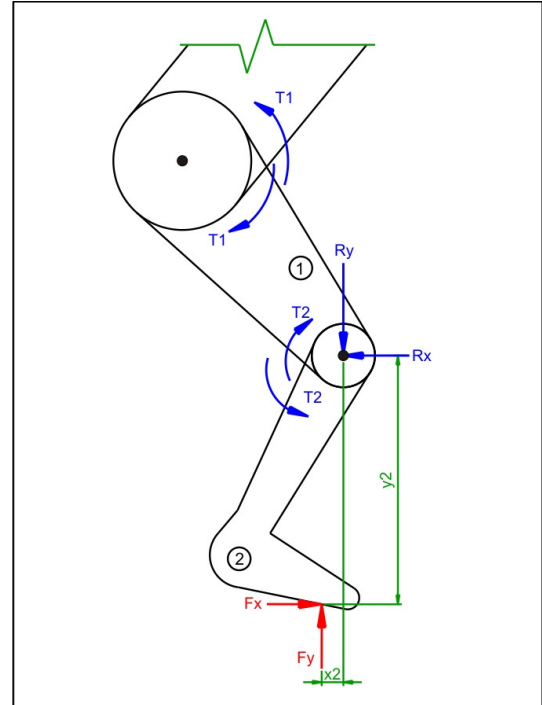


Fig. 32 Model estàtic de la cama pedalant

- **Model nº2 estàtic amb gravetat de la cama pedalant**

El següent model es semblant al anterior, amb la diferència que es té en compte la força gravitatòria.

El càlcul de moments torçors, és el següent:

Balanç de forces:

$$F_x - R_x = 0 \quad (\text{Eq. 17})$$

$$F_y - R_y - m_2 \cdot g = 0 \quad (\text{Eq. 18})$$

Balanç de moments entorn del punt C:

$$F_x \cdot y_2 - F_y \cdot x_2 + T_2 + m_2 \cdot g \cdot x_{c2} = 0 \quad (\text{Eq.19})$$

F_x, F_y són dades conegudes, x_2, y_2, x_{c2}, m_2 són deduïdes segons taules antropomètriques.

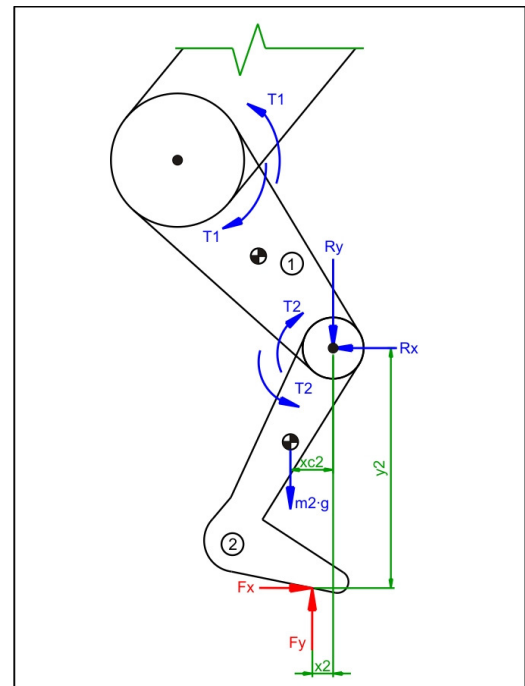


Fig. 33 Model estàtic amb gravetat

R_x i R_y es poden calcular a les equacions (17) i (18).

Donats tots aquests valors l'equació (19) pot ser resolta per trobar el torçor a l'articulació.

El procediment pot ser després repetit amb els valors apropiats per la cuixa (incloent de forma igual i en sentit oposat les reaccions i el moment torçor que afecte el genoll) per trobar el torçor que es crea a l'articulació de la cuixa.

• **Model nº3 dinàmic de la cama pedalant**

Aquest seria el cas més real de la cama pedalant. El model dinàmic es resol de la mateixa manera que els altres tot i que en aquest actuen forces i moments d’inèrcia.

El procediment per resoldre aquest model es fent un balanç de forces i moments.

Balanç de forces:

$$F_x - R_x = m_2 \cdot a_x \quad (\text{Eq. 20})$$

$$F_y - R_y - m_2 \cdot g = m_2 \cdot a_y \quad (\text{Eq. 21})$$

Balanç de moments entorn del punt C:

$$F_x \cdot y_2 - F_y \cdot x_2 + T_2 + m_2 \cdot g \cdot xc_2 = I_2 \cdot \varepsilon \quad (\text{Eq. 22})$$

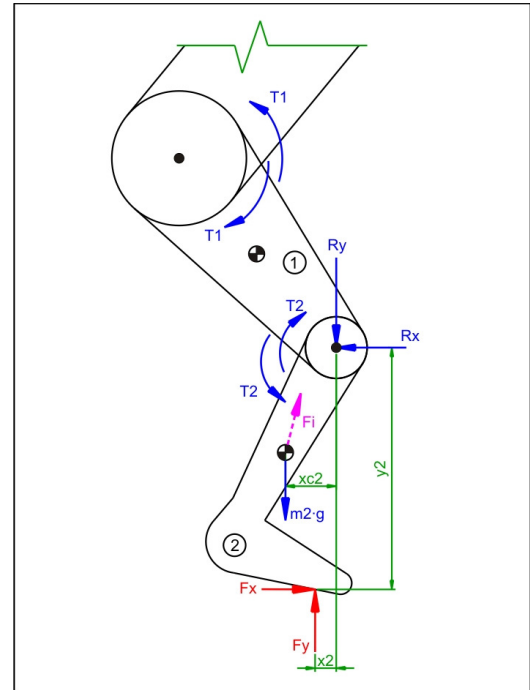


Fig. 34 Model dinàmic de la cama

a_x és la component - x de l’acceleració; a_y és la component - y de l’acceleració; ε és l’acceleració angular; m_2 és la massa de la cama i la I_2 és la inèrcia de la cama. Les altres variables ja estan mostrades al diagrama Figura 34.

F_x, F_y són dades conegudes.

x_2, y_2, xc_2, m_2, I_2 són deduïdes segons taules antropomètriques.

R_x i R_y es poden calcular a les equacions (20) i (21).

Donats tots aquests valors l’equació (22) pot ser resolta per trobar el torçor a l’articulació.

El procediment pot ser després repetit amb els valors apropiats per la cuixa (incloent de forma igual i en sentit oposat les reaccions i el moment torçor que afecte el genoll) per trobar el torçor que es crea a l’articulació de la cuixa.

➤ *Comparació i elecció dels tres models:*

- **Model estàtic.**

És el més senzill de tots, es poden obtenir uns resultats que poden servir com a referència per entendre el sistema però són poc precisos.

- **Model estàtic amb força gravitatòria.**

Aquest seria un cas entremig i és el que s’ha utilitzat en el present projecte. L’obtenció dels resultats és suficientment fiable ja que es tenen en compte les forces gravitatòries.

- **Model dinàmic**

És caracteritza per ser aquest, el cas real de la cama pedalant ja que té en compte totes les forces. El projecte que el lector té a les mans, com ja s’ha esmentat anteriorment, és un estudi estàtic de la seqüència de pedalada.

5.5. Càlcul de la cama pedalant

La simulació de forma estàtica de la cama d’un ciclista pedalant ve definida segons els moments torçors que realitzen els músculs a l’articulació de la cuixa amb el tronc, la del genoll i la del turmell, que aquesta última s’ha simplificat, com ja s’ha vist en l’apartat anterior.

Segons el model de la cama pedalant escollit en l’apartat anterior, es pot realitzar un full de càlcul mitjançant el programa MATLAB per trobar els esmentats moments torçors per a cada una de les posicions de la biela durant el cicle de pedaleig. L’estudi generalitzat d’un ciclista sobre una bici, és el que es mostra a la Figura 35.

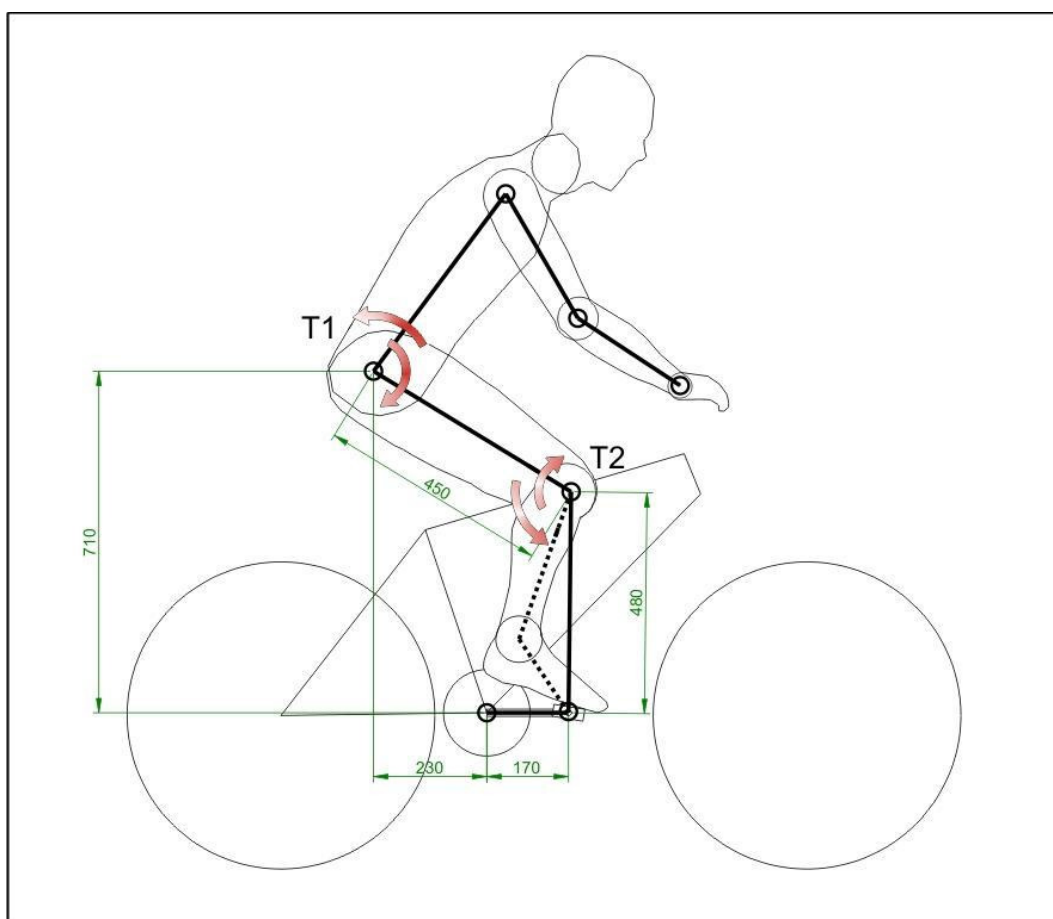


Fig. 35 Dades geomètriques del ciclista sobre una bici i torçors aplicats

La Figura 35, mostra de forma esquematitzada el model per a la simulació. Els valors (T1) i (T2) seran els valors que serviran per a la simulació com a dades d’entrada del programa. Com es pot apreciar la cama i el peu han estat substituïts per una sola barra per simplificar els càlculs.

Tot seguit es mostra el mecanisme equivalent d’una cama pedalant per totes les posicions del pedal estudiades, tal i com es pot veure a la figura 36. En color negre es simbolitza la cuixa, en blau la cama juntament amb el peu i, en color verd la biela del pedal de la bicicleta.

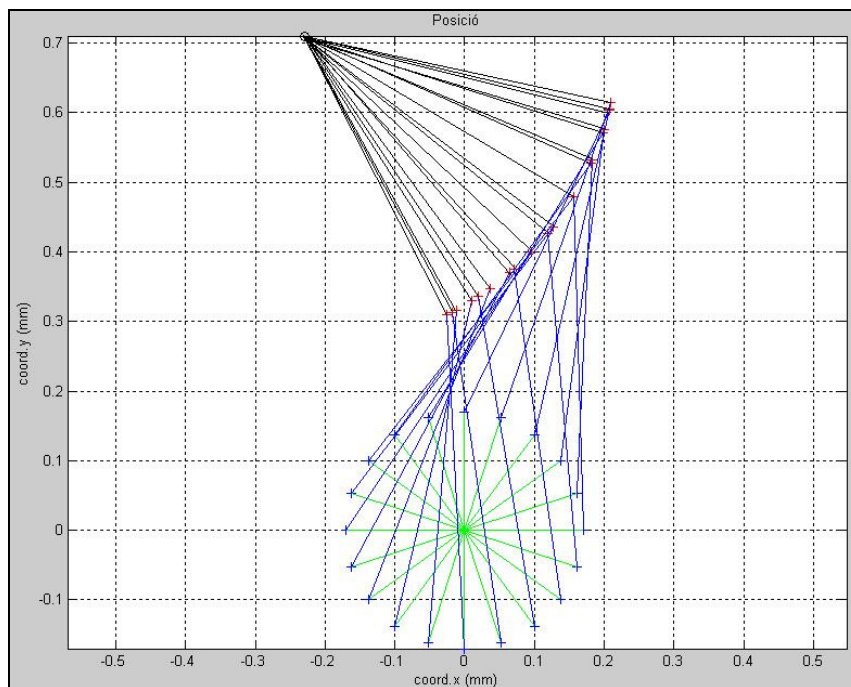


Fig. 36 Mecanisme d’una cama pedalant.

Per tant, el mecanisme estudiat es pot definir com un quadrilàter articulat tal i com s’aprecia a la Figura 37.

Durant el pedaleig intervenen de forma principal tres parts fonamentals del cos humà: la cuixa (1) i la cama amb el peu (2). A més intervé el pedal (3) que no forma part del ciclista sinó de la bici.

Cada element està unit mitjançant una articulació: la de la cuixa amb el tronc “D”, el genoll “C”, el peu amb el pedal “B” i el centre de pedalier definit com a punt “A”.

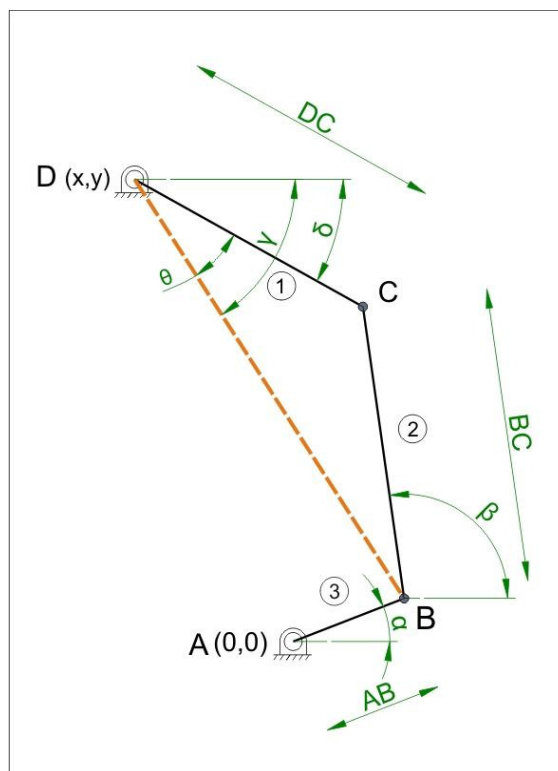


Fig. 37 Quadrilàter articulat de la cama

Les articulacions C i B són articulacions mòbils, en canvi el punt D i el punt A són articulacions fixes, de les quals el punt A s’ha definit com el centre de coordenades principal del mecanisme.

Les equacions per resoldre el mecanisme són:

$$x_3 = AB \cdot \cos (\alpha) \quad (\text{Eq. 23})$$

$$y_3 = BC \cdot \sin (\alpha) \quad (\text{Eq. 24})$$

$$x_2 = BC \cdot \cos (\beta) \quad (\text{Eq. 25})$$

$$y_2 = BC \cdot \sin (\beta) \quad (\text{Eq. 26})$$

$$x_1 = DC \cdot \cos (\delta) \quad (\text{Eq. 27})$$

$$y_1 = DC \cdot \sin (\delta) \quad (\text{Eq. 28})$$

Referent a la posició dels centres de massa de cada part del cos s’ha decidit que la posició mitjana sigui la meitat del segment a estudiar.

Aleshores,

$$x_{C_1} = x_1 / 2 \quad (\text{Eq. 29})$$

$$y_{C_1} = y_1 / 2 \quad (\text{Eq. 30})$$

$$x_{C_2} = x_2 / 2 \quad (\text{Eq.31})$$

$$y_{C_2} = y_2 / 2 \quad (\text{Eq. 32})$$

Els valors de AB, BC, DC són coneguts, així com les coordenades del punt A i del punt D. Una vegada definida la geometria es procedeix al balanç de forces i moments (diagrama de cos lliure) de la Figura 38.

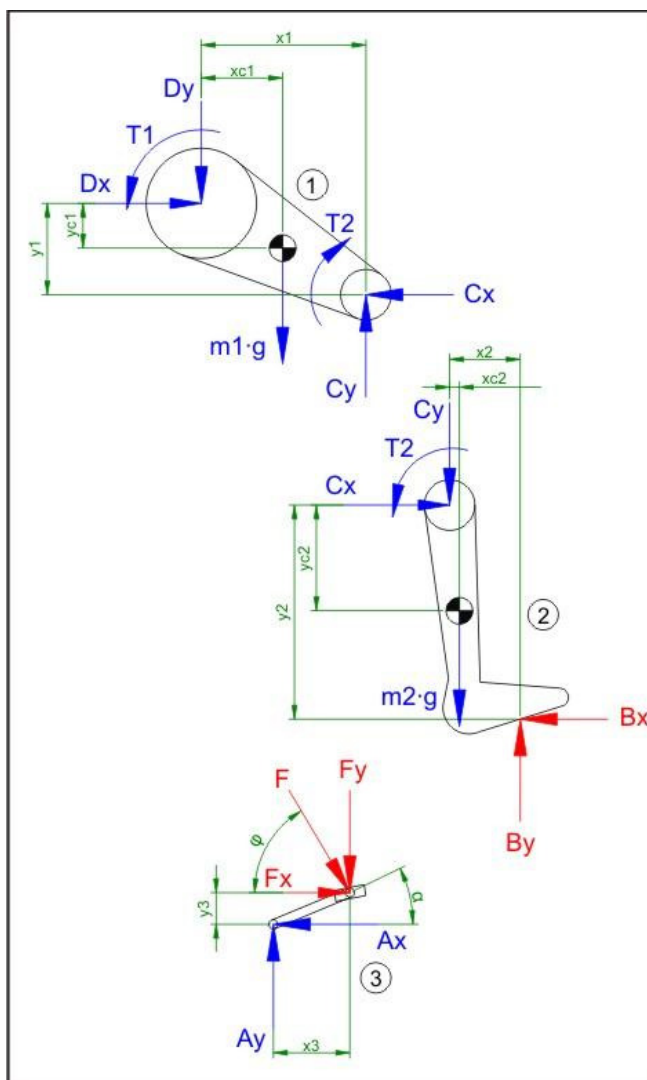


Fig. 38 Diagrama de cos lliure de la cama

Es comença pel cos 2 de la Figura 38, per ser aquest el cos que més dades es coneixen.

Cos 2:

Balanç de forces:

$$B_x = -F_x \tag{Eq. 33}$$

$$B_y = -F_y \tag{Eq. 34}$$

$$C_x = B_x \tag{Eq. 35}$$

$$C_y = B_y - m_2 \cdot g \tag{Eq. 36}$$

Balanç de moments entorn del punt C:

$$T2 = m_2 \cdot g \cdot x_{c2} + B_x \cdot y_2 - B_y \cdot x_2 \tag{Eq. 37}$$

Cos 1:

Balanç de forces:

$$D_x = C_x \tag{Eq. 38}$$

$$D_y = C_y - m_1 \cdot g \tag{Eq. 39}$$

Balanç de moments:

$$T1 = m_1 \cdot g \cdot x_{c1} + C_x \cdot y_1 - C_y \cdot x_1 + T2 \tag{Eq. 40}$$

m_1, m_2 son dades conegudes segons taules antropomètriques

$x_1, x_{c1}, y_1, y_{c1}, x_2, x_{c2}, y_2, y_{c2}$ són dades calculades en les Equacions 10-17.

g és la força de la gravetat i té el valor de $9,8 \frac{m}{s^2}$

F_x, F_y , són dades conegudes

Es poden conèixer els valors B_x, B_y, D_x , i D_y i les equacions 22 i 25 poden ser resoltes trobant els valors dels torçors en el genoll (T2) i en la cuixa (T1).

5.6. Resultats dels moments torçors de la cama

Els resultats calculats en el full de càlcul seqüència de pedalada mitjançant MATLAB són els valors que mostra la taula 3.

Angle de la biela (°)	0	18	36	54	72	90	108	126	144	162
Posició del pedal	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T1 (N/m)	36	-11	-56	-111	-161	-182	-180	-143	-87	-44
T2 (N/m)	4	-17	-32	-44	-49	-50	-49	-43	-26	-9

Angle de la biela (°)	180	198	216	234	252	270	288	306	324	342
Posició del pedal	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
T1 (N/m)	-11	18	41	57	60	56	49	46	44	42
T2 (N/m)	8	21	26	27	27	22	16	13	11	9

Taula 3 Resultats dels moments torçors obtinguts.

A la Figura 39 es mostren representats els valors dels moments torçors de la taula 3 respecte l’angle girat de la biela del pedal d’una bicicleta.

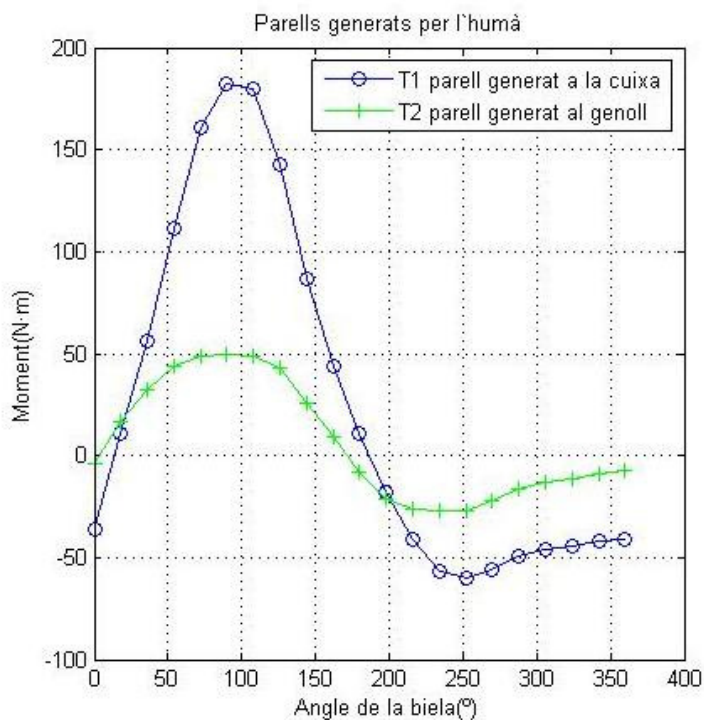


Fig. 39 Moments o parells a les articulacions de la cama

Es pot apreciar que l’articulació que genera més força durant la carrera de descens del pedal és, l’articulació de la cuixa. En canvi el genoll també proporciona una quantitat de força important però menor. A més, on es generen els torçors màxims, com ja s’esperava són en les posicions de la biela entre 90° i 100° que és quan es genera la força de pedalada màxima.

6. RESULTATS OBTINGUTS

6.1. Models estudiats i resultats dels desplaçaments de la roda posterior

Aquest apartat conté les bicis estudiades amb una visió detallada del basculant posterior. A la dreta de cada model hi ha un diagrama de barres que mostra els desplaçaments verticals de la roda posterior segons la relació de transmissió.

Els models estudiats són bicicletes que actualment estan al mercat. La seva elecció ha estat de forma aleatòria procurant agafar models amb sistemes de basculant posterior diferents. Les que disposen de sistemes de suspensió de basculant unificat, així com les que tenen el sistema I-Drive de la marca GT, no s’ha dut a terme. Tampoc s’han estudiat les bicis que incorporen barres flexibles fabricades amb elastòmers i altres materials.

Els dos primers models han estat creats pel propi autor del projecte per estudiar-ne el seu comportament. La complexitat mecànica és mínima, ja que els dos models A i B utilitzen un sistema simple de monopivot com seria el d’un basculant d’una motocicleta.

A la Figura 40, s’esquemmatitza, d’una forma general, la classificació que s’ha fet segons el mecanisme de basculant posterior.

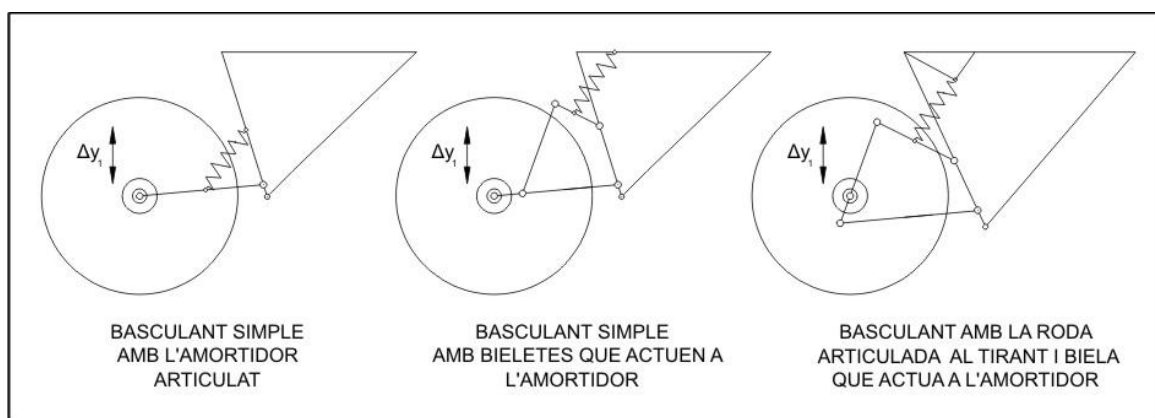


Fig. 40 Classificació dels sistemes segons el seu mecanisme

1

Marca: Bici

Model: A

Sistema: Monopivot

Recorregut: -

Modalitat: -

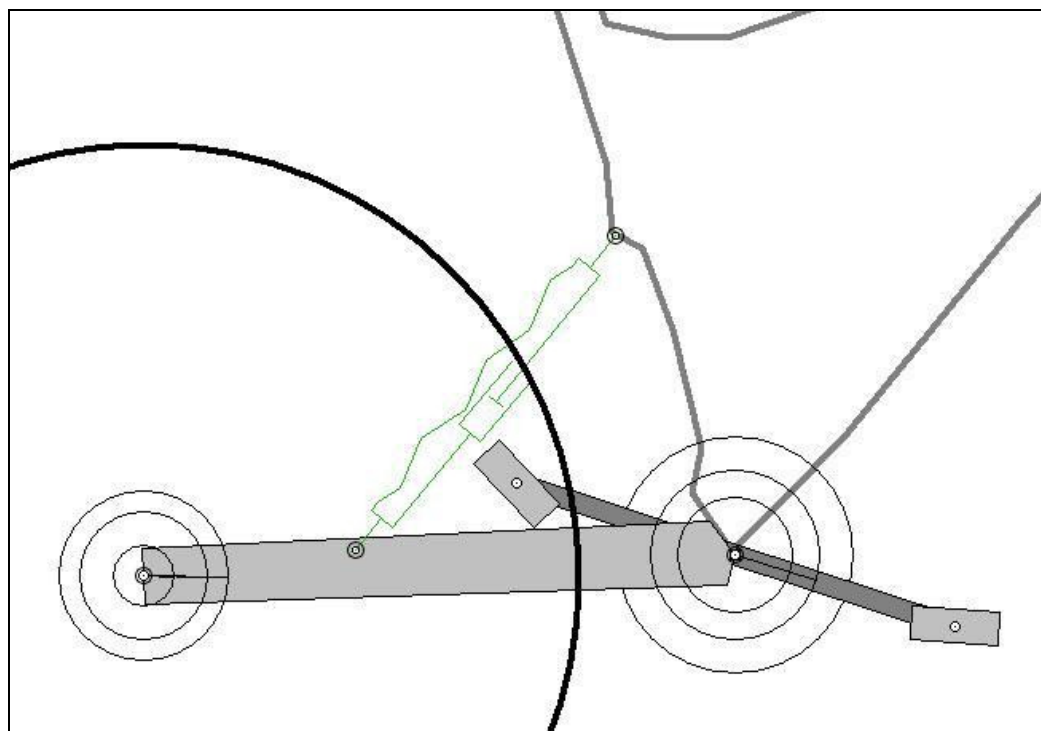
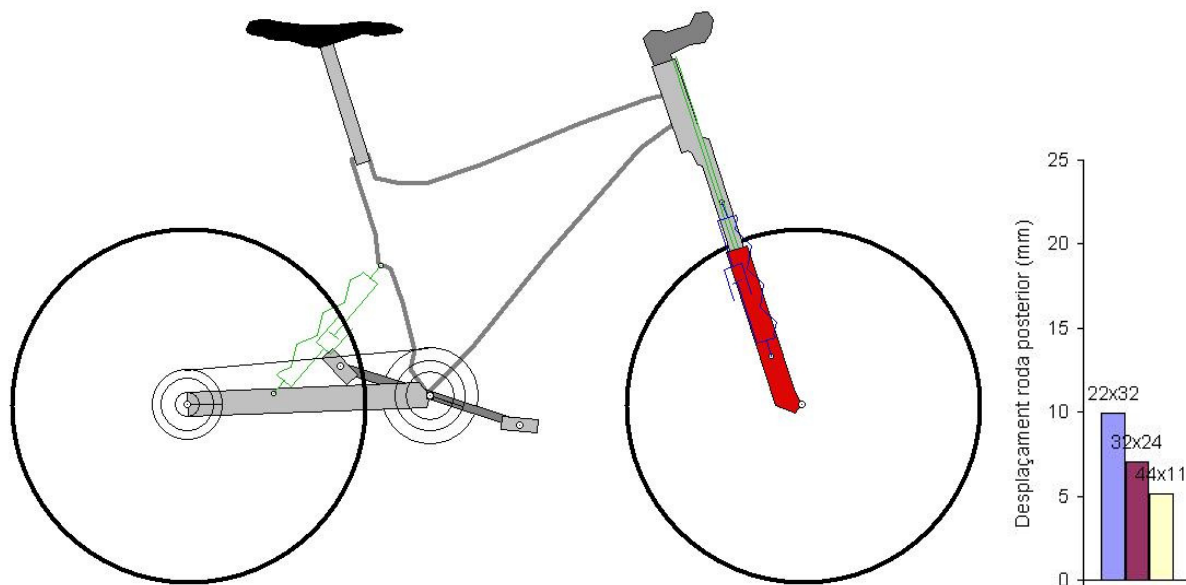


Fig. 41 Basculant simple articulat a l'eix de pedalier

2

Marca: Bici

Model: B

Sistema: Monopivot

Recorregut: -

Modalitat: -

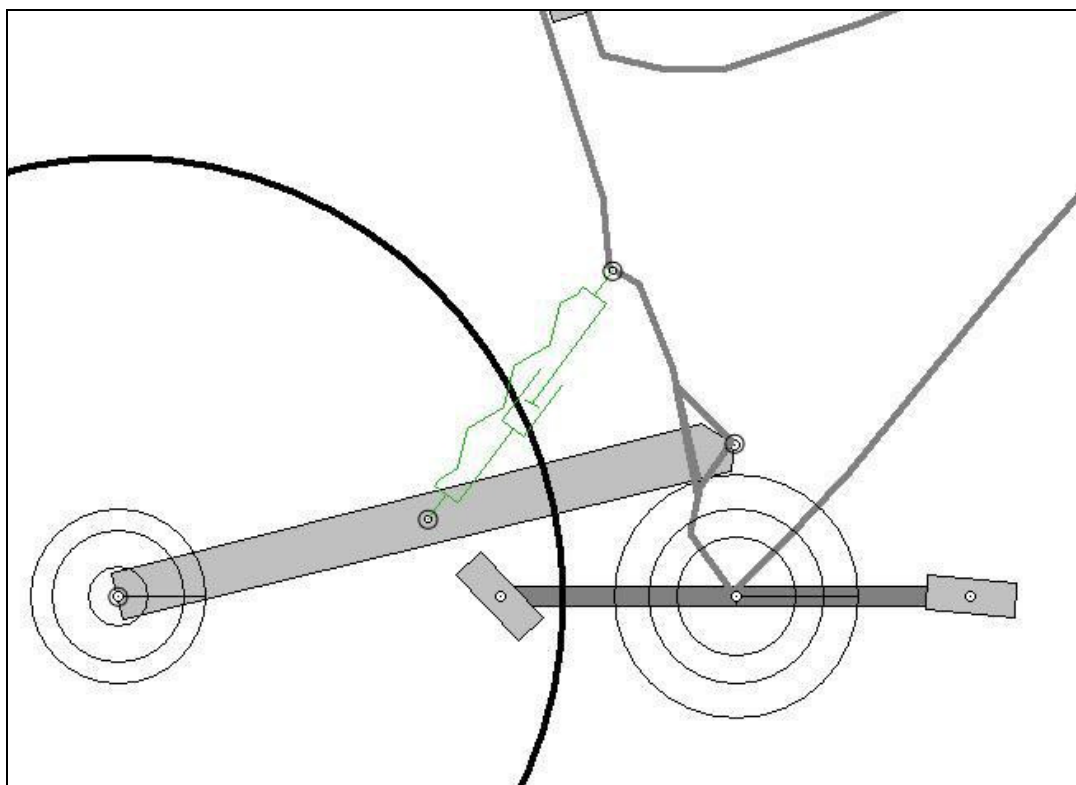
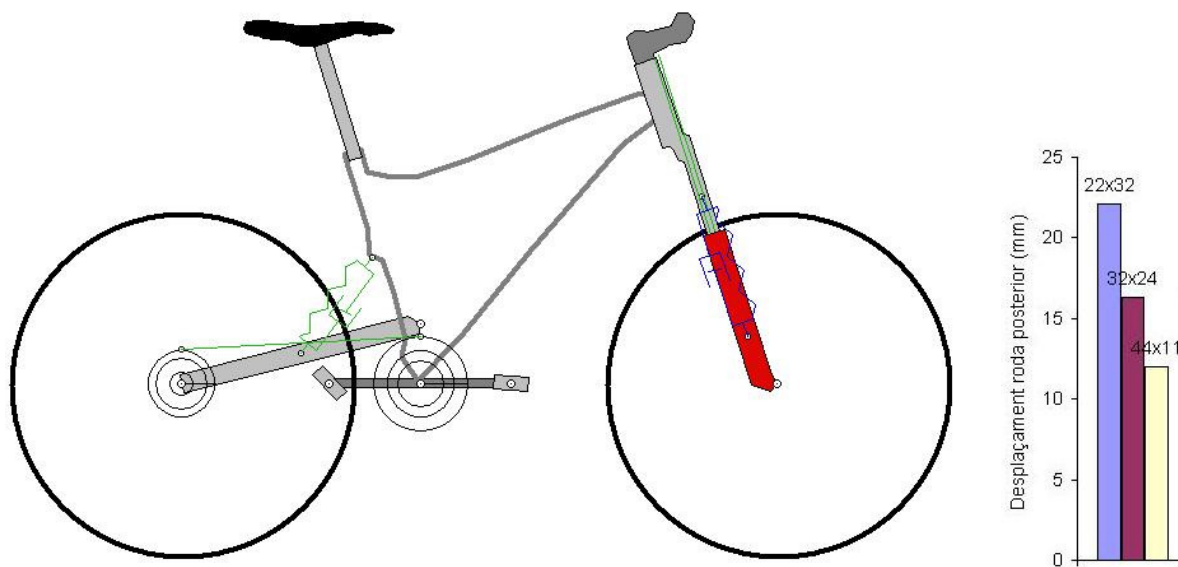


Fig. 42 Basculant simple amb el punt d’articulació per sobre els plats

3

Marca: Decathlon

Model: Rockrider 6.0

Sistema: Monopivot

Recorregut: 80mm.

Modalitat: Rally o Cross Country

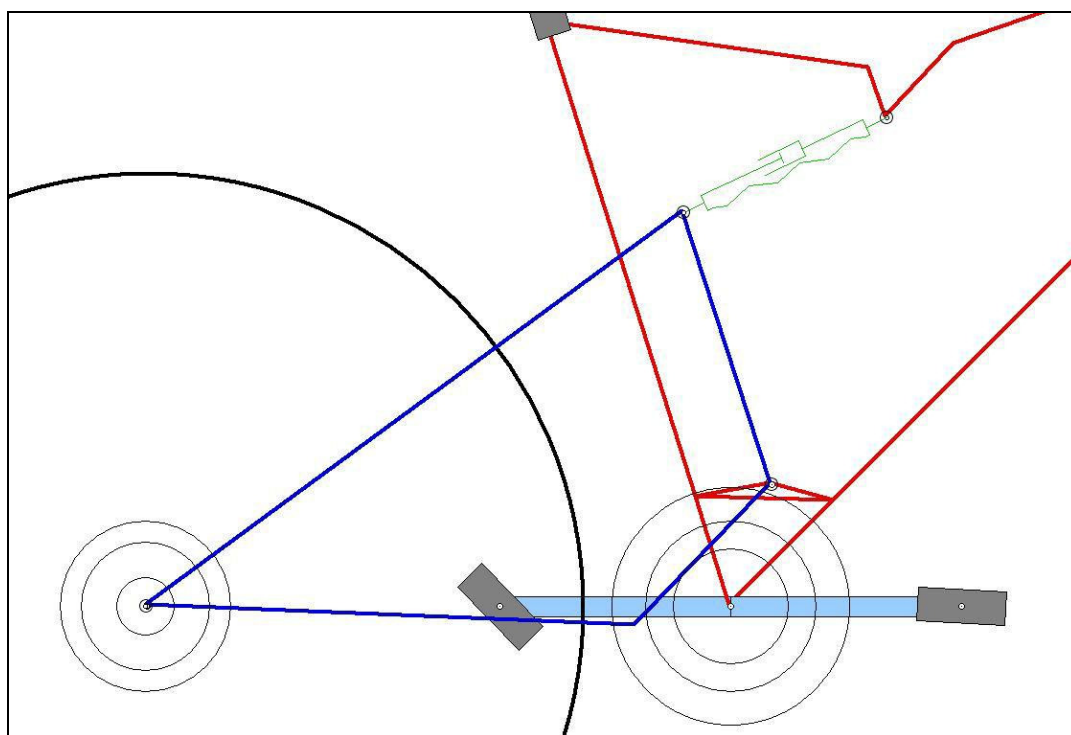
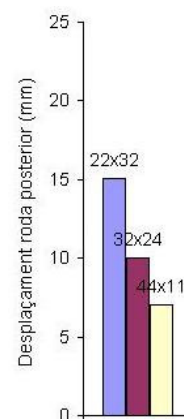


Fig. 43 Basculant amb sistema monopivot

4

Marca: Commencal

Model: Meta 55

Sistema: Monopivot amb bieletes

Recorregut: 140mm.

Modalitat: Enduro

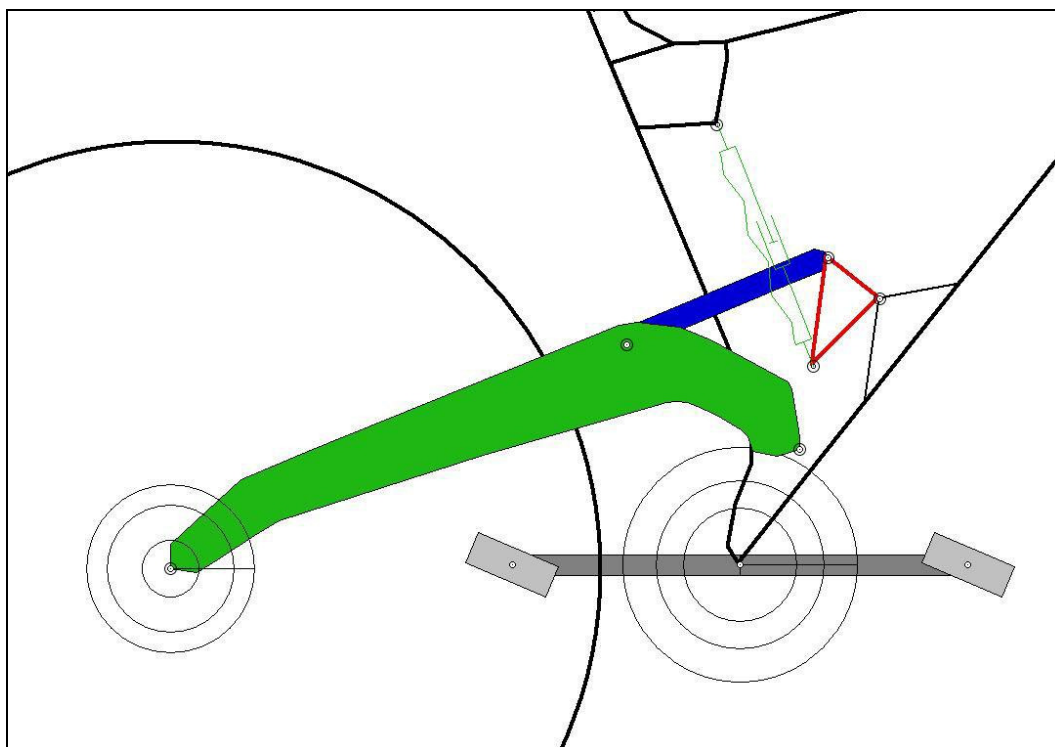
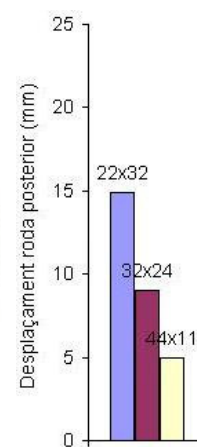


Fig. 44 Basculant amb sistema monopivot amb bieletes

5

Marca: Garyfisher

Model: Hifi carbon PRO

Sistema: Paral·lelogram def. Faux bar

Recorregut: -

Modalitat: Rally

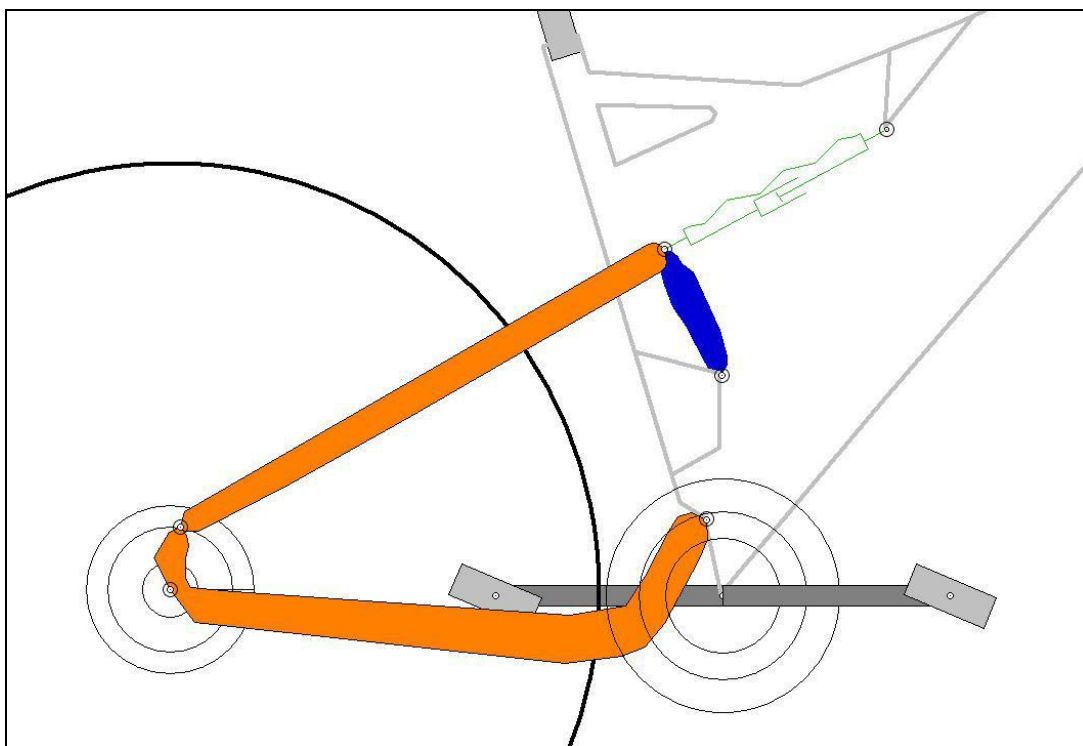
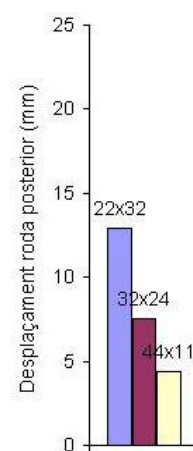


Fig. 45 Basculant amb sistema de paral·lelogram deformable Faux bar

6

Marca: Trek

Model: Fuel ex8

Sistema: Multiarticulat

Recorregut: 120mm.

Modalitat: Enduro

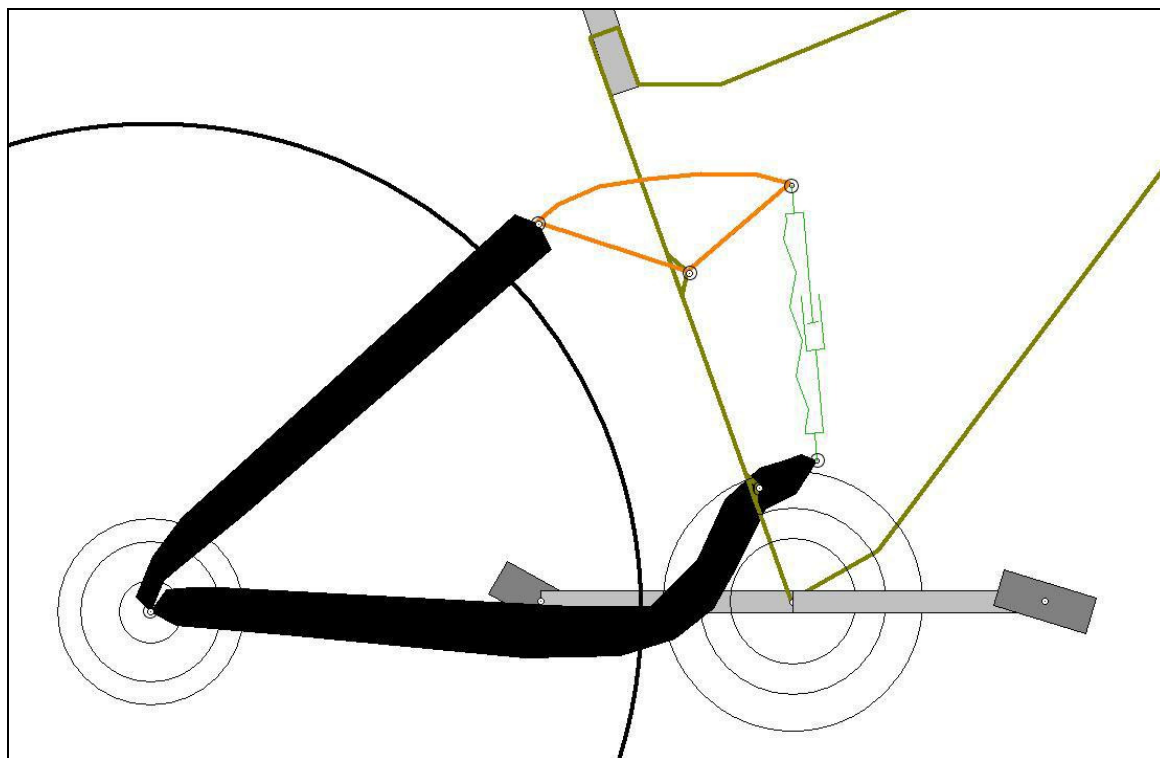
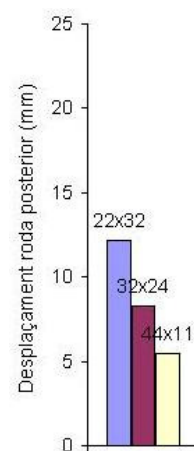


Fig. 46 Basculant amb sistema de paral·lelogram

7

Marca: Specialized

Model: Epic

Sistema: Paral·lelogram def. Horst link

Recorregut: 100mm.

Modalitat: Rally – Marathon

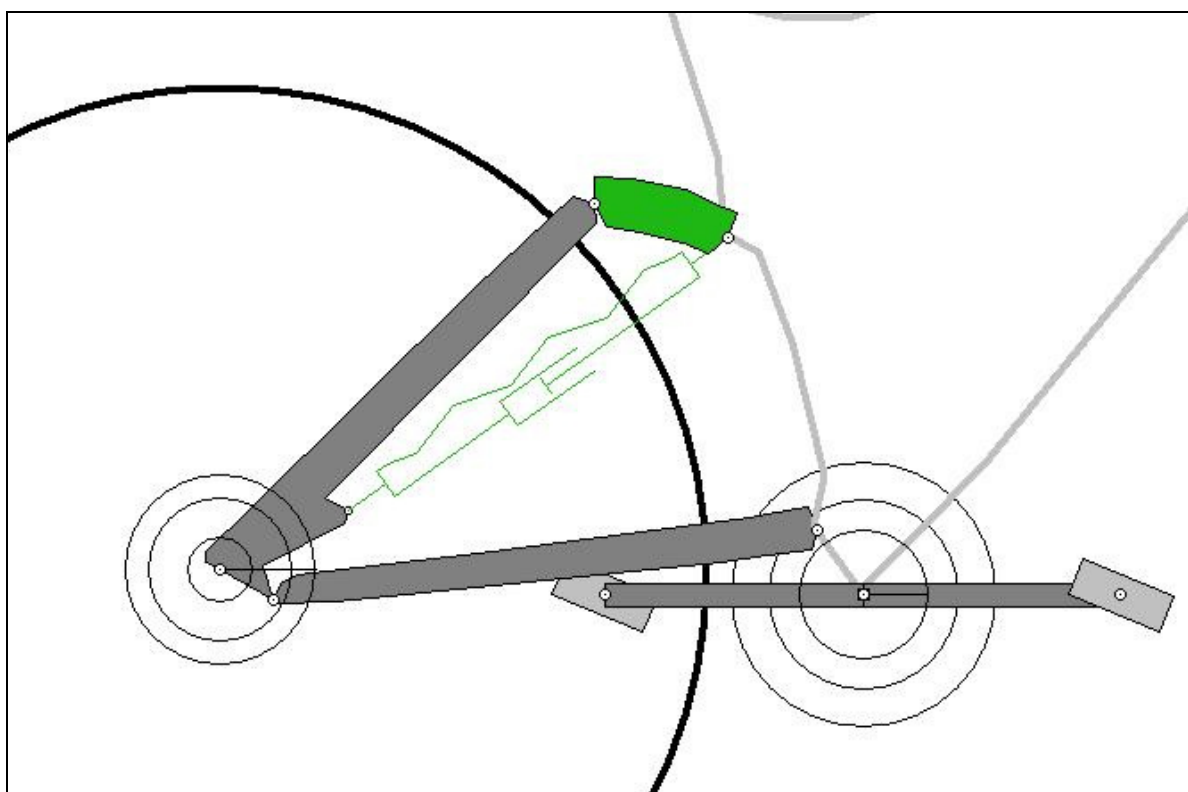
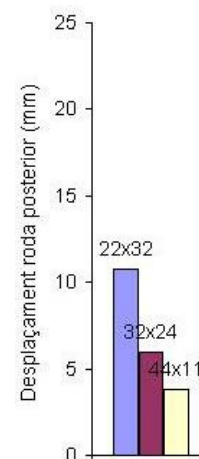


Fig. 47 Basculant amb sistema de paral·lelogram deformable “Horst link”.

8

Marca: Giant

Model: Anthem 0

Sistema: Paral·lelogram bieletes petites

Recorregut: 90mm.

Modalitat: Rally

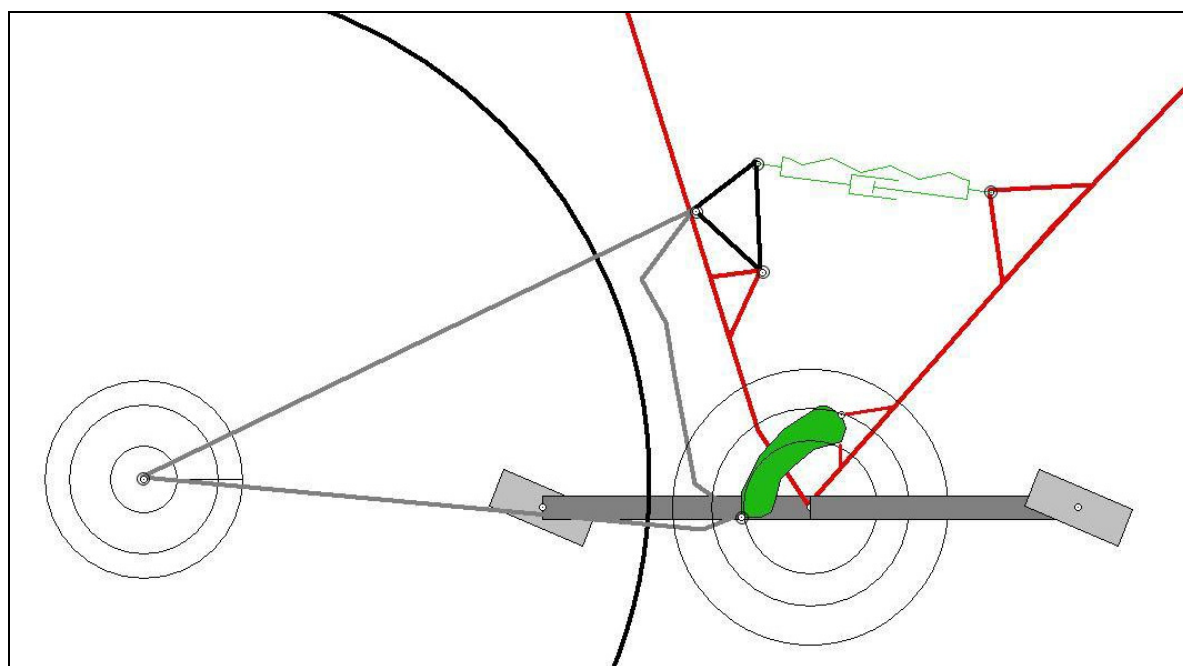


Fig. 48 Basculant amb sistema de bieletes petites

9

Marca: Santa Cruz

Model: Blur XC

Sistema: Paral·lelogram VPP

Recorregut: 115mm.

Modalitat: Rally

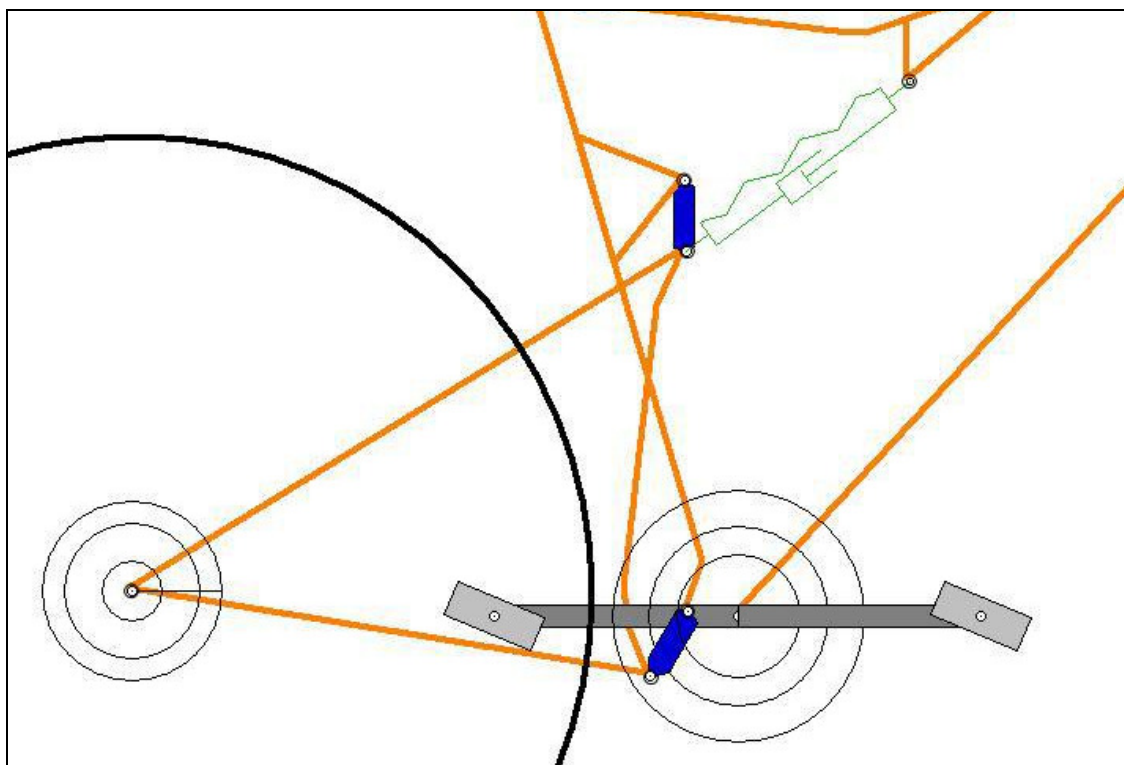


Fig. 49 Basculant amb sistema VPP.

6.2. Resum de desplaçaments

En aquest apartat es mostren els desplaçaments produïts per les rodes de davant i de darrera de tots els models de bici estudiats segons la relació de transmissió portada.

La mesura d’aquests, com ja s’ha esmentat anteriorment, és el recorregut vertical tal com es pot veure a la Figura 50.

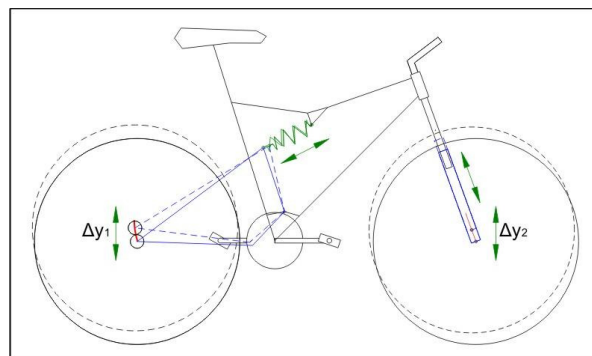


Fig. 50 Mesura dels desplaçaments

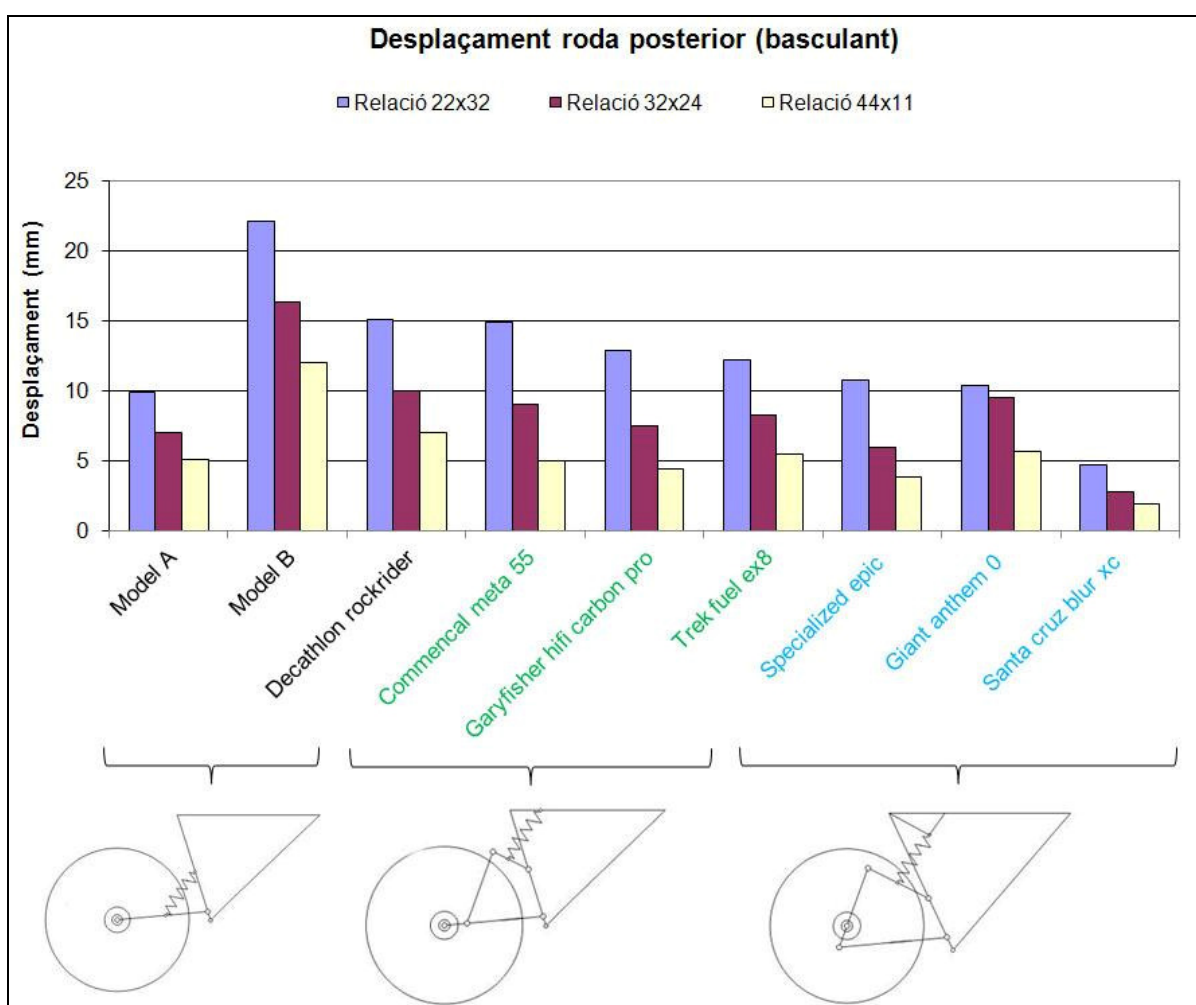


Fig. 51 Desplaçament de la roda posterior pels models estudiats

Com es pot veure a la Figura 51, els models de bici amb menor desplaçaments són els últims de la gràfica, que disposen de sistema de basculant on la roda està articulada al

tirant. Cal esmentar també el model A, que és del tipus de basculant simple amb la característica del pivot de gir situat a l’eix de pedaller, del qual no s’esperava el seu bon comportament. Referent a les bicicletes Decathlon i model B tenen comportaments molt dolents per l’ús d’un basculant simple. En canvi, els que disposen de basculant amb bieletes que canvien el comportament de l’amortidor són una mica millors que els anteriors.

Explicació simple dels valors màxims de la relació de 22x32

En tots els models representats a la Figura 51, es pot comprovar que, la relació de transmissió que produeix major desplaçament i per tant l’activació de l’amortidor més agosarada és la de 22x32. Això, té una explicació molt clara: la tensió de la cadena augmenta a mesura que disminueixen el radi del plats, equació 42.

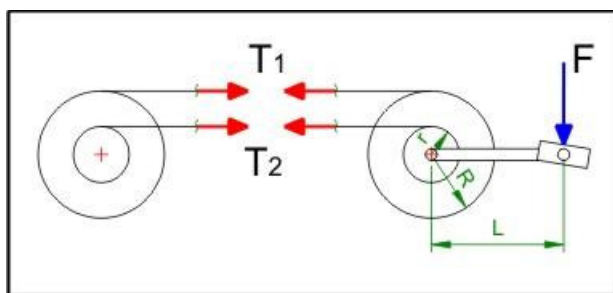


Fig. 52 Tensió de la cadena segons la relació de transmissió

Realitzant un balanç de forces del diagrama de la Figura 52:

$$F \cdot L = T_2 \cdot r = T_1 \cdot R \tag{Eq. 41}$$

$$\frac{T_2}{R} \leq \frac{T_1}{r} \tag{Eq. 42}$$

Pel que fa els desplaçaments de la roda de davant, es representen a la Figura 53.

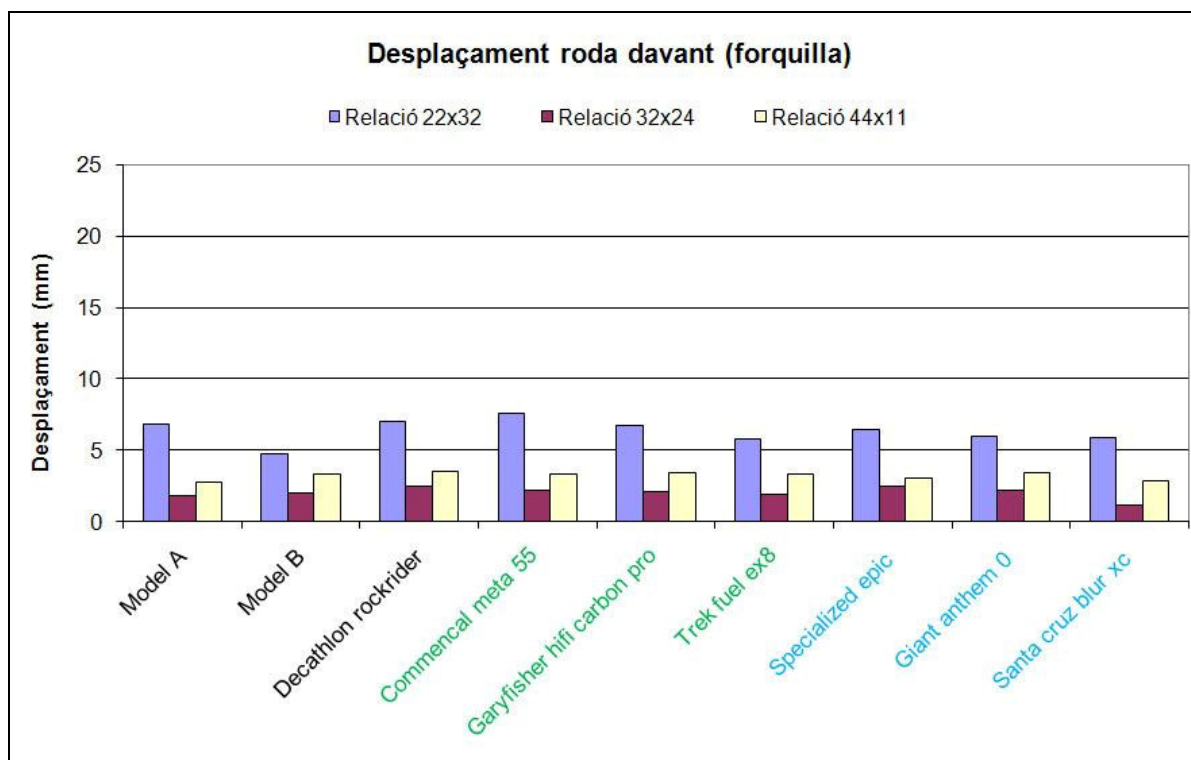


Fig. 53 Desplaçament de la roda de davant pels models estudiats

A la figura 53 es pot apreciar que els desplaçaments produïts a la forquilla són molt menors als del basculant posterior, però existeixen. Solament comentar que, d’una forma general tots es comporten de la mateixa manera per disposar el mateix sistema de suspensió és a dir, una forquilla on l’únic aspecte que pot variar és la seva inclinació per absorbir els obstacles del terreny.

6.3. Energies dissipades

Al llarg d’aquest apartat, es pot veure que les energies es comporten d’una forma proporcional als desplaçaments degut al mètode de càlcul que ja s’ha explicat anteriorment. Primerament es mostren les energies o potències dissipades de cada bici estudiada depenent de la relació de transmissió. Posteriorment, es realitza una nova gràfica on es mostra el percentatge total d’energia dissipada de cada model.

Cal esmentar que pel càlcul d’energies s’han tingut en compte, els desplaçaments produïts pel basculant i els de la forquilla.

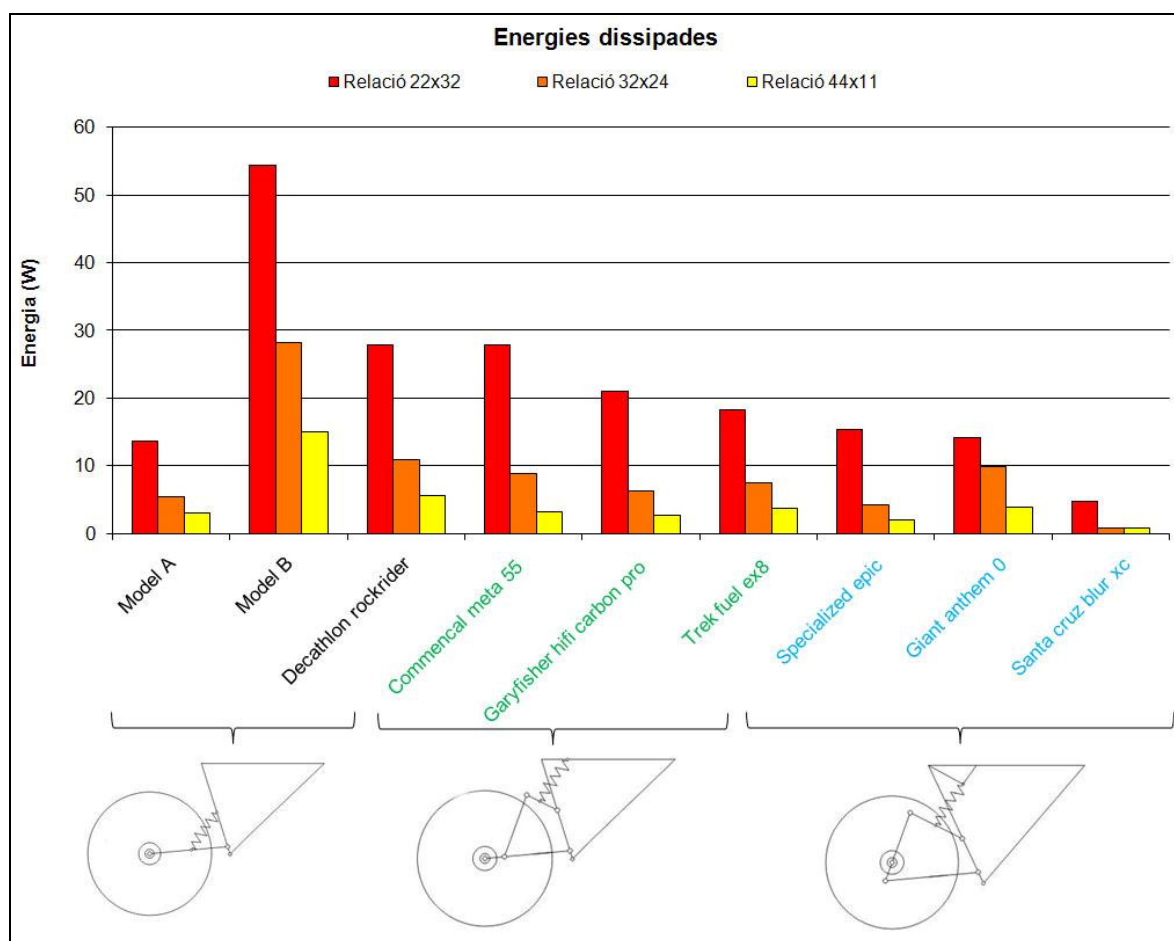


Fig. 54 Energies dissipades dels models estudiats

La Figura 54 mostra a l’eix de les ordenades les energies o potències dissipades expressades en Watts i, a l’eix de les abscisses els diferents models segons la relació de transmissió. Aquesta gràfica permet comparar els models entre ells, però no permet interpretar si l’energia perduda és molta o poca.

Per tant, com que anteriorment s’ha conegut la potència de pedalada al sistema durant un cicle, es pot determinar una nova gràfica que mostri el percentatge d’energia perduda.

La Figura 55 mostra el percentatge d’energia dissipada en els models de bici estudiats.

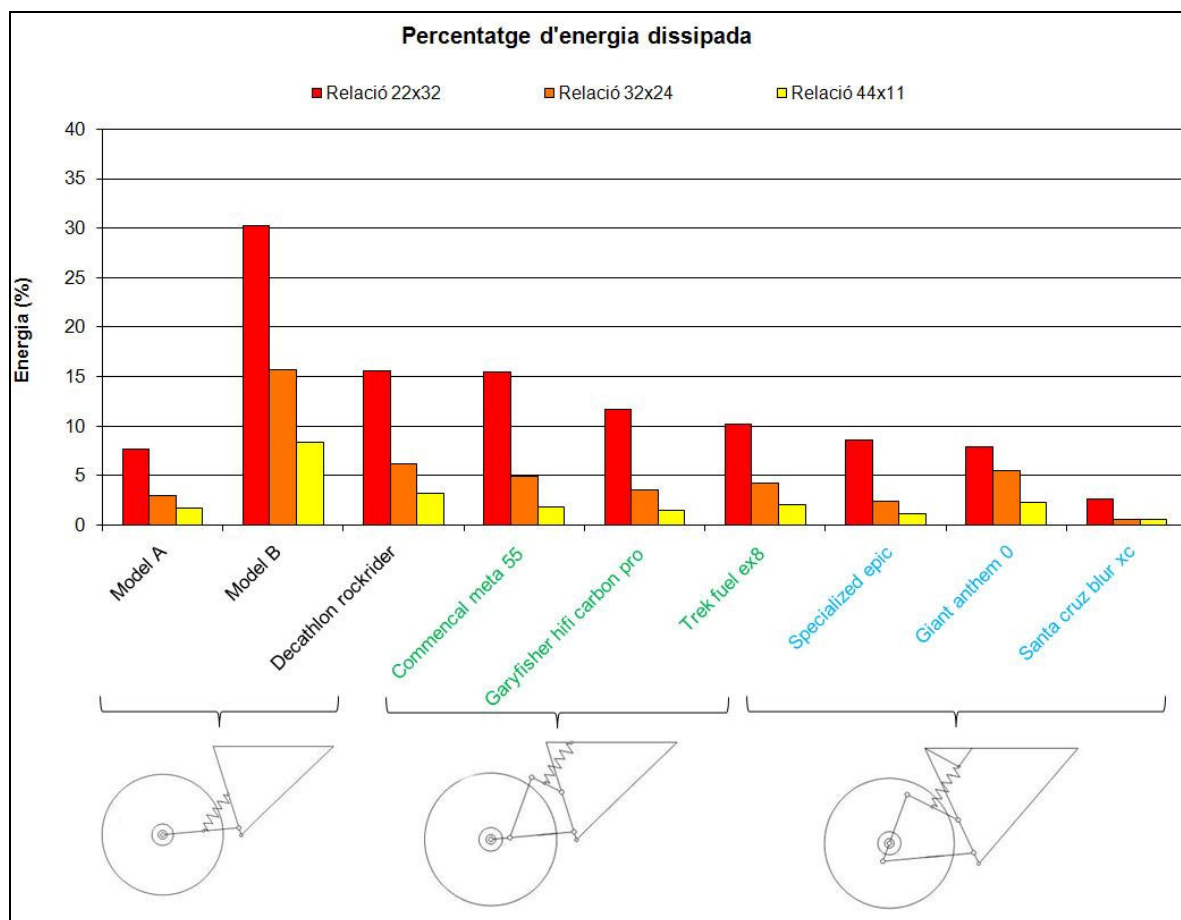


Fig. 55 Percentatge de l’energia dissipada segons el model de bici

Tal com s’aprecia a la Figura 55, la bicicleta que dissipa més energia és el model B, aproximadament un 30% per la relació de 22x32, una xifra molt alta ja que solament s’aprofita un 70% de l’energia aportada. Bicycletes com la Decathlon i Commencal milloren el comportament dissipant gairebé la meitat menys respecte del model B indiferentment de la relació de transmissió portada.

Gary Fisher i Trek dissipen aproximadament el 12% i 10% respectivament en la relació de 22x32. Referent a les altres relacions es comporten molt semblant, del 3-4% per la relació de 32x24 i del 2% per la relació de 44x11.

Specialized, Giant i el model A aporten valors d’energia força baixos entre el 8-9% per relacions de 22x32. Destacar que el model A és un sistema de basculant totalment diferent als de la Giant i Specialized. A més, Giant desmarca sobretot per la relació de 32x24, que aporta un valor d’energia dissipada força alt aproximadament del 5%.

Per últim, de les bicicletes estudiades, la que perd menor energia de pedalada és la Santa Cruz Blur xc. Desmarca sobretot per les relacions de 32x24 i 44x11 dissipant aproximadament el 2% d’energia.

7. POSSIBLES JUSTIFICACIONS DELS RESULTATS

Aquest apartat pretén intentar de justificar, en termes generals, els resultats obtinguts segons certes teories, algunes d’elles extretes de fabricants de bici. L’anàlisi de trajectòries estudiat en aquest apartat ha de servir en un futur per poder ser estudiat més detalladament.

7.1. Anàlisi de trajectòries

L’anàlisi de trajectòries és un mètode per analitzar les característiques de pedalada, frenada i absorció d’obstacles en les bicicletes amb suspensió posterior. L’objectiu és que el lector li permeti determinar els vertaders mèrits de qualsevol disseny de suspensió posterior.

L’anàlisi de trajectòries ha servit per analitzar de forma general la pedalada. La majoria de teories sobre el disseny d’una suspensió posterior intenten buscar el punt exacte en que la suspensió actua independentment de la pedalada. De fet, és gairebé impossible per a qualsevol disseny aconseguir aquest objectiu i si en algun cas gairebé s’aconsegueix, poden sorgir altres problemes associats.

7.1.1. Centre instantani de rotació (CIR)

El CIR o IRC (Instant rotation center) és l’eix de rotació d’un cos on la seva velocitat en aquell instant és nul·la. Es localitza projectant línies a través de les articulacions.

A la Figura 56 es pot veure un quadrilàter articulat que és un dels sistemes més utilitzats en les suspensions posteriors en bicis. Consta de 4 barres unides entre si mitjançant articulacions, una d’elles està fixa i és la que forma la bancada del mecanisme.

El CIR de la barra “a” és el punt A per ser aquest un punt on la seva velocitat és nul·la, el mateix passa a la barra “c”, el seu CIR és el punt D.

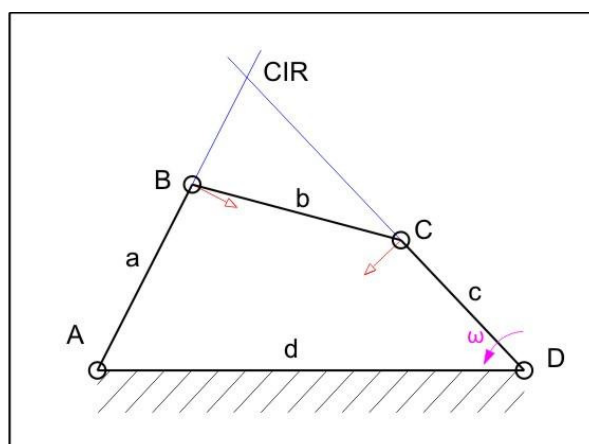


Fig. 56 Quadrilàter articulat

En canvi per determinar el CIR de la barra “b” se sap que aquesta està unida per dos articulacions B i C, si s’allarguen les línies que formen les barres d’aquests punts, la intersecció determina el CIR de la barra “b”.

En una bici on el sistema d’esmorteïment posterior sigui un quadrilàter articulat, el CIR és l’eix de rotació operatiu del basculant en aquell instant. Però aquest, es desplaça per una trajectòria controlada al comprimir-se l’amortidor. A la Figura 57 es pot apreciar la trajectòria del CIR dibuixada en color vermell.

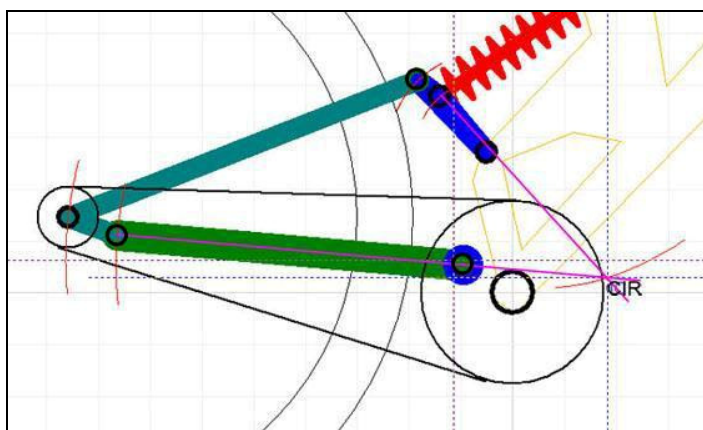


Fig. 57 Trajectòria del CIR en un model de bici

7.1.2. Centre de curvatura o punt flotant (CC)

El centre de curvatura és una tipus de CIR amb la característica que aquest, en la majoria dels casos, roman a la mateixa posició i permet obtenir la trajectòria de la roda. També s’anomena “pivot flotant” ja que certs mecanisme pot desplaçar-se lleugerament al llarg d’una trajectòria.

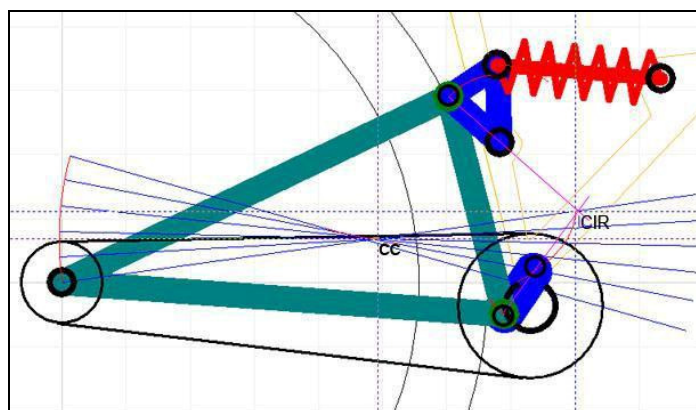


Fig. 58 Centre de curvatura o pivot flotant

El CC determina el centre de gir que segueix l’eix de la roda al llarg de la seva trajectòria i és un punt promig de la suspensió que és molt important pel disseny de la bici. Si es tractés d’un sistema monopivot (on existeix un sol eix), aquest seria el CC i alhora el CIR.

A la Figura 58 es pot veure com es troba el punt CC d’un mecanisme de quadrilàter articulat. Primer de tot cal trobar el CIR en cada posició del tirant i unir l’eix de la roda amb el CIR corresponent. La intersecció de les línies dibuixades amb color blau determina el centre de curvatura de la roda CC.

Aquest punt pot servir per entendre com funciona l’amortidor en qualsevol posició, ja que el mecanisme de basculant equival a una sola barra pivotant al punt CC.

7.1.3. Afectació del CC segons la marca Giant.

La situació del centre de gir de la roda pot tenir molta importància perquè afecta de forma considerable les forces de pedalada. La Figura 59 mostra les posicions del pivot flotant respecte la cadena.

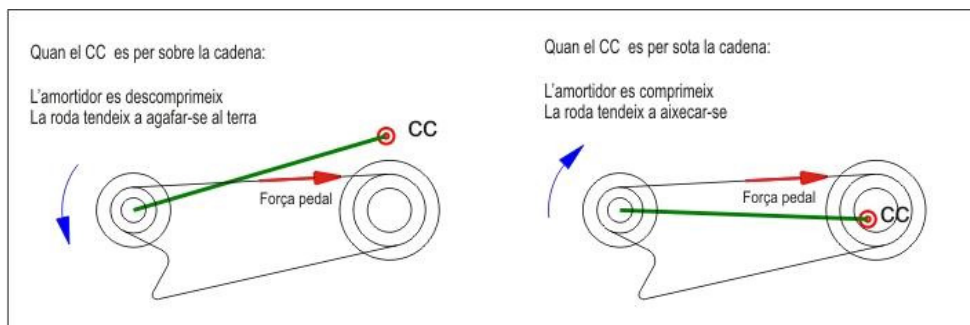


Fig. 59 Posició del pivot flotant o CC respecte la cadena

Si l’eix flotant es situa per sobre de la línia de la cadena, les forces de pedaleig generades provoquen l’extensió de l’amortidor i per consegüent, originen una pèrdua de sensibilitat als sots. En canvi, si es situa per sota, les forces de pedaleig generades provoquen una compressió de l’amortidor, creant així un problema d’oscil·lacions durant el pedaleig i una pèrdua de potència.

Aquesta teoria, que afirma la marca Giant no és del tot certa, perquè a part de la tensió de la cadena intervien altres forces com és ara la de tracció amb el terra. La força de la cadena no pot existir mai sola.

7.2. Situació del CIR i CC dels models estudiats

1. Bici model A

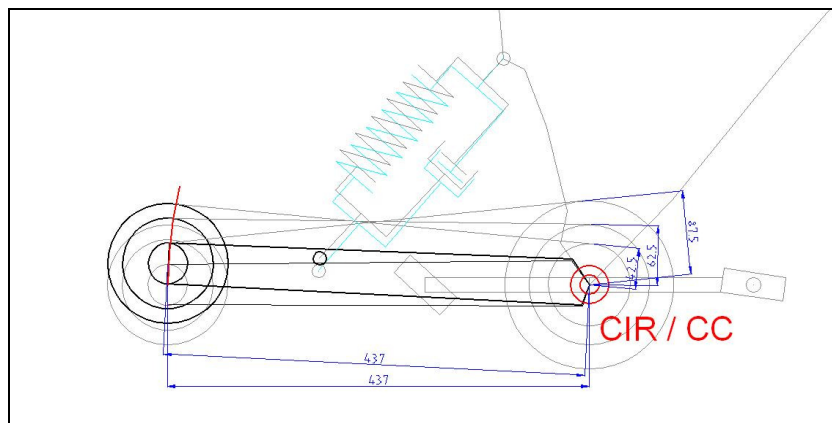


Fig. 60 Situació del CIR/CC en la Bici model A

A la Figura 60 s’aprecia que el centre instantani de rotació CIR i el centre de curvatura CC coincideixen. La trajectòria de la roda és totalment concèntrica a l’eix dels plats, eliminant els allargaments de la cadena que es produeixen en moltes bicis. A més, les disposicions de la cadena queden per sobre el punt CC.

2. Bici model B

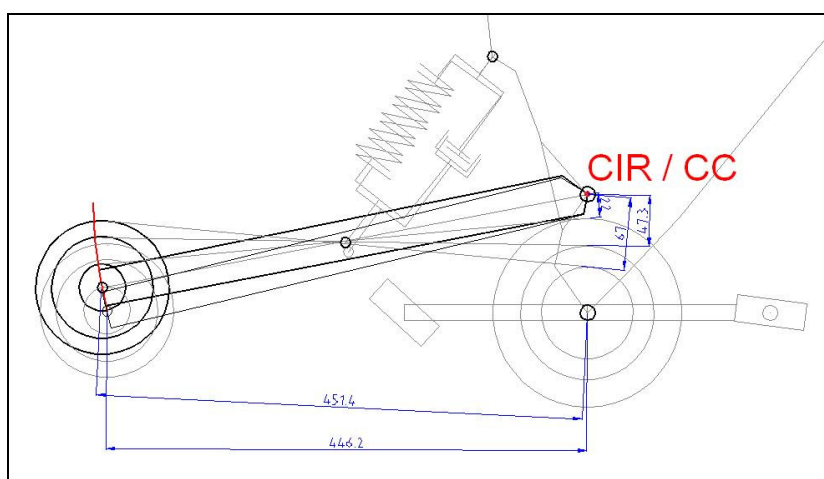


Fig. 61 Situació del CIR/CC en la Bici model B

A la Figura 61 es pot veure el mateix sistema de basculant que l’anterior, amb la diferència que el CIR/CC està situat per sobre les línies de la cadena. Aquesta disposició del basculant no concèntrica a l’eix dels plats provoca allargaments considerables de la cadena.

3. Decathlon rockrider 6.0 FS

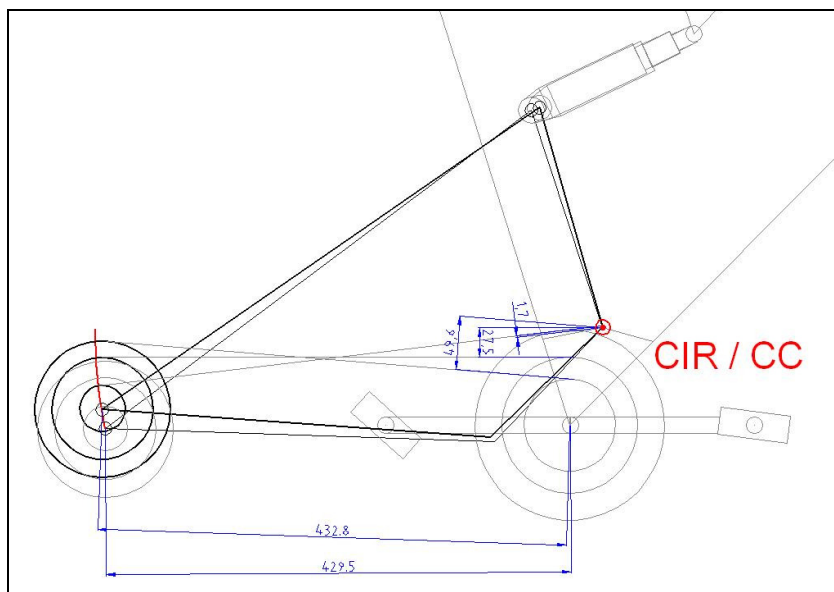


Fig. 62 Situació del CIR/CC en una Decathlon rockrider 6.0 Fs

A la Figura 62 es pot veure també un sistema del tipus monopivot on el CIR/CC es situen més a prop de l’eix dels plats i per davant de l’eix de pedalier. Aquesta situació, com ja es veurà té un millor comportament enfront de les forces de pedalada.

4. Commencal meta 55

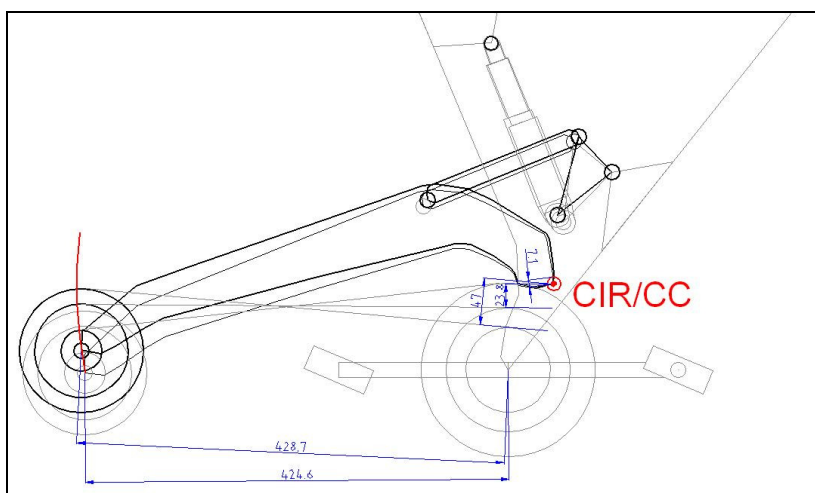


Fig. 63 Situació del CIR/CC en una Commencal meta 55

A la Figura 63 es mostra un sistema monopivot molt semblant al de la Figura 62 amb la diferència que aquest utilitza un conjunt de bieletes que milloren l’accionament de l’amortidor.

5. Gary Fisher Hifi carbon

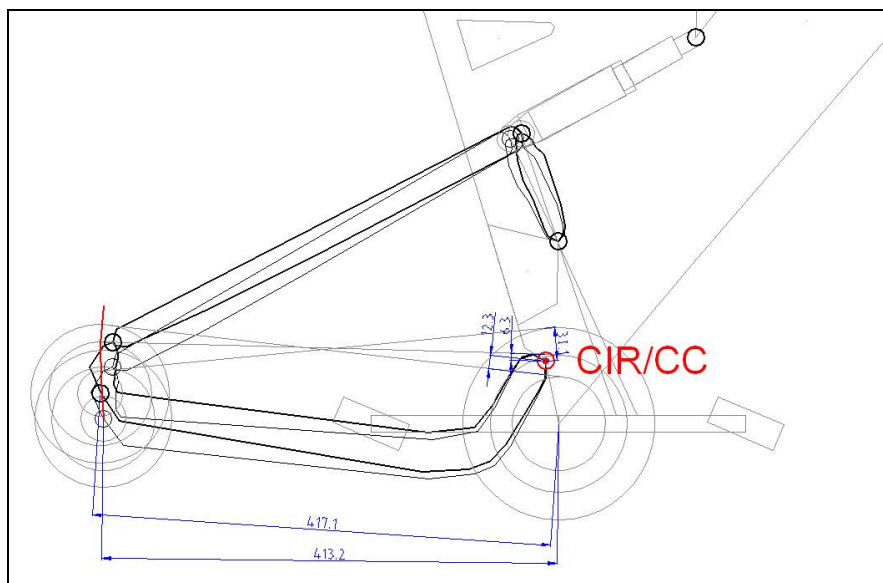


Fig. 64 Situació del CIR/CC en una Gary Fisher Hifi carbon

El sistema utilitzat de paral·lelogram de la Figura 64, és del tipus Faux bar (semblant a un sistema monopivot) aconseguint una situació del CIR/CC a la part mitjana dels plats.

6. Trek fuel ex8

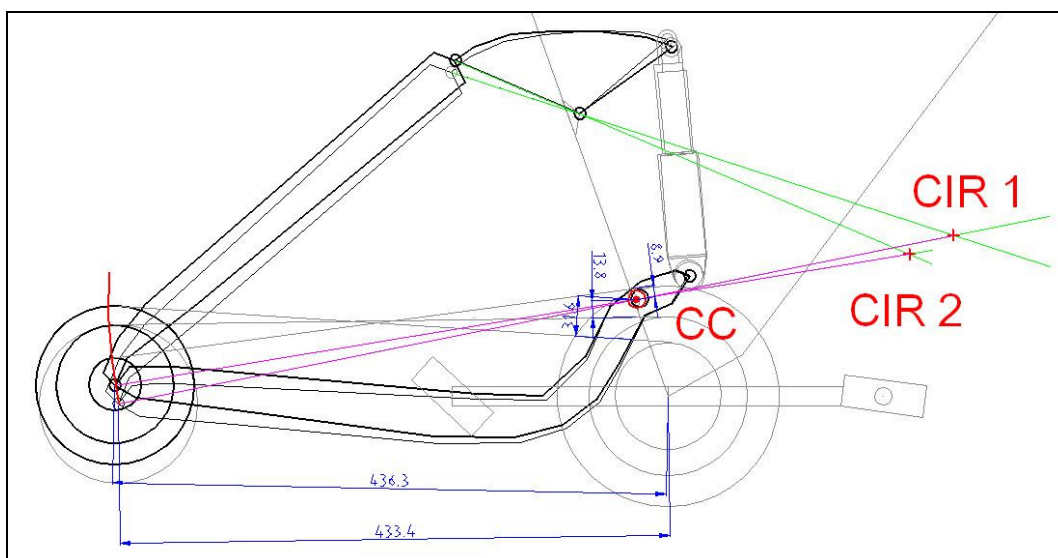


Fig. 65 Situació del CIR/CC en una Trek fuel ex8

El sistema de basculant de la Figura 65 es caracteritza perquè l’articulació de la baina i el tirant coincideixen amb el centre de la roda. El seu comportament és el semblant a un sistema monopivot amb el punt CC més pròxim als plats i a la cadena.

7. Specialized epic

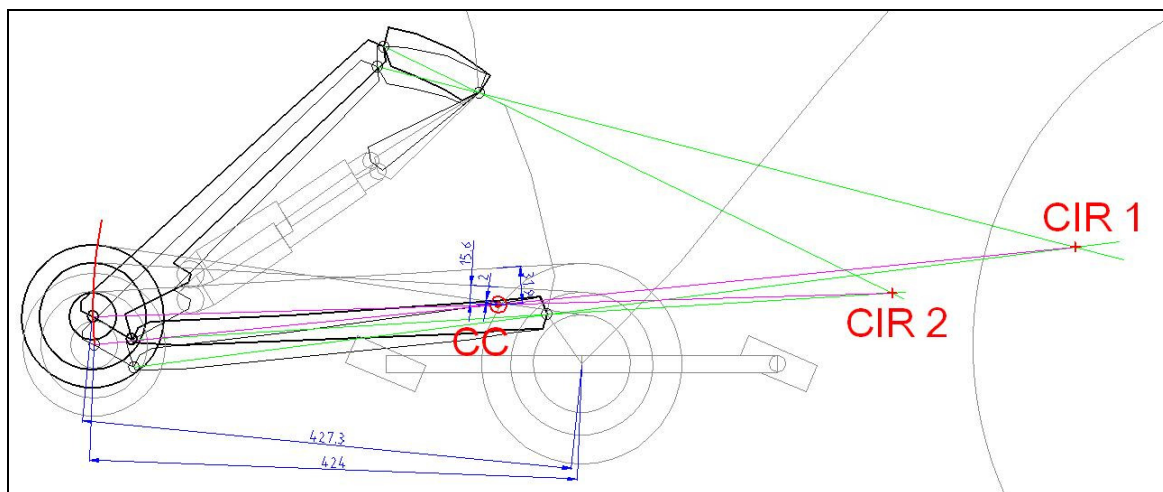


Fig. 66 Situació del CIR/CC en una Specialized epic

La Figura 66 mostra un sistema de paral·lelogram tipus “Horst link”. La trajectòria que formaria el CIR és major a la de la Figura 65 i més allunyada de l’eix dels plats. Per altre banda la situació del punt CC, és a prop de les línies que forma la cadena i a tocar als plats.

8. Giant anthem 0

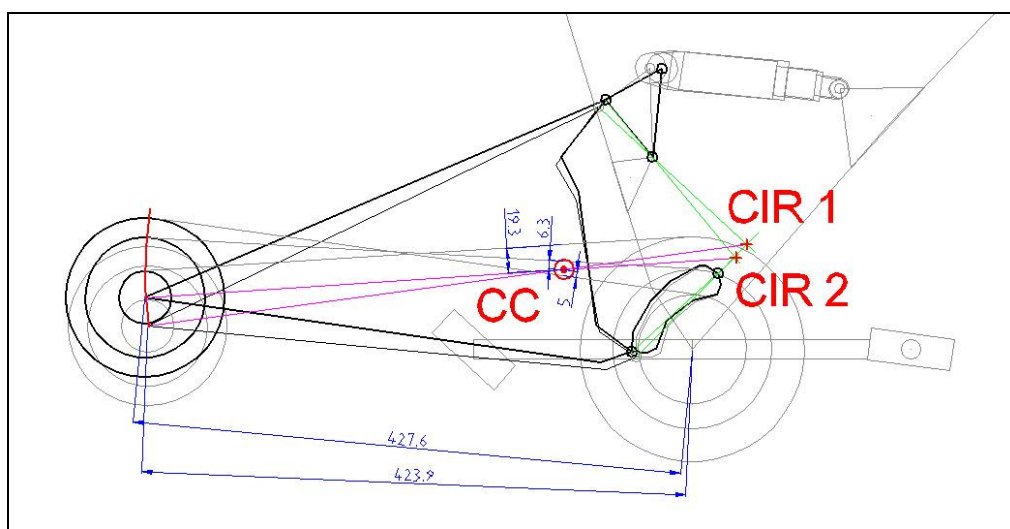


Fig. 67 Situació del CIR/CC en una Giant anthem 0

Aquest model de bici, utilitza un sistema de basculant amb bieletes petites que giren en el mateix sentit. A la Figura 67 es pot veure que el CIR segueix una trajectòria molt més petita que els anteriors models. La disposició del punt CC recau d’una forma aproximada entre les línies de la cadena i una mica allunyada dels plats.

9. Santa Cruz blur xc

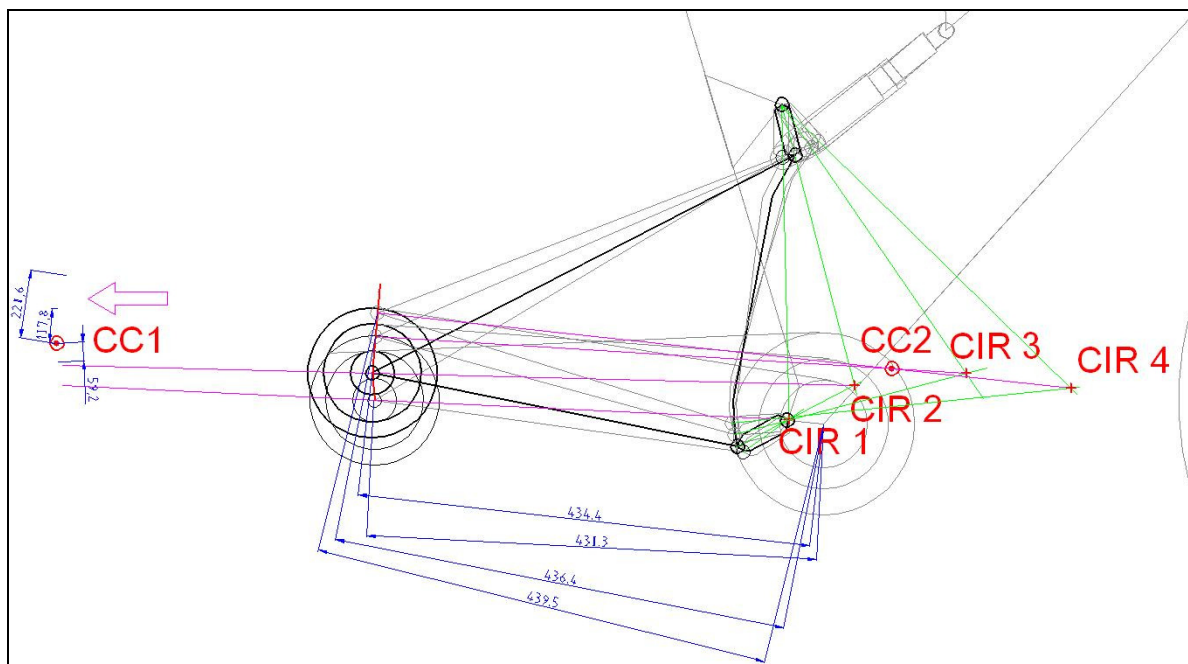


Fig. 68 Situació del CIR/CC en una Santa Cruz Blur xc

Tal com es pot veure a la Figura 68 el model de bici Santa Cruz blur utilitza un sistema de basculant de paral·lelogram VPP. Gràcies aquest gràfic es pot saber que la trajectòria de la roda posterior és gairebé vertical i a més, en forma de “S”, totalment diferent als altres models. No es pot apreciar gaire la forma de “S” però sí la disposició dels dos CC, durant el desplaçament del basculant. Quan la suspensió està comprimida aproximadament uns 20mm, una quantitat de SAG força habitual, el radi de curvatura és molt gran i la situació del seu centre CC1 és gairebé a l’infinit, produint una corba gairebé vertical. Seguidament, si s’analitza la seva trajectòria al llarg de la compressió de l’amortidor el centre de curvatura canvia de lloc adoptant una posició per davant de l’eix de pedaller (CC2) no fixa, similar als altres disseny monopivot.

7.3. Gràfiques de linealitat entre els models

L’objectiu d’aquest apartat és buscar una teoria que expliqui, d’una forma general, els resultats obtinguts.

Per comprovar-ho, es poden representar tots els valors de desplaçament de la roda posterior, amb les distàncies del punt CC (centre de curvatura o pivot del basculant) per a cada relació de transmissió.

Però, la distància entre el punt CC i la cadena mostrat en les Figures de l’apartat 7.2, no és un valor del tot correcte. Si s’analiza el problema, tal com s’aprecia a la Figura 69, existeixen dues forces de forma aproximada que intervenen en el desplaçament del basculant: la tensió de la cadena i la força de tracció amb el terra. Les dues es poden traslladar a l’eix del basculant i de forma aproximada com a un sol vector. Existeixen dos casos depenen si el punt CC queda per sota la cadena o per sobre.

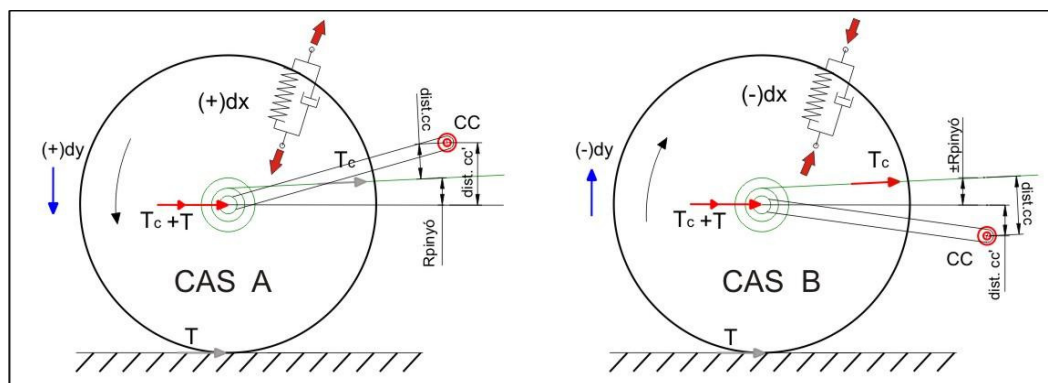


Fig. 69 Valors dist. cc i dist. cc'.

Els valors d’una forma aproximada per a cada cas són els següents:

Cas A:

$$dist.cc' = dist.cc + R_{pinyó} \tag{Eq. 43}$$

El valor obtingut haurà de tenir signe (+) perquè el moviment del basculant provoca l’extensió de l’amortidor i el desplaçament de la roda (dy) tindrà el mateix signe.

Cas B:

$$dist.cc' = dist.cc - R_{pinyó} \tag{Eq. 44}$$

El valor obtingut haurà de tenir signe (-) perquè el moviment del basculant provoca la compressió de l’amortidor i el desplaçament de la roda (dy) tindrà el mateix signe.

A partir dels valors trobats, es poden realitzar les gràfiques de la Figura 70 i 71. A l’eix de les ordenades, es mostra el desplaçament de l’eix de la roda de darrera per diferents relacions de transmissió: 22x32, 32x24 i 44x11, que són els tres punts representatius de cada model. Pel que fa a l’eix de les abscisses es mostren les distàncies del punt CC: dist.cc o dist.cc’ depenent de les Figures 70 o 71.

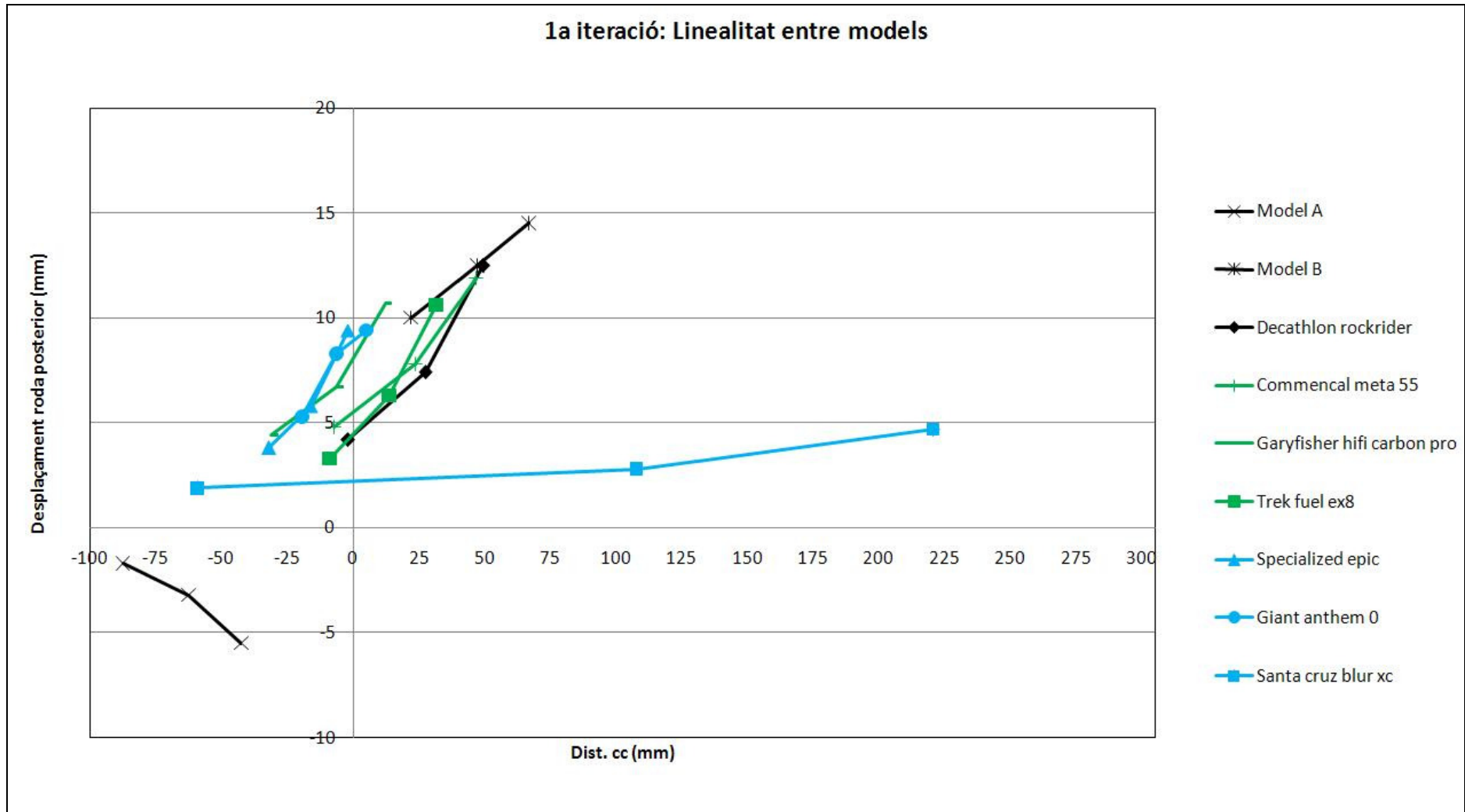


Fig. 70 1era iteració: linealitat entre els models estudiats

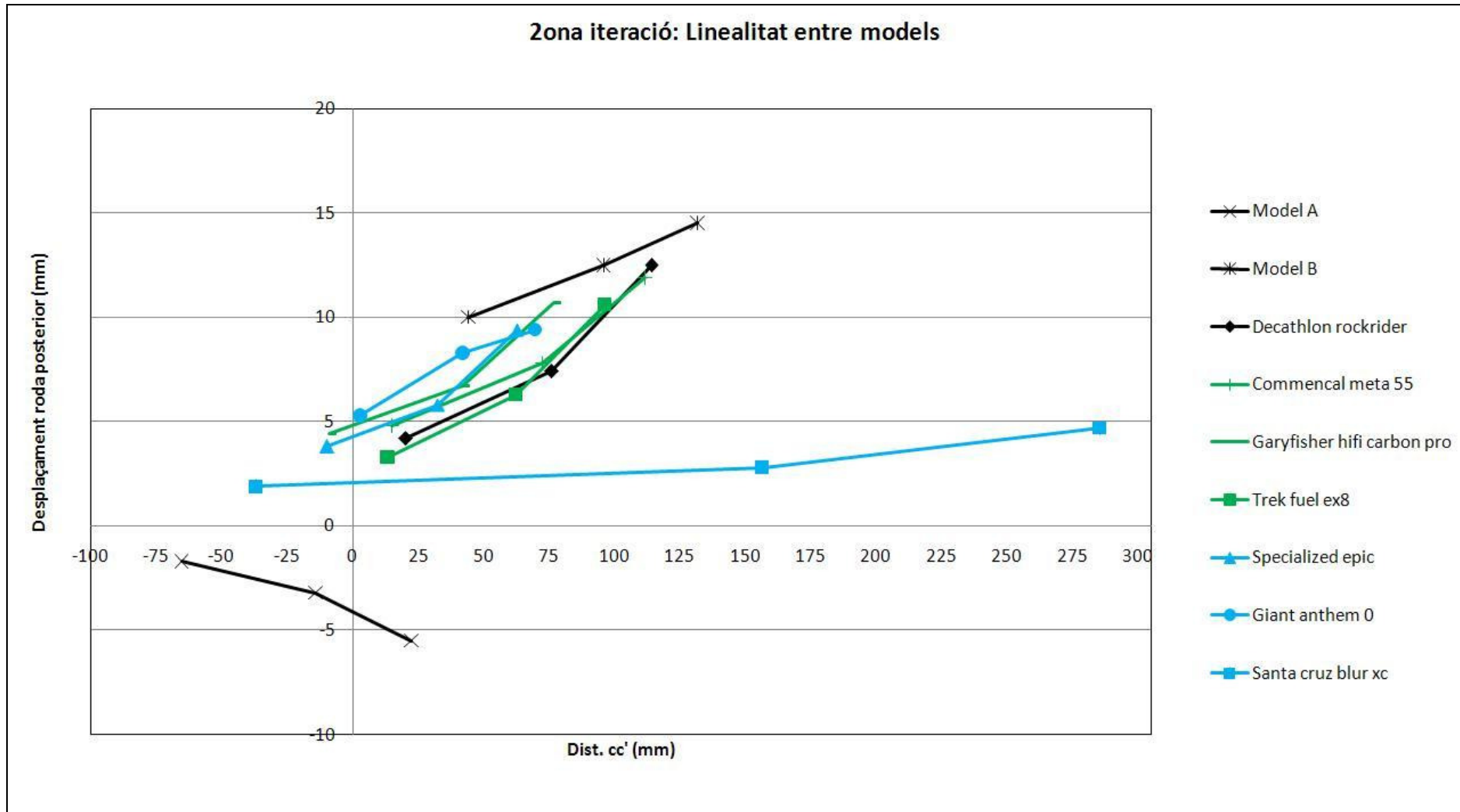


Fig. 71 Zona iteració: linealitat entre els models estudiats

La Figura 71 mostra els resultats corregits de la distància CC. Es pot apreciar que la majoria d’elles segueixen una mateixa teoria, excepte dues que es desmarquen totalment de les altres.

Les bicis que es comporten d’una forma més lineal formen un núvol de punts gairebé proporcional als eixos principals del sistema de referència. Totes elles disposen de sistema de basculant posterior diferent però amb una mateixa característica: el punt CC es defineix com a un punt que roman gairebé fix i a prop de la cadena o dels plats de l’eix de pedalier. A més, la disposició d’aquest punt, generalment és per sobre la cadena o entremig, tal i com es pot veure a les Figures de l’apartat 7.2.

Pel que fa a la bici model A semblaria que és una bici que proporciona desplaçaments de la roda molt petits però es comporta de forma inversa a les bicis que formen el núvol de punts. La situació del punt CC, és sempre per sota de la cadena tal i com es pot veure a la Figura 60. Aquesta situació, produeix desplaçaments de la roda negatius i la compressió de l’amortidor. Possiblement la disposició del basculant gairebé paral·lel a les cadenes es deu al seu poc desplaçament, de totes maneres, caldria fer-ne un estudi més exhaustiu d’aquest model.

Per acabar, el model de bici Santa Cruz blur xc es caracteritza per tenir valors dist. cc molt separats entre ells i el seu comportament no és gens proporcional. El seu sistema de basculant de tipus de paral·lelogram VPP, provoca una trajectòria de la roda posterior gairebé vertical amb un centre de curvatura gairebé a l’infinit produint valors de desplaçament positius i molt menors. Aquesta variació del punt CC caldria ser estudiada amb més profunditat.

8. CONCLUSIONS

Com s’haurà pogut comprovar durant al transcurs d’aquest projecte, un objecte tant quotidià com una bicicleta, és bastant complex. En qualsevol vehicle intervenen tres mòduls: motor, transmissió i suspensió, que són totalment independents els uns amb els altres i poden ser estudiats separatament. En canvi en una bicicleta, la força que s’exerceix als pedals (motor), es transmet per la transmissió i afecta al sistema de suspensió posterior. Per tant, són tres elements que interaccionen entre ells i no poden ser estudiats separatament.

Sens dubte, la conclusió més interessant que es desprèn d’aquest projecte, és l’existència d’un mètode de càlcul capaç de simular un mecanisme de basculant posterior durant el cicle de pedalada i fins i tot, per diferents relacions de transmissió. Amb les modificacions pertinents, es podrien arribar a simular els sistemes que incorporen l’eix de pedalier al basculant i mecanismes que utilitzen barres flexibles, d’aquesta manera seria aplicable per a qualsevol bicicleta.

Tot i que el programa utilitzat va quedar limitat per realitzar una simulació dinàmica, és suficient la realització de casos estàtics, donat que els períodes de pedalada són relativament baixos i els resultats que s’obtenen són bons.

A més, s’ha comprovat que els amortidors poden influir molt en el mecanismes de basculant, en el projecte s’ha tingut en compte un comportament lineal tan per part de la molla com de l’esmorteïdor, fet que caldria realitzar un estudi més detallat dels seus comportaments per així, posteriorment poder-los utilitzar en el sistema de càlcul creat.

Per completar més el projecte i, intentar de justificar els resultats dels desplaçaments obtinguts, s’ha realitzat l’apartat 7. Aquest mostra un estudi generalitzat de trajectòries i centres instantanis de rotació, on s’ha arribat la conclusió que no tots els dissenys segueixen una mateixa teoria.

Si hom es fixa ens els models de bicicleta que existeixen al mercat, pot comprovar que cap fabricant coincideix amb un sistema de suspensió en concret, que permeti aïllar totalment les forces de pedalada amb el sistema de suspensió. Amb això vull dir, que tots apliquen les seves teories però cap, permet solucionar completament el problema i en la majoria de vegades som víctimes del màrqueting enganyós.

El sistema de càlcul realitzat en el present projecte és un camí cap a l’estudi més detallat dels sistemes de basculants posteriors en bicis.

Girona, 19 de juny de 2008

9. RELACIÓ DE DOCUMENTS

El projecte consta de la següent relació de documents:

Document 1: Memòria i annexes.

Annex A: Tipologies de basculants posteriors en bicis.

Annex B: Càlculs.

Annex C: Base de càlcul mitjançant MATLAB.

Document 2: Pressupost.

10. BIBLIOGRAFIA

Abbot, Allan V. & Wilson, David, Gordon. Human powered vehicles. Human kinetics publisher. Juliol 1995.

Dilavore, Philip. The Bicycle: A module on force, work, and Energy. Softcover, Amer Assn of Physics Teachers, ISBN 0917853695 (0-917853-69-5).

Kronisch, Robert L. The Physician and sportsmedicine – vol 26 – no.3. How to fit a mountain bike (<http://www.physsportsmed.com/issues/1998/03mar/kronpa.htm>) març 1998.

Wilson, David, Gordon. Bicycling Science. Mit Press. 3era edició. Abril 2004

11. AGRAÏMENTS

Aquest projecte culmina 3 anys de dur estudi i sacrifici, i no voldria acabar aquesta memòria sense recordar a totes aquelles persones que d’una forma o altra m’han ajudat en la consecució d’aquest projecte.

En primer lloc, vull agrair molt especialment al meu tutor Lluís Ripoll i Masferrer per haver-me guiat i ajudat durant la realització d’aquest projecte, i també per haver suportat la meua impaciència.

D’altra banda vull agrair a tots aquells amics i companys d’universitat que en algun moment o altre s’han creuat en el meu camí (o jo m’he creuat en el seu) durant aquest últim any. No us puc enumerar a tots però de ben segur que ja sabeu a qui em refereixo.

Finalment vull agrair a la meua família, per haver suportat el meu mal geni, les meves histèries i nervis. Gràcies per estar al meu costat i espero poder-vos compensar algun dia de tots els mals moments que us he fet passar.

Girona, 19 de juny de 2008

ANNEX A: TIPOLOGIES DE BASCULANTS POSTERIORIS EN BICIS.

A.1. Sistemes monopivot.

Un sistema del tipus monopivot es caracteritza per tenir un sol punt de gir o punt d’articulació del basculant respecte el quadre de la bici. Normalment, aquest sol estar situat per sobre i per davant de l’eix de pedalier.

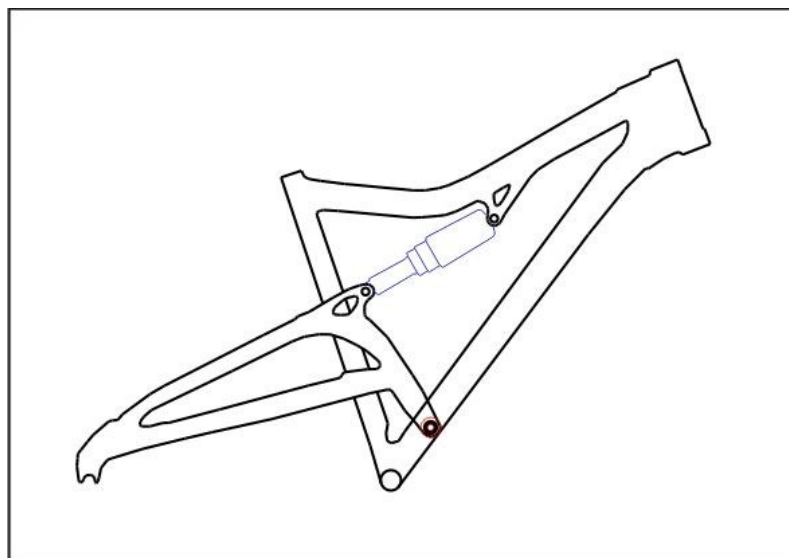


Fig. 72 Sistema monopivot

El basculant sol ser de tipus multitubular formant un o varis triangles. Aquest sistema va ser utilitzat en el primer model creat a finals dels anys 80. En aquells anys n’era el majoritari i el més efectiu per la seva senzillesa i per la seva semblança amb els sistemes emprats en el MotoCross del qual derivava. Actualment no ha deixat de ser fabricat i manté una gran quota de mercat per la seva senzillesa de funcionament i fabricació. Cal esmentar també que han sorgit sistemes monopivot evolucionats els quals es sol combinar alguna bieleta per millorar la progressivitat de l’amortidor o bé augmentar la rigidesa lateral del basculant.

El seu funcionament és molt simple, el basculant gira entorn d’un punt que fa de pivot de gir i a més l’estructura del basculant acciona l’amortidor. Però cal esmentar, que té un petit inconvenient, el punt de gir i l’eix de pedalier no coincideixen. La trajectòria que descriu la roda no forma el mateix arc respecte el centre de gir de la cadena i per tant es produeixen variacions de longitud de cadena. És un fenomen desagradable en impactes forts i és molt molest quan estem pedalant i al mateix temps es produeixen impactes petits i consecutius.

Aquest efecte es podria minimitzar acostant el pivot de gir a l’eix dels plats, això minimitzaria la variació de distància però el problema és la manca d’espai. Al estar format per multibubs

soldats de diàmetres considerables, a més del muntatge dels plats i el desviador, impossibiliten en part, la situació d’aquest lloc. Per tant, l’única posició i la més usada es per davant i per sobre l’eix de pedalier.

Actualment les marques que usen sistemes monopivot són Cannondale, Ellsworth, Decathlon, Orange, Santa Cruz... normalment destinat a un ús de enduro, descens i freeride i en casos com Decathlon a un ús més de rally o cross country.

Monopivot amb bieletes

Deriven de les monopivot normals, però aquestes es caracteritzen per l’ús de bieletes. Aquestes són les que accionen l’amortidor, i el seu ús és per millorar la seva progressivitat.

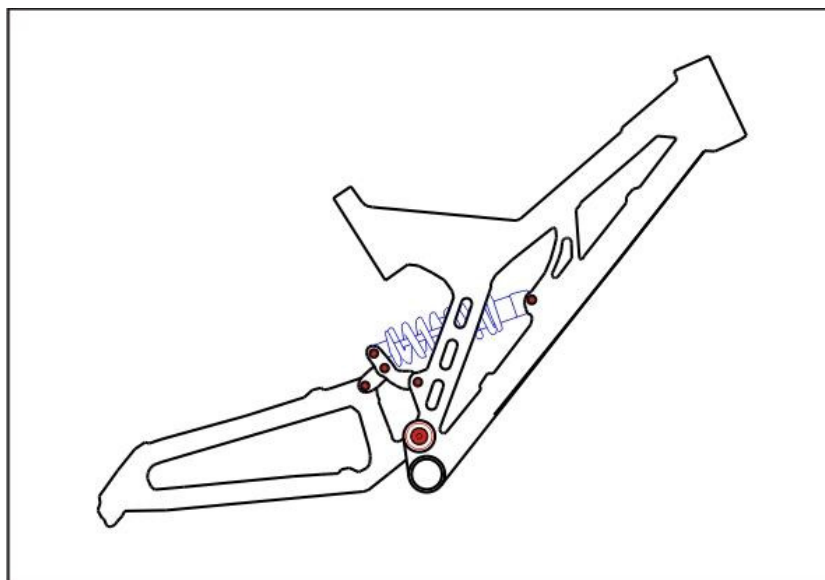


Fig. 73 Sistema monopivot amb bieletes

Aquest sistema s'utilitza molt en bicicletes de descens perquè combina molt bé la rigidesa dels basculants monopivot i gràcies a les bieletes l'amortidor té una gran progressivitat.

Utilitzen aquest sistema marques com Commencal, Rocky mountain i Turner.

Cal esmentar que en alguns casos marques com Foes, utilitzen les bieletes però no per millorar la progressivitat sinó per augmentar la rigidesa lateral del basculant.

A.2. Sistemes de paral·lelogram deformable.

Els sistemes de paral·lelogram són els més utilitzats actualment, i es caracteritzen pel seu bon funcionament però també per a seva complexitat mecànica.

Un sistema de paral·lelogram deformable és un quadrilàter articulat que el formen quatre peces fonamentals: les vaines, les bieletes, els tirants i per últim el quadre, que seria la bancada del mecanisme.

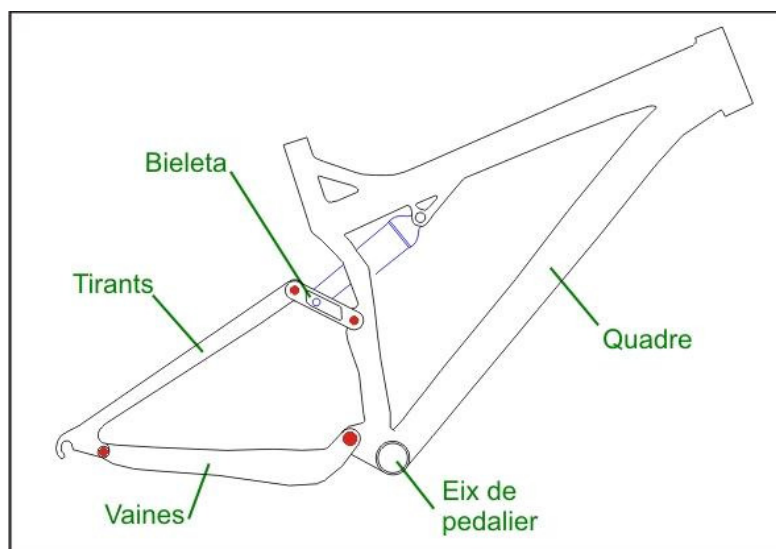


Fig. 74 Elements d'uns sistema de suspensió de paral·lelogram deformable

Aquest sistema va aparèixer immediatament després dels sistemes monopivot, per poder resoldre en gran part els seus inconvenients i aconseguir trajectòries de la roda més concèntriques a l'eix de pedalier, així com millor el comportament de l'amortidor.

D'aquest sistema n'existeixen diferents variants, la seva classificació he cregut fer-la de forma genèrica ja que normalment cada fabricant hi posa els seus noms, però tots es basen en la classificació següent:

- Tipus “Faux bar”
- Tipus “Horst link”
- Sistemes de dos bieletes i VPP

➤ Tipus “Faux bar”

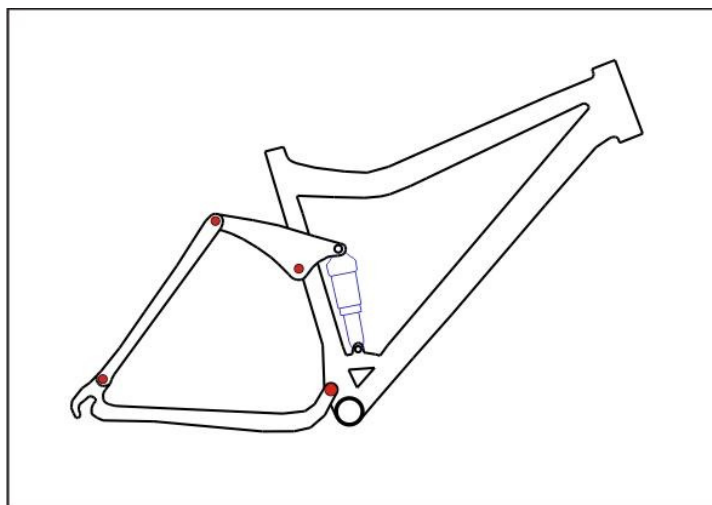


Fig. 75 Suspensió “Faux bar”

La seva característica principal és que l’eix de la roda va anclat a les baines. En realitat aquest sistema és comparable amb els sistemes monopivot, donat que el punt relatiu de gir de la roda es manté fix en un sol punt. Cal esmentar però, que no té res a veure amb els sistemes monopivot ja que hi ha tants aspectes que el fan diferent, com és ara la grandària de les barres, la disposició, el comportament...

El seu funcionament és mitjançant barres que treballen a tracció - compressió permeten eliminar elements sotmesos a flexió. També té com avantatge que el pivot principal de gir pot ser articulat just per darrera l’eix de pedalier i així poder accionar l’amortidor de forma més controlada mitjançant bieletes multiplicadores o desmultiplicadores.

La posició de l’amortidor en els models de “Faux bar” varia en funció de cada marca però les dos formes més habituals són paral·lel al tub del seient, o situat horitzontalment al tub superior, segons d’una forma o de l’altre s’aconsegueix canviar la progressivitat de l’amortidor.

El seu ús general és en bicicletes de enduro i rally.

La marca capdavantera en aquest sistema és Kona, però hi han altres marques com Rocky Mountain, Garyfisher o Merida que també l'utilitzen.

➤ Tipus “Horst Link”

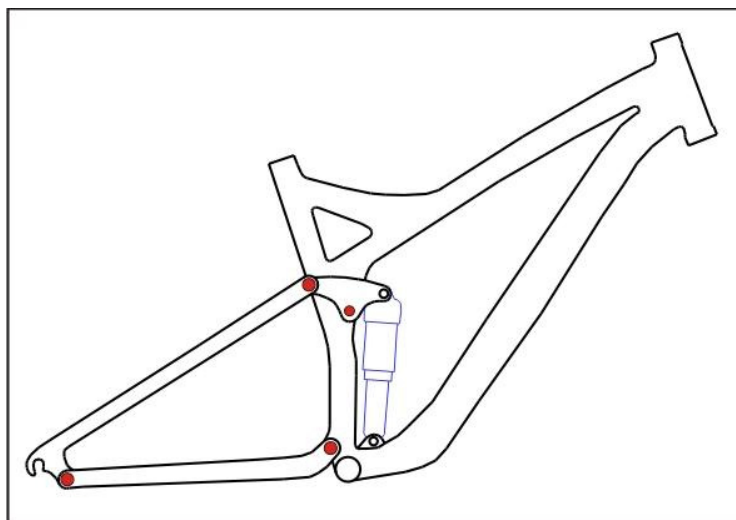


Fig. 76 Suspensió de tipus paral·lelogram “Horst link”

Aquest sistema ens aporta molt més avantatges que el tipus “Faux bar”, ja que en aquest, la roda de darrere va anclada als tirants. L’articulació que uneix la baina amb el tirant s’anomena “Horst link”.

El seu funcionament es molt semblat al “Faux bar” no deixant de ser un quadrilàter articulat, però al tenir la roda anclada als tirants ens aporta molts més avantatges. La barra anomenada tirant la qual suporta la roda té un centre instantani de rotació variable i el seu moviment és a roto translació, això ens permet que la roda pugui descriure trajectòries gairebé concèntriques a l’eix dels plats.

Una altre millora d’aquest sistema és l’orientació adequada de les baines. Quan pedalem, la força aplicada a l’eix de la roda degut a la tensió de la cadena té una orientació quasi idèntica a la cadena. Com que la baina solament pot transmetre esforços de tracció – compressió, pot absorbir gran part dels esforços produïts en la pedalada.

La posició de l’amortidor en els models de “Horst Link” varia en funció de cada marca però les dos formes més habituals són horitzontal al tub superior o vertical paral·lel al tub del seient.

Existeixen casos especials en la situació de l’amortidor com els de les Specialized epic, Mérida mission, etc. que col·loquen l’amortidor articulat al triangle de darrere.

És el sistema més utilitzat actualment tant en bicicletes de rally com per descens i freeride, amb les modificacions adequades segons l’ús en que se li vol donar. Una de les marques capdavanteres és Specialized el qual aquest sistema se’l coneix com FSR.

➤ *Sistema de dos bieletes petites i VPP (Virtual pivot point).*

Aquest sistema ha estat dels últims que ha sorgit i cada vegada s’utilitza més. El sistema VPP és un punt flotant que reflecteix el centre de gir que descriu la roda. El formen dos bieletes petites i el basculant.

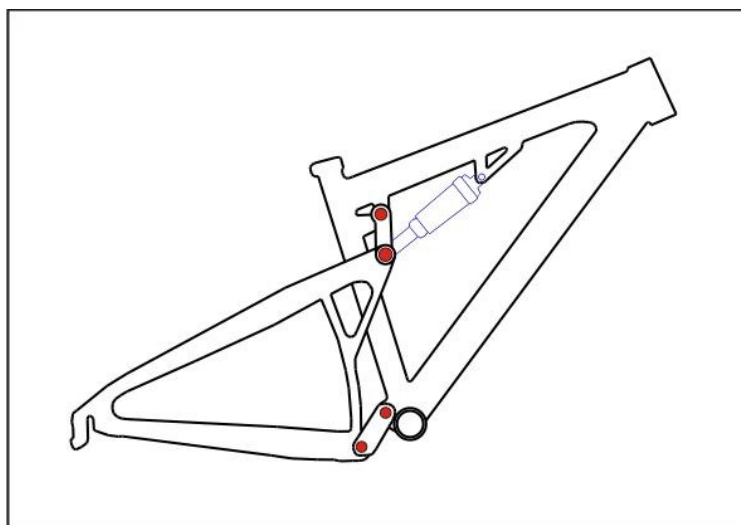


Fig. 77 Sistema de dos bieletes petites o VPP

El seu funcionament és com el d’un quadrilàter articulat tipus “Horst link” però una mica diferent en qüestions de geometria. La roda queda anclada al tirant que en aquest cas fa de basculant com un sistema monopivot. Amb aquest sistema el basculant es sol dissenyar com a una estructura en forma de triangle de tubs soldats. Pel que fa a les dues bieletes una va articulada a la part inferior del quadre de la bici, per darrera l’eix de pedalier i l’altre és la que s’encarrega d’accionar l’amortidor i al mateix temps d’articular el basculant.

Si es segueix la trajectòria que forma l’element basculant ens sorgeix un centre instantani de rotació variable al llarg de la seva trajectòria. Unint l’eix de la roda amb el centre instantani de rotació per totes les seves posicions sorgeix una petita trajectòria que descriu el centre de curvatura de la roda o conegut com a punt flotant VPP variable.

Els fabricants de bicis generalment busquen que aquest punt estigui el més a prop de la cadena per tal que pugui absorbir totes les forces generades per la pedalada en qualsevol relació de transmissió.

Aquest sistema és utilitzat per dos marques pioneres al mercat Santa Cruz i Intense.

La situació de l’amortidor sol ser a la biela superior en els models que necessiten poc recorregut i a la bieleta inferior en els models de descens.

Cal esmentar que la marca Lapierre utilitza un sistema molt similar el qual les dos bieletes giren al mateix sentit, així com el sistema MAESTRO de la marca Giant.

A.3. Sistemes de basculant unificat.

Aquest sistema està format per un xassís principal i un basculant que està articulat a aquest, de la mateixa manera que un sistema monopivot. La gran diferència està en que l’eix de pedalier es troba integrat al basculant.

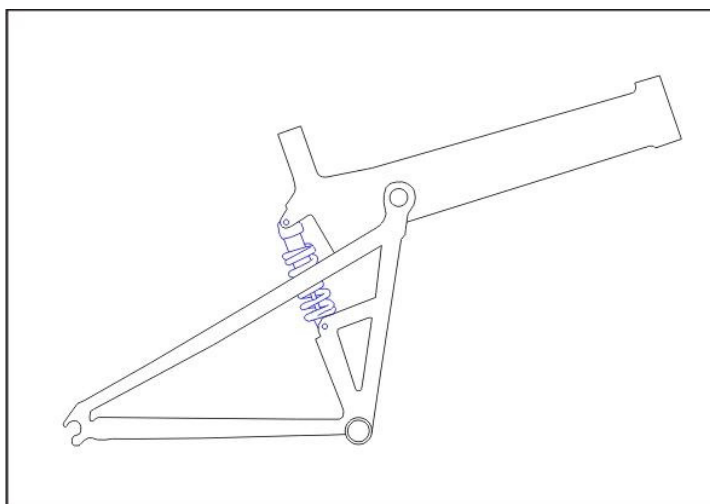


Fig. 78 Sistema de basculant unificat

El seu funcionament és molt simple, el basculant gira entorn d’un punt del xassís. És un sistema bastant antic i que ha desaparegut pràcticament en tots els catàlegs però tot i així encara hi ha alguna marca que utilitza sistemes similars i més evolucionats.

El disseny d’aquest va aparèixer amb d’intenció de solucionar el problema del pedaleig. D’aquesta manera s’aconseguia que la distància entre plats i pinyons fos constant i invariable, a fir d’obtenir una pedalada on s’aprofiti la major part de l’energia. Però el punt clau era on situar el pivot de gir del basculant, que provoca grans diferències en el comportament segons la seva posició.

Aquestes bicicletes normalment tenien un comportament doble, és a dir es comportaven diferent si es pedalava dret o assentat.

En trams on el ciclista es sol aixecar, el pes total recau pràcticament a l’eix de pedaler de forma que s’oposa al moviment del basculant i produeix un enduriment de la suspensió. En trams, on el terreny és molt irregular, és molt molest tenir la suspensió tan dura.

En trams on el ciclista sol pedalar assentat, el pes sobre els pedals és molt petit, el comportament és força bo però té un inconvenient molt important: quan actua la suspensió hi han variacions considerables de la distància entre el seient i dels pedals, fet que ocasiona un comportament molt molest quan s’està pedalant.

Dins d’aquest sistema existien dos variants, una amb el pivot de gir alt com les antigues Klein Mantra i les que el tenien baix les Trek Y.

Existeixen variants d’aquest sistema, els anomenats sistemes semi-unificats mono link, de la marca Maverik i Klein, o fins i tot el sistema de la marca GT, l’anomenat I-drive.

ANNEX B: CÀLCULS

B.1. Determinació experimental de la rigidesa de les rodes d’un model de bici

El model que s’ha escollit és una bici de la marca Decathlon model rockrider 6.0 FS amb sistema monopivot, una bici econòmica, destacable per la seva senzilla sense cap mena de complexitat mecànica i ideal per fer-ne un estudi.

El mètode utilitzat ha estat totalment experimental. Com es pot veure a la Figura 79, s’ha aplicat una pes de 25kg a cada una de les rodes, a partir d’això s’han mesurat els valors de la taula 4.

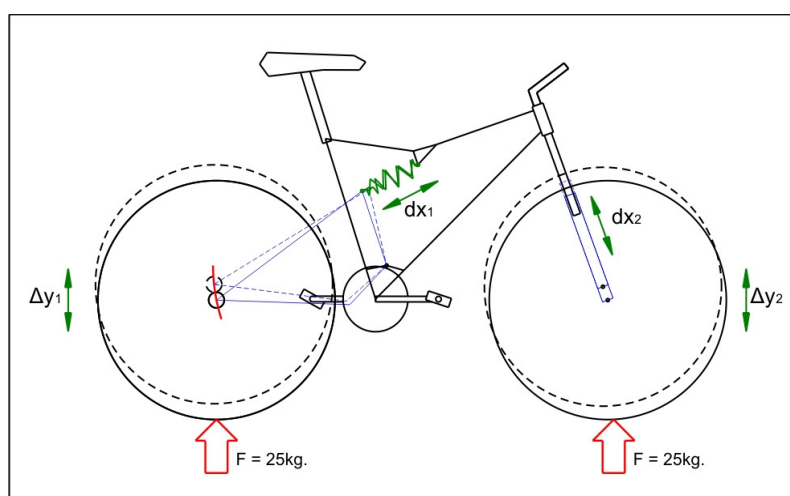


Fig. 79 Desplaçaments dels components de la bici

Roda darrera	$\Delta y_1 = 9mm.$
Roda davant	$\Delta y_2 = 6mm.$
Amortidor	$dx_1 = 4mm.$
Forquilla	$dx_2 = 7mm.$

Taula 4 Mesures dels desplaçaments

A la taula 4 es pot veure que, el desplaçament de la roda de davant és menor que la del darrera i pel que fa el desplaçament de la forquilla és major que el de l’amortidor. Aquests casos no vol dir que totes les bicis es comportin de la mateixa manera, cada bici té una geometria diferent que implica un determinat comportament.

A partir d’aquí es poden calcular els valors de les constants de rigidesa de les rodes que segueixen l’equació 45.

$$Kr = \frac{F}{\Delta y} \quad (\text{Eq. 45})$$

Per tant,

$$Kr_1 = \frac{250N}{9mm} = 27,77 \frac{N}{mm}$$

$$Kr_2 = \frac{250N}{6mm} = 41,66 \frac{N}{mm}$$

Buscant els valors de desplaçament de les rodes per 100 Newtons de força:

$$\Delta y_1 = \frac{100N}{27,77} = \mathbf{3,6mm}$$

aproximadament a la roda de darrera.

$$\Delta y_2 = \frac{100N}{41,66} = \mathbf{2,4mm}$$

aproximadament a la roda de davant.

Aquests valors serveixen com a referència per la determinació de les rigideses equivalents dels amortidors, dels models de bici que s’estudien. Així, totes les rodes es desplacen igual per un mateix impacte.

B.2. Càlcul de la rigidesa dels amortidors d’un model de bici

Per tal de determinar la constant de rigidesa “k” i la constant d’esmoreïment “c” de l’amortidor i la forquilla del model de bici experimentat, és realitzaran uns càlculs aproximats aplicats a un sistema d’esmoreïment oleohidràulic amb molla, per ser aquest el més senzill de tots.

Amortidor

L’amortidor que incorpora la bicicleta estudiada és de la marca japonesa KINDSHOCK. El fabricant ens don algunes de les seves característiques que seran d’ajuda alhora de calcular la seva rigidesa i el factor d’esmoreïment.



Fig. 80 Amortidor oleohidràulic KINDSHOCK

Característiques:	
Marca: KINDSHOCK	Øext. = 47mm.
Model: KS 260 Coilspring	Øint. = 31mm.
c/c = 165mm.	Ø espira = 8mm.
K= 650Lbs/in (fabricant)	Lo = 95mm.
N=5	

Taula 5 Característiques amortidor

Sabent que el desplaçament d’una molla depèn de magnituds com la força aplicada, les propietats del material i la seva geometria el valor del desplaçament segueix l’equació 46.

$$y = \frac{8 \cdot D^3 \cdot N \cdot F}{G \cdot d^4} \quad (\text{Eq. 46})$$

Segons la *lleï de Hooke* la constant de rigidesa k és la pendent que forma la variable força (F) i el desplaçament (y), per tant:

$$F = -k \cdot y \quad (\text{Eq. 47})$$

$$k = \frac{F}{y} = \frac{F}{\frac{8 \cdot D^3 \cdot N \cdot F}{G \cdot d^4}} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot N} \quad (\text{Eq. 48})$$

Suposem una $G = 79300$ MPa.

$$k = 137.000 \frac{N}{m}$$

Si comprovem la rigidesa que ens don el fabricant, fent la conversió d’unitats adequada tenim que:

$$k = 650 \frac{Lbs}{inch} \cdot \frac{0,453Kg}{1Lbs} \cdot \frac{1inch}{25,4mm} \cdot \frac{1000mm}{1m} \cdot \frac{9,81N}{1Kg} = 113.723 \frac{N}{m}$$

Es pot comparar que els resultats obtinguts no són del tot dolents. Cal esmentar que el valor que ens don el fabricant pot estar arrodonit i el canvi d’unitats pot comportar més error en el càlcul.

Referent el factor d’esmoreïment s’ha seguit el següent mètode:

Donat que un esmoreïdor de bicicleta realitza aproximadament entre 1 i 2 cicles d’ona fins que després esmoreix, podem comparar-lo amb un sistema harmònic esmoreït tal com es pot veure a la Figura 81.

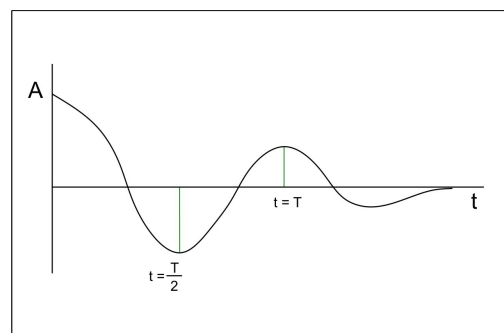


Fig. 81 Moviment harmònic esmoreït

Utilitzant algunes formules de vibracions tenim que per un sistema esmoreït depenen les següents variables:

$$c_o = \sqrt{4km} \tag{Eq. 49}$$

Sabem que la $k = 113.723 \frac{N}{m}$

$m = ?$ suposem que és d’uns 50kg que serien d’una forma aproximada als que recaurien a l’amortidor.

Cal esmentar que no necessitem tenir un valor molt exacte ja que en el programa de simulació es podrà ajustar augmentant o disminuint el valor depenent si volem que esmorteixi més lentament o més ràpidament.

El factor d’esmoreïment segueix la següent expressió,

$$c = \frac{c_0}{2} \tag{Eq. 50}$$

$$c = 2400 \frac{N \cdot s}{m}$$

Forquilla

La forquilla del model de bici estudiat és de la marca SR SUNTOUR convencional, les seves característiques tècniques són les següents:



Característiques:
Marca: SR SUNTOUR
Model: XCP-75-LO
Recorregut = 80mm.

Taula 6 Característiques forquilla

Fig. 82 Forquilla SR suntour

El procediment pel càlcul de la rigidesa de la forquilla s’ha realitzat experimentalment. Amb l’ajuda d’un pes conegut s’ha situat a sobre la forquilla i s’ha mesurat quina ha estat la seva compressió, a la Figura 83 es pot comprovar l’experiment.

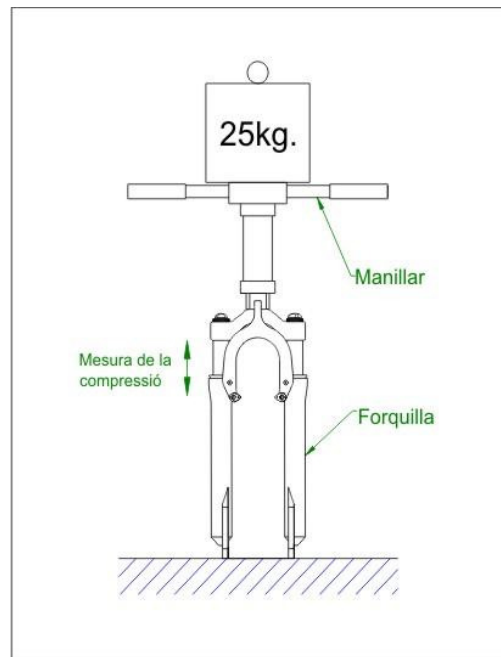


Fig. 83 Mesura del desplaçament de la forquilla

La compressió mesurada de forma experimental ha estat 7mm. per un pes de 25kg.

Per tant,

$$k = \frac{F}{y} = 36000 \frac{N}{m}$$

Referent al factor d’esmoreïment de la forquilla s’utilitzen les mateixes formules pel càlcul.

$$c_o = \sqrt{4km} = 2400 \frac{N \cdot s}{m}$$

Es pot saber que la força que rep la forquilla és menor a l’amortidor per tant suposem que és d’uns 40kg aproximadament.

$$c = \frac{c_o}{2} = 1200 \frac{N \cdot s}{m}$$

B.3. Verificació del model en el programa de simulació

A partir dels valors obtinguts de les constants de rigidesa calculats analíticament i experimentalment s’ha realitzat la simulació del model de bici mitjançant el Working model tal com es pot veure a la Figura 84. El factor d’esmoreïment de moment, no és una variable important ja que el que interessa és la compressió de l’amortidor.

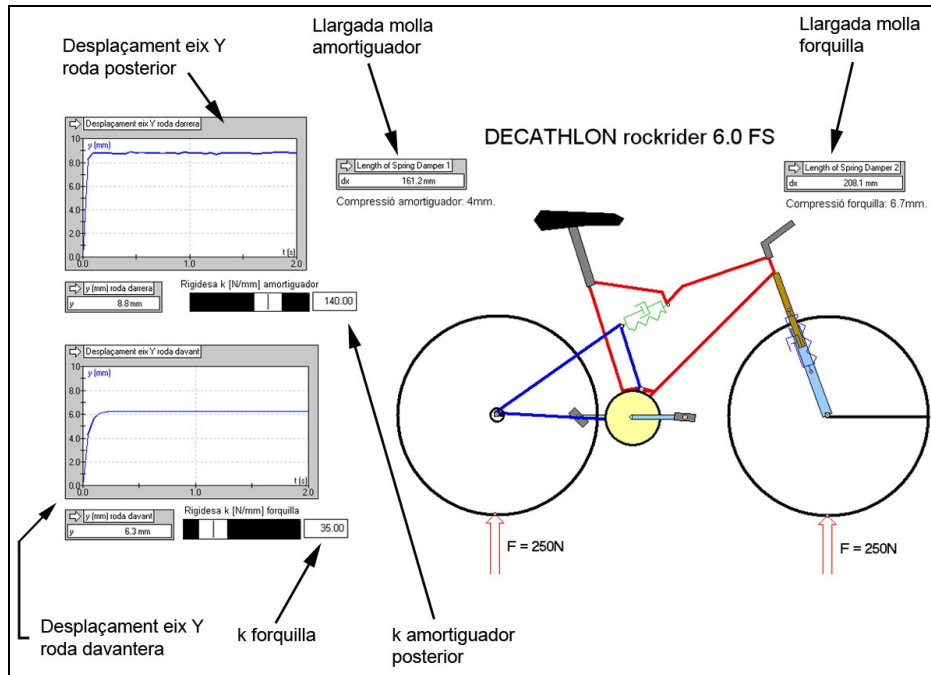


Fig. 84 Simulació dels desplaçaments de les rodes

Els resultats obtinguts es representen a la següent taula:

	ANALITICAMENT		EXPERIMENTALMENT		SIMULACIÓ	
	Darrera	Davant	Darrera	Davant	Darrera	Davant
Constant de rigidesa k (N/mm)	137	-	-	36	140	35
Compressió amortidor dx (mm)	-	-	4	6	4	6,7
Desplaçament roda Δy (mm)	-	-	9	5	8,8	6,3

Taula 7 Comparació de resultats

A la taula 7 es pot comprovar que els resultats obtinguts pel programa de simulació, són vàlids ja que són semblants al calculats analíticament i experimentalment.

ANNEX C: BASE DE CÀLCUL MITJANÇANT MATLAB

C.1. Descripció del programa MATLAB.

MATLAB és un programa per realitzar càlculs numèrics amb vectors i matrius. També pot treballar amb nombres escalars tant reals com complexes, amb cadenes de caràcters i amb altres estructures de informació més complexes. Una de les capacitats més atractives és la de realitzar una ampla varietat de gràfics en dos i tres dimensions.

A més, té un llenguatge de programació propi i és un gran programa de càlcul tècnic i científic. Per certes operacions es molt ràpid, quan pot executar les seves funcions en codi natiu amb les mides adequades per aprofitar les seves capacitats de vectorització. En qualsevol cas, el llenguatge de programació de MATLAB sempre es una magnífica eina d'alt nivell per desenvolupar aplicacions tècniques, fàcil d'utilitzar i que, com ja s'ha esmentat, augmenta significativament la productivitat dels programadors respecte als altres entorns de desenvolupament.

La utilització d'aquest programa ha permès la realització d'un programa que si s'hagués hagut de dur a terme mitjançant un full de càlcul d'Excel hauria estat impossible.

C.2. Realització del programa seqüència de pedalada.

```
%SIMULACIÓ DEL CICLE DE PEDALADA
echo off
clear all
```

Primer de tot cal donar els valors d'entrada del programa. Aquest serien els valors coneguts: les coordenades de referència del quadrilàter articulat, les masses de les barres, les magnituds dels vectors de força de pedalada, etc.

```
%1 DADES D'ENTRADA

%Coordenades referencia del punt A (m)
A0=[0,0];           %eix de pedalier
D0=[-0.230,0.710]; %articulació de la cuixa amb el cos del ciclista

%Longitud barres (m)
AB=0.170;           %longitud de la biela
BC=0.480;           %longitud de la cama
DC=0.450;           %longitud de la cuixa
b=0.175;            %longitud de la biela
```



```

%Pes barres
m1=6.8;
m2=4.1;
g=9.8;

%Angle(°) de la força de pedalada
Phi1=[ 0 -64 -69 -72 -74 -75 -80 -83 -89 -94 -97 -107 -120 -138 -147 -157 -
172 -178 -180 -186 -205 ];

%Força aplicada al pedal (mm)
Fnoreal = [0 60 126 220 320 370 400 360 308 275 222 200 170 109 95 62 30 20
15 10 6];

%escala(Newtons/mm)
escala=500/500;

```

En segon lloc, cal realitzar els càlculs geomètrics per definir el quadrilàter articulat. Cal esmentar, que aquest mecanisme és un sistema de tipus manovella, biela i balancí i caldrà definir la posició de cada punt al llarg d'una volta de biela.

Segons els valors de la força de pedalada (valors d'entrada del programa), la posició de la biela o el pedal és cada 18º del pedal girat.

```

%2 CÀLCULS GEOMÈTRICS
%Matriu angle rotació barra AB (pedal)
alfa=90:-18:-270; %comença a 90° i acaba al mateix lloc restan
18 amb 18 en sentit de les agulles del rellotge
alfa=alfa.'; %conversió a matriu vertical
alfarad=(alfa*pi)/180;

%Posció A (eix de pedalier)
[n,m]=size(alfa);
for i=1:n;
    A(i,1)=A0(1,1); %coordenada "x" del punt A
    A(i,2)=A0(1,2); %coordenada "y" del punt B
end;

%Posicio B (articulació peu-biela)
B(:,1)=A(:,1)+AB*cos(alfarad);
B(:,2)=A(:,2)+AB*sin(alfarad);

% Posició D (articulació de la cuixa-cos)
D(:,1)=D0(1,1);
D(:,2)=D0(1,2);

DB1=((B(:,1)-D0(1,1)).^2+(B(:,2)-D0(1,2)).^2).^0.5; %distància entre
l'articulació D i el pedal

```

Una vegada definits els punts geomètricament coneguts, es procedeix el càlcul trigonomètric per resoldre el mecanisme i així trobar la posició que ocupa el punt C.

```

%Angle gamma (angle entre la horitzontal i el vector DB1
Gammal=atan2((B(:,2)-D(:,2)),(B(:,1)-D(:,1)));

```

```
Gammalgraus=Gammal*180/pi;

%Angle theeta (angle entre la cuixa i el vector DB1
Theeta=acos((DB1.^2+DC^2-BC^2)./(2*DB1.*DC));
Theetagraus=Theeta*180/pi;

%Angle Delta (barra CD) (angle entre l'horitzontal i la cuixa)
Delta=Gammal+Theeta; %L'angle Gamma és negatiu al treballar en el 4rt
quadrant, per tant (-)Delta=Gammal-Theeta)
Deltagraus=Delta*180/pi;

%Posició C (articulació cuixa-cama)
C(:,1)=D0(1,1)+DC*cos(Delta);
C(:,2)=D0(1,2)+DC*sin(Delta);

%Angle barra BC tenint en compte el signe
Beta1=atan2((C(:,2)-B(:,2)),(C(:,1)-B(:,1)));
Betagraus=Beta1*180/pi;
```

Una vegada resolt el quadrilàter articulat, s'estudia el càlcul de forces entre les barres donada una força coneguda anomenada força del pedal (F_{pedal}).

Els valors a buscar en el mecanisme són els parells o moments torçors que actuen en l'articulació de la cuixa amb el cos i la del genoll. Estudi realitzat en l'apartat 5.5 Càlcul de la cama pedalant.

```
%3 CÀLCULS DE FORCES
%Conversió a matriu vertical i l'angle amb radians
Phi1=Phi1.';
Phirad=(Phi1.*pi)/180;
Fnoreal=Fnoreal.';

%Conversió de la força a escala real (Newtons)
Fpedal= Fnoreal.*escala;

%Components de la força de pedalada
Fx=Fpedal.*cos(Phirad);
Fy=Fpedal.*sin(Phirad);

%Força efectiva del pedal biela(perpendicular a la biela)
Phi2=-alfarad+Phirad;
Fefectiva=Fpedal.*sin(Phi2);

%Força efectiva del pedal biela 2
Fefectiva2=flipud(Fefectiva);

%Força efectiva total
Fefectotal=Fefectiva+Fefectiva2;

%Moment torsor a l'eix de pedalièr (segons força generada al pedal)
T3=Fefectotal.*b;

%Distànciesc cama (m)
x2=abs(BC*cos(Beta1));
```

```
y2=abs(BC*sin(Betal));
xc2=x2/2;
yc2=y2/2;
```

```
%Distàncies cuixa (m)
x1=abs(DC*cos(Delta));
y1=abs(DC*sin(Delta));
xc1=x1/2;
yc1=y1/2;
```

```
%Forces
Bx=-Fx;
By=-Fy;
```

```
Cy=By-m2*g;
Cx=Bx;
Dy=Cy-m1*g;
Dx=Cx;
```

Una vegada resolt el sistema d'equacions de forces i moments s'obtenen dos úniques equacions que permeten l'obtenció del moment torçor aplicat a la cuixa T1 i el que actua en el genoll T2.

```
%4 DADES DE SORTIDA
```

```
T2=Bx.*y2+m2*g*xc2-By.*x2; %Moment torsor aplicat al genoll (Nm)
T2=round(T2) %arrodoneix a enters
```

```
T1=-Cy.*x1+Cx.*y1+m1*g*xc1+T2; %Moment torsor aplicat a la cuixa (Nm)
T1=round(T1) %arrodoneix a enters
```

A partir dels resultats obtinguts s'ha extret les gràfiques de la força efectiva del pedal, parell a l'eix de pedalier, parells a les articulacions de les cames, etc.

```
%5 GRÀFIQUES
```

```
echo off
```

```
%Gràfica força efectiva sobre el pedal
figure(1)
plot(-alfa+90,-Fefectiva,'k','LineWidth',2) %l'angle de la biela arreclat
ja que el programa agafa el zero a la posició 5
grid
title('Força efectiva biela 1') %el (-) dav.de la força és
(simbòlic) perquè la baixada siguin valors (+)
xlabel('Angle de la biela (°)')
ylabel('Força (Newtons)')
set(gca,'Xtick',[0 90 180 270 360])
```

```
%Gràfiques forces efectives dels dos pedals
figure(2)
subplot(3,1,1);
```

```

plot(-alfa+90,-Fefectiva,'k','LineWidth',2) %l'angle de la biela arreclat
ja que el programa agafa el zero a la posició 5
title('Força efectiva biela 1') %el (-) dav.de la força és
(simbòlic) perquè la baixada siguin valors (+)
xlabel('Angle de la biela (°)')
ylabel('Força (Newtons)')
grid

subplot(3,1,2);
plot(-alfa+90,-Fefectiva2,'k','LineWidth',2)
title('Força efectiva biela 2')
xlabel('Angle de la biela (°)')
ylabel('Força (Newtons)')
grid

subplot(3,1,3);
plot(-alfa+90,-Fefecttotal,'r','LineWidth',2)%el (-) dav.de la força és
(simbòlic) perquè la baixada siguin valors (+)
title('Força efectiva total')
xlabel('Angle de la biela (°)')
ylabel('Força (Newtons)')
grid

%Gràfiques parell generat per l'humà i a l'eix de pedalier
figure(3)
subplot(1,2,1)
plot(-alfa+90,-T1,'-ob',-alfa+90,-T2,'-+g') %el (-) dav.del torsor és
(simbòlic) perquè la baixada siguin valors (+)
title('Parells generats per l`humà')
xlabel('Angle de la biela(°)')
ylabel('Moment(N·m)')
legend('T1 parell generat a la cuixa','T2 parell generat al genoll')
axis('auto x')
grid

subplot(1,2,2)
plot(-alfa+90,-T3,'-or','markersize',3,'linewidth',1)%el (-) dav.del torsor
és (simbòlic) perquè la baixada siguin valors (+)
title('Parell total a l`eix de pedalier')
xlabel('Angle de la biela (°)')
ylabel('Moment(N·m)')
grid

%Gràfica del quadrilater articulat (punts d'articulació)
figure(4)
plot(A(:,1),A(:,2),'+g',B(:,1),B(:,2),'+b',C(:,1),C(:,2),'+r',D(:,1),D(:,2)
,'ok')
axis('equal')
line([A(:,1), B(:,1)]', [A(:,2), B(:,2)]', 'color', 'g')
line([B(:,1), C(:,1)]', [B(:,2), C(:,2)]', 'color', 'b')
grid
title('Posició')
xlabel('coord.x (mm)')
ylabel('coord.y (mm)')

```