UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

Corso di laurea magistrale in ingegneria meccanico costruttivo

Progettazione di una Special su base Yamaha GTS

Design of a Special on Yamaha GTS basis

Relatore :
Prof. Rossi Marco

Tesista :
Zaccari Luca

Correlatore:
Prof. Chiappini Gianluca

AA 2018/2019

SOMMARIO:

Introduzione **1**

1. Avamprogetto **3**

1.1. L'azienda Arredo 70 5
1.2. Cos'è una Special 6
1.3. Elementi caratteristici di ogni motoveicolo 9
1.4. Yamaha GTS 1000 16

2. Forze agenti sulla motocicletta **20**

2.1. Posizione baricentro moto 22
2.2. Posizione baricentro pilota 25
2.3. Posizione baricentro del complesso moto più pilota 30
2.4. Forze in condizioni statiche 31
2.5. Forze in condizioni dinamiche di accelerazione 33
2.6. Forze in condizioni dinamiche di frenata 35
2.7. Forze in condizioni dinamiche di traiettoria curvilinea 38
2.8. Coppie applicate all'asse di sterzo 41

3. Analisi cinematica e statica **46**

3.1. Analisi cinematica avantreno originale Yamaha GTS 54
3.2. Analisi di posizione e traiettoria del punto di contatto ruota anteriore – terreno 57
3.3. Classificazione del comportamento dinamico generato dalla sospensione anteriore 65
3.4. Analisi statica 73
3.5. Dimensionamento cinematico del nuovo meccanismo di sterzo 78

4. Progettazione e dimensionamento agli elementi finiti **85**

4.1. Materiali e tecnologie produttive 86
4.2. Dimensionamento strutturale arco a tre cerniere 93
4.3. Dimensionamento snodo superiore 103
4.4. Dimensionamento snodo inferiore 107
4.5. Dimensionamento telaietto anteriore 111
4.6. Dimensionamento telaietto posteriore 119

5. Conclusioni **130**

6. Bibliografia **139**

INTRODUZIONE

Il lavoro di tesi che si andrà a svolgere nasce dalla volontà di fornire un supporto progettuale all'azienda Arredo 70, presso la quale vengono realizzate su commessa soluzioni estetiche e strutturali personalizzate, per motociclette di ogni categoria e cilindrata.

La motocicletta è un mezzo unico nel suo genere, il cui complesso studio della dinamica è ampliamente trattato in letteratura. È di esperienza comune come anche la guida di una semplice bicicletta, veicolo dal quale hanno avuto origine le prime moto. Non sia di immediata comprensione per un pilota, che sale in sella per la prima volta. La necessità di bilanciare il proprio peso in relazione alla direzione di avanzamento del mezzo, ottenuta dalla combinazione di sterzata ed angolo di piega, è un'abilità che ogni ciclista o motociclista affina negli anni. Forse si deve alle ore spese in sella per sviluppare quelle doti, al rumore del motore o allo spettacolo fornito dai piloti che in pista compiono manovre controllate ai limiti dell'aderenza. Forze sono queste alcune delle ragioni alla base del fascino che da sempre distingue i mezzi a due ruote dagli autoveicoli. Quella sensazione di libertà mista ad adrenalina che trasforma il monotono percorso casa – ufficio in un'esperienza unica che dà un contributo positivo al resto della giornata.

È interessante notare come quasi solo le motociclette, tra i comuni mezzi di trasporto, non vengano utilizzate esclusivamente per effettuare tragitti da un punto A ad un punto B. Ma anche itinerari di decine e centinaia di chilometri percorsi su strade tortuose, al solo fine di assaporare quello che in gergo viene definito "il piacere di guida".

Essendo la motocicletta un mezzo tanto speciale, è facile comprendere come ad ogni acquirente piaccia rendere il proprio motociclo unico nel suo genere, apportando modifiche estetiche con l'adozione di optional o elaborando le componenti al fine di aumentarne le prestazioni. Ma c'è anche chi non si accontenta di acquistare da un catalogo elementi prodotti industrialmente e standardizzati, che riforniscono tutti i concessionari ed i negozi del paese. Ed è qui che entra in gioco la produzione artigianale dell'azienda Arredo 70, capace di sviluppare organi meccanici unici nel loro genere, di natura differente dalle normali soluzioni ingegneristiche presenti in commercio.

Stilare un progetto dettagliato su componenti che verranno prodotti artigianalmente ed in numero unico, non è facile. E dall'esperienza di tirocinio svolta nell'azienda è stato possibile appurare come le soluzioni costruttive vengano velocemente elaborate e modificate nella fase di realizzazione del progetto.

Questa tesi ha quindi il fine di fornire un supporto a tale processo, cercando di far emergere in anticipo criticità e possibili soluzioni ingegneristiche, nell'allestimento di una Special su base Yamaha GTS. Il secondo fine dell'elaborato è quello di permettere al tesista la comprensione delle dinamiche progettuali alla base della costruzione di una motocicletta. Consapevole che l'approccio artigianale risulta notevolmente differente dalla progettazione industriale sviluppata nelle grandi aziende produttrici di motociclette.

1. AVAMPROGETTO

La personalizzazione di una motocicletta può essere definita più come un'arte che come una scienza. Risulta ragionevole pensare che la progettazione e la costruzione di una motocicletta sia unicamente attribuibile alla destinazione d'uso richiesta.

Questa scuola di pensiero è particolarmente calzante se si prendono in esame mezzi da competizione, siano essi stradali o fuoristra. Sviluppati con l'unico scopo di massimizzare le prestazioni riducendo il peso ed aumentando aderenza e potenza. L'evoluzione storica dei mezzi ad uso agonistico ha visto l'alternarsi di numerose soluzioni progettuali, talvolta azzeccate, talvolta dal contributo ininfluente nella prestazione cronometrica. I principali aggiornamenti o stravolgimenti di tali progetti sono dovuti principalmente allo sviluppo delle singole componenti, le quali come per l'adozione delle sospensioni posteriori con leveraggi progressivi rendono necessaria la riprogettazione del telaio del mezzo.

La produzione industriale delle motociclette risponde invece ad altri parametri. Il mezzo per le masse non si è sviluppato con l'introduzione immediata di componenti innovativi, bensì con il loro inserimento nel prodotto quando con il passare degli anni tale tecnologia diventava maggiormente conosciuta, testata ed a buon mercato. Analizzando l'evoluzione dei modelli venduti è possibile osservare come un forte contributo allo sviluppo sia stato fornito dalla realizzazione di telai e forcelloni in alluminio in sostituzione delle precedenti strutture in tubazioni di acciaio saldate.

È interessante notare come alcuni brand motociclistici siano stati in grado di conquistare grandi fette di mercato cercando di minimizzare il gap tra i mezzi ad uso agonistico e quelli per le masse. Mentre altri marchi hanno raggiunto gli stessi numeri di vendita pur non potendo vantare traguardi sportivi o tecnologici.

Nella bibliografia l'attuale progettazione di una motocicletta viene definita come l'ottenimento del miglior compromesso tra le varie caratteristiche del mezzo richieste dal mercato, siano esse prestazionali, di confort, di maneggevolezza o di affidabilità. Nella fetta di mercato ricavata dall'azienda Arredo 70, è possibile osservare il connubio di tutti i concetti precedentemente elencati. Spesso all'officina viene richiesto di aggiornare un mezzo datato con componenti attuali o viceversa di donare uno stile vintage ad una

motocicletta di nuova produzione. Data la realizzazione artigianale su commessa e la grande varietà dei mezzi trattati, nell'officina è possibile comprendere come un determinato costruttore sia stato capace di produrre un componente limitando o eliminando le classiche problematiche dello stesso. Infine è possibile assimilare tale know how e trasferirlo in un altro mezzo o sviluppare una soluzione progettuale non ancora presente sul mercato.

La logica di sviluppo di una moto personalizzata non si limita quindi alla realizzazione di carenature differentemente sagomate o colorate. Le richieste dei clienti risultano essere le più disparate, dalla realizzazione di chopper con grandi ruote posteriori e forcelle allungate alla conversione a scrambler di moto originariamente appartenenti alla categoria naked.

La forza dell'azienda risiede nella capacità di vantare una veloce progettazione e realizzazione delle modifiche strutturali al mezzo, realizzando prodotti sempre differenti, a buon mercato. Mediante strutture e sovrastrutture meccanicamente solide, dal ricercato aspetto estetico che permettano l'omologazione del mezzo, nonostante le sempre più stringenti legislazioni del codice della strada italiano.

1.1 L’azienda Arredo 70

Nato nel ‘79, dopo aver terminato gli studi d’arte con indirizzo metalli e orificeria, Lorenzo Fugaroli entra nell’attività ben avviata di famiglia. Una bottega artigiana che si occupa di lavorazione metalliche per l’arredamento. Appena affinate le tecniche artigianali di battilamiera e saldatura, la passione del Fugar per le moto lo spinse a creare le prime piccole modifiche realizzate dapprima solo per gli amici stretti, poi in poco tempo, grazie al buon passaparola e alle sempre maggiori richieste di parti speciali, il gioco divenne un vero e proprio lavoro a tempo pieno. Oggi dall’officina FMW acronimo di Fugar Metal Works, fuoriescono sino a quattro special al mese. L’officina riesce a svolgere nella propria sede il 99% delle lavorazioni necessarie al mezzo finito, quali la saldatura su ogni metallo e lega, la tornitura, la fresatura, la creazione di serbatoi e/o parafanghi, la cromatura, la sabbiatura, la verniciatura e molto altro. Ogni moto con il marchio FMW è progettata e creata artigianalmente da Lorenzo senza dover ricorrere a manodopera esterna, in questo modo la qualità e l’unicità di ogni particolare è assicurata. Il brand è stato capace di affermarsi nel settore potendo vantare la realizzazione di moto artigianali, omologate per la libera circolazione, utilizzabili quotidianamente dagli acquirenti. Spesso infatti presso fiere ed eventi è possibile ammirare una moltitudine di mezzi personalizzati nei modi e nelle forme più estreme. Tali mezzi, nella maggioranza dei casi, diventano un puro e semplice esercizio di stile, risultando troppo estreme per essere guidiate nella quotidianità ed in primis non omologabili per l’uso stradale con le vigenti leggi.

Figura 1 La Hurakàn interamente realizzata dall'officina FMW, su base telaistica Harley Davidson Shovel del 1968. Vincitrice del Campionato Del Mondo AMD 2018/2019 categoria Cafè Racer.

1.2 Cos’è una Special

La special è una motocicletta realizzata o modificata artigianalmente. Il termine, di origine inglese si è diffuso nell'ambito delle competizioni motociclistiche dal dopoguerra, per indicare le moto da gara utilizzate dai piloti privati, derivate da modelli di serie, e caratterizzate da sostanziali innovazioni al propulsore e soprattutto alla ciclistica. Le special ebbero una prima diffusione nel Regno Unito con le Triton per poi espandersi in tutta Europa con l'avvento delle motociclette di produzione giapponese, dotate di potenti motori plurifrazionati, ma spesso caratterizzate da soluzioni telaistiche inadeguate o di basso profilo tecnico. Nacquero così decine di special destinate alle competizioni di ogni grado e disciplina che, complici la profonda crisi dell'industria motociclistica europea e l'inesperienza di quella giapponese, ottennero negli anni sessanta e settanta una lunga serie di affermazioni nazionali e internazionali. Alcuni degli artigiani preparatori ottennero una tale notorietà da riuscire a destinare la loro produzione anche al settore delle moto sportive stradali, producendo direttamente i loro motoveicoli in piccola serie, come Paul Dunstall, Arturo Magni (Gilera – MV Agusta – MH – MB), Giuliano Segoni (Segoni Special), Fritz Egli, i fratelli Rickman e tanti altri.

Un capitolo a se venne scritto dal riminese Massimo Tamburini classe 1943 il quale da grande appassionato delle due ruote realizzò la sua prima motocicletta costruendo una "special" sulla base di una MV Agusta 600 Turismo 4C 6. Successivamente divenne socio fondatore della Bimota, nella quale produsse motociclette innovative e rivoluzionarie sino al 1983. Due anni dopo venne ingaggiato dai fratelli Castiglioni, fondatori del marchio Cagiva e dell’acquisito Ducati. A metà degli anni 90 si lanciò nel rilancio del marchio MV Agusta, dando vita a nuovi successi commerciali. Ci ha lasciati il 6 aprile 2014 con un ultimo grande progetto, che il figlio Andrea Tamburini porterà in suo onore dalla carta alla catena di montaggio. La Tamburini T12 Massimo. Una figura emblematica del motociclismo italiano, il cui genio nel combinare estetica e funzionalità ha dato vita a vere e proprie opere d’arte su due ruote vincitrici nei circuiti ed ammirate ed acclamate nei saloni per le linee inconfondibili.

A partire dagli anni ottanta, la sempre maggiore differenziazione produttiva dei modelli sfornati dalle grandi industrie motociclistiche colpì fortemente le piccole aziende

produttrici di special, oggi quasi scomparse. Nel mercato odierno infatti gran parte dei marchi motociclistici fornisce nel proprio catalogo moto pronto gara, o modelli di serie per uso stradale che possono essere velocemente convertiti all'uso agonistico.

L'evoluzione del mercato ha alterato la destinazione d'uso delle motociclette realizzate o modificate artigianalmente. Attualmente tali mezzi non competono più in circuito, ma in padiglioni, fiere e nei parcheggi circondate da appassionati. Le special sono ora motociclette elaborate artigianalmente in esemplari unici per fini estetici. Le modifiche possono seguire differenti stili costruttivi ma devono permettere il riconoscimento del mezzo originario, altrimenti si ottiene l'allestimento di una Radical. Le Special possono essere realizzate seguendo differenti stili custuttivi, quali ad esempio: Bobber, Chopper, Café racer, Rat Bike, Scrambler, Streetfighter, Brat Style, Flat Track e molti altri.

La locuzione Café racer nacque nel Regno Unito, durante la prima metà degli anni sessanta, per indicare in modo dispregiativo i motoveicoli che i giovani del movimento Rocker ostentavano davanti ai locali pubblici da loro frequentati. Il primo di questi locali fu il 59 Club, mentre il più celebre è l'Ace cafè.

Questi motoveicoli erano motociclette stradali spogliate di tutto il superfluo e dotate di accessori specialistici e sovrastrutture modificate. Spesso autocostruiti, in maniera tale da sembrare moto da competizione, ma in realtà utilizzate esclusivamente per fare bella mostra. Raramente i proprietari si impegnavano in competizioni ufficiali, spesso questi si sfidavano in gare clandestine più o meno organizzate per poi concludere di fronte al bar dove condividere e talvolta esagerare le proprie imprese. Negli anni settanta tale locuzione fu ripresa in Francia, con il significato di "pilota da bar", per indicare in tono ironico questa categoria di motociclisti. Nel moderno uso lessicale, per Café racer si intende una motocicletta dall'aspetto sportivo, spesso in stile rétro (ovvero con sovrastrutture metalliche e non plastiche), strutturalmente e meccanicamente comparabile ad una motocicletta di serie. Le Cafè racer sono caratterizzate da una serie di modifiche estetiche, atte a valorizzare l'idea di velocità. I primi componenti coinvolti sono gli alti manubri tradizionali, che, al fine di modificare la postura del pilota, vengono sostituiti da bassi semimanubri, come quelli usati nelle moto da gara. Mentre la voluminosa sella biposto di serie è sostituita da una sella monoposto con codino e in taluni casi viene montato anche un cupolino aerodinamico anch'esso ispirato dalle competizioni. Successivamente si passa alle modifiche meccaniche, con sospensioni e freni rimpiazzati

da componenti più prestazionali, ottenendo un irrigidimento delle sospensioni spesso accompagnato da una riduzione della corsa disponibile. A livello tecnico le elaborazioni sono molto semplici, come la sostituzione dei filtri dell'aria con eguali più porosi, o addirittura la loro rimozione, e l'installazione di carburatori maggiorati. L'impianto di scarico è anch'esso oggetto di modifiche, sostituendo il terminale di serie con un tromboncino, come quello usato dalle moto racing. Questa modifica è spesso accompagnata dalla rimozione del silenziatore e del relativo catalizzatore. Al termine della trasformazione, la diversa e più distesa posizione di guida imposta dall'utilizzo di mezzi manubri e la diminuzione di peso rendono le moto leggermente più performanti della versione di serie.

La prima moto italiana ufficialmente denominata Café racer fu il prototipo MotoBi 250 CR che, presentato in veste definitiva al Salone di Milano nel 1975, ottenne l'entusiastico consenso del pubblico giovanile, ma non entrò in produzione.

Vista la buona diffusione, a partire dalla fine degli anni ottanta, alcune case motociclistiche hanno prodotto modelli così denominati, d'estetica sportiva e particolarmente appariscente. Nel mercato odierno numerosi costruttori come Yamaha, Ducati, Kawasaki, Honda e Triumph producono con successo versioni café racer dei loro modelli stradali. Per alcuni brand si parla di piccoli lotti sviluppati per commemorare un successo agonistico del passato, mentre per altri di moto prodotte in serie per la massa. Yamaha nel 2017 propose una rivisitazione del modello XSR 900 in un lotto di poco superiore alle 600 unità mentre in Ducati nacque la Scrambler in declinazione Café racer ed in Kawasaki la Z900RS Café.

Figura 2 La XSR 900 Abarth Limited Edition. Special Café Racer della linea Sport Heritage di Yamaha prodotta in sole 695 unità nel 2017.

1.3 Elementi caratteristici di ogni motoveicolo

Qualunque sia la struttura della sospensione ed anche nel caso essa sia assente, tutte le moto sono caratterizzate dalla ruota anteriore sterzante. Ovvero libera di ruotare attorno ad un'asse giacente nel piano longitudinale del mezzo detto asse di sterzo.

Tale asse è ottenuto prolungando virtualmente sino al terreno la retta che unisce i centri di rotazione dei cuscinetti alloggiati nel cannotto di sterzo. L'asse di sterzo risulta inclinato rispetto alla perpendicolare al terreno, ovvero la direzione verticale, di una quantità definita angolo di sterzo ε , il quale caratterizza il comportamento dinamico del mezzo.

Proiettando a terra il centro della ruota anteriore è possibile individuare il punto di contatto tra la ruota ed il terreno. La distanza tra la proiezione dell'asse di sterzo ed il punto di contatto tra ruota e terreno misurata sul piano stradale è denominata avancorsa. Per definizione l'avancorsa è positiva quando il punto di contatto tra ruota e terreno è arretrato rispetto alla proiezione dell'asse di sterzo.

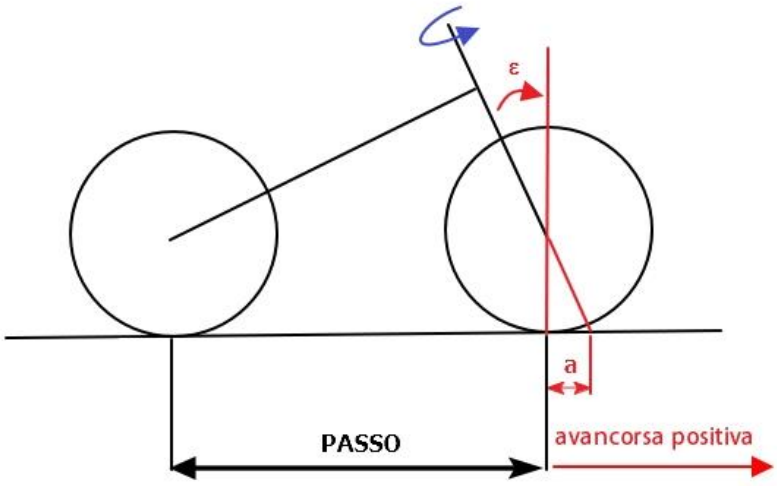


Figura 3 Rappresentazione stilizzata di un motociclo e della sua avancorsa

L'avancorsa è una caratteristica progettuale di ogni veicolo a due ruote, sia esso una bicicletta o una motocicletta in quanto definisce l'effetto raddrizzante generato in

relazione alla velocità di avanzamento del mezzo che ne determina l'equilibrio dinamico. Osservando in figura 4 il moto della ruota anteriore dall'alto ed applicando ad essa una perturbazione esterna è possibile osservare come un valore positivo, negativo o nullo dell'avancorsa determini differenti reazioni.

Ipotizzando che la perturbazione esterna possa far ruotare in senso antiorario la ruota rispetto all'asse di sterzo contrassegnato in nero. La forza F di attrito che si genererà tra terreno e ruota per contrastare la rotazione potrà generare: un momento opposto alla perturbazione, figura **4a** quanto l'avancorsa è positiva.

Un momento concorde con la rotazione figura **4b**, che amplificherà il disturbo derivante dalla perturbazione esterna, quando l'avancorsa è negativa. Questa configurazione non garantisce l'equilibrio dinamico del mezzo determinando l'impossibilità da parte del pilota di governare il motociclo anche a basse velocità di avanzamento.

È di esperienza comune notare come le piccole ruote dei carrelli metallici presenti nei supermercati tendano spontaneamente alla configurazione di avancorsa positiva, in quanto essa rappresenta una configurazione di equilibrio stabile del sistema.

Tale forza non risulta capace di generare un momento nel caso mostrato in figura **4c** di avancorsa nulla.

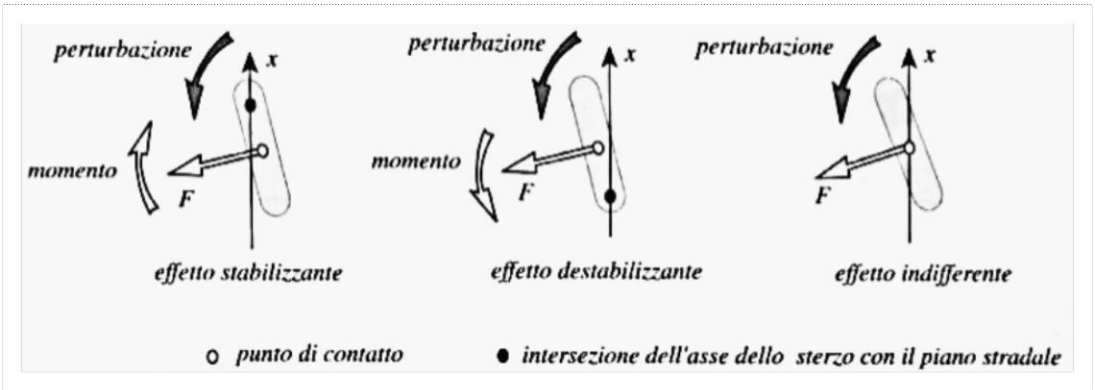


Figura 4 Differenti configurazioni dell'avancorsa rispettivamente a, b, c. Da sinista verso destra.

Il momento stabilizzane generato da un'avancorsa positiva è una caratteristica imprescindibile per la costruzione di un motociclo, come mostrato, valori negativi di avancorsa amplificano le perturbazioni esterne compromettendo irrimediabilmente la dinamica del veicolo.

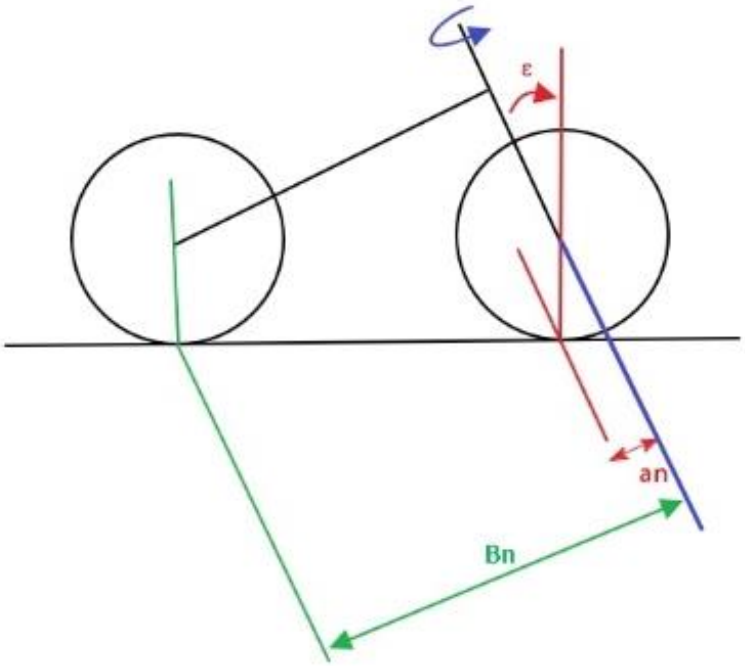


Figura 5 Rappresentazione stilizzata avancorse normali anteriore e posteriore

Il valore del momento stabilizzante è ottenuto moltiplicando la forza di attrito generata dallo pneumatico per il braccio di leva definito avancorsa nomale. L'avancorsa normale $\mathbf{a_n}$ rappresenta la distanza tra la retta passante per l'asse di sterzo e la sua parallela passante per il punto di contatto tra pneumatico e terreno,come mostrato in figura 5, risulta legata all'avancorsa **a** dalla relazione $\mathbf{a_n = a \cdot \cos \varepsilon}$.

A differenza della forza di attrito che dipende dalle caratteristiche dei vari pneumatici in commercio e dal fondo stradale, il valore di avancorsa che determina l'avancorsa normale è una caratteristica dimensionale dello sterzo di ciascuna moto e dipende da molteplici parametri, il cui corretto mix dà luogo all'ottenimento di una percezione di stabilità al pilota più o meno soddisfacente.

A parità di tutti gli altri parametri che verranno introdotti, aumentare l'angolo di sterzo significa aumentare il valore di avancorsa. Generalmente si può affermare che quanto maggiore è l'inclinazione dell'asse di sterzo, tanto più la moto è direzionalmente stabile.

Mantenendo l'inclinazione dell'asse di sterzo costante è possibile notare che aumentando il raggio dello pneumatico anteriore l'avancorsa aumenta a sua volta. Sostituire il cerchio anteriore della propria moto con uno di diverso diametro può portare a grandi differenze nel comportamento dinamico del veicolo.

La moto è così sensibile alla variazione di avancorsa che anche solo cambiando l'altezza della spalla dello pneumatico anteriore è possibile avvertire differenze nella guida.

Chiaramente il diametro della ruota incide profondamente sul confort di guida: infatti nel superamento di una buca o un gradino presente sul manto stradale una ruota di maggior diametro penetra in modo minore nella buca e supera più agilmente l'ostacolo rispetto ad una ruota di diametro inferiore.

La scelta del diametro delle ruote in fase di progetto viene quindi determinata bilanciando le caratteristiche di stabilità e maneggevolezza legate alle variazioni di avancorsa che ne derivano in funzione della destinazione d'uso del mezzo. Risulta immediato notare come moto ad uso fuoristra prediligano l'utilizzo di grandi diametri per favorire la stabilità nei terreni dissestati. In opposizione l'architettura dello scooter mostra ruote di diametri ridotti, determinate dalla necessita di ottenere un mezzo agile alle basse velocità imposte dal codice stradale nell'uso cittadino. Inoltre a discapito del ridotto confort di marcia ed aumentando lo spazio a disposizione sul veicolo per vani porta oggetti ed altre componentistiche.

Generalmente le tradizionali forcelle telescopiche sono vincolate al telaio mediante l'utilizzo di piastre di sterzo che possono generare un disallineamento rispetto all'asse di sterzo, amplificato dall'attuale schema costruttivo standard che mostra il perno ruota giacente anteriormente o in asse rispetto all'asse della forcella.

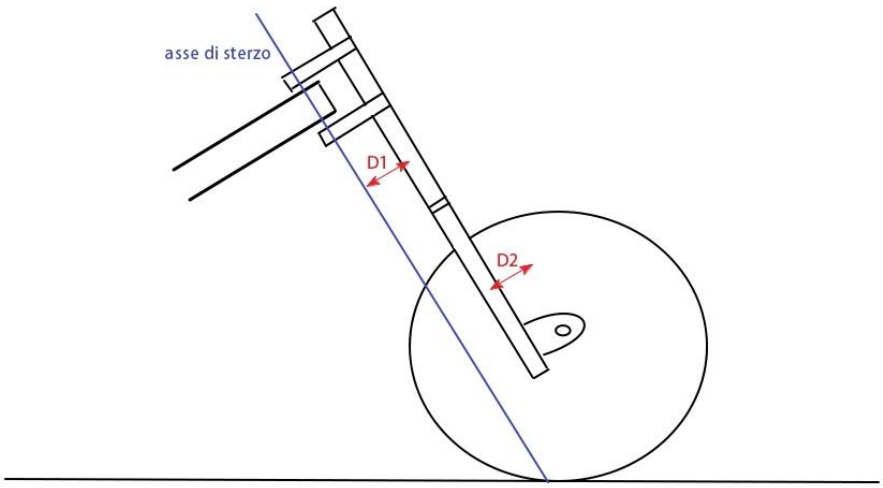


Figura 6 Riduzione avancorsa mediante le quote geometriche delle piastre di sterzo e del piede di forcella

L'adozione di piastre di sterzo con offset D1 come mostrato in figura, permette un avanzamento longitudinale della ruota anteriore con conseguente riduzione dell'avancorsa.

L'aumento della quota D2 relativa alla lunghezza del piedino forcella risulta avere lo stesso effetto, nell'immagine mostrata avendo volutamente amplificato le quote D1 e D2 il punto di contatto tra la ruota ed il terreno risulta posto anteriormente rispetto alla proiezione dell'asse di sterzo determinando quindi un'avancorsa negativa che non permette la corretta guidabilità del mezzo.

Risultano quindi elencate le principali caratteristiche geometriche che alterano il valore dell'avancorsa, un corretto equilibrio di questi parametri determina fortemente il comportamento dinamico della moto, risulta quindi facile comprendere come motociclette ad uso sportivo permettano la variazione dell'inclinazione dell'asse di sterzo, mediante appositi eccentrici orientabili montati sul cannotto di sterzo e l'adozione di differenti piastre di sterzo.

L'angolo d'inclinazione dello sterzo varia a seconda del tipo di veicolo: da 19° speedway, a 21 – 24 ° per motociclette sportive o da competizione, fino a 27 – 34 ° per le motociclette da turismo. Da un punto di vista strutturale, come verrà meglio esplicitato nei prossimi

capitoli, un ridotto angolo di sterzo causa notevoli sollecitazioni flessionali alla forcella durante la frenata. Poiché la tradizionale forcella risulta deformabile, sia in senso flessionale che torsionale, piccoli angoli conducono a maggiori sollecitazioni quindi maggiori deformazioni, che possono innescare vibrazioni pericolose all'avantreno denominate "wobble".

In figura 3 è stato inoltre definito il passo **P** ovvero la distanza tra i punti di contatto degli pneumatici con il piano stradale. In generale è possibile affermare che a parità di avancorsa aumentando il passo del veicolo si aumenta la stabilità del mezzo a discapito della maneggevolezza.

In bibliografia rif.2 viene infatti mostrato dallo studio cinematico della motocicletta nel moto uniforme in curva come il raggio della traiettoria curvilinea dipenda dagli angoli di deriva degli pneumatici, dall'angolo di sterzatura definito dal pilota mediante il manubrio e dal passo del mezzo.

Per ulteriori chiarimenti si rimanda al testo citato, in questa sede si intende citare tale studio per affermare come il concetto di maneggevolezza del mezzo sia legato alla traiettoria che esso può percorrere in curva. Nello specifico un mezzo risulta più maneggevole tanto più è ridotto il raggio di curvatura che esso può descrivere in un percorso che preveda un'inversione di marcia. Tale valore è direttamente proporzionale al passo del motociclo, risulta quindi possibile affermare che l'aumento di passo a parità di avancorsa riduca le doti di maneggevolezza.

Nella figura 5 è stata introdotta l'avancorsa normale posteriore, ovvero la distanza tra il punto di contatto della ruota posteriore con il terreno e l'asse di sterzo misurata perpendicolarmente all'asse. Ottenuta mediante la relazione :

$$\mathbf{Bn = (P + a) Cos \varepsilon}$$

La precedente equazione mostra come il passo e l'avancorsa siano intimamente collegati tra loro e vadano quindi considerati insieme. Pertanto non è del tutto corretto definire

un’avancorsa piccola o grande senza il riferimento al passo della motocicletta. Come parametro di confronto, è più corretto utilizzare il rapporto tra l’avancorsa normale anteriore e quella posteriore :

$$\mathbf{Rn = an / bn}$$

In generale l’avancorsa normale anteriore è approssimativamente il 4 – 8 % del valore di quella posteriore. Il valore di tale rapporto per motociclette da corsa è di circa il 6%; per motociclette turistiche può salire sino all’8%. Le motociclette di tipo Cruiser ovvero veicoli lenti e pesanti sono caratterizzati da valori del rapporto tra il 5 ed il 6% ed hanno avancorse ridotte rispetto al passo.

Per una trattazione più approfondita tale rapporto dovrebbe tener conto della distribuzione di carico sulle ruote. Una motocicletta con elevato carico Nf sulla ruota anteriore necessita di un’avancorsa minore. Infatti, carichi maggiori sulla ruota anteriore, generano forze laterali d’attrito più elevate,a parità di moto di strisciamento laterale della ruota. Pertanto, per avere la stessa coppia di allineamento che agisce attorno all’asse di sterzo, è sufficiente un’avancorsa più ridotta.

Il corretto rapporto, sulla base delle ripartizioni del carico, è espresso dalla seguente relazione nella quale Nf è il carico sulla ruota anteriore ed Nr sulla posteriore.

$$\mathbf{Rn = (an / bn) (Nf / Nr)}$$

1.4 Yamaha GTS 1000

Figura 7 Yamaha GTS 100

Correva l'anno 1993, quando al pubblico mondiale fu presentata una sport-tourer rivoluzionaria, la Yamaha GTS 1000. Con un innovativo sistema di sospensione anteriore monobraccio con sterzo nel mozzo denominato RADD, progettato da James Parker.

Il progetto rappresenta indiscutibilmente la volontà del marchio giapponese di stupire mediante l'abbandono della forcella telescopica, che incarna la sospensione per antonomasia nel mondo motociclistico. Introdotta da BMW nel 1935 la forcella telescopica è ancora oggi la più diffusa sia essa nella configurazione tradizionale che rovesciata, con gli steli posti inferiormente ai foderi. È interessante notare come la stessa casa bavarese produca sin dal 1993 un'altra architettura per la sospensione anteriore, ovvero il sistema Telelever montato ancora oggi su svariati modelli della famiglia GS e non solo.

La sospensione della GTS è riconducibile ad un quadrilatero articolato, il vantaggio nell'adozione di tale sistema risiede nella possibilità di poter variare la traiettoria

compiuta dal centro della ruota durante l'escursione dell'ammortizzatore, semplicemente variando la lunghezza e l'inclinazione dei bracci che compongono il cinematismo.

A tale traiettoria sono legate le variazioni di avancorsa ed interasse nelle fasi di frenata del mezzo che come precedentemente affermato determinano le caratteristiche di maneggevolezza e stabilità.

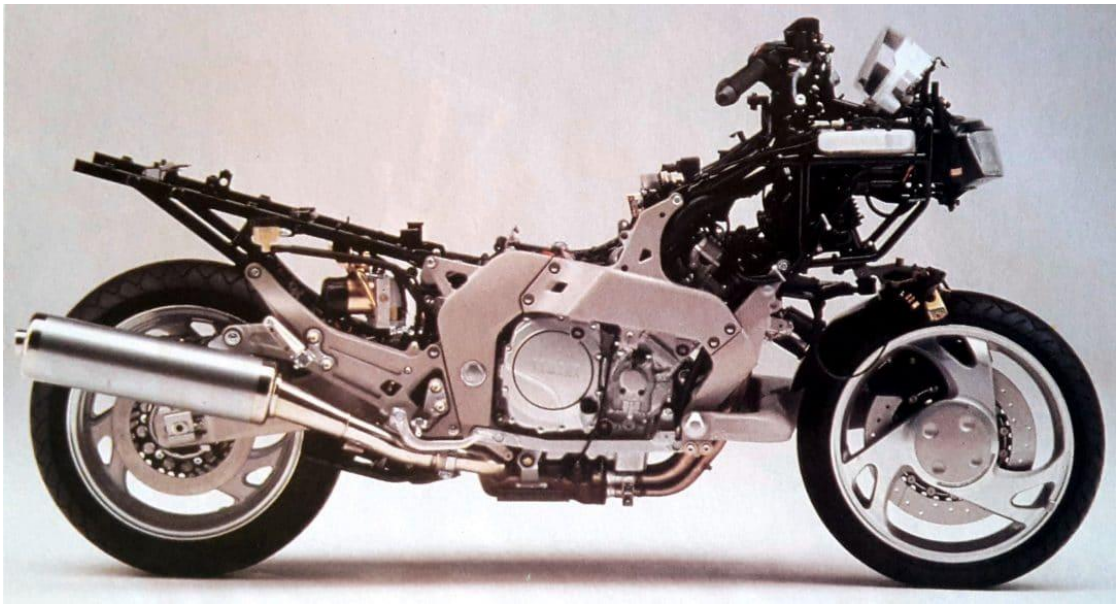


Figura 8 Yamaha GTS 1000 priva di carenature

La moto è retta nella parte centrale da un telaio a doppia culla in alluminio di forma [Ω] "omega" che collega il forcellone posteriore ed il braccio inferiore della sospensione anteriore anch'essi scatolati in alluminio dello spessore di 7 millimetri. Il manubrio, la sella e la carrozzeria sono invece collegati al telaio principale mediante appositi telaietti tubolari in acciaio di sezione circolare per l'anteriore e rettangolare per il posteriore.

La propulsione è affidata ad un 4 cilindri in linea di 1002 cm^3 derivato dalla Yamaha FZR 1000, capace di sviluppare una potenza di 74 kW (100,6 CV) / 9000 rpm e 106 Nm (10,8 kgm) / 6500 rpm di coppia. Con l'adozione dell'iniezione elettronica che fece il suo ingresso nelle moto per uso stradale della casa giapponese grazie a questo modello.

L'impianto frenante vanta l'introduzione del sistema ABS innovativo per l'epoca e attualmente obbligatorio nelle moto di nuova produzione. Il modello èra così futuristico

per l'epoca che per il lancio nelle concessionarie, Yamaha realizzò una sorta di cortometraggio di 5 minuti dal titolo "Evolution of the Species", evoluzione della specie, dove viene mostrato un team di scienziati entrare in contatto con un grande uovo di provenienza aliena, il quale nasconde al suo interno proprio la moto di cui sopra. Filmato che racchiude il tema fantascientifico tipico della cinematografia degli anni 90.

Vengono ora elencate le principali caratteristiche del modello come mostrate nel libretto "YAMAHA GTS 1000 A OWNERS MANUAL ENG" fornito agli acquirenti del mezzo.

Tabella 1 Dati tecnici Yamaha GTS

Modello	GTS 1000
Dimensioni	
Lunghezza complessiva	2165 mm
Larghezza complessiva	700 mm
Altezza sella	790 mm
Interasse	1495 mm
Minima altezza da terra	135 mm
Minimo raggio di sterzata	3400 mm
Motore	
Tipo	4 cilindri in linea, 4 tempi
Cilindrata	1002 Cm^3
Potenza massima	74 kW (100,6 CV) / 9000 rpm
Coppia massima	106 Nm (10,8 kgm) / 6500 rpm
Telaio	
Tipo	Doppia culla
Angolo di sterzo	24°
Avancorsa	100 mm
Peso	
Peso con olio motore e carburante	279 kg

2. FORZE AGENTI SULLA MOTOCICLETTA

Le forze agenti su di una motocicletta durante il moto della stessa possono essere racchiuse in due grandi famiglie, la prima comprende tutte le interazioni che nascono tra il terreno e le ruote, queste grandezze non dispendono esclusivamente dal tipo di terreno e dal coefficiente di aderenza generato dallo pneumatico ma come verrà esplicitato in questo capitolo sono strettamente legate ai trasferimenti di carico generati nelle fasi di accelerazione e decelerazione del mezzo. Risultano quindi legate al peso totale del complesso moto – pilota ed alla posizione del relativo baricentro.

In letteratura viene mostrato come tutte le caratteristiche relative alla posizione assunta dal pilota sulla sella e la potenza sviluppata dal motore, generanti una variazione di traiettoria o accelerazione della moto, possano essere ricondotte a differenti configurazioni delle interazioni tra gli pneumatici ed il fondo stradale.

In questa classificazione rientrano anche gli effetti giroscopici. Una spiegazione rigorosa di tali fenomeni dal punto di vista delle leggi della fisica risulta piuttosto complessa ed esula dagli scopi di questa tesi; diremo semplicemente che ogni corpo posto in rotazione attorno ad un asse se contemporaneamente viene posto in rapida rotazione attorno ad un secondo asse, presenta la nascita di un momento agente in un terzo asse perpendicolare ai due precedentemente descritti secondo la regola della mano destra. Questo fenomeno è largamente presente nella dinamica di ogni motociclo, risulta infatti verificabile da ogni pilota sia su una motocicletta che su una bicicletta, come ponendo il mezzo in rettilineo ad una velocità sufficientemente elevata la ruota anteriore sia in rapida rivoluzione attorno l'asse del mozzo ruota. Applicando una forza al manubrio per determinare una sterzata del mezzo la ruota viene posta in rotazione anche rispetto ad un secondo asse relativo all'asse di sterzo. In queste condizioni il momento giroscopico generato è tale da far inclinare il mezzo nella direzione opposta a quella imposta dal pilota durante la sterzata, rendendo più difficile l'inserimento in curva. Tali effetti possono essere attribuiti alla prima famiglia considerata in quanto strettamente legati all'inerzia e quindi al peso degli organi in rotazione.

La seconda famiglia di forze agenti sul mezzo risulta completamente svincolata dalle caratteristiche precedentemente elencate in quanto racchiude tutti i contributi

aerodinamici di resistenza all'avanzamento, portanza o deportanza generate nel moto del veicolo. Questi contributi risultano strettamente legati alla velocità di avanzamento della motocicletta ed alla forma della stessa nonché dalla posizione del pilota che può essere nelle varie fasi di guida ed a seconda del tipo di mezzo, esposto in maniera maggiore o minore all'esterno della carenatura del veicolo.

Risulta necessario chiarire che anche le forze aerodinamiche variano in condizioni dinamiche l'assetto del mezzo e quindi la distribuzione dei pesi tra gli assali. Ma generalmente questi contributi vengono valutati separatamente in quanto nella costruzione di un nuovo mezzo la carenatura che determina tali azioni può essere disegnata a monte, durante, o a valle del processo di definizione delle caratteristiche geometriche del telaio che determina il posizionamento di motore e pilota, avendo quindi maggiore influenza nella determinazione del baricentro.

Si intende ora valutare l'entità delle forze agenti sulle ruote del mezzo nelle varie fasi di guida descritte in bibliografia al fine di ottenere parametri utili al dimensionamento strutturale dei componenti che verranno riprogettati nel prossimo capitolo.

2.1 Posizione baricentro moto

La posizione del baricentro della motocicletta ha un'influenza significativa sul comportamento dinamico del veicolo. Essa dipende dalla disposizione delle masse relative a tutti gli organi che costituiscono il mezzo. Per alcune strutture quali ad esempio motore e telaio la massa di tali organi non varia durante l'utilizzo del mezzo e possono essere considerate costanti. La disposizione di questi organi all'interno del veicolo è tale da garantire la corretta ripartizione dei pesi tra l'assale anteriore e quello posteriore. Tale ripartizione determina le caratteristiche dinamiche del mezzo; in quanto un aumento del carico gravante sulla ruota anteriore generalmente determina un comportamento sovrasterzante del mezzo che tenderà in condizioni al limite dell'aderenza a stringere la traiettoria curvilinea imposta dal pilota. Contrariamente un mezzo sbilanciato con maggior peso sulla ruota posteriore tenderà in condizioni al limite di aderenza degli pneumatici ad un comportamento sottosterzante generando un aumento del raggio di curvatura imposto dal pilota.

La disposizione delle masse costanti non è la sola ad influenzare il comportamento dinamico del mezzo, risulta infatti necessario in fase di progettazione di un veicolo studiare il corretto posizionamento del serbatoio, organo che mostra una massa proporzionale alla quantità di carburante stipata al suo interno, quindi variabile durante l'utilizzo del mezzo. È facile notare come nelle moto da competizione la posizione del serbatoio sia generalmente quanto più centrale possibile rispetto al passo del motociclo per garantire un'equa ripartizione dei pesi sulle ruote indipendentemente dalla quantità di benzina presente. Poiché il motore è il componente più pesante del mezzo, circa il 25% della massa totale, la sua posizione influenza pesantemente quella del baricentro della motocicletta.

La Yamaha GTS in figura 9, che fungerà da donatrice per la realizzazione di una special è di colore blu e risulta sprovvista della cover serbatoio – air box e dei rispettivi fianchetti laterali, non è nota la quantità di benzina stipata nel serbatoio.

Figura 9 La Yamaha GTS che fungerà da donatrice per la realizzazione della special.

Acquistata una coppia di bilance risulta possibile determinare la posizione del baricentro ed il peso complessivo del mezzo.

Ponendo un sistema di riferimento con origine nel punto di contatto tra la ruota posteriore ed il terreno, è possibile definire il manto stradale appartenente al piano [X,Y]dove con la direzione X viene individuato l'asse longitudinale del mezzo congiungente le ruote in condizioni di angolo di sterzo nullo. L'asse Y risulta perpendicolare ad X e determina l'ingombro trasversale. La terza direzione individuata dall'asse Z perpendicolare al piano stradale determina l'altezza del mezzo. L'operazione all'apparenza veloce ed immediata ha richiesto maggiore impegno di quello previsto in quanto nella fase preliminare di controllo del corretto funzionamento degli strumenti è stato possibile appurare come una delle due bilance acquistate con portata massima di 180 kg ed una misura minima di 100 grammi mostrasse un errore attestabile tra 1 e 5 kg quando soggetta ad una massa nota di 50 kg. L'errore fornito risulta quindi variabile in un range compreso tra il 2 e il 10 %. Per ovviare a questo problema si è deciso di effettuare un maggior numero di pesate, annotando esclusivamente la lettura fornita dalla bilancia più accurata variandone di volta in volta la posizione. Tra una misurazione e l'altra il mezzo scendeva e risaliva su

entrambe le bilance poste sotto le rispettive ruote per mantenere invariato l'assetto del veicolo.

Il peso medio gravante sulla ruota anteriore è pari a 137,74 Kg mentre il peso medio misurato per il posteriore risulta attestarsi a 127.17 Kg, sommando questi valori si ottiene il peso totale del veicolo pari a 264.91 Kg. Nella scheda tecnica mostrata in tabella 1 il peso del mezzo da catalogo Yamaha in condizioni di serbatoio pieno risulta pari a 279 Kg . Il mezzo donatore presente in officina mostra un peso di 14.09 Kg inferiore a quello dichiarato, tale differenza risulta facilmente attribuibile all'assenza di tre carenature ed alla quantità di benzina stipata nel serbatoio che non risulta nota. La ripartizione dei pesi è pari al 51.9 % anteriore e 48.1 % posteriore. Conoscendo il passo **P** del mezzo di 1495 mm è stato possibile calcolare la quota Xg del baricentro mediante la seguente formula:

$$\mathbf{Xg} = \frac{\boldsymbol{Peso\ anteriore \cdot Passo}}{\boldsymbol{Peso\ totale}} = \mathbf{777.32\ mm}$$

Determinata la posizione longitudinale del baricentro risulta ora di interesse determinarne l'altezza effettuando un nuovo set di pesate esclusivamente sulla ruota posteriore avendo rialzato mediante un gradino di altezza nota la ruota anteriore della moto. La quota Zg risulta individuata dall'equazione:

$$\mathbf{Zg} = \left[\frac{\mathbf{Peso\ Posteriore \cdot P}}{\mathbf{Peso\ totale}} - (\mathbf{P - Xg}) \right] \mathbf{cot} \left[\mathbf{arcsen} \left(\frac{\mathbf{H}}{\mathbf{P}} \right) \right] + \frac{\mathbf{Rr + Rf}}{\mathbf{2}}$$

Nella quale con l'appellativo **R** vengono individuati rispettivamente i raggi delle ruote anteriore, front e posteriore, rear.

Si dispone di una piccola rampa sulla quale far salire la ruota anteriore del mezzo posizionando la bilancia sulla ruota posteriore come precedentemente affermato. La quota

H pari a 155 mm corrisponde alla differenza di altezza tra le ruote del mezzo, pari allo scarto generato dalle differenti altezze della rampa e della bilancia utilizzata da terra.

Effettuando più pesate in questa configurazione, mediando i valori ottenuti e misurando i raggi delle ruote anteriori e posteriori risulta possibile applicare la formula e determinare l'altezza del baricentro **Zg.**

Rf = 300 mm **Rr = 315 mm**

Peso medio della ruota posteriore con anteriore su gradino = 130.6 Kg

Zg = 494.35 mm

Risulta ora nota la posizione del baricentro della moto che verrà sfruttata per la determinazione delle forze agenti sul mezzo in condizioni statiche e dinamiche di frenata al limite del ribaltamento.

2.2 Posizione baricentro pilota

La posizione relativa al baricentro del pilota, rispetto al sistema di riferimento precedentemente introdotto, solidale al punto di contatto tra la ruota posteriore del mezzo ed il terreno, non può essere stimata mediante l'utilizzo di semplici formule aritmetiche.

Ogni pilota per sua natura mostra differenti lunghezze degli arti, ingombri e peso. Inoltre la posizione sulla sella varia in funzione delle condizioni di guida richieste.

È facile comprendere come sia possibile guidare la moto con stili assolutamente diversi e personali osservando le differenze tra piloti che gareggiano nelle competizioni di velocità su asfalto e quelli che gareggiano sullo sterrato.

Esistono piloti assai agili che preferiscono muoversi molto sulla moto limitando le azioni sullo sterzo e piloti con stile più composto, che tendono a formare un corpo unico con la moto, gestendola principalmente attraverso lo sterzo.

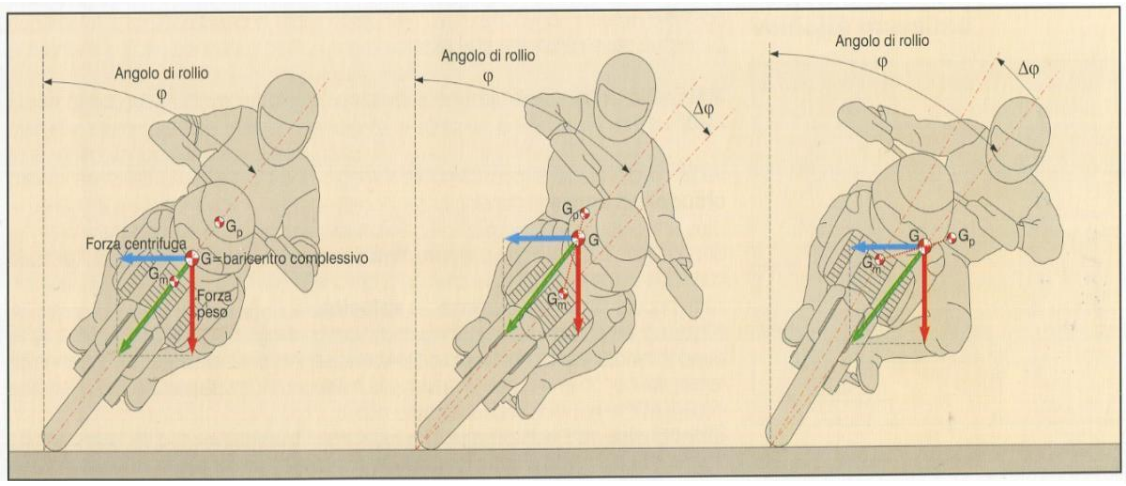


Figura 10 Differenti stili di guida nella percorrenza di una curva.

Entrambi gli stili sono comunque validi e nelle competizioni risultano vincenti piloti di un'impostazione quanto dell'altra. I vari comportamenti possono essere riassunti nelle tre tipologie proposte in figura 10.

In tutti e tre i casi il complesso moto più pilota determina con il terreno lo stesso angolo di rollio, per cui la velocità di percorrenza della curva sarà la medesima. Il primo pilota scende in piega solidalmente al telaio, il baricentro moto più pilota rimane sul piano longitudinale della motocicletta; Il secondo pilota preferisce rimanere più verticale così che l'angolo di rollio della moto dovrà aumentare del valore $\Delta\varphi$; l'ultimo pilota si sposta verso l'interno della curva piegando la moto di un angolo minore rispetto a quello dei casi precedenti.

Risulta possibile generalizzare alcune caratteristiche del veicolo che variano lo stile di guida di uno stesso pilota. Le motociclette caratterizzate da un elevato effetto raddrizzante e da un'elevata inerzia alla rotazione dell'avantreno sono da guidare prevalentemente inclinando la moto. Mentre le moto che presentano maggiore resistenza nello scendere in piega si guidano prevalentemente agendo sullo sterzo.

Determinato che la posizione trasversale del baricentro del pilota in curva dipende da numerosi fattori, non valutabili aritmeticamente, è possibile notare come invece tale

posizione nelle fasi di accelerazione, frenata e traiettoria rettilinea sia più facilmente individuabile in quanto meno influenzata dallo stile di guida.

Nelle moto stradali come la GTS in esame risulta possibile affermare che nelle fasi di guida descriventi una traiettoria rettilinea la posizione del pilota sia centrale rispetto all'asse longitudinale del mezzo. Il pilota può quindi assumere una posizione più raccolta, abbassando testa e busto nelle accelerazioni per sfruttare la protezione aerodinamica fornita dalla carenatura, arretrando la seduta.

Inversamente nelle fasi di frenata tenderà a distendere le braccia per poter fruttare maggiormente la muscolatura al fine di contrastare gli effetti inerziali della decelerazione.

La seconda postura introdotta rappresenta inoltre il normale posizionamento dei motociclisti che utilizzano mezzi omologati, in quanto data presenza di buche e dossi nel manto stradale nonché la densità del traffico odierno risulta necessario al conducente distendere quanto più possibile le braccia al fine di aumentare la visuale che non deve risultare ostruita dalla carenatura. La distensione degli arti superiore deve risultare quanto più ampia possibile bilanciando confort, ergonomia e rilassatezza muscolare non raggiungendo l'apertura massima dell'articolazione che impedisce repentine manovre di correzione al pilota.

Per la determinazione delle forze agenti sul mezzo è stato possibile individuare la posizione del baricentro del pilota nella fase di frenata sfruttando il programma Catia. Inizialmente è stato sviluppato un modello semplificato che simuli gli ingombri spaziali del mezzo e successivamente mediante l'applicazione Human Builder è stato possibile simulare il posizionamento di un manichino del peso di 100 kg di dimensioni antropometriche statistiche corrispondenti a quelle del 90esimo percentile della popolazione americana.

Il modello della Yamaha GTS risulta composto dalla rappresentazione semplificata di ruota posteriore, telaio centrale ed anteriore, pedane, manubrio e sella. Il manichino inizialmente in posizione eretta è stato posizionato sul mezzo ruotando singolarmente ogni singola articolazione presente nel modello. Il programma fornisce la possibilità di limitare tali movimenti all'interno del reale range permesso dalle articolazioni umane. Successivamente al fine di ottenere una postura corretta è stato necessario sfruttare la

Rula Analysis, ovvero un’analisi ergonomica del manichino che fornisce un valore da 1 a 6 relativo alla facilità di ottenere tale posizione.

La ricerca della combinazione di rotazioni delle articolazioni del pilota all’interno dei range facilmente raggiungibili dagli arti ha permesso di raggiungere un valore di Rula Analysis pari a 2, che determina come tale postura possa essere mantenuta dal manichino quindi dal pilota per un lungo periodo di tempo senza originare fastidi alle articolazioni.

Individuata la postura anatomicamente compatibile con il mezzo la posizione del baricentro del pilota raffigurato in rosso, risulta individuato dalla terna [635 ,0 ,1215] in millimetri .

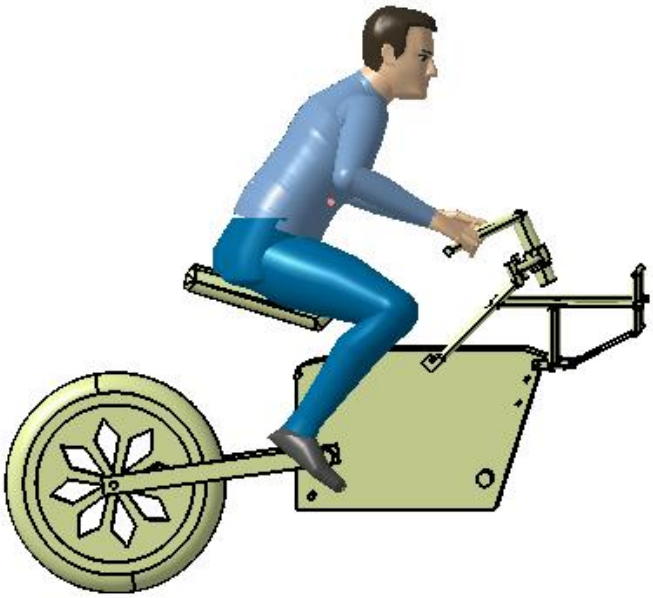


Figura 11 Manichino virtuale utilizzato per determinare la posizione del baricentro del pilota

Figura 12 Rappresentazione dei baricentri di moto in arancione, pilota in verde e complesso moto più pilota in giallo

2.3. Posizione baricentro del complesso moto più pilota

Determinate le posizioni dei baricentri relativi a moto e pilota, risulta possibile individuare la posizione del centro di gravità dell'intero sistema. Si è scelto di porre il peso del veicolo pari a 279 kg come riportato nel catalogo Yamaha ed il peso del pilota pari a 100 kg come precedentemente affermato. Nella seguente tabella vengono elencati i parametri precedentemente calcolati:

Tabella 2 Posizione e peso dei baricentri di moto, pilota e complessivo.

Elemento	Peso [Kg]	Xg [mm]	Yg [mm]	Zg [mm]
Yamaha GTS	279	777.32	0	494.65
Pilota	100	635	0	1215

La posizione del complesso moto più pilota è individuata dalle equazioni:

$$Xg\ totale = \frac{\boldsymbol{Peso\ GTS \cdot Xg\ GTS + Peso\ pilota \cdot Xg\ Pilota}}{\boldsymbol{Peso\ GTS + Peso\ Pilota}}$$

Ripetendo il medesimo calcolo nelle direzioni Y e Z, avendo posto il peso totale pari a 379 Kg il baricentro del complesso moto più pilota risulta individuato dalla terna [739.77 , 0 , 684.49]. Tale grandezza può essere utilizzata per il calcolo delle forze gravanti sul mezzo, con buona approssimazione delle reali condizioni di utilizzo. In figura 12 è rappresentato il posizionamento dei baricentri precedentemente calcolati. Risulta possibile notare come il baricentro della moto sia molto centrale mentre il pilota assume una postura tale da arretrare il baricentro complessivo. Questo stipo di configurazione risulta riscontrabile nella maggioranza delle motociclette per uso stradale nelle quali la posizione del pilota risulta arretrata causa lo sviluppo longitudinale del serbatoio. Nei mezzi fuoristradistici soprattutto se di cilindrate ridotte, nei quali il minor peso del veicolo determina una maggiore influenza del peso del pilota sul bilanciamento. Risulta possibile osservare come le selle siano maggiormente allungate ed il pilota possa assumere posture tali da caricare maggiormente l'anteriore o il posteriore del mezzo in funzione delle varie fasi di guida.

2.4. Forze in condizioni statiche

Le forze agenti su una motocicletta determinate dalle interazioni delle ruote con il terreno, dipendono quindi dalla traiettoria della motocicletta, dal peso del sistema moto più pilota e dalle caratteristiche geometriche della stessa.

In condizioni statiche ed a velocità di avanzamento costante trascurando le forze aerodinamiche e la resistenza al rotolamento degli pneumatici sul mezzo agiscono la forza peso applicata nel baricentro e le reazioni vincolari generate dal terreno.

Le reazioni vincolari del terreno sono $\mathbf{N_R}$ applicata nell'origine del sistema di riferimento ed orientata verticalmente come mostrato in figura, al posteriore. Ed $\mathbf{N_F}$ all'anteriore, anch'essa in direzione verticale ed applicata nel punto di contatto tra la ruota ed il terreno ad una distanza nell'asse X pari al passo del mezzo **P**. Le reazioni sono calcolabili mediante le seguenti equazioni cardinali della statica.

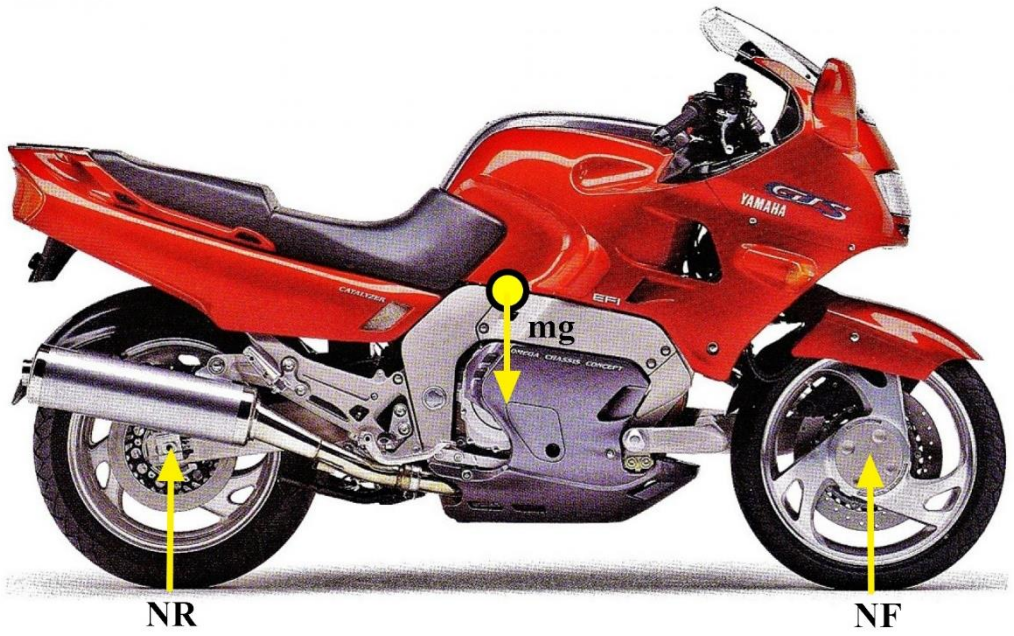


Figura 13 Equilibrio delle forze in condizioni statiche

$$N_R + N_F - mg = 0$$

$$mg \cdot X_G - N_F \cdot P = 0$$

$$N_F = mg \cdot \frac{Xg}{P}$$

$$N_R = mg \cdot \frac{P - Xg}{P}$$

Indicando con **P** l'interasse del mezzo pari a 1495 mm, la massa **m** del complesso moto più pilota pari a 379 kg e la quota **Xg** del relativo baricentro come precedentemente calcolato, le reazioni vincolari sviluppate dal terreno risultano pari a :

N_F = 1840 N **N_R = 1878 N**

Tali reazioni dipendono essenzialmente dalla posizione del baricentro, oltreché ovviamente dal peso complessivo del veicolo. Nella successiva trattazione le grandezze appena calcolate in condizioni statiche verranno rappresentate con l'adozione del pedice, zero, per meglio raffigurare le condizioni statiche.

Sebbene la distribuzione statica dei pesi sia velocemente ricavabile in ambito pratico, disponendo di moto e pilota. Essa gioca un ruolo fondamentale nella progettazione di un nuovo veicolo in quanto se combinata con i valori di avancorsa e passo determina le caratteristiche dinamiche del mezzo. Come verrà successivamente esplicato la distribuzione dei pesi non solo determina la facilità o resistenza all'impennamento ed al ribaltamento del mezzo in frenata ma influenza fortemente il comportamento a centro curva quando il pilota molla il freno anteriore ed in gergo punta il gas per bilanciare la moto. La distribuzione dei pesi a centro curva risulta quindi simile a quella calcolata in condizioni statiche, il che determina in combinazione con le caratteristiche degli pneumatici il comportamento più o meno sovrasterzante del mezzo. Ricordando che in generale le motociclette mostrano una ruota anteriore di diametro maggiore rispetto alla

posteriore, con una rispettiva differenza di larghezza dello pneumatico a favore del retrotreno incaricato di scaricare a terra la forza motrice. Risulta quindi immediato comprendere come la realizzazione di una moto stabile o maneggevole sia un laborioso studio tecnico delle caratteristiche geometriche del mezzo e le caratteristiche di rigidezza e deriva degli pneumatici che oggi più che mai giocano un ruolo fondamentale nella dinamica del veicolo. Se nel mondo delle competizioni modifiche alla carcassa degli pneumatici possono variare il risultato di un gran premio, nel mondo della personalizzazione spesso la scelta assume più un carattere puramente estetico come nella realizzazione delle scrambler con ruote più o meno tassellate. Non dovendo garantire un alto limite prestazionale del mezzo ma la sicurezza in ambito stradale si giustifica in questo elaborato l'assenza di sofisticati modelli software per la dinamica dei motocicli. L'utilizzo di tali programmi permetterebbe indubbiamente di valutare le caratteristiche dinamiche del mezzo ma non disponendo di uno storico adeguato e dei macchinari di banco per determinare le caratteristiche degli pneumatici il loro utilizzo risulterebbe vano ed inconcludente.

2.5 Forze in condizioni dinamiche di accelerazione

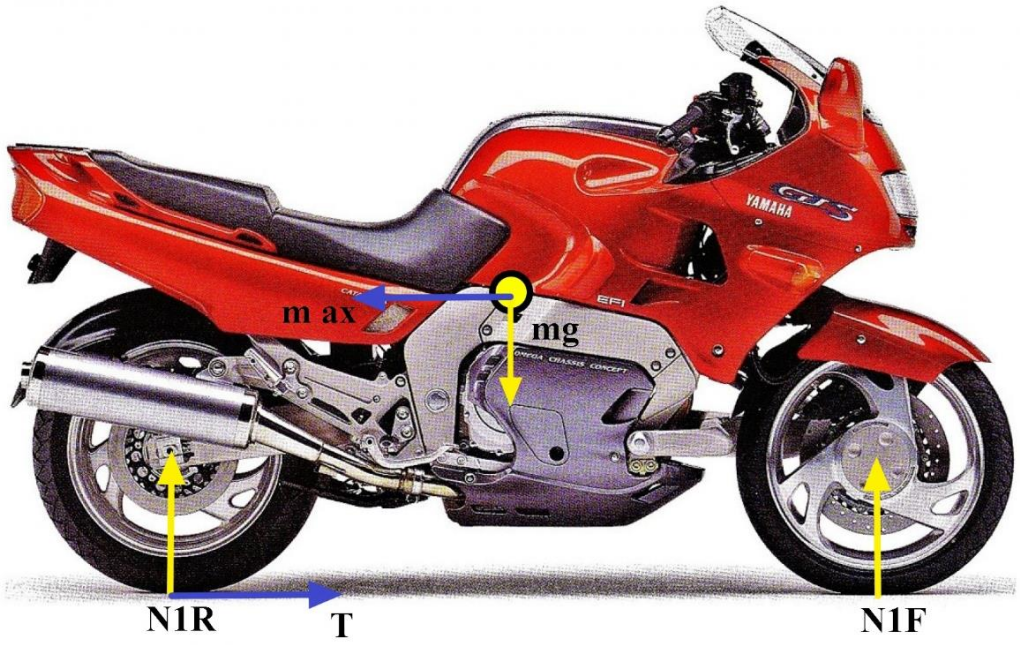


Figura 14 Equilibrio delle forze in accelerazione

In fase di accelerazione, in corrispondenza del punto di contatto ruota posteriore – terreno, trascurando le forze di resistenza al rotolamento e le forze aerodinamiche, sarà applicata una forza motrice T in direzione orizzontale. Bilanciata dalla forza d'inerzia applicata sul baricentro. La differenza tra i punti di applicazione delle forze orizzontali genera uno squilibrio che altera la distribuzione dei pesi statica del mezzo.

Applichiamo le equazioni cardiali della statica per calcolare le reazioni verticali del terreno ora denominate N1, ponendo il baricentro come polo dei momenti.

$$T - m \cdot a_x = 0$$

$$N1_R - mg + N1_F = 0$$

$$T \cdot Z_G - N1_R \cdot X_g + N1_F \cdot (P - X_G) = 0$$

$$T = m \cdot a_x$$

$$N1_R = mg - N1_F$$

$$T \cdot Z_G - (mg - N1_F) \cdot X_G + N1_F \cdot (P - X_G) = 0$$

$$N1_F = mg \cdot \frac{Xg}{P} - m \cdot a_x \cdot \frac{Zg}{P}$$

$$N1_R = mg \cdot \frac{P - Xg}{P} + m \cdot a_x \cdot \frac{Zg}{P}$$

È possibile osservare come i carichi gravanti sulle ruote in accelerazione possano essere ricondotti al caso statico precedentemente trattato.

$$N1_F = N_{0F} - m \cdot a_x \cdot \frac{Zg}{P}$$

$$N1_R = N_{0R} + m \cdot a_x \cdot \frac{Zg}{P}$$

Risulta quindi possibile definire le forze dovute ai trasferimenti di carico N_{TR} al posteriore ed N_{TF} all'anteriore.

$$N1_F = N_{0F} - N_{TF}$$

$$N1_R = N_{0R} + N_{TR}$$

Le forze dovute al trasferimento di carico in accelerazione aumentano il carico gravante sulla ruota posteriore e riducono quello sulla ruota anteriore scaricando la forcella. Ponendo una forza **T** tale da garantire un'accelerazione di 0.5g le forze risultano pari a:

$$N1_F = 989\ N \qquad N1_R = 2729\ N$$

Per un trasferimento di carico pari a 851 N

2.6. Forze in condizioni dinamiche di frenata

Per lo studio dei fenomeni legati alla frenata è possibile adottare il medesimo approccio usato nel paragrafo precedente. La decelerazione, infatti, altro non è che un'accelerazione di segno negativo agente tramite forze orizzontali applicate nel baricentro e nel punto di contatto tra terreno e ruota anteriore, generante un trasferimento di carico opposto al precedente.

In questa fase risulta di interesse valutare la frenata di tipo impulsivo che un pilota sfrutta per massimizzare la decelerazione del mezzo in condizioni di pericolo, per evitare un ostacolo presente nella traiettoria. Tale tipo di frenate è caratterizzata da un angolo di rollio nullo e dall'azionamento del solo freno anteriore. In presenza di un elevato coefficiente di attrito con il terreno la frenata denominata "panic stop" minimizza gli spazi di arresto, inversamente su terreni sterrati o scivolosi la frenata ottimale è ottenuta mediate una bilanciata ripartizione di forza frenante su entrambe le ruote. Tale configurazione data la grande variabilità dei terreni non risulta in questa sede di interesse progettuale.

La decelerazione massima teorica di un qualsiasi veicolo su ruote è definita dall'equazione:

$$\mathbf{ax = -\mu g}$$

Dove l'unico termine variabile che compare nella formula è il coefficiente di aderenza longitudinale medio **μ** dello pneumatico, essendo **g** l'accelerazione di gravità. Il segno meno è stato inserito per identificare una decelerazione. Di conseguenza qualsiasi impianto frenante o configurazione di sospensione venga realizzata, il mezzo potrà al massimo raggiungere la decelerazione consentita dallo pneumatico. Il coefficiente di aderenza longitudinale **μ** varia in relazione a numerosi fattori quali il tipo di terreno, le caratteristiche della carcassa dello pneumatico, la temperatura ed il carico gravante sulla ruota. Stabilito che la decelerazione massima teorica è determinata dal coefficiente di aderenza per l'accelerazione di gravità, risulta ora necessario affermare che nel caso di veicoli a due ruote la decelerazione massima non debba superare il valore definito dal limite di aderenza geometrico del mezzo, legato a quattro grandezze fisiche della moto che si ottiene imponendo nullo il carico gravante sulla ruota posteriore. Corrispondente alla condizione limite di ribaltamento del mezzo. Quando la frenata è generata esclusivamente dall'impianto frenante anteriore ed il trasferimento di carico generato risulta tale da sollevare da terra la ruota posteriore. Per esplicare meglio il concetto si osservi la distribuzione di forze in figura 15 nella quale la forza **Cfa** identifica l'azione

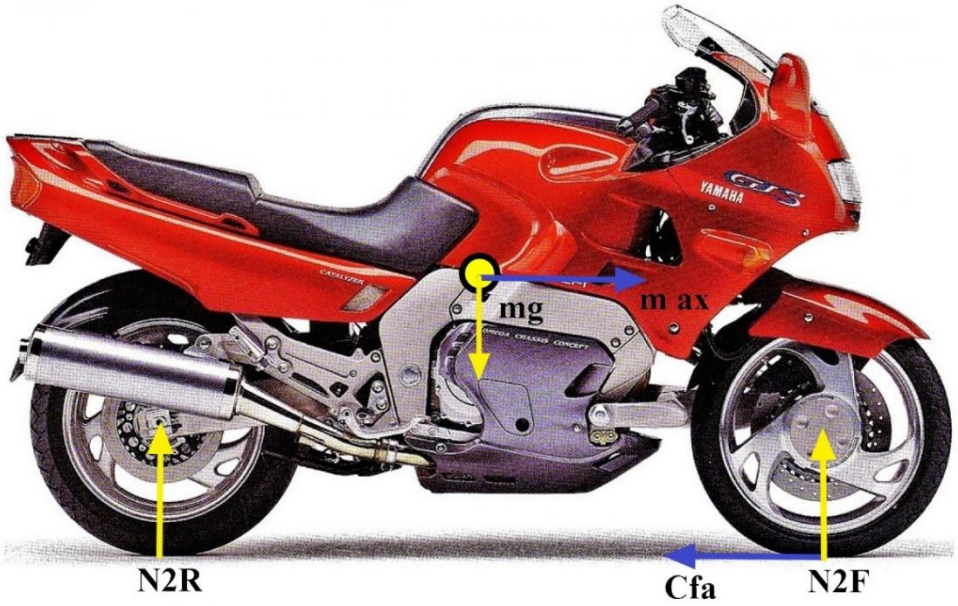


Figura 15 Equilibrio delle forze in frenata

frenante della ruota anteriore rispetto al terreno mentre con i termini $N2_R$ ed $N2_F$ viene indicata la distribuzione dei pesi nella nuova configurazione definita dalla frenata.

Il Carico generato in decelerazione sulle ruote è descritto dalle equazioni:

$$Cfa = m \cdot ax$$

$$N2_F = N_{0F} + Cfa\frac{Zg}{P} \qquad N2_R = N_{0R} - Cfa\frac{Zg}{P}$$

Il trasferimento di carico così ottenuto pari al valore $Cfa \cdot \frac{Zg}{P}$ risulta come precedentemente affermato aumentare il carico gravante sulla ruota anteriore rispetto alla condizione statica e ridurre quello al posteriore.

Ponendo $N2_R = 0$ è possibile determinare la massima decelerazione imponibile al mezzo prima del ribaltamento.

$$\textbf{Decelerazione massima} = \frac{N0R \cdot P}{Zg \cdot m} = 1.103\ g$$

Come mostrato dall'ultima equazione tale valore è fortemente influenzato dalle caratteristiche del mezzo, nello specifico aumentando il passo e mantenendo costanti peso totale e posizione del baricentro in relazione ad esso risulta possibile aumentare la decelerazione raggiungibile dal mezzo. Contrariamente l'aumento dell'altezza del baricentro e l'aumento della massa totale del veicolo mostrano un'influenza negativa aumentando gli spazi di arresto.

Ponendo $Cfa = m \cdot 1.103\ g = 4\ 100.9$ N

Il trasferimento di carico N_{T2} è pari ad una forza di 1 872.5 N che scarica completamente la ruota posteriore del mezzo dando origine al ribaltamento.

$N2_R = 1878 - 1878 = 0$ N

$N2_F = 1840 + 1878 = 3718$ N

Nota la decelerazione massima raggiungibile prima del ribaltamento dal nostro complesso moto più pilota risulta ora di interesse confrontare questo valore con quelli presenti in bibliografia.

Gli pneumatici slick montati sulle moto da competizione possono generare coefficienti di aderenza longitudinale superiori ad 1.3. In rari ed eccezionali frangenti mediante la telemetria montata sulle moto si sono registrati valori di decelerazioni pari ad 1.5g, dovute al contributo delle forze aerodinamiche.

2.7. Forze in condizioni dinamiche di traiettoria curvilinea

Nei mezzi a due ruote una traiettoria curvilinea può essere ottenuta con una combinazione di rotazioni, ovvero la prima relativa alla rotazione della ruota anteriore mediante l'asse di sterzo e la seconda relativa alla rotazione dell'intero mezzo rispetto al terreno per quello che viene comunemente definito scendere in piega.

In accordo con il sistema di riferimento precedentemente scelto, risulta possibile affermare che oltre alla combinazione delle forze trattate ovvero il carico verticale **Fz** e le componenti di accelerazione e frenata **± Fx**, per realizzare una traiettoria curvilinea debba nascere una forza sul piano stradale in direzione Y, tale forza in letteratura viene definita forza laterale. La forza laterale che lo pneumatico esercita sul terreno dipende sia dall'angolo di sterzata che dall'angolo di rollio **φ**. Come nei mezzi a quattro ruote anche gli pneumatici motociclistici presentano una deformazione che altera la direzione di marcia rispetto all'angolo di sterzata imposto dal pilota.

L'angolo di deriva è definito come l'angolo, misurato nel piano stradale, tra la direzione di avanzamento effettiva della ruota e la direzione teorica imposta nella sterzata. Per generare forze la carcassa dello pneumatico deve deformarsi al contatto con il terreno, nel moto rettilineo tale deformazione risulta simmetrica e non altera la direzione di marcia. Imponendo una sterzatura alla ruota la deformazione di quest'ultima, che garantisce l'aderenza, determina un'impronta a terra asimmetrica che induce una variazione nella

traiettoria imposta. Risulta quindi necessario per ottenere da uno pneumatico una traiettoria curvilinea, ad angolo di rollio nullo, sterzare la ruota di una quantità superiore a quella identificata dal raggio della curva che si vuole percorrere in quanto le caratteristiche di deriva che garantiscono l'aderenza tendono ad aumentare il raggio della traiettoria percorribile. Tale fenomeno si verifica tanto sulle autovetture quanto sui motocicli, in rapporto alle differenti aree di contatto generate dalla forma degli pneumatici.

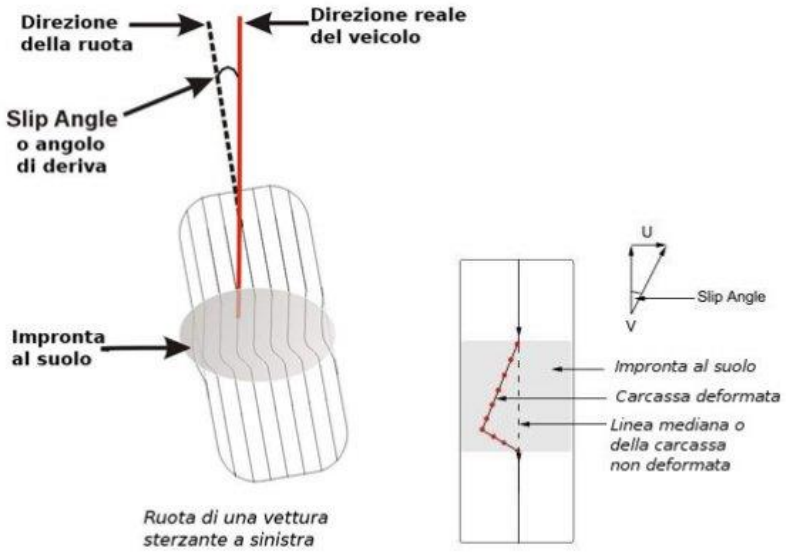


Figura 16 Rappresentazione dell'angolo di deriva

Si consideri ora una motocicletta in moto uniforme curvilineo. L'angolo di rollio definisce l'inclinazione del mezzo rispetto al piano verticale indicato nell'immagine 17 dalla direzione Z.

Al baricentro complessivo si considerano applicate la forza peso verticale e la forza centrifuga in direzione Y. Tali forze dovranno essere bilanciate dalle reazioni vincolari **Fz** ed **Fy** generate dallo pneumatico a contatto con il terreno.

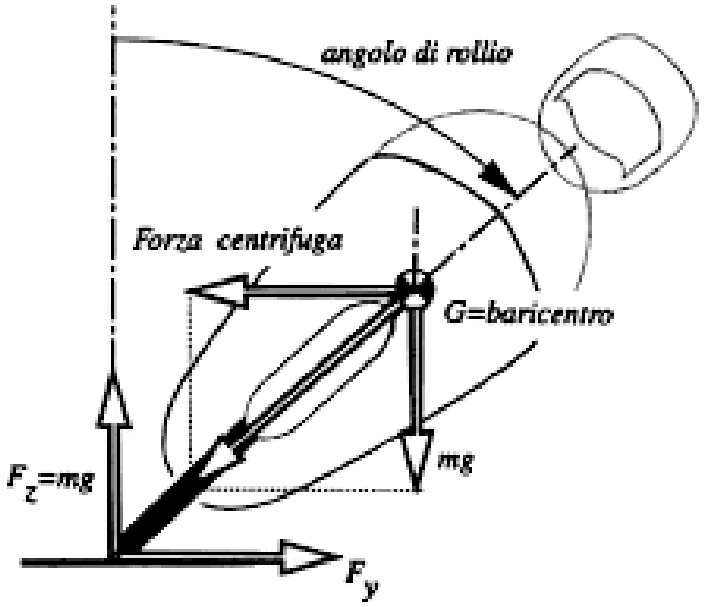


Figura 17 Equilibrio della moto in curva

Imponendo l'equilibrio dei momenti rispetto al punto di contatto tra lo pneumatico ed il terreno. Identificando il baricentro ad una distanza **D** dal punto considerato si ottiene:

$$- Fc\ D \cos\varphi + mg\ D \operatorname{sen}\varphi = 0$$

$$mg\ D \operatorname{sen}\varphi = Fc\ D \cos\varphi$$

$$Fc = mg \tan\varphi = - Fy$$

In bibliografia viene mostrato come una traiettoria curvilinea, percorsa a velocità costante, possa essere affrontata mediante differenti combinazioni di angolo di sterzo ed angolo di rollio. In relazione alla posizione del baricentro come precedentemente mostrato in figura 10.

Al fine di determinare un ordine di grandezza per la forza laterale risulta possibile affermare che indipendentemente dalla combinazione di rotazioni dalle quali essa viene

generata, la forza laterale massima che può essere applicata al mezzo è pari al valore massimo garantito dallo pneumatico.

Nei test di rigidezza di deriva presenti in bibliografia viene valutata la forza laterale generata dallo pneumatico in relazione al carico verticale gravante sulla ruota, al variare di temperatura, pressione e tipo di carcassa.

La forza **Fy** può raggiungere valori massimi compresi tra 1.3 ed 1.6 volte il carico **Fz**.

Nelle fasi di accelerazione e frenata come precedentemente mostrato i trasferimenti di carico possono raggiungere valori estremali. Nel moto curvilineo risulta invece possibile affermare che, a centro curva, il carico gravante sulle ruote sia paragonabile ai carichi definiti in condizioni statiche. Il posizionamento del pilota può variare l'assetto del mezzo, mentre i trasferimenti di carico dovuti alle fasi transitorie di decelerazione del mezzo in ingresso ed accelerazione in uscita possono essere considerati inversamente proporzionali all'angolo di rollio.

2.8. Coppie applicate all'asse di sterzo

L'equilibrio dei momenti, attorno all'asse di sterzo, permette di valutare la coppia τ che il pilota deve applicare al manubrio per assicurare l'equilibrio della motocicletta in curva. Occorre specificare che questo si riferisce al moto uniforme in curva, cioè ad una motocicletta a velocità costante in una curva a raggio costante. Durante il movimento transitorio in una curva con velocità e raggio di curvatura variabili, la coppia che il pilota dovrebbe esercitare sarebbe sostanzialmente diversa da quella calcolata per il moto uniforme, specialmente se la variazione di velocità e traiettoria si verificano improvvisamente.

La coppia applicata dal pilota è pari, ma di segno opposto, alla risultante di tutti i momenti generati dalle forze agenti sull'avantreno. La coppia risultante è composta da sei termini:

$$\tau = - \tau_{Pf} - \tau_{Cf} - \tau_{Nf} - \tau_{Ff} - \tau_{Wf} - \tau_{M}$$

con effetto disallineante (segno +) dovuto alla forza peso sull'avantreno,

$$\tau_{Pf} = [(Y_{Gf} - Y_A) \operatorname{Sen} \varepsilon + (X_{Gf} - X_A) \operatorname{Cos} \varepsilon \operatorname{Sen} \varphi] g m_f$$

Effetto allineante (segno -) dovuto alla forza centrifuga sull'avantreno,

$$\tau_{Cf} = -[m_f (X_A Y_{Gf} - X_{gf} Y_A) \operatorname{Cos} \varepsilon \operatorname{Cos} \varphi + (I_{YZf} - m_f Y_{Gf} Z_A) \operatorname{Sen} \varepsilon +$$

$$+ (I_{XZf} - m_f Y_{Gf} Z_A) \operatorname{Cos} \varepsilon \operatorname{Sen} \varphi] \Omega^2$$

Effetto disallineante (segno +) dovuto al carico normale sulla ruota anteriore,

$$\tau_{Nf} = [(Y_{Pf} - Y_A) \operatorname{Sen} \varepsilon + (X_{Pf} - X_A) \operatorname{Cos} \varepsilon \operatorname{Sen} \varphi] N_f$$

Effetto allineante (segno -) dovuto alla forza laterale sulla ruota anteriore,

$$\tau_{Ff} = - \{ \operatorname{Cos} \varepsilon \operatorname{Cos} \varphi [(X_A - X_{Pf}) \operatorname{Cos} \Delta + (Y_A - Y_{Pf}) \operatorname{Sen} \Delta] +$$

$$+ (\operatorname{Cos} \varepsilon \operatorname{Sen} \varphi \operatorname{Sen} \Delta - \operatorname{Sen} \varepsilon \operatorname{Cos} \Delta) Z_A \} F_f$$

Effetto allineante (segno -) dovuto all'effetto giroscopico della ruota anteriore,

$$\tau_{Wf} = [\operatorname{Sen} \varepsilon \operatorname{Cos} \varphi \operatorname{Sen} \delta - \operatorname{Sen} \varphi \operatorname{Sen} \delta] I_{Wf} \omega f \Omega$$

Effetto disallineante (segno +) dovuto al momento torcente della ruota anteriore,

$$\tau_{M} = M_{Zf} \operatorname{Cos} \varepsilon \operatorname{Cos} \varphi$$

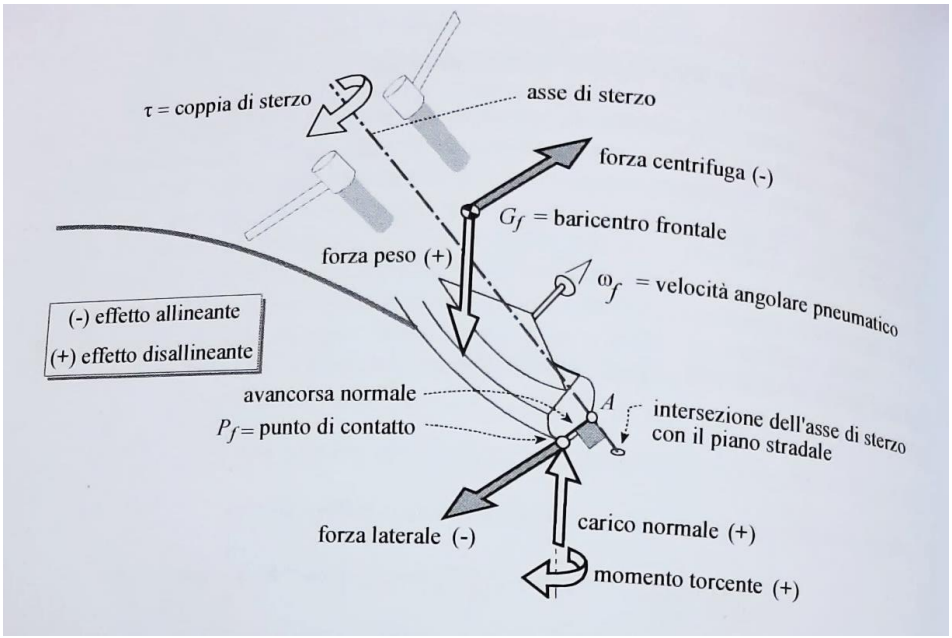


Figura 18 Equilibrio dell'avantreno

Il punto **A** indica l'intersezione dell'asse di sterzo con la retta normale passante per il punto di contatto dello pneumatico anteriore. La distanza tra il punto **A** ed il punto di contatto **Pf** rappresenta l'avancorsa effettiva dello pneumatico.

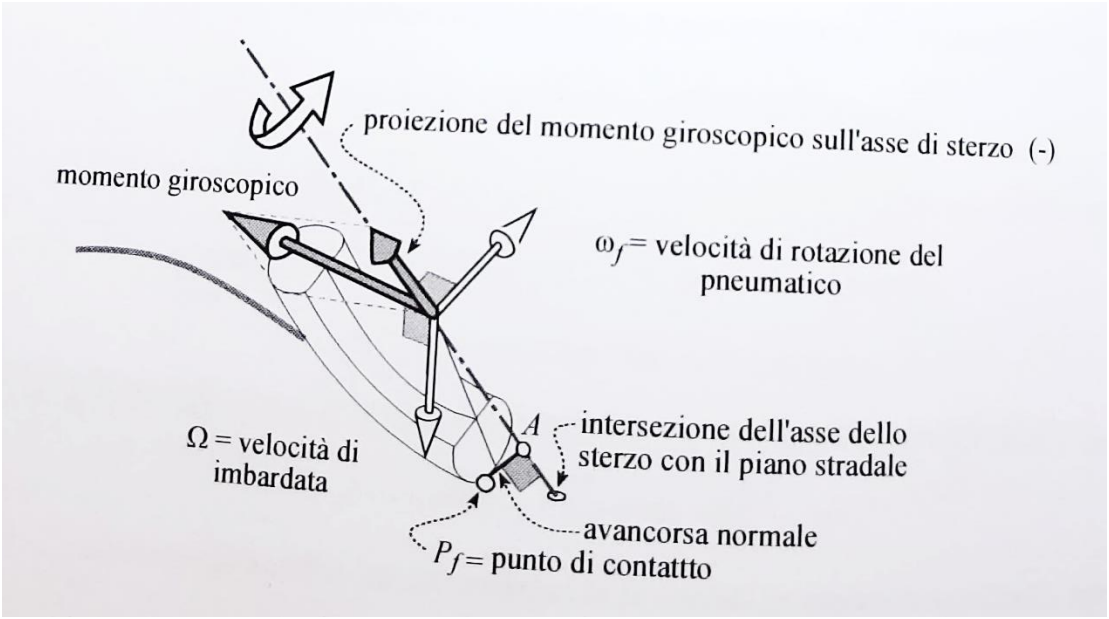


Figura 19 Nascita del momento giroscopico alla sezione anteriore

In figura 20 sono mostrate le variazioni della coppia applicata dal pilota al manubrio. È untile ricordare che la coppia esercitata dal pilota è, per definizione, positiva se tende ad aumentare l'angolo di sterzata in senso orario.

Questo significa che essenzialmente sono possibili due situazioni:

- A basse velocità la coppia di sterzata è negativa. Pertanto, durante la sterzata, il pilota deve bloccare il manubrio, che altrimenti tenderebbe a ruotare maggiormente. Quando i valori della coppia di sterzata diventano fortemente negativi, l'inclinazione e l'entrata in curva diventano più semplici;
- Con un aumento di velocità, la coppia da applicare al manubrio diventa positiva. Se il valore della coppia rimane alto, tale circostanza provoca nel pilota la sensazione di essere al comando di una motocicletta che è difficile da inclinare e da inserire nelle curve più strette;

La coppia da applicare allo sterzo risulta quindi influenzata da numerosi fattori tra i quali il valore dell'avancorsa normale il cui aumento riduce la coppia necessaria. Il risultato può essere spiegato considerando il fatto che, quando l'avancorsa aumenta, l'effetto disallineante dovuto al carico verticale sullo pneumatico anteriore aumenta maggiormente rispetto all'effetto allineante dovuto alla forza laterale. Al contrario l'aumento dell'angolo d'inclinazione dello sterzo produce un effetto allineante.

L'aumento del raggio della sezione dello pneumatico anteriore ha una forte influenza allineante: questo effetto è causato dallo spostamento del punto di contatto dello pneumatico anteriore dovuto all'angolo di rollio.

Un avanzamento del baricentro del pilota ha un leggero effetto autosterzante. La posizione verticale del baricentro del pilota ha un effetto allineante molto contenuto. Il risultato è che, se il pilota si muove, rimanendo sempre nel piano di simmetria della moto, il comportamento di guida non cambia significativamente. Al contrario uno spostamento laterale del pilota verso l'interno della curva ha un forte effetto allineante. Un pilota esperto può trarre vantaggio da questa possibilità, con lo spostamento del corpo può raggiungere posizioni di equilibrio nelle quali deve applicare una coppia di valore molto ridotto o anche nullo al manubrio.

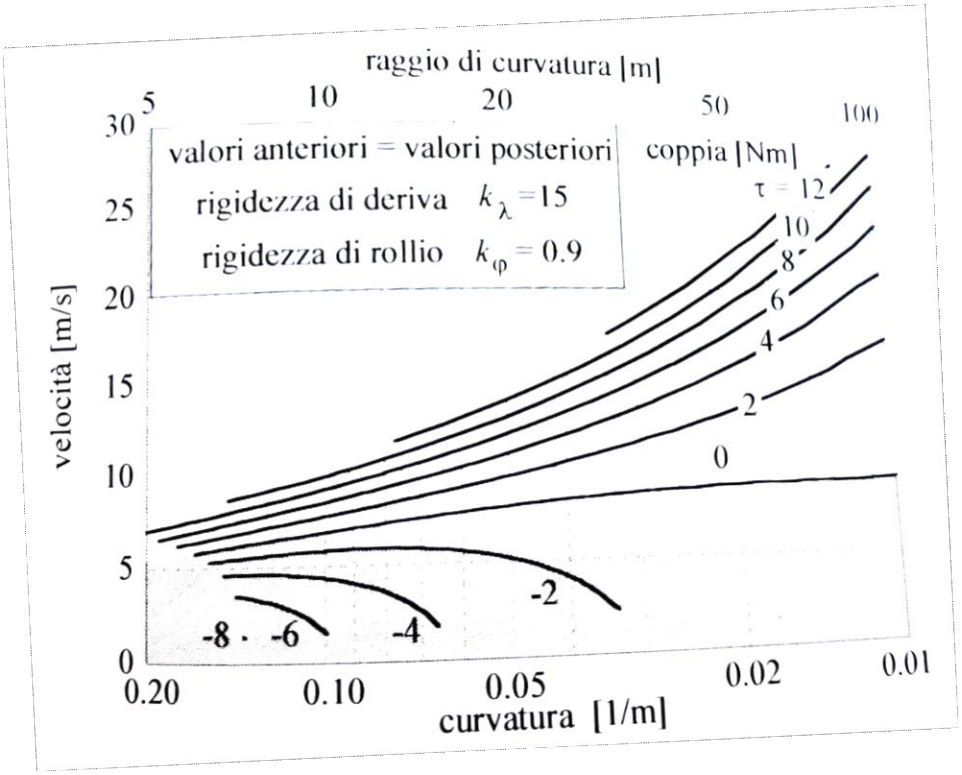


Figura 20 Grafico della Coppia applicata al manubrio rispetto al raggio di curvatura e velocità

3. ANALISI CINEMATICA E STATICA SOSPENSIONE ANTERIORE

In questo capitolo verranno esplicitate le principali caratteristiche dell'analisi cinematica che permette uno studio ed una classificazione dei differenti schemi costruttivi delle sospensioni anteriori. Al fine di meglio comprendere i risultati ottenuti nei seguenti paragrafi riguardanti lo studio cinematico del quadrilatero articolato presente sulla GTS, verranno esplicitati i principali schemi costruttivi per le sospensioni anteriori con relativi pregi e difetti.

La cinematica come trattato nel testo "Meccanica Applicata alle Macchine" rif. in bibliografia è una branchia della meccanica che studia il movimento dei punti, dei corpi e dei sistemi di corpi connessi da coppie, ovvero dei meccanismi.

Un meccanismo, secondo la nomenclatura proposta dalla IFToMM (International Federation for Theory of Machines and Mechanisms), può essere inteso in una doppia accezione:

A) Sistema di corpi progettato per convertire il moto di, e le forze agenti su, uno o più corpi, in un movimento determinato di, e forze agenti su, altri corpi.

B) Catena cinematica con uno dei suoi componenti fisso (il componente fisso è detto Telaio o ponte).

Allo scopo di una migliore la comprensione è d'obbligo fare luce sulla distinzione che ricorre fra macchine e meccanismi: una macchina può essere costituita da uno o più meccanismi (ciascuno dei quali può essere considerato come sub-sistema).

Un esempio di macchina formata da un unico meccanismo è la leva (un'asta rigida infulcrata in un punto qualsiasi). La leva è considerata dunque macchina se utilizzata per compiere un'azione quale sollevamento di un peso o qualsivoglia funzione, mentre è considerata come meccanismo se studiata ai fini dell'esplicitazione della relazione che

intercorre fra gli spostamenti dei punti in corrispondenza dei quali sono applicate la forza motrice e quella resistente.

La cinematica non prende in considerazione le forze agenti sui meccanismi, ma solo le relazioni geometriche che garantiscono che il moto dei corpi sia congruente con i vincoli presenti nel sistema.

Lo studio del movimento dei sistemi di corpi soggetti a insiemi di vincoli può riguardare le posizioni, ovvero gli spostamenti dei corpi, ma anche le derivate di queste grandezze rispetto al tempo, ovvero le velocità e le accelerazioni. Ancora, esso può riguardare il moto assoluto dei corpi rispetto ad un sistema di riferimento assunto fisso o, in altri casi, il moto relativo fra corpi in movimento. Infine lo studio della cinematica dei meccanismi può essere suddiviso in due grandi famiglie:

- L'analisi; ovvero la determinazione del movimento di un sistema di cui siano note le caratteristiche.
- La sintesi; ovvero la determinazione delle caratteristiche di un sistema che realizzi un qualche movimento prefissato.

La formulazione del modello cinematico di un meccanismo richiede che venga estratta dalla forma fisica dei corpi l'informazione geometrica effettivamente rilevante ai fini dello studio del movimento.

La forma effettiva dei corpi è progettata in modo tale da tenere in considerazione svariati aspetti, estetici, funzionali, strutturali e produttivi. Tuttavia, ai fini dello studio cinematico, la rappresentazione della geometria complessa dei corpi reali può essere semplificata e sintetizzata, in quanto per costruire i modelli del movimento è necessario utilizzare la sola informazione che rappresenti la posizione degli elementi delle coppie cinematiche sui corpi presenti nel sistema.

In generale i collegamenti tra gli organi vengono rappresentati nel punto di contatto con elementi chiamati coppia:

- Una coppia rotoidale è modellata imponendo che i due (o più) corpi afferenti sulla coppia abbiano in comune il punto centrale della coppia.

- Una coppia prismatica è modellata imponendo che i corpi da essa connessi condividano una retta, che individua l'asse del loro movimento relativo; come conseguenza essi non possono avere rotazioni relative, né spostamenti (relativi) in direzione ortogonale alla retta comune.
- Una coppia a camma (coppia superiore) è modellata imponendo che i due profili coniugati della coppia rimangano sempre a contatto, con condizioni di tangenza, in un punto, che potrà variare nel tempo, durante il moto relativo; pertanto, l'informazione che descrive la coppia a camma è data dalla forma dei due profili in contatto.

Dato quindi un generico meccanismo il primo passo per l'analisi cinematica di posizione è la costruzione di un modello per la formulazione matematica.

Si studia il meccanismo per comprendere se il moto degli organi che lo compongono possa essere descritto dagli spostamenti di quest'ultimi in un unico piano.

Disegnato il meccanismo sul piano si passa alla semplificazione del modello eliminando da esso tutti gli organi che non determinano direttamente un movimento.

Successivamente si riducono gli organi meccanici a vettori passanti per le coppie cinematiche che ne descrivono le interazioni reciproche. Tali vettori a seconda del meccanismo possono essere considerati mobili, fissi, di dimensioni finite o variabili.

Risulta quindi possibile applicare l'equazione di Grübler per determinare i gradi di libertà del cinematismo.

$$\mathbf{n_{gl} = 3\ n_{cm} - 2\ c_1 - c_2}$$

n_{gl} = numero di gradi di libertà

n_{cm} = numero dei corpi mobili

c_1 = numero delle coppie che lasciano un grado di liberà relativo tra i corpi.

c_2 = numero delle coppie che lasciano due gradi di libertà nel moto relativo.

Con il termine gradi di libertà si identificano il numero minimo di parametri necessari per descrivere le posizioni di ogni organo componente il meccanismo.

Nel caso dei meccanismi piani ogni organo presenta tre gradi di libertà ovvero le due traslazioni lungo gli assi del piano ad esempio ΔX, ΔY e la rotazione rispetto ad un'asse perpendicolare al piano $\Delta\varphi$.

Si comprende come la capacità di poter descrivere univocamente le tre grandezze che caratterizzano ogni corpo appartenente al meccanismo, attraverso equazioni matematiche che racchiudano tutte queste informazioni in relazione ad un numero limitato di parametri variabili ovvero i gradi di libertà sia di fondamentale importanza per lo studio di ogni meccanismo.

Vengono ora elencati i principali schemi costruttivi per la sospensione anteriore presenti nelle motociclette, nonostante le chiare differenze tecniche e prestazionali il successo commerciale di mezzi come la Vespa prodotta dalla Piaggio è un chiaro esempio di come una sospensione dalle limitate caratteristiche teoriche di performance possa essere montata su modelli diventati iconici tutt'ora in produzione.

A) Forcella telescopica

La forcella teleidraulica o forcella oleodinamica (munita di regolazioni per l'ammortizzatore) è il tipo di sospensione anteriore più utilizzato, per la sua semplicità costruttiva, oltre che per leggerezza e funzionalità. La prima applicazione di questo sistema è della BMW R 12 nel 1935.

Lo schema è costituito da due coppie di due tubi coassiali, che scorrono uno dentro l'altro, dove il tubo di minor diametro viene definito "stelo", mentre quello di diametro maggiore viene definito "fodero", con l'interposizione tra i tubi di opportune boccole che ne riducono l'attrito relativo.

Nella configurazione "tradizionale" gli steli sono posti superiormente e vincolati alle piastre di sterzo. Sui foderi è quindi possibile ricavare i supporti per il perno ruota e per la pinza freno riducendo il numero complessivo di organi necessari al montaggio.

Nella configurazione “up side down “o “rovesciata” si ottiene una maggior rigidezza flessionale della struttura a parità di peso, dato che il tubo di maggior diametro, il fodero è posizionato nella zona superiore che risulta maggiormente sollecitata dal momento flettente generato dalla forza frenante. La ruota anteriore e le pinze freno dovranno invece essere collegate agli steli mediante appositi supporti generalmente ricavati dal pieno.

Le due configurazioni differiscono quindi per la diversa ripartizione dei pesi che determinano la quota delle masse sospese e l’inerzia della struttura intorno all’asse di sterzo. Indipendentemente dalla configurazione scelta è possibile notare come la traiettoria descritta dal perno ruota anteriore, durante la corsa ammortizzante, sia obbligatoriamente rettilinea e determinata dall’inclinazione dell’asse della forcella rispetto al terreno.

All’interno dei tubi vengono alloggiati l’elemento elastico e lo smorzatore viscoso. L’elemento elastico può essere ottenuto mediante l’utilizzo di molle elicoidali o gas in pressione. La compressione risulta uguale allo spostamento della ruota in rapporto 1:1.

Generalmente è possibile affermare che mediante l’utilizzo di una molla elicoidale si riesca ad ottenere un comportamento della sospensione lineare, mentre con l’adozione di un gas il comportamento risulti progressivo. Lo schema costruttivo della sospensione mostra come durante la fase di compressione della molla elicoidale, si ottenga una riduzione del volume d’aria all’interno della forcella. Questa caratteristica determina la nascita di una seconda forza elastica rappresentabile come una seconda molla ad aria agente in funzione della pressione interna. Risulta quindi possibile ottenere un comportamento progressivo anche nella sospensione con molla elicoidale.

L’aumento di pressione viene anche sfruttato per eliminare il fenomeno della cavitazione e la formazione di schiuma, generato dalle interazioni tra l’aria in pressione e l’olio necessario alla lubrificazione. L’olio è un elemento fondamentale della forcella in quanto permette la corretta lubrificazione necessaria alla riduzione delle forze di attrito radente tra boccole e steli. Viene inoltre sfruttato per lo smorzamento delle velocità di compressione ed estensione, mediante l’utilizzo di differenti fori calibrati nei quali l’olio è vincolato a fluire.

Le caratteristiche costruttive della forcella dipendono anche dal tipo di cartuccia idraulica utilizzata esistono infatti:

- Le idrauliche open bath o a bagno aperto che prevedono l'utilizzo dello stesso olio sia per la lubrificazione degli steli all'interno dei foderi, sia per la gestione dello smorzamento idraulico.

- Le idrauliche semi-open bath dove l'olio idraulico è contenuto solo all'interno dello stelo sigillato. L'olio dell'idraulica quindi svolge solo la funzione di smorzamento (damping) dei movimenti della forcella mentre la lubrificazione dello stelo che scorre sulle boccole del fodero è svolta da un altro olio (spesso con viscosità differente) che è completamente separato dall'olio idraulico.

- Le idrauliche a cartuccia sigillata dove tutta l'idraulica è contenuta in una cartuccia, simile ai pistoncini che tengono aperti i bagagliai delle auto. La cartuccia contiene al suo interno l'olio e le valvole di regolazione. In questa tipologia di idraulica non vi è contatto tra aria ed olio, non essendoci alcuna sacca d'aria: l'espansione necessaria per consentire al pistone di entrare e quindi alla sospensione di comprimersi è assicurata da una membrana deformabile in gomma (polmone) o da un IFP (internal floating piston), ovvero da un piattello che separa l'olio dall'aria (solitamente azoto in pressione). La lubrificazione è quindi garantita da un secondo olio di differente gradazione.

B) Sospensione a braccio oscillante

Una soluzione costruttiva semplice da realizzare ed in quanto tale, usata anche sui primi esemplari di motociclo. Ripropone la geometria del forcellone posteriore, prevedendo, in questo caso, un braccio infulcrato sullo sterzo e quindi in rotazione solidale ad esso. La soluzione può prevedere una configurazione simmetrica o un monobraccio. Questo tipo di sospensione viene adottata in molti scooter, mentre non è presente sui veicoli ad alte prestazioni. Presenta una migliore scorrevolezza rispetto alla tradizionale forcella telescopica in quanto le articolazioni possono ruotare mediante cuscinetti volventi che eliminano gli attriti radenti. La ruota anteriore percorre obbligatoriamente un arco di circonferenza con centro sul fulcro del braccio oscillante.

Questa tipologia di sospensione anteriore racchiude due differenti schemi costruttivi:

- Braccio spinto : In frenata l'applicazione della forza frenante tende a distendere la sospensione
- Braccio tirato : In frenata la forza frenante genererà una compressione della sospensione generalmente più accentuata se paragonata alla tradizionale forcella telescopica dato il maggior braccio di leva. Questo tipo di sospensione equipaggia la nota Vespa sin dal 1945 nella versione asimmetrica monobraccio che permette la veloce sostituzione della ruota anteriore. I limiti principali di questo schema costruttivo sono rappresentati dalla traiettoria circolare imposta alla ruota e dalle dimensioni ridotte del braccio oscillante. Nella vespa l'escursione totale della ruota anteriore è di soli 80 mm e l'avancorsa aumenta durante la corsa ammortizzante della sospensione. Questa caratteristica è ben tollerata nel modello Piaggio in quanto a pieno carico la percentuale di peso gravante sulla ruota anteriore è ridotto, e le ruote di piccole dimensioni garantiscono ridotti effetti giroscopici.

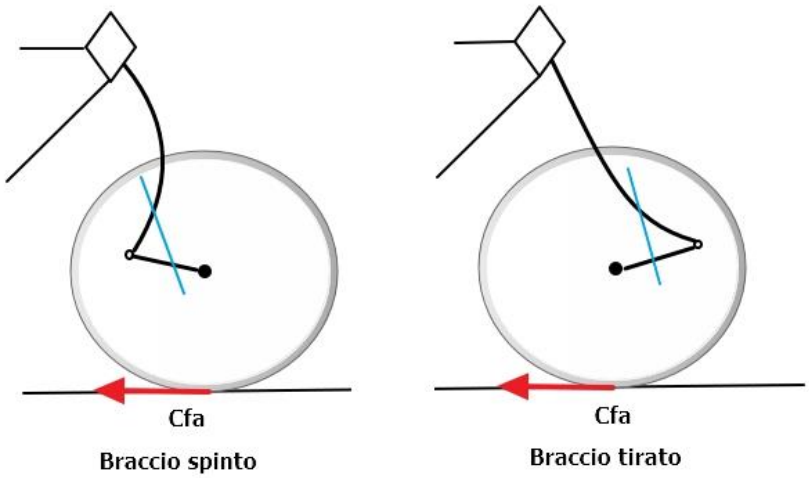


Figura 21 Rappresentazione schematica della sospensione a braccio oscillante. La retta blu rappresenta un possibile asse di montaggio dell'ammortizzatore

C) Sospensione a quadrilatero

In questa categoria sono riconducibili la maggior parte delle forcelle non convenzionali presenti nel mercato. Tale soluzione risolve teoricamente quasi tutti i limiti della tradizionale forcella telescopica.

L'attrito radente delle boccole lascia il posto all'attrito di tipo volvente generato dai cuscinetti che non richiedono lubrificazione e possono sostenere grandi forze in aree ridotte. L'elemento elastico può essere inglobato con lo smorzatore viscoso inserendo nella struttura un tradizionale ammortizzatore posteriore che risulta di ingombro notevolmente inferiore rispetto all'analogo telescopico. L'architettura mostra per sua natura una rigidezza flessionale maggiore se sottoposta a forza frenate. Permette un accurato controllo della traiettoria descritta dal perno ruota che può risultare perpendicolare al terreno, mantenendo così inalterato il passo, oppure può essere inclinata di un certo grado per identificare un comportamento pro-dive o anti-dive come verrà esplicitato nei prossimi paragrafi.

Esistono differenti schemi costruttivi per la sospensione a quadrilatero ma in ognuno di essi il manubrio non risulta direttamente collegato alla ruota anteriore. Il collegamento è effettuato mediante rinvii. Tali manovellismi devono essere esenti da giochi per evitare fastidiosi vuoti nella sterzata e garantire il corretto lavoro della sospensione nelle varie fasi di scuotimento e sterzata.

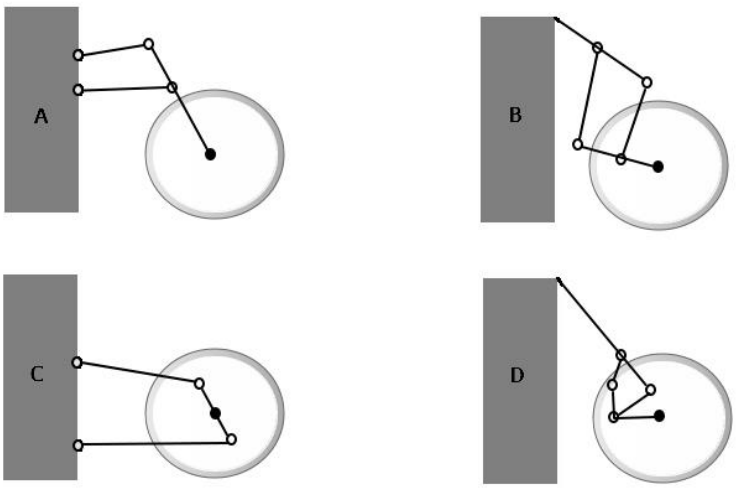


Figura 22 Quattro differenti schemi costruttivi di sospensione anteriore a quadrilatero articolato

3.1. Analisi cinematica avantreno originale Yamaha GTS

Prendendo in esame la sospensione anteriore della Yamaha GTS, si effettua ora un'analisi cinematica per determinare la traiettoria descritta dal centro della ruota anteriore nel piano verticale durante l'escursione dell'ammortizzatore. Data la presenza di numerosi organi è stato realizzato un primo modello esplicativo dei movimenti nello spazio. Nel quale ogni corpo presente nella struttura viene raffigurato mediante semplificazioni atte ad estrarre dalla forma dello stesso le informazioni geometriche che ne definiscono il moto.

Segue una tabella esplicativa degli organi raffigurati nel modello in fig.24 il quale rappresenta la schematizzazione semplificata dell'avantreno in figura 23.

Tabella 3 Distinta componenti schema figura 24

1	Telaio	2	Braccio inferiore	3	Ammortizzatore	4	Braccio obliquo
5	Braccio superiore	6	Braccio sterzo inferiore	7	Braccio sterzo superiore	8	Ruota

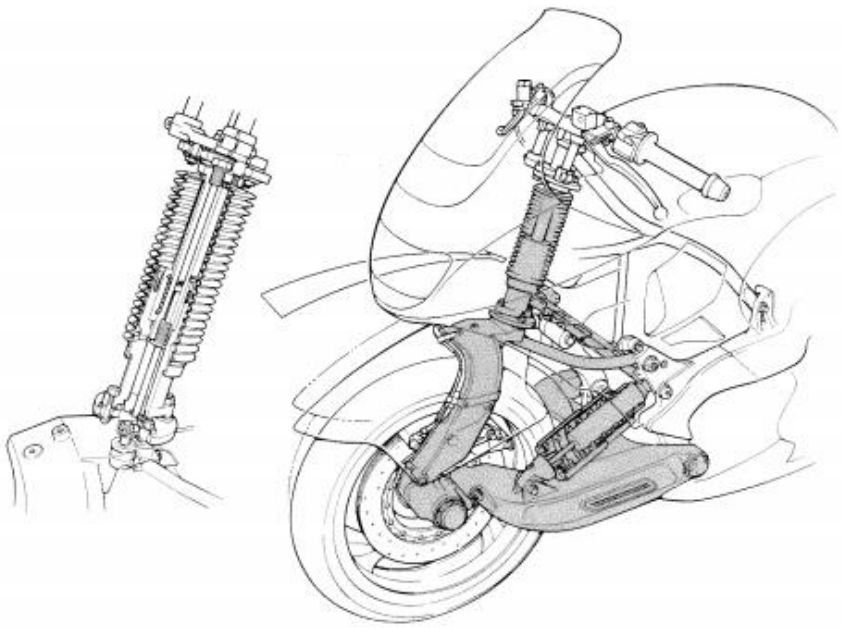


Figura 23 Rappresentazione tridimensionale della forcella anteriore della GTS tratta dalla bibliografia.

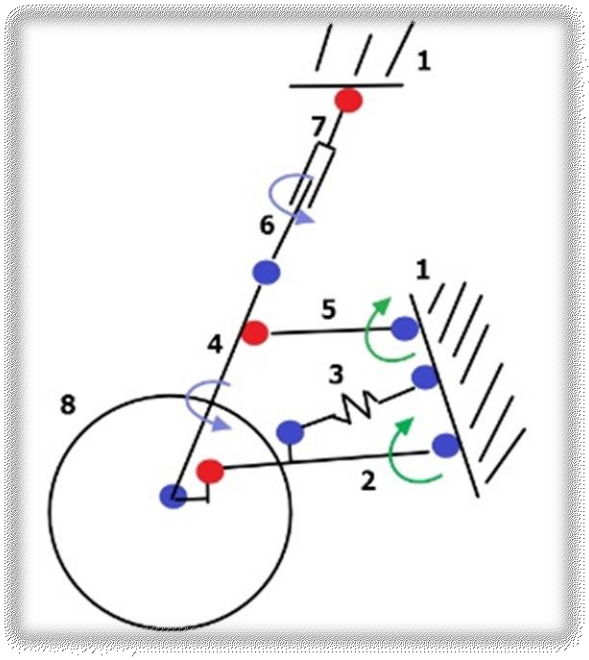


Figura 24 Rappresentazione stilizzata della sospensione anteriore della GTS

Dalla figura 23 è possibile notare come il braccio inferiore del quadrilatero e quello obliquo presentino una struttura asimmetrica e siano collegati al mozzo della ruota anteriore esclusivamente nel lato sinistro dello stesso.

La figura mostra inoltre un particolare dell'asse di sterzo, costituito da un ammortizzatore privo di molla elicoidale. Il soffietto di gomma che ricopre il componente, evitando che esso venga a contatto con polvere e detriti può risultare nell'immagine simile ad una molla, traendo in inganno il lettore.

Il reale ammortizzatore del mezzo è vincolato al braccio inferiore del cinematismo ad al telaio principale. L'immagine mostra inoltre la relativa cover visibile in figura 9.

L'asse di sterzo è stato ricavato mediante l'adozione di un secondario telaietto anteriore bullonato al principale mediante quattro differenti punti di ancoraggio. Nell'immagine 23 mostrata risulta raffigurata solo una porzione di tale struttura al fine di garantire una miglior rappresentazione del cinematismo che compone la forcella anteriore del mezzo.

Il modello semplificato è stato ottenuto riducendo ogni componente ad un segmento orientato, afferente le coppie rotoidali o prismatiche che lo compongono. Ad una prima

vista del mezzo tali snodi risultano nascosti o inglobati nel componente fisico, rendendo quindi laboriosa la misurazione della reale lunghezza dei segmenti.

I corpi 2, 3, 5 della figura 24, sono vincolati al telaio principale di forma Ω, mediante coppie rotoidali cilindriche raffigurate in blu che permettono la sola rotazione di tali organi rispetto al telaio nel piano verticale per assecondare l'escursione ammortizzante della forcella.

La ruota, corpo 8, può compiere due rotazioni la prima garantita dalla coppia cilindrica che la vincola al braccio obliquo 4. Questa rotazione permette l'avanzamento del mezzo.

La seconda rotazione permessa alla ruota è quella della sterzata, essa infatti può ruotare solidalmente al corpo 4 intorno all'asse di sterzo, mediante l'adozione delle coppie rotoidali sferiche raffigurate in rosso che permettono la doppia rotazione del corpo 4 quindi la sua traslazione nel piano verticale.

Gli organi 6 e 7 sono collegati da una coppia prismatica che permette loro di traslare verticalmente assecondando la corsa ammortizzante della forcella. Vincolano invece in moto rigido la rotazione dello sterzo trasmessa nell'ordine dal manubrio (non raffigurato) al corpo 7, successivamente al 6 e rigidamente al braccio obliquo 4 ed alla ruota 8 .

Come è logico immaginare questo cinematismo garantisce i necessari gradi di libertà alla ruota anteriore essa infatti può ruotare rispetto al proprio centro per permettere l'avanzamento del mezzo. Può ruotare rispetto l'asse di sterzo per permettere alla motocicletta di affrontare una traiettoria curvilinea e può traslare verticalmente generando la corsa ammortizzante necessaria a sopperire alle asperità stradali.

3.2. Analisi di posizione e traiettoria del punto di contatto ruota anteriore – terreno

Per determinare la traiettoria della ruota anteriore collegata mediante il mozzo ruota al braccio obliquo della forcella occorre in prima analisi determinare la posizione di quest'ultimo. Il modello spaziale precedentemente mostrato raffigurante l'intero avantreno può essere quindi semplificato in un modello piano costituito dai soli ed unici corpi che con la loro dimensione influenzano gli spostamenti del braccio obliquo. Possono essere quindi esclusi nel nuovo modello piano i corpi relativi all'ammortizzatore 3, ed al meccanismo di sterzo composto dai corpi 6 e 7. Risulta quindi possibile e necessario modificare la rappresentazione dei corpi 2, braccio inferiore e 4, braccio obliquo, al fine di escludere le informazioni geometriche che vincolavano il movimento di tali organi in relazione ai componenti ora rimossi.

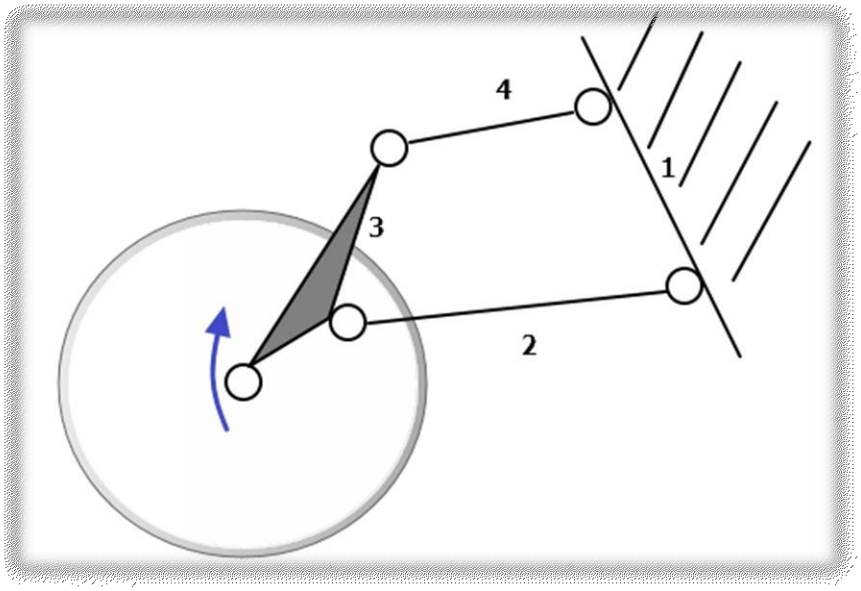


Figura 25 Schema piano semplificato quadrilatero anteriore GTS

Nella rappresentazione piana illustrata in figura 25 è possibile notare come la traiettoria descritta dal centro della ruota anteriore durante la corsa ammortizzante della sospensione possa essere tracciata analizzando le relazioni geometriche che intercorrono tra i quattro corpi raffigurati ovvero, telaio corpo 1, il braccio inferiore corpo 2, il braccio obliquo con informazione relativa allo spessore dello stesso ed il braccio superiore corpo 4.

Data la presenza di un quadrilatero articolato tale traiettoria non risulterà né rettilinea né di immediata determinazione se paragonata a quella tracciata durante il moto ammortizzante della tradizionale forcella telescopica che equipaggia più del 90 % dei motoveicoli in commercio.

Risulta ora possibile numerare i corpi e le coppie rotoidali del modello al fine di applicare la formula di Grübler per determinare i gradi di liberà meccanismo semplificato.

N_{cm} = numero dei corpi mobili = 3 (si esclude il telaio considerato fisso)

c_1 = numero delle coppie che lasciano un grado di liberà relativo tra i corpi = 4

(le coppie rotoidali del solo quadrilatero)

c_2 = numero delle coppie che lasciano due gradi di libertà nel moto relativo = 0

n_{gl} = numero di gradi di libertà del sistema

$$n_{gl} = 3\, n_{cm} - 2\, c_1 - c_2$$

$$n_{gl} = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

Il cinematismo mostra 1 grado di libertà quindi sarà possibile descrivere posizioni, velocità ed accelerazioni di tutti gli organi raffigurati utilizzando un modello matematico con un unico parametro variabile che dovrà contenere l'informazione relativa alla corsa utile dell'ammortizzatore a disposizione del mezzo.

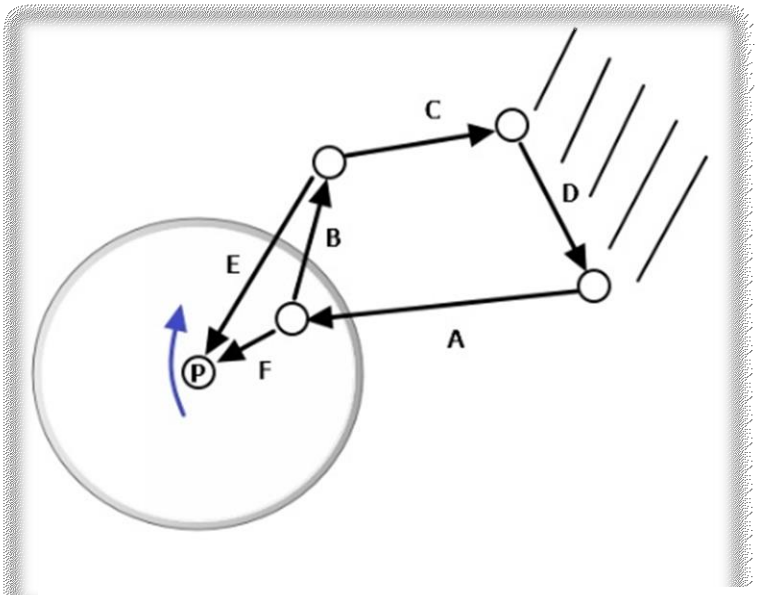


Figura 26 Schematizzazione vettoriale avantreno GTS

In figura 26 alla forma geometrica ridotta dei corpi viene sostituita la corrispondente schematizzazione vettoriale: su ogni corpo viene definito un insieme di vettori sufficienti a definire la posizione relativa di tutti i punti notevoli. Per i corpi 1, 2, 4, gli unici punti notevoli sono i centri delle rispettive coppie rotoidali, per ognuno di essi è richiesto un solo vettore.

Per il corpo 3 oltre al vettore **B** congiungente le coppie che compongono il quadrilatero al fine di determinare la traiettoria del centro della ruota occorre introdurre i vettori **E** ed **F** congiungenti le coppie rotoidali con il punto P in esame.

Il modello in figura 27 mostra le informazioni necessarie allo studio della cinematica del meccanismo: ciascuno dei vettori è definibile tramite la propria lunghezza e l'angolo di inclinazione rispetto ad un riferimento cartesiano che verrà posto nel centro della coppia rotoidale che collega telaio e braccio inferiore. Poiché le coppie afferenti sui corpi sono tutte rotoidali, le lunghezze dei vettori, che individuano la distanza fra punti appartenenti ad uno stesso corpo rigido sono tutte costanti. Mentre poiché i corpi del meccanismo possono ruotare gli angoli caratteristici dei vettori varieranno durante il moto.

Riducendo ulteriormente il modello risulta possibile effettuare la prima fase dell'analisi di posizione come precedentemente descritto, ovvero quella atta a determinare la posizione del braccio obliquo della forcella ora descritto dal vettore **B**.

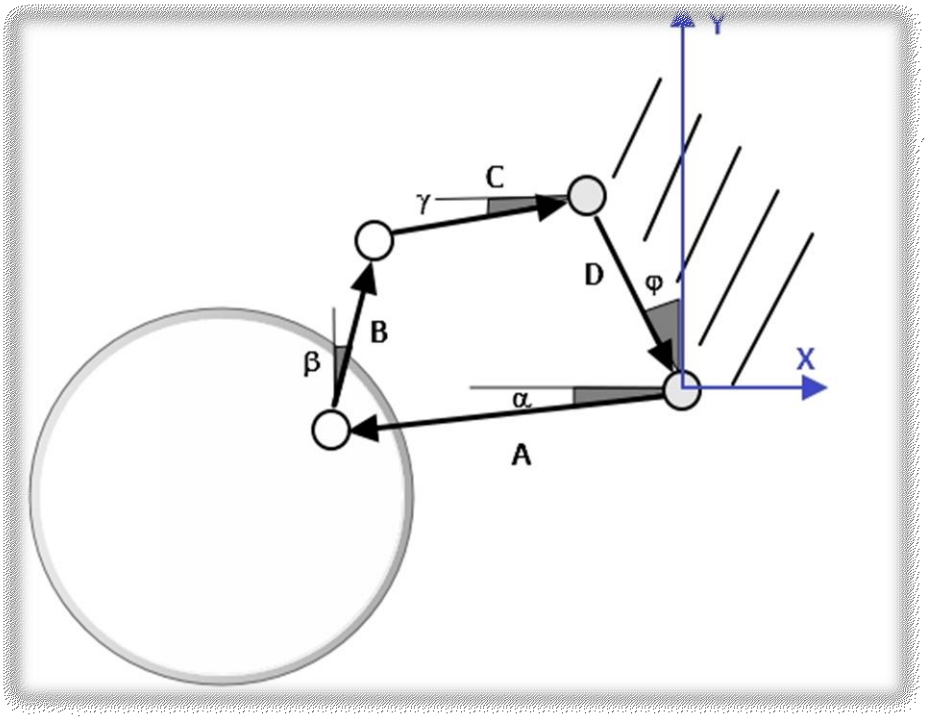


Figura 27 Schematizzazione vettoriale semplificata con sistema di riferimento ed angoli caratteristici

Il modulo del vettore **A** è definito dalla lunghezza del corpo 2 ovvero 450 mm, inclinato dell'angolo α rispetto l'orizzontale. Il vettore **B** di lunghezza 280 mm si considera inclinato dell'angolo β rispetto la verticale.

Il vettore C di lunghezza 190 mm risulta inclinato di γ rispetto l'orizzontale.Il vettore che descrive il telaio di lunghezza 295 mm risulta completamente noto ed inclinato di φ **= 30°** rispetto la direzione verticale.

Si è scelto di determinare la cinematica del quadrilatero in funzione dell'angolo α di inclinazione del braccio inferiore della forcella rappresentato dal vettore **A**, tale parametro viene quindi considerato noto e verrà successivamente calcolato mediante considerazioni geometriche.

Tabella 4 Tabella esplicativa dei parametri noti e quelli incogniti dell'analisi di posizione

Vettore	A	B	C	D	E	F
Lunghezza [mm]	450	280	190	295	340	65
Proiezione X	A cos α			D sen φ		
Proiezione Y	A sen α			D cos φ		
Angolo	α	β	γ	φ		
Gradi	Noto			30		

Applicando il metodo delle equazioni di chiusura ai vettori:

$$\mathbf{A + B + C + D = 0}$$

Proiettando lungo gli assi si ottiene:

$$\mathbf{x:} \quad \mathbf{-A_x + B\ Sen\ \beta + C\ Cos\ \gamma + D_x = 0}$$

$$\mathbf{y:} \quad \mathbf{-A_y + B\ Cos\ \beta + C\ Sen\ \gamma - D_y = 0}$$

$$\mathbf{B\ Sen\ \beta = A_x - C\ Cos\ \gamma - D_x}$$

$$\mathbf{B\ Cos\ \beta = A_y - C\ Sen\ \gamma + D_y}$$

$$\mathbf{B\ Sen\ \beta = X - C\ Cos\ \gamma}$$

$$\mathbf{B\ Cos\ \beta = Y - C\ Sen\ \gamma}$$

Dopo aver raggruppato le componenti note delle proiezioni dei vettori **A** e **D** nei parametri X e Y. Risulta possibile elevare al quadrato entrambe le equazioni e sommarle, tramite questa operazione si semplifica il parametro β.

$$B^2 = X^2 + C^2 \cos^2 \gamma - 2\,XC \cos \gamma + Y^2 + C^2 \operatorname{Sen}^2 \gamma - 2\,YC \operatorname{Sen} \gamma$$

$$B^2 = X^2 + Y^2 + C^2 - 2\,XC \cos \gamma - 2\,YC \operatorname{Sen} \gamma$$

In questo caso, utilizzando le formule parametriche, che esprimono seno e coseno in funzione della tangente (dell'angolo metà), si riconduce la soluzione a quella di un'equazione di secondo grado, per poi pervenire alla seguente formula risolutiva, in funzione dei coefficienti **T**, **G**, **F**, che a loro volta saranno funzione delle variabili.

$$T \cos \gamma + G \operatorname{Sen} \gamma + S = 0$$

$$(2XC) \cos \gamma + (2YC) \operatorname{Sen} \gamma + (B^2 - X^2 - Y^2 - C^2) = 0$$

Le soluzioni fanno uso della funzione arctan2 (sen, cos), che è una generalizzazione a due argomenti della funzione arctan: questa funzione, invece di avere periodicità pari a 180° come la funzione arctan, fa uso del segno dei due argomenti per determinare univocamente l'angolo fra 0 e 360° .

Soluzione :

$$\gamma_{1,2} = \operatorname{arctan2}\left(\frac{1}{G}\left(\frac{-T(-TS+(T^2G^2+T^4-G^2S^2)^{\frac{1}{2}})}{T^2+G^2} - S\right),\ \pm\frac{-TS+(T^2G^2+T^4-G^2S^2)^{\frac{1}{2}}}{T^2+G^2}\right)$$

L'equazione fornisce due valori per il parametro γ uno dei quali è escludibile dalla soluzione con mediante valutazioni grafiche.

Risulta ora possibile, conoscendo γ calcolare l'angolo β:

$$\beta = \operatorname{arcsen}(X - C\cos\gamma) / B$$

Risultano ora univocamente noti i quattro angoli del cinematismo.

Il centro della ruota anteriore **P** è individuato dai vettori **E** di modulo 340 mm ed **F** di modulo 65 mm come mostrato in figura 26.

Tracciando due rette nelle direzioni descritte dai vettori **B** ed **F** risulta possibile notare come l'angolo interno ottenuto nell'intersezione sia pari a 25.04 °, il punto **P** potrà quindi essere descritto dall'angolo appena determinato relativo ad una dimensione fisica del braccio obliquo, quindi costante durante il moto e dall'inclinazione dello stesso determinata dall'angolo β .

La posizione del centro della ruota **P** è individuata dalle equazioni:

$$X_r = - A_x - 65 \, Sen \, (\beta + 25.04)$$

$$Y_r = - A_y - 65 \, Cos \, (\beta + Cos \, 25.04)$$

Avvalendosi delle formule precedentemente trattate e di un programma di calcolo come Excell è possibile calcolare i valori di tutti i parametri elencati al variare dell'angolo α utilizzato come parametro libero del sistema.

Per la determinazione di α si fa riferimento all'ammortizzatore mostrato in 24 che risulta incernierato a telaio alla distanza di 225 mm dallo zero del riferimento cartesiano precedentemente scelto con una retta inclinata anch'essa di 30° rispetto la direzione verticale.

L'asse dell'ammortizzatore interseca la rotoidale afferente i corpi 2 e 4 (fig.24) del cinematismo per una distanza di 410 mm ad ammortizzatore completamente disteso che corrisponde ad un'inclinazione del braccio inferiore pari a circa 5° verso il basso.

Avendo l'ammortizzatore una corsa utile di 57.5 mm si ripete la misurazione dell'angolo α ponendo la quota a 410 – 57.5 = 352.5 mm. L'angolo α risulta pari circa 9° verso l'alto ad ammortizzatore completamente compresso facendo variare α all'interno dei valori estremali calcolati risulta possibile determinare la traiettoria della ruota anteriore durante l'escursione dell'ammortizzatore.

Viene ora mostrata la tabella di calcolo elaborata con il programma Excel nella quale sono stati inseriti i dati e le relazioni precedentemente ricavati per tracciare graficamente la traiettoria.

Tabella 5 Rappresentazione di una porzione del foglio di calcolo Excell utilizzato

A		B		C		D								
450		280		190		295		Gradi						
AX (+)	AY	BX	BY	CX	CY	DX	DY	α	β +	β −	γ +	γ −	φ	
448,1671	40,57347			185,5672	40,80206	147,5	255,4775	5,173	24,27214		12,40072	167,5993		30
448,8912	31,57061			187,4041	31,3003	147,5	255,4775	4,023	24,02259		9,482039	170,518		
449,4344	22,55503			188,7293	21,93762	147,5	255,4775	2,873	23,84752		6,630224	173,3698		
449,7965	13,53037			189,5751	12,6997	147,5	255,4775	1,723	23,73935		3,832537	176,1675		
449,9775	4,500256			189,9663	3,577213	147,5	255,4775	0,573	23,69236		1,078796	178,9212		
449,9772	-4,53167			189,9222	-5,4355	147,5	255,4775	-0,577	23,70214		-1,63934	181,6393		
449,7956	-13,5618			189,458	-14,3413	147,5	255,4775	-1,727	23,76532		-4,32884	184,3288		
449,4328	-22,5864			188,5855	-23,1409	147,5	255,4775	-2,877	23,87933		-6,99567	186,9957		
448,889	-31,602			187,3143	-31,8332	147,5	255,4775	-4,027	24,04221		-9,64501	189,645		
448,1643	-40,6048			185,6518	-40,4156	147,5	255,4775	-5,177	24,25253		-12,2814	192,2814		
447,2591	-49,5912			183,6038	-48,8841	147,5	255,4775	-6,327	24,50927		-14,909	194,909		
446,1737	-58,5577			181,1748	-57,2337	147,5	255,4775	-7,477	24,8118		-17,5315	197,5315		
444,9086	-67,5006			178,3682	-65,4582	147,5	255,4775	-8,627	25,1598		-20,1523	200,1523		
443,8077	-74,3957			175,9413	-71,7263	147,5	255,4775	-9,51604	25,45995		-22,1793	202,1793		

Risulta possibile riportando in un grafico i valori calcolati, osservare come la traiettoria descritta dal centro della ruota precedentemente indicato con il punto **P** rispetto al riferimento cartesiano scelto sia curvilinea. Tale caratteristica come mostrato è legata alla lunghezza degli arti che compongono il quadrilatero articolato.

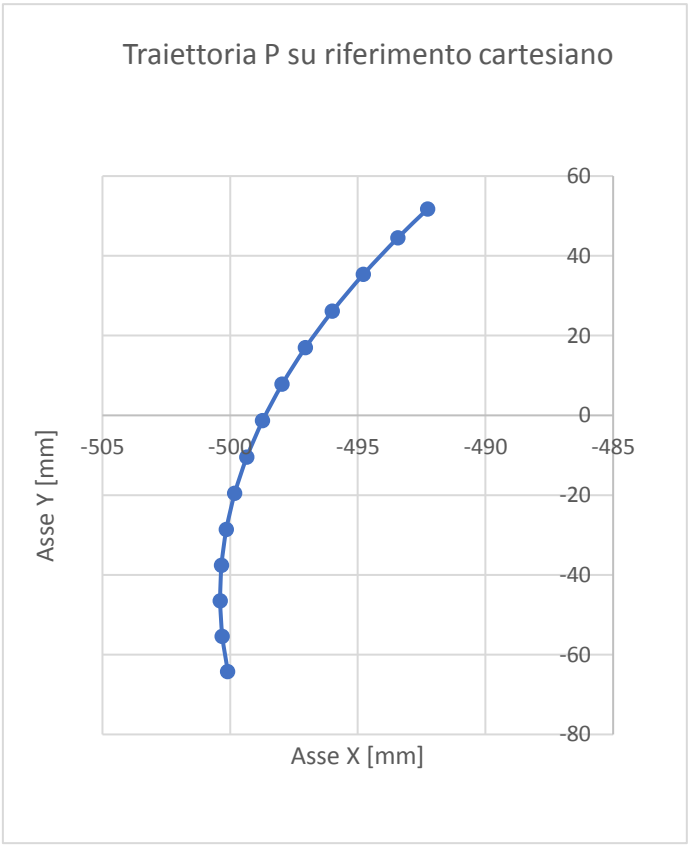


Figura 28 Rappresentazione grafica della traiettoria del centro della ruota anteriore rispetto al riferimento cartesiano scelto in figura 27.

L'escursione verticale del punto **P** calcolata mediante il modello è pari a 116 mm come mostrato nel grafico in figura 28, tale valore è coerente con il dato riportato nel libretto uso e manutenzione del mezzo, rif. 5 della bibliografia, nel quale viene indicata una corsa verticale di 116 mm all'anteriore e 130 mm al posteriore per le rispettive ruote.

3.3. Classificazione del comportamento dinamico generato dalla sospensione anteriore

Viene ora analizzato il comportamento della sospensione anteriore della Yamaha GTS nella sua configurazione originale partendo dallo studio della cinematica della ruota anteriore. In bibliografia viene illustrato come l'inclinazione e la forma di tale traiettoria determini differenti comportamenti della sospensione. Per meglio enunciare l'argomento è necessario affrontale tale trattazione partendo dalla tradizionale forcella telescopica e successivamente compararlo al quadrilatero articolato.

Il trasferimento di carico durante la fase di frenata come mostrato nel secondo capitolo è direttamente proporzionale alla forza sviluppata dall'azione frenante, alla posizione del baricentro, ed inversamente proporzionale al passo. L'azione frenante genera un moto di beccheggio nel motociclo, specialmente all'inizio, quando la forza frenante viene applicata all'improvviso. Durante il tempo rimanente dell'azione di frenata, assunta uniforme, le sospensioni anteriori e posteriori acquisiscono un diverso assetto in relazione alle loro caratteristiche geometriche costruttive.

Durante la frenata la sospensione anteriore, oltre al carico verticale statico, è sottoposta al trasferimento di carico agente in direzione verticale ed alla forza frenate nel piano entrambe applicate nel punto di contatto tra ruota e terreno.

Queste due forze definiscono l'angolo di trasferimento di carico della ruota anteriore τ_f, cioè l'angolo di inclinazione, rispetto alla strada descritto dalla retta d'azione passante per il vettore **R** ottenuto dalla sommatoria dei contributi.

$$\tau_f = \text{arctg}\ \frac{Ntr}{Cfa}$$

Nel caso di forcelle telescopiche, si può presumere che la traiettoria del punto di contatto della ruota anteriore rispetto al telaio sia retta e parallela all'asse di sterzo. Durante l'azione di frenata, la forcella risulta quindi compressa e soggetta a flessione dalle forze ottenute dalla scomposizione vettoriale della risultante **R** precedentemente determinata rispetto alla traiettoria.

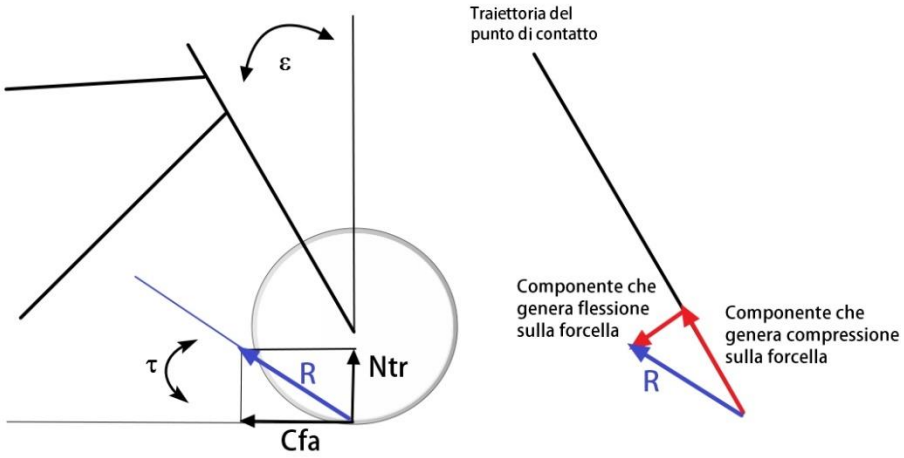


Figura 29 Scomposizione della forza generazta dalla frenata sulla forcella tradizionale

Mantenendo costante la forza frenante nella fase di decelerazione è possibile osservare come il movimento di beccheggio del mezzo riduca l'angolo ε relativo all'inclinazione dell'asse di sterzo andando a variare la scomposizione vettoriale delle forze. Maggiore è il beccheggio, maggiore sarà la componente di forza che genera la flessione della struttura. Il massimo affondamento della sospensione risulta invece ottenibile quando $\varepsilon = 90° - \tau_f$, ovvero posta nulla la componente flettente.

Risulta ora possibile identificare una classificazione degli schemi costruttivi delle sospensioni anteriori, analizzando il comportamento della tradizionale forcella telescopica in relazione alla sola forza frenante **Cfa**.

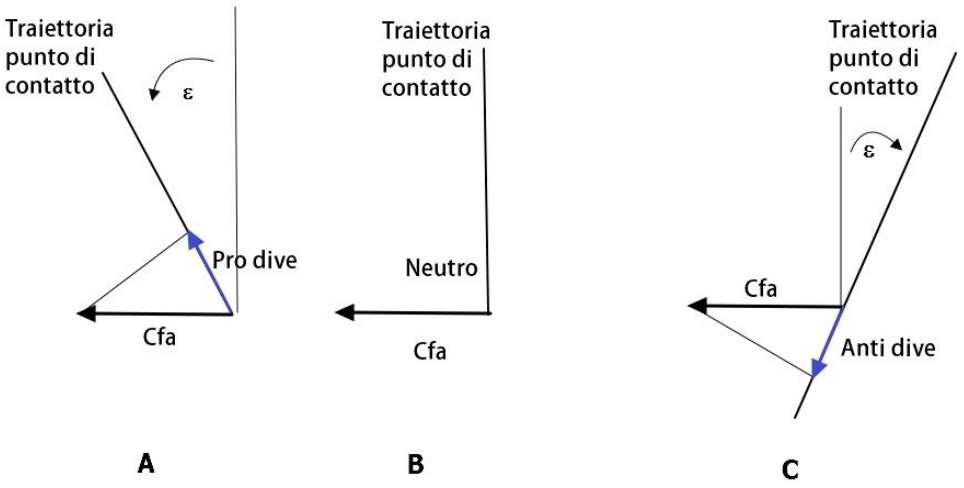


Figura 30 Classificazione degli schemi costruttivi della sospensione anteriore in relazione alla forza frenante

Dalla scomposizione vettoriale in figura 30, è possibile notare come la forza frenante **Cfa** sia in grado di generare differenti configurazioni al variare della traiettoria del punto di contatto tra ruota e terreno. Sino a che l'angolo di inclinazione della traiettoria rispetto l'asse vertivale è positivo ovvero orientato come in figura A, la forza frenante produce una compressione della forcella che si andrà a sommare alle componenti dovute al trasferimento di carico ed al carico statico. In questa prima casistica rientra la tradizionale forcella telescopica largamente diffusa in commercio.

Una traiettoria verticale del punto di contatto descritta dal valore $\boldsymbol{\varepsilon = 0}$, figura B, permette di ottenere una sospensione che in frenata affonderà unicamente quando sottoposta alle componenti derivanti dal trasferimento di carico e dal carico statico. La forza frenante non risulta infatti capace di generare compressione della sospensione. Questo schema di funzionamento può essere ottenuto mediante l'utilizzo di quadrilateri articolati o sospensioni a braccio spinto.

Ponendo l'angolo della traiettoria in un range di valori negativi, figura C, è possibile sviluppare quella che in bibliografia viene definita sospensione anti dive ovvero con un comportamento anti-affondamento. Come illustrato in figura la scomposizione vettoriale

della forza frenante **Cfa** produce una componente tale da determinare la distensione della sospensione.

Nel complesso la forcella affonderà sottoposta alle forze verticali del trasferimento di carico e del carico statico mentre verrà distesa dalla forza frenante. Questa caratteristica quando applicata alla sospensione anteriore di un motoveicolo permette di ridurre la corsa dell'ammortizzatore utilizzato favorendo la stabilità del mezzo. La relazione che intercorre tra la forza frenante e la sua componente di distensione della forcella deve essere ben ponderata in fase di progetto in quanto limitando il beccheggio complessivo del mezzo altera il comportamento dinamico dello stesso.

Risulta quindi di interesse confrontare la traiettoria precedentemente ottenuta con quella ottenibile mediante l'utilizzo di una forcella anteriore tradizionale sia essa classica o a steli rovesciati. L'inclinazione dell'asse di sterzo della Yamaha GTS è pari a 24 °, mediante semplici considerazioni geometriche è possibile descrivere la traiettoria rettilinea ottenibile sostituendo alla moto in esame il quadrilatero articolato precedentemente studiato con una sospensione tradizionale posta a tale inclinazione.

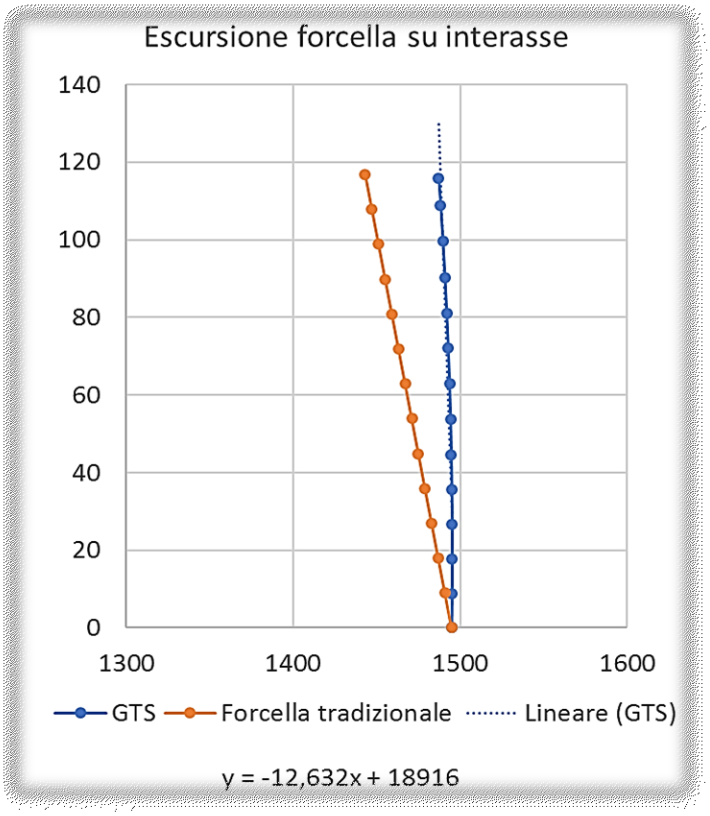


Figura 31 Traiettoria perno ruota anteriore forcella telescopica e forcella GTS

Ponendo l'escursione verticale della ruota anteriore in entrambe le configurazioni descritte pari a 116 mm. Nella configurazione definita dalla forcella tradizionale tale escursione comporta una compressione delle molle all'interno della forcella pari a 127 mm mentre per il cinematismo della Yamaha GTS la corsa dell'ammortizzatore risulta pari a 57.5 mm.

Il programma utilizzato permette di linearizzare la traiettoria descritta dal quadrilatero articolato ottenendo l'equazione mostrata in figura 31, la retta derivante dalla linearizzazione risulta ottenibile con una sospensione tradizionale posta ad un'angolazione dell'asse di sterzo pari a 4.5°.

Ne emerge come l'adozione del quadrilatero articolato permetta di garantire una limitata riduzione del passo, pur mantenendo elevati valori di avancorsa ottenuti dall'angolazione di sterzo iniziale pari a 24°.

Nella configurazione realizzata linearizzando la traiettoria curvilinea della GTS il ridotto angolo di sterzo individuato determina una limitata avancorsa del mezzo. Nella fase di frenata, ad opera del solo freno anteriore, il beccheggio della motocicletta risulterebbe tale da produrre una riduzione di avancorsa, sino al raggiungimento di valori negativi, che come evidenziato nel primo capitolo rendono il mezzo dinamicamente instabile favorendo la caduta del pilota.

Ipotizzando una brusca frenata del mezzo effettuata con la sola adozione del freno anteriore è possibile valutare la riduzione di avancorsa generata dal moto di beccheggio che riduce l'angolo di inclinazione dello sterzo. In bibliografia sono riportate le formule matematiche che descrivono tale grandezza per le tradizionali forcelle telescopiche. Inizialmente risulta necessario valutare il range di valori nei quali varia l'angolazione dello sterzo.

Variazione dell'angolo di sterzo φ :

$$\varphi_1 = \arctan\left[\frac{p\,sen\,\varphi + \Delta S}{p\,cos\varphi}\right]$$

Nella quale il termine ΔS rappresenta la variazione di escursione del centro della ruota, pari a quello della sospensione.

La variazione di avancorsa risulta determinata dalla formula:

$$\mathbf{a_1} = \frac{\boldsymbol{Rf\ sen\ \varphi 1 - d}}{\boldsymbol{\cos \varphi 1}}$$

nella quale **d** rappresenta l'avanzamento del piedino della forcella.

Non è stato possibile reperire dalla bibliografia un modello matematico che descriva la variazione di avancorsa ottenuta mediante una traiettoria curva come quella descritta dalla sospensione della GTS. È stato quindi realizzato un modello virtuale della motocicletta il quale mediante la riduzione della corsa dell'ammortizzatore anteriore, a sospensione posteriore completamente distesa permetta di valutare come il quadrilatero articolato generi nella moto il movimento di beccheggio necessario alla riduzione dell'avancorsa. Nel precedente paragrafo la traiettoria della ruota anteriore era stata determinata muovendo il quadrilatero articolato a telaio fermo, ovvero come se la moto fosse montata su un cavalletto centrale e venisse sollevata la ruota anteriore. Questa configurazione permette invece di valutare l'influenza del beccheggio del mezzo a sospensione posteriore completamente distesa e rigida.

Vengono ora elencati i principali risultati ottenuti, ovvero la variazione di angolo di sterzo e passo in funzione della corsa dell'ammortizzatore e la riduzione di avancorsa generata dal loro bilanciamento.

Come mostrato in figura 32, essendo il telaietto anteriore del mezzo solidale con il telaio principale di forma Ω, il movimento di beccheggio genera una costante riduzione dell'angolazione dell'asse di sterzo dai 24° iniziali ai 19.5° ottenuti a sospensione completamente compressa.

La variazione di passo ottenuta in questa configurazione come precedentemente affermato risulta essere molto limitata, inoltre si ha l'iniziale aumento dell'interasse sino al valore massimo di 1495.6 mm e la successiva riduzione sino al valore di 1492 mm.

Dal grafico risulta possibile identificare il comportamento della sospensione anteriore in funzione della sola forza frenante. L'iniziale tratto di aumento dell'interasse determina un comportamento anti dive ottenuto con sospensione compressa di 18 mm ovvero pari al 31.3 % della corsa mentre il restante 68.7 % mostra il classico comportamento pro dive.

L'avancorsa del mezzo mostra un decremento lineare in funzione dell'escursione dell'ammortizzatore dall'iniziale valore di 100mm sino a quota 29.45 mm. Se ne deduce che la maggior influenza in tale diminuzione è dovuta alla variazione dell'angolazione dell'asse di sterzo, in quanto come visibile nel grafico la variazione di passo risulta essere molto limitata.

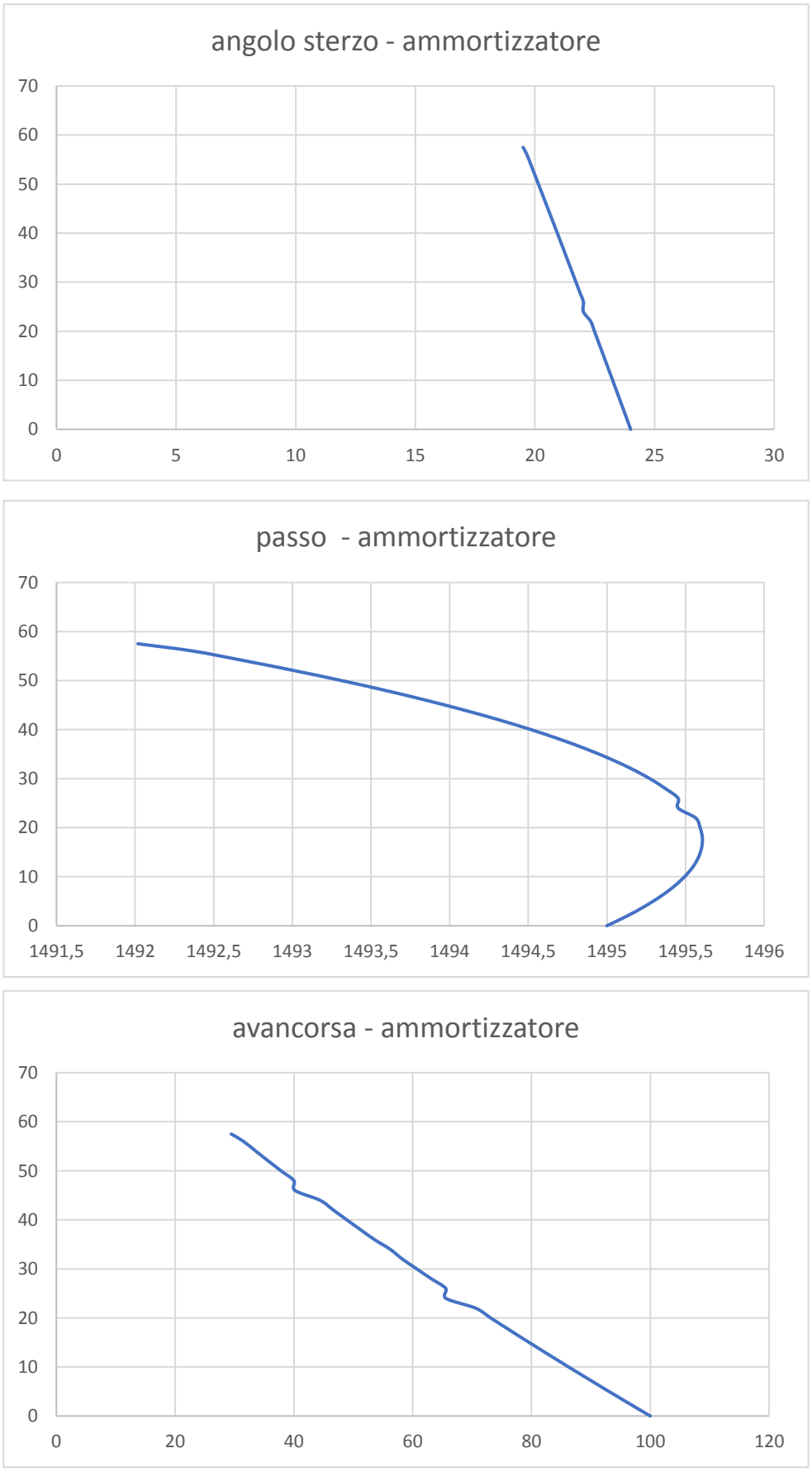


Figura 32 Variazione di angolo di sterzo [°], passo ed avancorsa [mm] del mezzo dovuto al solo beccheggio generato dall'escursione ammortizzante del quadrilatero articolato

3.4. Analisi statica

La statica è la parte della meccanica che studia l'equilibrio dei sistemi o meglio che studia le condizioni alle quali debbono obbedire le forze applicate affinché un sistema sia in equilibrio. Un corpo si dice in equilibrio rispetto ad un prefissato riferimento spaziale se si trova in quiete o in moto rettilineo uniforme rispetto ad esso; un sistema è in equilibrio se tutti i suoi membri sono in quiete.

L'analisi statica può essere condotta su un meccanismo ad uno o più gradi di libertà, oppure su una struttura isostatica o iperstatica.

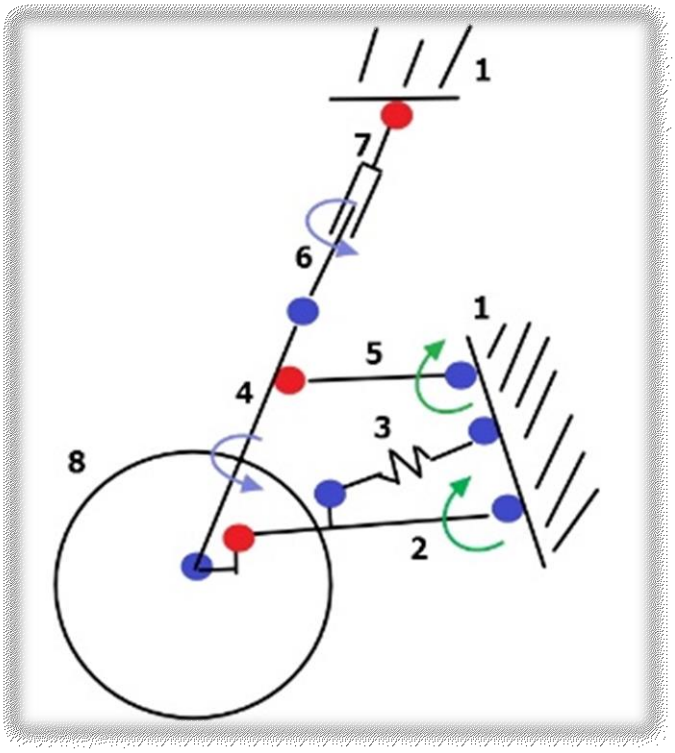


Figura 33 Modello semplificato dell'avantreno della GTS per l'analisi statica

Lo studio prevede di isolare un componente del sistema soggetto a forze esterne nel quale le coppie cinematiche presenti dovranno essere sostituite con le relative reazioni vincolari. Se la loro direzione è nota, esse vengono tracciate lungo tale direzione, altrimenti vengono solitamente rappresentate tramite le loro componenti ortogonali incognite. Risulta possibile applicare il principio di azione e reazione quando si

disconnette una coppia, ovvero nascono sui due membri precedentemente in contatto due forze eguali e contrarie, cioè con lo stesso modulo, la stessa direzione e verso opposto. Scrivendo le equazioni di equilibrio di ciascun componente isolato si risale ad un sistema algebrico lineare nei moduli delle forze incognite. La risoluzione del problema statico può essere in alcuni casi velocizzata mediante l'adozione di metodi grafici che permettono di identificare inizialmente la direzione delle forze incognite e successivamente la loro intensità.

Come mostrato in figura 33 il cinematismo anteriore risulta composto da una struttura inferiore formata da un quadrilatero che aziona l'ammortizzatore anteriore. Superiormente si nota la presenza di una coppia prismatica che collega il quadrilatero al telaietto anteriore.

L'ammortizzatore 3 mostra una molla elicoidale di lunghezza 191.5 mm ed una corsa utile di 57.5mm. Il componente permette quattro differenti configurazioni di precarico facendo variare la rigidezza da 60 a 100 N/mm.

Superiormente il meccanismo di sterzo è composto da un secondo ammortizzatore privo di molla elicoidale. Smontato il componente è stato possibile notare come esso offra una resistenza all'affondamento molto scarsa dovuta ai soli attriti interni del sistema. Non potendo valutare direttamente tale contributo mediante un sistema di acquisizione dati in prima approssimazione si è scelto di porre nel calcolo statico una coppia prismatica liscia afferente i corpi 6 e 7 in figura.

Risulta possibile notare come tale ammortizzatore di sterzo sia vincolato inferiormente al cinematismo e superiormente al telaio mediante cerniere che ne permettono la rotazione. Tale schema può essere ricondotto ad una configurazione di due travi, poste orizzontalmente, collegate mediate un pattino liscio di cui una incernierata e l'altra montata su un carrello. La struttura risultante ricade in una configurazione singolare, la quale mostra come l'applicazione di una forza orizzontale sul carrello non possa essere bilanciata dalla cerniera in quanto il vincolo prismatico è liscio. L'ottenimento di questo risultato permette di affermare come l'ammortizzatore di sterzo non sia in grado di trasferire forze dal quadrilatero, al telaietto superiore del mezzo durante l'escursione ammortizzante della sospensione 3. Esso infatti ha il solo compito di trasferire rigidamente la rotazione del manubrio alla ruota anteriore, collegata rigidamente al

braccio obliquo 4, non alterando il comportamento dinamico ottenibile mediante la taratura della sospensione 3.

Se nell'ammortizzatore di sterzo fosse stata presente una seconda molla elicoidale il quadrilatero articolato sarebbe stato in grado di trasferire carichi al telaio. Questa configurazione avrebbe determinato un notevole aumento della complessità del sistema. Risulterebbe infatti necessario tarare entrambe le molle per ottenere il comportamento dinamico del mezzo richiesto dal pilota, con un notevole aumento dei tempi necessari alla sostituzione delle componenti e all'identificazione del setup ottimale, quindi anche dei relativi costi.

Nel prossimo paragrafo verrà mostrata la soluzione proposta per la riduzione dell'altezza da terra del manubrio, la quale richiede la riprogettazione del meccanismo di sterzo che dovrà mantenere inalterate le caratteristiche di affondamento della sospensione, rispetto alla configurazione originale al fine di non alterare la stabilità del mezzo.

Come precedentemente affermato il telaietto anteriore visibile in figura 8 ha lo scopo di sostenere gli elementi frontali della carrozzeria ed il peso del pilota. Non risultando caricato dalle sollecitazioni derivanti dal manto stradale esso verrà dimensionato determinando i carichi sviluppati dalle interazioni con il pilota.

Dalla figura 26 risulta possibile osservare come il corpo 5 ovvero il braccio superiore del quadrilatero articolato, possa essere considerato una biella scarica. Ovvero un corpo soggetto a due sole forze derivanti dalle interazioni con il telaio 1 e il braccio obliquo 4. Le forze applicate sulle coppie cinematiche, per garantire l'equilibrio del cinematismo. Devono necessariamente costituire una coppia di braccio nullo. Risulta quindi possibile individuare la retta d'azione della forza trasmissibile dal corpo 5, tracciando un segmento che interseca i centri di rotazione delle due coppie estremali. Tale asta potrà quindi essere soggetta esclusivamente a carichi assiali di compressione o trazione.

Al fine di applicare un metodo di analisi grafico verranno ora studiate le forze agenti sul braccio obliquo del quadrilatero e sulla ruota anteriore del mezzo che verranno considerati un corpo unico.

Le reazioni vincolari che determinano le interazioni tra questi due corpi, nel mozzo della ruota anteriore sono velocemente ricavabili e non risultano di interesse in questo studio.

Al contrario si intende verificare come le forze derivanti dalle interazioni con il manto stradale vengano scaricate all'ammortizzatore 3, ed al telaio 1, mediante il quadrilatero articolato. Ai fini del calcolo viene applicato nel punto di contatto tra ruota e terreno la risultante R derivante dalle condizioni calcolate nel capitolo 2.6, ovvero la forza ottenuta dalla combinazione del carico statico, trasferimento di carico e la forza frenante nella condizione estremale di ribaltamento del mezzo.

Cfa = 4100.9 N

N2f = 3718 N

Ne risulta una forza **R** pari a 5535.4 N angolata di 42.19° rispetto l'orizzontale.

La biella scarica 5 trasmette forze nelle direzioni precedentemente definite nell'analisi di posizione. Si è scelto di effettuare l'analisi a sospensione completamente distesa, tale configurazione corrisponde ad un'inclinazione dell'asta superiore del quadrilatero γ pari a 12.4°, come visibile in tabella 2. Il corpo risulta soggetto all'azione di tre sole forze, le equazioni di equilibrio impongono che queste giacciano sullo stesso piano e siano concorrenti in un unico punto. Nota la forza **R** e la direzione della forza $\mathbf{F_{45}}$, risulta possibile tracciare le rispettive rette d'azione sino ad individuare il punto di intersezione. La direzione individuata congiungendo tale punto con quello di applicazione della forza $\mathbf{F_{42}}$ identifica l'orientamento della forza incognita. Risulta quindi possibile calcolare il modulo della forza $\mathbf{F_{45}}$ mediante l'equazione di equilibrio dei momenti rispetto la coppia rotoidale afferente i corpi 4 e 2 .

Essendo note le direzioni delle forze risulta possibile calcolare i relativi bracci di leva.

$$\mathbf{R \cdot 220.556 = F_{45} \cdot 224.579}$$

$$\mathbf{F_{45} = 5436.24\ N}$$

Dall'equazione di equilibrio dei momenti rispetto la rotoidale superiore è possibile calcolare l'ultima forza incognita ovvero la $\mathbf{F_{24}}$.

$$\mathbf{R \cdot 332.376 = F_{24} \cdot 173.72}$$

$$\mathbf{F_{24} = 10590.80\ N}$$

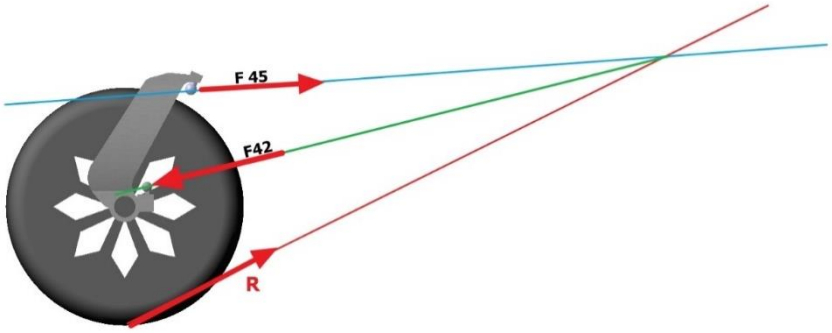


Figura 34 Regola delle tre forze applicata al braccio obliquo del quadrilatero articolato

Applicando il principio di azione e reazione risulta possibile affermare che la biella scarica 5 sia sottoposta al solo carico di trazione determinato dalla forza $\mathbf{F_{45}}$ che viene successivamente scaricata al telaio.

Il braccio inferiore del cinematismo, corpo 2, risulta nella configurazione scelta inclinato di $\boldsymbol{\alpha = 5.173°}$. Risulta quindi possibile determinare come la forza $\mathbf{F_{42}}$ possa essere suddivisa in una prima componente generante compressione sul corpo. Ed una seconda, nella direzione perpendicolare ad esso generante in condizioni statiche flessione sul componente. In condizioni dinamiche tale contributo rappresenta invece la quota della forza $\mathbf{F_{42}}$ che genera il movimento del quadrilatero articolato, la quale verrà bilanciata dalla forza generata dalla compressione dell'ammortizzatore 3, che dovrà essere doppia rispetto alla forza generatrice dato il ridotto braccio di leva.

Sebbene uno studio più approfondito della statica nelle varie configurazioni descritte dal quadrilatero sia di interesse nella catalogazione del comportamento della sospensione. Al fine del proseguimento di questo elaborato si intende rimarcare il primo risultato ottenuto: le forze generate dall'attrito tra il manto stradale e la ruota anteriore del mezzo, vengono scaricate al solo telaio centrale di forma Ω mediante i corpi 2, 3, 5. Questo risultato permette di affermare che il telaietto anteriore, non risultando soggetto a tali contributi. Possa essere progettato esclusivamente valutando la deformazione dello stesso, in seguito all'applicazione di un carico generato dal peso del pilota. Per poter garantire questa assunzione il nuovo meccanismo di sterzo che si andrà a progettare, dovrà presentare una struttura cedevole nella fase di compressione della sospensione e al contempo rigida nel trasferire la sterzata dal manubrio alla ruota anteriore del mezzo.

3.5. Dimensionamento cinematico del nuovo meccanismo di sterzo

Per la costruzione della special si è scelto di ridurre l'altezza da terra del manubrio, tale quota è ottenuta dalla somma di tutti i contributi verticali appartenenti al cinematismo anteriore misurati lungo la direzione imposta dall'asse di sterzo. In prima approssimazione si è valutata la possibilità di ridurre tale grandezza operando esclusivamente sullo sviluppo di un nuovo telaietto anteriore, mantenendo i restanti componenti originali del mezzo. La coppia prismatica presente nel cinematismo mostra una lunghezza massima di 330 mm a sospensione completamente distesa ed una corsa utile di 10 mm a sospensione completamente compressa. Tale organo non permette quindi un'apprezzabile riduzione di altezza del cannotto di sterzo. Risulta necessario sviluppare una nuova soluzione costruttiva che permetta una maggiore riduzione della quota pur garantendo l'escursione ammortizzante e la sterzata del mezzo. Rielaborando i dati ottenuti dall'analisi di posizione effettata nel capitolo 3.2 è stato possibile determinare gli spostamenti descritti dall'estremità superiore del braccio obliquo del quadrilatero articolato. Ponendo lo zero del riferimento cartesiano nella posizione occupata ad ammortizzatore completamente disteso risulta possibile descrivere la traiettoria del punto che verrà denominato C fig36. Il cinematismo di sterzo che si andrà a progettare dovrà quindi garantire la rotazione rigida tra manubrio e braccio obliquo della forcella, permettendo l'escursione ammortizzante individuata dalla traiettoria del punto C del braccio obliquo.

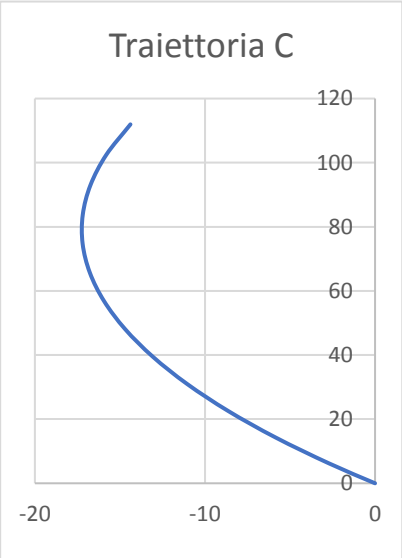


Figura 35 Traiettoria descritta dal punto C nell'escursione ammortizzante del quadrilatero [mm]

In prima analisi si è scelto di studiare il meccanismo di sterzo nella sua rappresentazione nel piano, per determinare i gradi di libertà dell'intera struttura e le possibili variazioni.

Nella configurazione originale il cinematismo risulta composto dal quadrilatero inferiore collegato al telaio mediante una coppia prismatica che, nel piano, lascia un grado di liberà nel moto relativo corrispondente alla traslazione lungo l'asse della coppia.

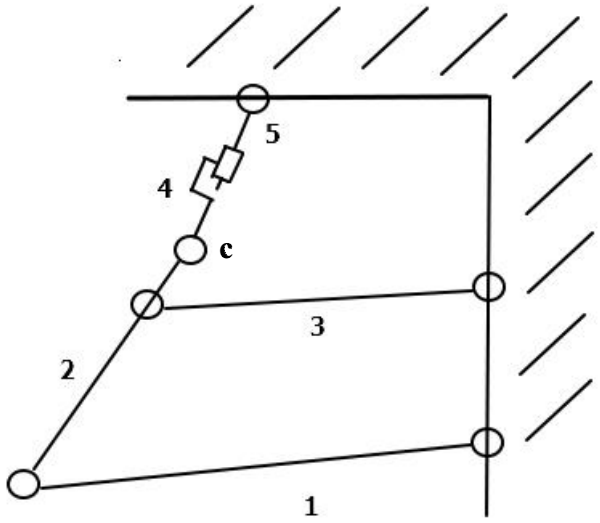


Figura 36 Schema piano cinematismo originala Yamaha GTS

Nello schema piano mostrato sono quindi presenti 5 corpi vincolati da 6 coppie rotoidali ed una prismatica. applicando l'equazione di Grubler si dimostra che il meccanismo ha un solo grado di libertà.

Numero di gradi di libertà = 5·3 – 2 · 7 = 15 – 14 = 1

Come precedentemente affermato la coppia prismatica liscia che collega i corpi 4 e 5 non risulta capace di assorbire i carichi gravanti sul quadrilatero sottostante, al fine di non alterare il comportamento dinamico del mezzo, risulta necessario mantenere invariata tale caratteristica.

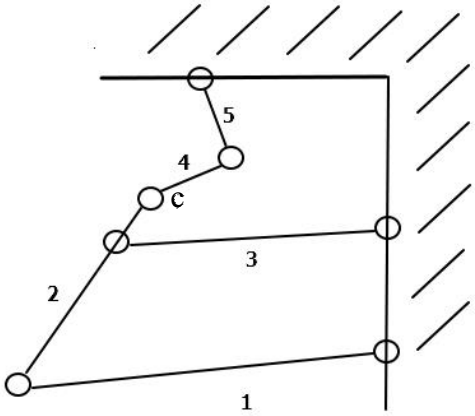


Figura 37 Nuova configurazione del cinematismo di sterzo

Per la progettazione del nuovo meccanismo, figura 37, si è scelto di adottare una struttura isostatica elementare ovvero l'arco a tre cerniere. La nuova schematizzazione piana risulta ancora composta da 5 corpi, ora collegati mediante 7 coppie rotoidali. Applicando la formula di Grübler si ottiene:

Numero di gradi di libertà = 5·3 -2·6 = 1

La nuova struttura permette come nella configurazione originale la traslazione nel piano verticale del quadrilatero inferiore mediante la rotazione dei corpi 1, 2 e 3 rispetto al telaio senza variare la traiettoria descritta da essi e precedentemente calcolata.

Staticamente la struttura del nuovo meccanismo di sterzo non deve traferire carichi al telaietto anteriore, tale configurazione è ottenuta quando la cerniera mediana dell'arco risulta scarica da forze esterne concentrate su di essa. Se sulla cerniera mediana agiscono esclusivamente le reazioni vincolari delle aste 4 e 5 è possibile affermare che esse si comportino come bielle scariche, ovvero capaci di scaricare forze solo nella direzione individuata dalla retta passante per le due coppie rotoidali estremali al corpo. È immediato comprendere come tale struttura sia in grado di resistere ai carichi generati dal quadrilatero inferiore esclusivamente nelle configurazioni singolari del sistema, ovvero quando l'angolo relativo tra le aste è pari a 180° o un suo multiplo.

La determinazione della lunghezza delle due aste componenti in nuovo meccanismo non è arbitraria, essa deve infatti garantire la completa escursione dell'ammortizzatore con un'angolazione interna tra le aste minore del range compreso tra 0 e 180 °.

Se l'angolo relativo scendesse a valori inferiori o uguali allo zero il meccanismo si bloccherebbe causa l'urto tra i componenti. Mentre valori superiori o pari a 180° potrebbero invece generare la rottura del meccanismo, sottoposto a trazione, o generare l'inversione della configurazione nella successiva fase di compressione dell'ammortizzatore.

In sede realizzativa, tale range di valori deve essere ulteriormente ristretto dovendo considerare l'ingombro reale dei componenti.

Per ragioni estetiche e di sicurezza si è deciso di realizzare l'arco come rappresentato in fig.37 ovvero con la cerniera mediana rivolta verso il telaio principale. Tale soluzione riduce la possibilità di contatti con corpi estranei al meccanismo.

Il limite allo sviluppo in lunghezza delle aste è imposto dalla vicinanza dell'arco al radiatore dell'acqua, tale componente è di primale importanza per il corretto funzionamento del motore e non può quindi essere rimosso. La soluzione a tale problematica è stata ottenuta rimuovendo l'ingombrante airbox originale del mezzo. La moto di serie monta un sistema ad iniezione di carburante che necessita per il corretto funzionamento di un voluminoso serbatoio d'aria in aspirazione che mitighi le variazioni di pressione e velocità del flusso di comburente entrante nel mezzo dall'esterno. Si è scelto di adottare un'alimentazione mediante carburatori che permette l'ottenimento della corretta miscela aria-benzina mediante l'utilizzo di filtri a cono di ridotte dimensioni.

Per lo studio delle lunghezze delle aste componenti l'arco a tre cerniere si è proceduto individuando l'area di lavoro del meccanismo ed i relativi punti estremali. La traiettoria del punto C precedentemente tracciata può essere racchiusa in un rettangolo di altezza 120 mm e larghezza 20 mm.

Il meccanismo verrà quindi studiato con la cerniera inferiore posizionata nei 4 punti estremali dell'area di 2400 mm^2 appena descritta. La cerniera superiore del meccanismo giace invece nella retta individuata dall'asse di sterzo rispetto a tale area come mostrato in figura 38.

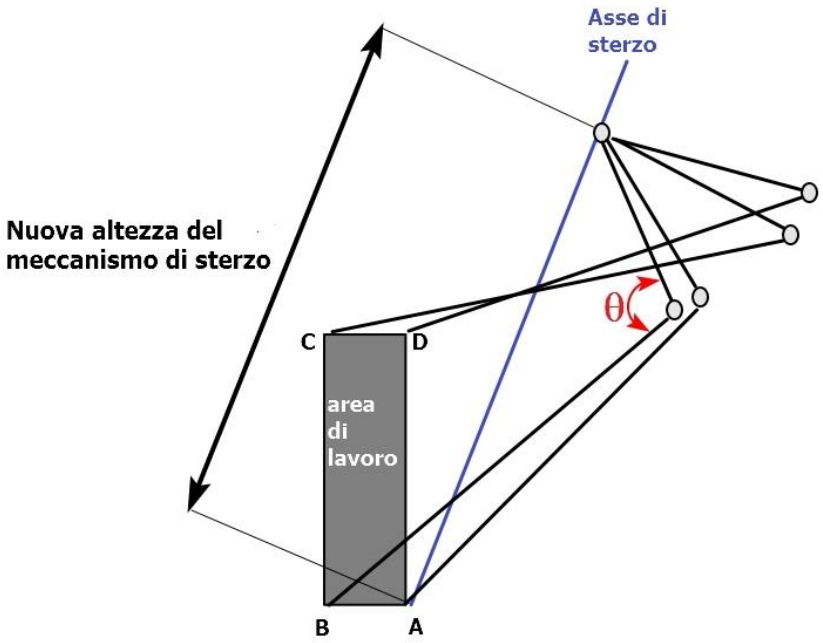


Figura 38 Rappresentazione semplificata dell'arco a tre cerniere e della relativa area di lavoro

Ad ammortizzatore completamente disteso l'asse di sterzo interseca l'estremo **A** dell'area di lavoro e può essere individuato mediante una retta inclinata di 24° rispetto l'asse verticale.

La cerniera superiore dell'arco dovrà quindi giacere ad un'altezza tale da permettere la completa escursione ammortizzante della sospensione, riducendo la quota complessiva del meccanismo rispetto alla configurazione originale e garantendo che la struttura non si compenetri o raggiunga configurazioni singolari descritte dall'angolo θ.

Nella configurazione originale della GTS la lunghezza massima del meccanismo di sterzo, che si ottiene ad ammortizzatore completamente disteso è pari a 330 mm. Data la necessita di garantire una corsa verticale di 120 mm risulta possibile abbassare l'asse di

sterzo di una quota pari a 100 mm rispetto alla configurazione originale ottenendo un'altezza di 230 mm lungo la retta dell'asse di sterzo.

Per ragioni costruttive che verranno esplicitate nel prossimo capitolo risulta possibile vincolare l'asta inferiore dell'arco in una posizione più favorevole alla realizzazione del nuovo meccanismo. Ovvero lateralmente al braccio obliquo della forcella e non superiormente come nella configurazione originale. Tale accortezza permette di aumentare la quota di sviluppo del meccanismo da 230 a 240 mm mantenendo invariata la posizione della cerniera estremale superiore, che determina la riduzione dell'altezza di telaio e manubrio.

Posta la quota di 240 mm nella configurazione precedentemente rappresentata in fig.38 è stato possibile studiare le differenti configurazioni ottenibili variando la lunghezza delle aste.

In prima analisi è stata valutata l'adozione di aste della medesima lunghezza. In generale è possibile affermare che aumentando lo sviluppo longitudinale è possibile ridurre l'angolo relativo θ a parità di configurazione e viceversa.

Tale schema è stato scartato in quanto nelle posizioni del meccanismo descritte dalle configurazioni **C** e **D**, la cerniera mediana dell'arco, data l'inclinazione dell'asse di sterzo, raggiungeva quote verticali inferiori alla cerniera estremale posizionata nei rispettivi angoli dell'area di lavoro.

Risulta infatti necessario garantire che, in ogni configurazione descritta dall'arco nel moto ammortizzante della sospensione, la cerniera mediana abbia un posizionamento verticale intermedio rispetto alle altezze delle cerniere estremali dell'arco.

Tale problematica è stata superata adottando aste di differenti lunghezze, nello specifico l'asta inferiore deve essere più lunga rispetto alla superiore.

Sono state quindi valutate differenti coppie di lunghezze per le aste in relazione al comportamento cinematico ed agli ingombri costruttivi che verranno trattati nel prossimo capitolo. La miglior configurazione è stata ottenuta ponendo l'asta superiore di lunghezza 150 mm e l'inferiore 240 mm.

Nell'immagine 39 sottostante viene ora valutato l'angolo relativo θ interno all'arco a tre cerniere nelle posizioni periferiche dell'area di lavoro precedentemente determinata, nella configurazione indicata.

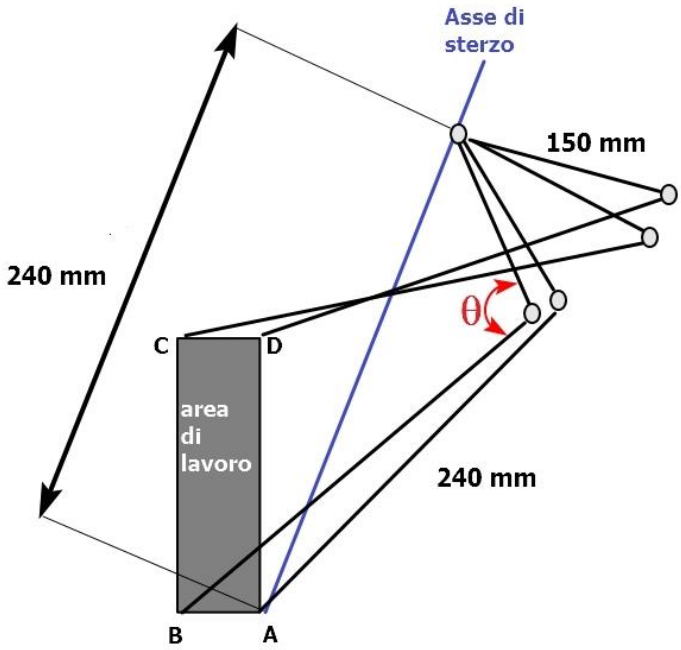


Figura 39 Dimensioni arco a tre cerniere ed area di lavoro

Il valore dell'angolo relativo tra le aste nelle quattro differenti posizioni risulta pari a:

A) 71.8° **B) 75.4°** **C) 38.4°** **D) 32.5°**

Tale studio dimostra come indipendentemente dalla traiettoria percorsa dal punto inferiore dell'arco a tre cerniere, l'angolo tra le aste risulta sempre lontano dai valori determinanti configurazioni singolari.

L'arco a tre cerniere può quindi traslare nel piano verticale, permettendo l'escursione ammortizzante della forcella. Garantito questo grado di libertà risulta ora necessario sviluppare una soluzione realizzativa che permetta la costruzione del meccanismo mediante l'utilizzo di snodi ad uso commerciale e le tecniche di lavorazione permesse dai macchinari presenti in azienda.

4. PROGETTAZIONE E DIMENSIONAMENTO AGLI ELEMENTI FINITI

Per la realizzazione di una Special su base Yamaha GTS le modifiche apportabili alle sole carenature esterne non permettono di ottenere l'aspetto snello e fluente desiderato. Tale limite è da attribuire alle voluminose strutture dei telaietti anteriori e posteriori presenti sul mezzo originale.

Si procederà quindi con la riprogettazione di tali organi al fine di garantire un abbassamento dell'altezza complessiva del manubrio da terra e la realizzazione di una sella monoposto in stile cafè racer.

Per il dimensionamento a resistenza delle strutture sì è optato per la determinazione dei carichi statici gravanti sul mezzo, tali valori verranno amplificati tenendo conto di un coefficiente correttivo per i carichi dinamici pari a 2.4 ed un coefficiente di sicurezza pari a 1.5 come trattato in bibliografia.

Il carico equivalente gravante sulla struttura risulta quindi essere:

Carico equivalente = carico statico · fattore di carico dinamico · fattore di sicurezza

= carico statico · 2.4 · 1.5

= carico statico · 3.6

Il carico statico potrà essere ricavato dal peso del pilota o della motocicletta precedentemente calcolati. Ove non sia possibile determinare un carico statico gravante sulla struttura, verranno introdotti valori di verifica tratti dalla bibliografia o verranno introdotti carichi fittizi al fine di garantire la corretta rigidezza e resistenza dei componenti. Come verrà successivamente mostrato nel dimensionamento del telaietto anteriore la bibliografia utilizzata tratta ampliamente le caratteristiche dei telai realizzati per adottare la tradizionale forcella telescopica, mentre i telai afferenti quadrilateri articolati vengono generalmente citati per completezza di trattazione non elencando caratteristiche e peculiarità.

4.1. Materiali e tecnologie produttive

L’azienda Arredo 70 vanta la possibilità di realizzare internamente ogni tipo di lavorazione necessaria all’ottenimento delle strutture e delle carenature necessarie al mezzo.

L’artigianalità del processo produttivo è uno degli elementi caratteristici del prodotto finale. Tale risultato è garantito dall’assenza di macchinari a controllo numerico, il cui utilizzo non risulterebbe giustificato data la produzione su commessa di componenti in esemplari unici.

Si dispone di macchine per asportazione di truciolo quali un tornio manuale, trapani a colonna, mole e roditrici. Per la giunzione dei componenti l’azienda vanta differenti tipi di saldatrici, dalla tradizionale MIG-MAG, con elettrodo alla più sofisticata TIG, utilizzata per saldare componenti in alluminio e titanio. Passando per la saldatrice ossiacetilenica spesso sfruttata anche per riscaldare il metallo prima di una deformazione plastica. La saldatura è un processo molto importante per garantire un prodotto finito di alta qualità. Si tratta di un procedimento di giunzione che consiste nell'assemblare pezzi metallici, con o senza metallo d'apporto, mediante la fusione graduale del metallo di base. Da oltre un secolo si è imposto come metodo razionale, altamente produttivo e profondamente affidabile. Nel corso degli anni, sono state create tecniche sempre più raffinate e utilizzate tecnologie sofisticate che hanno portato attualmente la saldatura a livello di prestazioni e di sicurezza molto elevati.

Grazie all'esperienza accumulata negli anni, Arredo 70 è in grado oggi di offrire le seguenti tipologie di saldatura:

- Saldatura ad **elettrodo rivestito**
- Saldatura manuale **MIG/MAG**
- Saldatura manuale **TIG**
- Saldatura **ossiacetilenica**

TIPOLOGIE DI SALDATURA

1. Saldatura ad elettrodo rivestito: La saldatura a elettrodo rivestito (nella terminologia AWS è indicata come SMAW - Shielded Metal Arc Welding - ossia Saldatura ad arco con metallo protetto, mentre secondo normativa europea è codificata con il nº 111) era nel 2006 la tecnologia di saldatura più diffusa nel mondo, principalmente per i bassi costi delle apparecchiature e per la versatilità di impiego. Fra l'altro è il procedimento più adatto per essere impiegato all'aperto (quindi in cantiere).

Il procedimento a elettrodo rivestito deriva dai primi procedimenti ad arco sviluppati fra la fine del XIX secolo e l'inizio del XX secolo. In questi procedimenti inizialmente l'elettrodo (dello stesso tipo di materiale di quello da saldare) non era protetto, quindi si ossidava molto rapidamente e, cosa molto più grave, introduceva ossidi e altre impurità nel bagno di saldatura. Ben presto si vide che aggiungendo al materiale dell'elettrodo disossidanti si ottenevano risultati migliori, inizialmente questi disossidanti erano dentro l'elettrodo (che praticamente era un tubo contenente la polvere disossidante), ma gli sviluppi successivi mostrarono l'utilità di avere un rivestimento esternamente al materiale metallico di cui è composto l'interno. Attualmente gli elettrodi rivestiti sono prodotti in varie forme con differenti funzioni, a seconda delle esigenze di sicurezza, di operabilità ed estetiche della saldatura.

Quando si porta l'elettrodo ad una distanza opportuna dal pezzo scocca l'arco elettrico, che fonde il materiale metallico dell'elettrodo, il rivestimento ed il metallo del pezzo che deve essere saldato. Il saldatore sposta manualmente la pinza, gestendo in tal modo il bagno di saldatura. Al termine dell'operazione il saldatore deve scalpellare la crosta (scoria) che si è formata sopra la saldatura, avente la funzione di proteggere il metallo nel corso del raffreddamento. Dato che gli elettrodi hanno una lunghezza di qualche decina di centimetri devono essere sostituiti nel corso delle operazioni di saldatura. Sia la necessità di sostituire gli elettrodi, sia quella di scalpellare la scoria dopo aver effettuato la saldatura riducono la produttività del procedimento, riducendone quindi l'economicità.

2. La Saldatura MIG/MAG: questo procedimento di saldatura ad arco elettrico si caratterizza per l'impiego di un filo fusibile come polo positivo (anodo) e di un polo negativo (catodo) costituito dal pezzo da sottoporre a saldatura. Consente un'elevata produttività grazie alla velocità del processo ed alla facilità di impiego nelle svariate posizioni del cordone. Risulta essere molto sfruttata nell'industria navale, ferroviaria, automobilistica e nella carpenteria metallica.

MIG (metal inert gas): è un procedimento adatto per leghe leggere come quelle di Nichel e di rame, può essere utilizzato anche per acciai debolmente legati.

MAG (metal active gas): è un procedimento riservato ad acciai non legati o debolmente legati. Gli elementi ossidanti della miscela gassosa vengono dosati per stabilizzare l'arco ma anche per intervenire sulla forma della zona fusa e sulle caratteristiche meccaniche della saldatura finale.

Il procedimento di saldatura MIG/MAG è un procedimento *a filo continuo* in cui la protezione del bagno di saldatura è assicurata da un *gas di copertura*, che fluisce dalla torcia sul pezzo da saldare. Il fatto che sia un procedimento a filo continuo garantisce un'elevata produttività al procedimento stesso, e contemporaneamente la presenza di gas permette di operare senza scoria (entrambe queste caratteristiche aumentano l'economicità del procedimento nei confronti della saldatura ad elettrodo. D'altra parte una postazione per saldatura MIG/MAG è necessariamente composta da un maggior numero di componenti quali la torcia con duplice finzione: far scoccare l'arco elettrico e proteggere il bagno di saldatura. Risulta quindi allacciata ad un generatore di corrente, ad un meccanismo di avanzamento controllato del filo ed alla bombola di gas di protezione.

La presenza di tutti questi componenti, naturalmente, aumenta notevolmente il prezzo di una macchina per saldatura MIG/MAG nei confronti di una macchina per saldatura a elettrodo (che, praticamente, è poco più di un generatore di tensione).

Inoltre con i fili continui è possibile avere *densità di corrente* più elevate di quelle sopportabili dagli elettrodi rivestiti (in questi ultimi una densità di corrente eccessiva provoca la fessurazione del rivestimento, a causa dei coefficienti di dilatazione diversi fra anima metallica e rivestimento stesso), quindi è possibile ottenere penetrazioni maggiori, cioè riempimento del giunto con un numero minore di passate.

La saldatura MIG/MAG, come tutti i procedimenti a filo continuo, è un procedimento derivato dall'arco sommerso, ma, nei confronti quest'ultimo, ha il vantaggio che l'operatore può tenere l'arco sotto osservazione diretta, quindi può controllare l'esecuzione della saldatura come nei procedimenti a elettrodo (elettrodo rivestito e TIG), altri vantaggi nei confronti dell'arco elettrico sono la mancata formazione di scoria e la possibilità di saldare anche in posizioni non piane.

3. La Saldatura TIG (tungsten inert gas): è un procedimento di saldatura in cui l'arco elettrico scocca tra un elettrodo infusibile in tungsteno, che svolge il ruolo di catodo (polo negativo), e il pezzo che è protetto da un flusso gassoso non ossidante, che svolge il ruolo di anodo (polo positivo). Il procedimento si basa su una *torcia* in cui è inserito l'elettrodo in tungsteno, attorno a cui fluisce il gas di protezione che, attraverso un *bocchello* di materiale ceramico, è portato sul bagno di fusione. L'operatore muove la torcia lungo il giunto per spostare il bagno di fusione, posizionando l'elettrodo infusibile di tungsteno ad una distanza massima di qualche millimetro e mantenendo stabile tale distanza. Si deve assolutamente evitare che l'elettrodo entri in contatto diretto con il pezzo da saldare altrimenti la bacchetta di tungsteno si "attacca" al giunto e si interrompe la saldatura. Nel caso che sia richiesto materiale d'apporto, contemporaneamente si sposta la *bacchetta* del materiale in modo tale da tenerla costantemente con l'estremità entro l'arco e comunque sotto la protezione del gas. Esiste anche la saldatura TAG poco utilizzata dalle industrie per il suo costo molto alto.

Uno dei principali vantaggi di questa tecnologia è che l'apporto di materiale nel bagno di saldatura è indipendente dall'apporto termico nella saldatura, a differenza di quanto accade nelle saldature a filo o a elettrodo consumabile. Questo procedimento può essere automatizzato, sotto questo aspetto è largamente usato per la produzione di tubi saldati partendo da nastro metallico e per la saldatura dei tubi alle piastre tubiere degli scambiatori di calore.

Il procedimento TIG è particolarmente indicato quando devono essere saldati piccoli spessori di materiale, a partire da pochi decimi di mm, tuttavia non è possibile saldare spessori superiori a qualche mm (2–3 mm per gli acciai) con una singola passata (perciò, in generale, non si usa per saldare spessori superiori a 5–6 mm), quindi, considerando la

bassa produttività, spesso viene usato per effettuare la prima passata di un giunto, mentre il riempimento viene effettuato successivamente con procedimenti a produttività più elevata. Date le sue caratteristiche il procedimento può essere utilizzato in qualsiasi posizione e può essere usato per saldature continue o per saldature a punti. Non è consigliabile l'uso di questo procedimento in luoghi aperti, dato che anche un vento leggero può disperdere il gas di protezione. In officina questo processo viene sfruttato per la realizzazione di carenature e serbatoi in alluminio nonché per le tubazioni degli scarichi in titanio.

4. Saldatura ossiacetilenica : (**OFW** - *OxiFuel gas Welding* nella terminologia generica AWS, indicata anche come OAW - *OxyAcetylene Welding*) è un procedimento di saldatura in cui l'energia viene fornita dalla combustione di acetilene in ambiente fortemente ossidante. Questo procedimento, non richiedendo energia elettrica, è stato fra i primi ad essere studiato per la saldatura (1895) e fu utilizzato fin dagli inizi del XX secolo. Nella saldatura ossiacetilenica è quasi sempre richiesto che sia fornito materiale d'apporto, di solito sotto forma di bacchette, fondenti sotto la fiamma. Date le sue caratteristiche non tutti i materiali sono saldabili con questa tecnologia. Oltre che in saldatura la fiamma ossiacetilenica viene spesso usata anche in brasatura, mentre la torcia ossiacetilenica può essere adattata all'ossitaglio. L'acetilene viene portato a contatto con l'ossigeno, per generare la fiamma, tramite il *cannello*, che miscela i due gas nelle quantità opportune per avere una fiamma con le caratteristiche richieste per la saldatura (alta temperatura ed ambiente riducente). La *potenza* del cannello è definita come la portata di acetilene [l/h] che può essere erogata dal cannello stesso. I cannelli possono variare la potenza o per cambiamento della testa (cioè la parte in cui avviene la miscelazione dei gas ed in cui è l'orifizio di uscita) o con un eiettore variabile e cambiando solo la punta (cioè l'orifizio di uscita dei gas miscelati).

I cannelli possono essere a bassa pressione (cioè con la pressione di ossigeno più alta di quella dell'acetilene), in questo caso l'ossigeno (alla pressione di 1-3 bar) viene accelerato in un eiettore e successivamente miscelato all'acetilene, che si trova a pressione atmosferica. In questo modo si ha un miscelamento superiore al teorico con conseguente maggiore consumo di ossigeno. Nei cannelli ad alta pressione ossigeno ed acetilene sono alla stessa pressione (0,5-0,75 bar), quindi non è necessario l'eiettore per la miscelazione

che avviene fra gas alla stessa pressione. Lo svantaggio naturalmente presente con questi cannelli è la necessità di tenere l'acetilene ad una pressione relativamente elevata.

Il saldatore, nel corso delle operazioni di saldature deve regolare la fiamma in modo tale che resti sempre neutra o riducente. Ovviamente saldare in eccesso di ossigeno porta a difetti di saldatura come inclusioni di ossidi o incollature. I difetti tipici di questo tipo di saldatura possono essere mancanze di penetrazione o incollature, dovuti ad un uso del cannello con un apporto termico insufficiente a portare il materiale a completa fusione sul fondo (mancanza di penetrazione) o sui lati, con formazione di ossidi, (incollatura) del cordone di saldatura. Mentre le mancanze di penetrazione sono facilmente rilevabili con un esame visivo, le incollature possono essere evidenziate solo con controlli volumetrici. Più raramente è possibile trovare inclusioni di ossidi o addirittura denaturazione del metallo (cioè un'alterazione chimica del metallo base ad opera della fiamma) dovute principalmente ad una regolazione di fiamma che porta a fiamma ossidante.

Difetti di esecuzione, comuni anche ad altre tipologie di saldatura, sono i profili del cordone errati (eccesso di sovraspessore, mancanza di spessore, incisioni marginali), questi difetti in genere provengono da un'errata velocità di saldatura. L'eccesso di sovraspessore viene da un movimento in avanti del cannello troppo lento, mentre la mancanza di spessore viene generalmente da un movimento eccessivamente rapido. Le incisioni marginali possono venire anche da un'errata posizione del cannello (solco su un solo lato) o da un'eccessiva potenza del cannello (solchi su entrambi i lati).

PROBLEMATICHE DELLA SALDATURA

Riscaldando, i metalli si espandono, al contrario se vengono raffreddati si contraggono. Se si vincola un metallo in espansione o in contrazione, esso cambia forma, subisce quindi una deformazione causata dalle tensioni residue all'interno dello stesso.
Le deformazioni costituiscono una problematica costante dei processi di saldatura, tanto che il loro controllo è un aspetto fondamentale per ottenere dei buoni risultati. Metodi per il controllo delle deformazioni:

Martellatura: consiste nel controllo della deformazione del metallo tramite colpi di martello a caldo (dopo la saldatura).

Sequenza della saldatura: un'adeguata sequenza di saldatura può essere impiegata come metodo di controllo delle deformazioni. Il procedimento sfrutta gli sforzi di ritiro per controbilanciare altri sforzi, presenti in un giunto con più saldature. In questo caso, gli sforzi di ritiro di una saldatura interagiranno con quelli della saldatura eseguita precedentemente.

Utilizzo delle tecniche di saldatura: l'uso delle adeguate tecniche di saldatura consentono un miglior controllo delle deformazioni per le prestazioni meccaniche e per aumentare la resistenza del giunto all'azione della corrosione. L'utilizzo di una tecnica poco invasiva e ben calibrata consentirà di ottenere ottimi risultati.

Molto spesso non viene data una giusta considerazione alle fasi successive al processo di saldatura, e in alcuni casi vengono praticate con molta leggerezza. Un'operazione molto importante è la pulizia del "cordone" di saldatura: l'ossido di saldatura non rimosso favorisce l'insorgenza di interstizi dove potrebbero immettersi degli agenti aggressivi, che sfrutterebbero condizioni a loro favorevoli come il ristagno e l'assenza di ossigenazione.

Un altro fenomeno che si potrebbe riscontrare è la contaminazione ferrosa. Per procedere quindi alla pulizia è consigliabile utilizzare utensili appositi ad esempio che in nessun modo possano trasferire sull'inox particelle di ferro. In questo caso, è auspicabile l'utilizzo di strumenti in inox o costituiti da materiale inerte. Se la fase di pulitura avvenisse con liquidi o con paste passivanti/decapanti, è necessario accertarsi che queste vengano totalmente rimosse con risciacqui abbondanti per evitare che eventuali residui siano causa di corrosione.

Sono altresì presenti numerosi macchinari ed utensili necessari a curvare lamiere con raggi di raccordo o spigoli e macchinari come la ruota inglese utile a livellare la superficie del metallo in seguito ad una lavorazione di battitura manuale della superficie.

L’azienda per la fornitura di materia prima si rifornisce dalla Quadri Umberto Siderurgica S.P.A la quale commercializza tubazioni e lamiere.

Nello specifico per la realizzazione delle strutture portanti vengono utilizzate tubazioni di diametro esterno pari a 21 o 25 mm per uno spessore di 3mm. In acciaio S355, ovvero acciaio non legato per impieghi strutturali. Il quale mostra un carico di snervamento pari a 355 MPa, questo tipo di acciaio altoresistenziale garantisce oltre ad un elevato carico di rottura, 510 Mpa, una buona saldabilità e malleabilità quando deformato a caldo.

Per la realizzazione delle carenature verranno invece utilizzate lamiere metalliche in acciaio o alluminio di spessore da 1 a 3 mm, che verranno riscaldate e deformate plasticamente sino ad ottenere la curvatura desiderata della superficie.

4.2. Dimensionamento strutturale arco a tre cerniere

La struttura precedentemente schematizzata mediante l’adozione di un arco a tre cerniere può essere realizzata in ambito costruttivo secondo differenti configurazioni, principalmente dettate dalle tecnologie produttive e dal tipo di materiale utilizzato.

Si è quindi scelto di realizzare le aste con forma ad **H**, ottenibile mediante le lavorazioni comunemente svolte in officina. Data la forma scelta agli estremi di ogni asta dovrà essere presente una coppia di snodi tali da garantire il corretto movimento dell’arco limitando gli attriti.

Le giunzioni comunemente utilizzate per la realizzazione dei supporti agli organi rotanti presenti in una motocicletta sono i cuscinetti, che garantiscono un’elevata resistenza in rapporto agli ingombri anche ad alti numeri di rotazioni al minuto.

Come mostrato nel precedente capitolo le rotazioni necessarie al moto dell’arco a tre cerniere sono limitate e non comprendono la rotazione completa di nessuna coppia rotoidale. Il meccanismo di sterzo deve permettere la rotazione rigida tra manubrio e braccio obliquo della forcella, le forze alle quali esso è sottoposto sono, come affermato nel capitolo 2.8, incognite ma di bassa intensità. Sarebbe possibile valutare tali contributi

mediante un sistema di acquisizione dati montato sul mezzo, ma non si dispone di tale tecnologia. Data la bassa intensità delle forze si è scelto di utilizzare gli uniball per la realizzazione degli snodi. Tali elementi a differenza dei cuscinetti possono essere direttamente avvitati a sbalzo sulla struttura riducendo la quantità di metallo necessaria alla realizzazione della forma ad **H**.

In prima analisi si è scelto di verificare la resistenza strutturale del meccanismo in relazione al valore massimo del momento applicato al manubrio tratto dal grafico 20 ovvero 12 Nm, il testo dal quale è stato estrapolato il grafico non fornisce informazioni sul tipo di mezzo utilizzato per la caratterizzazione. Essendo il testo di natura specialistica risulta immediato definire come tali grandezze possano essere state ottenute con l'adozione di modelli matematici nei quali sono stati introdotti parametri campione similari a valori reali. Si è quindi scelto di realizzare una struttura con articolazioni, la quale, quando sottoposta al carico massimo mostri la rottura degli snodi e non dei supporti che dovranno quindi deformarsi con tensioni non superiori al carico di snervamento. Verrà quindi selezionato dal catalogo un unibal in ottica conservativa, tale da garantire una resistenza ampliamente maggiore del carico di verifica individuato. Cercando di bilanciare le necessità di resistenza ad un carico non univocamente noto mediante un sovradimensionamento che non dovrà sfociare in un eccessivo aumento di peso e dimensione laterale dell'articolazione.

Applicando il momento di verifica al manubrio ed osservando il meccanismo dall'alto, come fosse disteso su un piano risulta possibile valutare la forza che si scarica sugli uniball in modo radiale alla sfera. La struttura ad **H** risulterà invece deformata da tali forze, che mostrano un'angolazione di incidenza variabile in relazione alla posizione assunta dal cinematismo nella compressione della sospensione.

Viene ora riportato il diagramma di corpo libero utilizzato per la determinazione delle forze agenti sugli snodi.

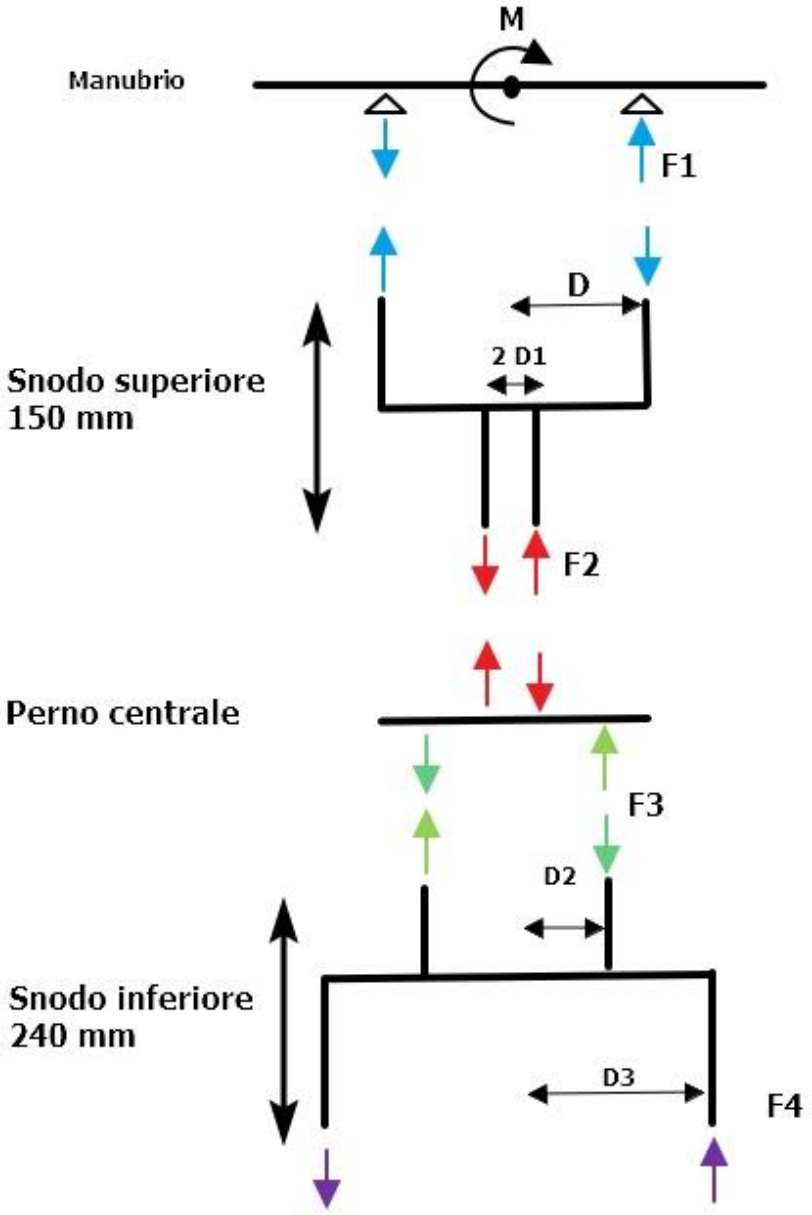


Figura 40 Schema di corpo libero dell'arco a tre cerniere, immaginando il meccanismo disteso su un piano.

Come è possibile osservare dalla schematizzazione proposta in fig. 40, si è scelto di porre ogni coppia di unibal in modo tale che l'asse passante per la sfera di collegamento risulti perpendicolare al gambo dell'articolazione. Tale accortezza costruttiva permette di facilitare il montaggio e ridurre il numero di variabili presenti nello studio della forma del componente.

La quota **D** mostrata in figura, relativa alla distanza tra l'asse di simmetria e l'asse di montaggio dell'uniball superiore determina l'intensità della forza **F1**, secondo la formula:

$$F1 = M / 2D$$

Dall'equilibrio dei momenti effettuato sullo snodo superiore risulta possibile determinare la forza **F2** secondo la relazione:

$$F2 = F1 \cdot D / D1$$

Data la simmetria degli organi è possibile reiterare il calcolo determinando le forze **F3** ed **F4**:

$$F3 = F2 \cdot D1 / D2$$

$$F4 = F3 \cdot D2 / D3$$

Le forze agenti sugli unibal sono inversamente proporzionali alla loro distanza dall'asse di simmetria verticale definito dalle quote $\mathbf{D_i}$. Aumentando questi parametri è possibile adottare giunzioni con coefficienti di carico dinamico ed ingombri ridotti, vengono altresì aumentate le dimensioni dei supporti con un relativo aumento di peso.

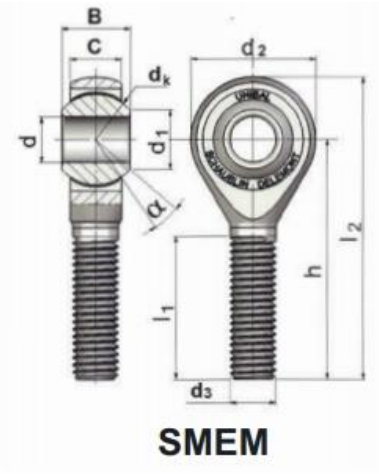
Operando inversamente ovvero riducendo gli ingombri trasversali dell'arco a tre cerniere si rende necessaria l'adozione di snodi di dimensioni maggiori causa l'aumento della forza applicata.

Risulta quindi necessario effettuare una scelta di compromesso per garantire la rigidezza dei componenti bilanciando ingombri e pesi. Il catalogo unibal della Shaublin fornisce i valori necessari al dimensionamento strutturale nonché le relative quote dimensionali.

Dal catalogo è stata selezionata la serie "competizione SMEM 50 uniflon" che mostra caratteristiche idonee all'applicazione, ovvero resistenza ad elevati carichi statici e

dinamici, con caratteristiche autolubrificanti che svincolano il componente dalla manutenzione periodica.

Tabella 6 Tabella tratta dal catalogo Shaublin mostrante le principali caratteristiche di ingombro e resistenza degli uniball



Tipo	d H7	B 0 -0,05	C ±0,2	d_k	d_1	d_2	d_3 6g	h	l_1	l_2	α°	Carico statico di base C_0 (daN)	Massa (g)
SMEM 5.50	5	8	6	11,11	7,71	16	M5 x 0,8	33	20	41	13	1.100	12
SMEM 6.50	6	9	6,75	12,7	8,96	18	M6 x 1	36	22	45	13	1.360	18
SMEM 8.50	8	12	9	15,88	10,4	22	M8 x 1,25	42	25	53	14	2.120	35
SMEM 10.50	10	14	10,5	19,05	12,92	26	M10 x 1,5	48	29	61	14	2.850	57
SMEM 12.50	12	16	12	22,23	15,43	30	M12 x 1,75	54	33	69	13	3.800	87
SMEM 14.50	14	19	13,5	25,4	16,86	34	M14 x 2	60	36	77	16	4.800	120
SMEM 16.50	16	21	15	28,58	19,39	38	M16 x 2	66	40	85	15	5.760	170
SMEM 18.50	18	23	16,5	31,75	21,89	42	M18 x 1,5	72	44	93	15	7.040	240

Le strutture del telaietto anteriore e posteriore sono bullonate al telaio principale mediante bulloni filettati M8, in prima analisi si è quindi scelto di verificare l'adozione degli snodi che mostrassero tale grandezza nel gambo filettato utile al collegamento.

È stato quindi selezionato dal catalogo il modello "SMEM 8.50" il quale mostra ottime caratteristiche di resistenza in relazione agli ingombri con un carico statico di base **C0** di 2120 daN ed una larghezza massima **B** di 12 mm.

Risulta ora possibile determinare gli ingombri trasversali dell'arco a tre cerniere; La quota **D** viene posta pari a 56 mm. Il valore è stato determinato osservando che risulta possibile ricavare nelle superfici laterali della piastra di sterzo inferiore gli alloggiamenti per l'uniball selezionato che verrà quindi vincolato mediante una vite anch'essa M8 intersecante la sfera della giunzione.

La forza **F1** risulta quindi pari a 108 N.

Per la costruzione degli snodi si è scelto di utilizzare il tubo di diametro minore tra quelli disponibili in officina. Si è scelto di porre la quota D1 tale da permettere la saldatura delle tubazioni lungo un segmento dell'asse di simmetria del pezzo. Il componente selezionato ha un diametro esterno di 21 mm per 3 mm di spessore, la quota **D1** è stata quindi posta pari a 10 mm.

La forza **F2** così ottenuta è pari a 605 N .

La giunzione tra lo snodo superiore e quello inferiore verrà effettuata mediante un bullone M8 intersecante gli uniball, si è quindi scelto di porre la quota **D2** pari a 30 mm la quale permette il montaggio delle articolazioni ed il minimo ingombro della struttura.

La forza **F3** risulta pari a 202 N.

L'ultima quota la **D3** assume il valore di 60 mm necessario a permetter il corretto montaggio delle articolazioni nelle superfici laterali del braccio obliquo del quadrilatero articolato.

La forza **F4** così ottenuta risulta pari a 101 N

Ne risulta che le articolazioni inferiori dello snodo superiore sono le più sollecitate rispetto all'applicazione di un momento sul manubrio da parte del pilota. Risulta ora possibile operando inversamente determinare il massimo momento sopportabile dall'articolazione scelta, verificando che esso sia sensibilmente maggiore del carico ricavato inizialmente dal grafico 20 tratto dalla bibliografia. Ponendo la forza **F2** pari a 2120N si ricava che le articolazioni selezionate, che rappresentano l'anello debole della catena, garantiscono la resistenza dell'arco a tre cerniere sino all'applicazione di un momento pari a 42.4 Nm, ovvero 3.5 volte maggiore del parametro tratto dalla bibliografia.

Il costruttore fornisce un elenco di operazioni da eseguire per il corretto dimensionamento delle articolazioni ovvero:

- Calcolo e verifica della pressione specifica
- Calcolo e verifica della velocità di scorrimento
- Calcolo e verifica del fattore **PV** (pressione per velocità)

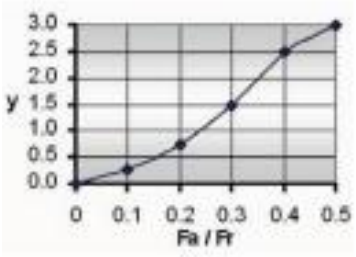
Si è quindi scelto di verificare il corretto posizionamento della sola coppia di unibal inferiore dello snodo superiore, in quanto come precedentemente mostrato avendo un ridotto braccio di leva su di essi grava la massima forza calcolata, **F2** pari a 605 N.

Si prosegue con il calcolo della pressione specifica con le formule tratte dal catalogo.

Verifica della pressione specifica P in funzione del carico esercitato sulla superficie di contatto:

$$P = \frac{F}{d_K \times C \times 0{,}85}$$

Calcolo della pressione specifica



- P pressione (daN·mm^{-2})
- F carico dinamico equivalente (daN)
- Fr carico dinamico radiale (daN)
- Fa carico dinamico assiale (daN)
- d_K diametro della sfera dell'anello interno (mm)
- C larghezza dell'anello esterno (mm)

Il carico dinamico equivalente **F** è definito dalla formula **F = Fr + (y * Fa)**

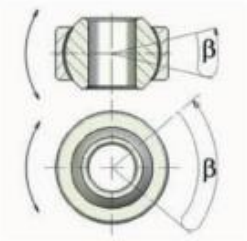
Il parametro y è ricavabile dalla tabella in funzione del rapporto **Fa / Fr** , dal momento che nella configurazione proposta il carico assiale applicato sugli unibal risulta nullo anche tale valore risulta pari a zero.

F = Fr = F2

Possiamo ora calcolare la pressione specifica **P**

$$\mathbf{P = \frac{605}{15.88 * 9 * 0.85} = 4.98 \text{ da N/mm}^2}$$

Calcolo della velocità di scorrimento al contatto



Verifica della velocità di scorrimento **V** tra le superfici di contatto:

$$V = \frac{d_K \times ß \times f}{114.600}$$

- V velocità ($m \cdot min^{-1}$)
- d_K diametro della sfera dell'anello interno (mm)
- ß angolo di oscillazione completo (gradi)
- f frequenza di oscillazione ($osc \cdot min^{-1}$)

Fattore PV

$$PV = P \times V$$

- P pressione specifica ($daN \cdot mm^{-2}$)
- V velocità di scorrimento ($m \cdot min^{-1}$)

Dalla fig 39 è possibile determinare l'angolo massimo di oscillazione **β** dell'unibal pari **(** $\theta_B - \theta_D$ **) / 2** ovvero 21.45 °. In prima approssimazione si è posto il parametro **f** pari a 30 oscillazioni al minuto, questo parametro risulta influenzato sia dalle condizioni del manto stradale che se non perfettamente liscio o viceversa come nel caso del pavè determina un'oscillazione della sospensione anteriore. La frequenza e la velocità di tali oscillazioni dipendono anche dalla taratura dell'ammortizzatore, variando infatti il precarico della molla ed il freno idraulico si riescono a smorzare o accentuare tali fenomeni.

$$\mathbf{V = \frac{15.88 \cdot 21.45 \cdot 30}{114600} = 0.102\ m/min}$$

Determinazione fattore PV = 4.98· 0.102 = 0.51 daN/mm^2 · m/min

I tre parametri di verifica vengono ora confrontati con i parametri ammissibili della giunzione riportati nella tabella 7.

Tabella 7 Valori ammissibili degli unibal da catalogo

Serie	Superficie di scorrimento		Pressione massima ammissibile P ($daN \cdot mm^{-2}$)	Velocità massima ammissibile V ($m \cdot min^{-1}$)	Fattore PV massimo ammissibile
	Anello interno	Anello esterno			
-	Acciaio	Bronzo	5	5	3,5
		Acciaio	10	4	3,5
		Uniflon® E	15	4	4,5
.40	Acciaio	Bronzo	5	2,5	3
		Uniflon® E	15	4	4,5
.45	Acciaio inox	Bronzo	5	4,5	3
		Acciaio inox	10	4,5	4,5
		Uniflon® E	15	4	4
.50	Acciaio	Acciaio inox	10	2,5	4,5
		Uniflon® E	15	4	4,5

L'unibal M8 risulta largamente idoneo a resistere alle sollecitazioni calcolate.

Viene ora determinata la vita utile **Dh [ore]** di tali componenti con la seguente formula, come riportato nel catalogo del costruttore.

In questa sede si è deciso di non elencare i numerosi grafici necessari alla determinazione dei coefficienti presenti nell'equazione ma di riportare esclusivamente il risultato ottenuto da essa. Per maggiori informazioni si rimanda al catalogo del costruttore, riferimento in bibliografia.

$$D_h = \frac{c1 \times c2 \times c3 \times c4 \times c5 \times c6 \times c7 \times c8 \times X \times C \times K \times 10^7}{F \times ß \times f}$$

Durata stimata = $48.6 \cdot 10^7$ ore

Viene ora mostrato l'arco a tre cerniere nella configurazione ottenuta, il dimensionamento strutturale della forchetta superiore ed inferiore verrà trattato nei prossimi paragrafi. Si ritiene comunque necessario mostrare una rappresentazione tridimensionale dei componenti per permettere una miglior comprensione dell'analisi effettuata.

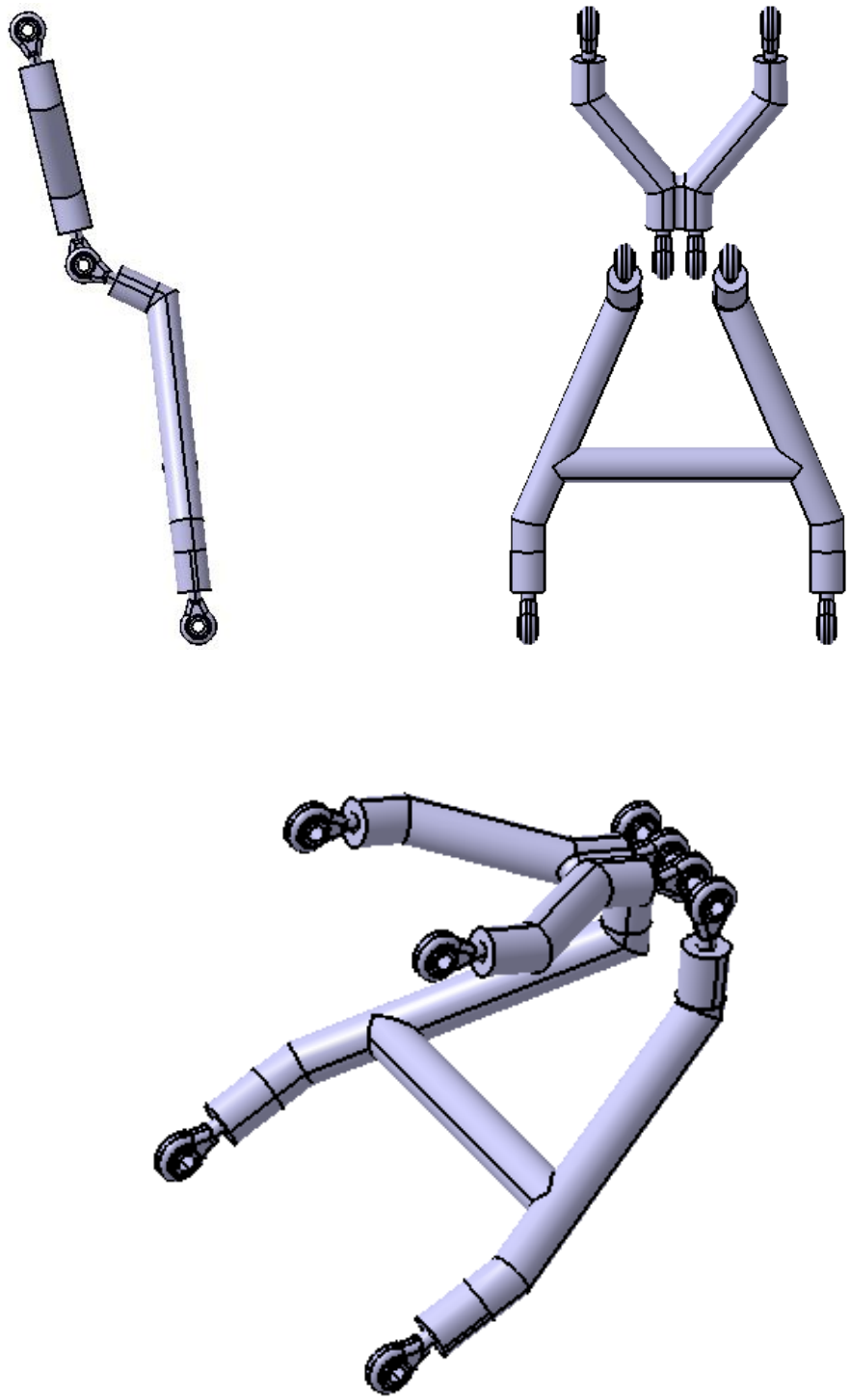


Figura 41 Viste tridimensionali della struttura dell'arco a tre cernire progettato

4.3. Dimensionamento snodo superiore

Note le quote $\mathbf{D_i}$ di ingombro trasversale del componente e la lunghezza tra gli assi degli uniball pari a 150mm. Risulta ora necessario sviluppare un prototipo tale da permettere il corretto montaggio delle giunzioni garantendo rigidità strutturale e facilità di montaggio. Si è scelto di ricorrere all'utilizzo della tubazione con diametro esterno pari a 21mm, essendo di spessore pari a 3 mm non risulta possibile ricavare internamente ad essa la filettatura necessaria al montaggio del gambo delle giunzioni di quota M8.

Risulta quindi necessaria la realizzazione di quattro elementi cilindrici ottenibili mediante tornitura di diametro esterno pari a 21mm, forati e filettati internamente per poter alloggiare gli uniball che verranno successivamente sfaccettati e saldati alla tubazione.

Dal momento che il gambo degli unibal ha una lunghezza pari a 25mm si è scelto di sviluppare i supporti di una lunghezza iniziale pari a 30 mm, essa infatti permette l'ottenimento della sfaccettatura necessaria al restringimento della sezione trasversale del componente. Al fine di migliorare il risultato estetico del pezzo e garantire una maggior rigidezza, risulta possibile sfaccettare anche la tubazione centrale. Tale accortezza permette di migliorare la resistenza della giunzione ottenuta mediante saldatura.

La lunghezza complessiva del componente, precedentemente determinata, pari a 150 mm. Risulta comprensiva dell'ingombro degli uniball.

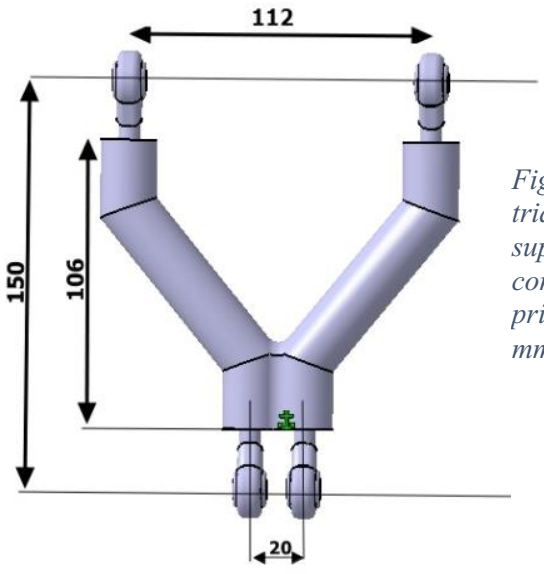


Figura 42 Rappresentazione tridimensionale dello snodo superiore dell'articolazione, comprensiva di uniball e delle principali quote di ingombro in mm

La quota risultante per il loro supporto è stata ottenuta sottraendo alla lunghezza complessiva le quote **h** ed **l1** presenti in tabella 6, sono inoltre stati cautelativamente introdotti 5 mm alla quota. Lo scarto introdotto equivale ad una porzione del gambo filettato dello snodo che risulterà non completamente avvitato nel supporto, al fine di permettere una maggior libertà di modifica in sede realizzativa per l'ottenimento del corretto allineamento. Nella fig 42 viene mostrata la soluzione proposta per lo snodo superiore comprensiva delle articolazioni, riportante le principali quote di ingombro. Questa rappresentazione si discosta volutamente dai tradizionali disegni tecnici 2D ottenibili con il programma di disegno e normalmente presenti nelle distinte dei componenti per la realizzazione dei progetti industriali.Data l'artigianalità del prodotto e del processo produttivo la rappresentazione tridimensionale risulta maggiormente favorita dall'azienda.

Per la verifica strutturale del componente si è scelto di applicare il carico massimo sopportabile dagli uniball in condizioni dinamiche. La motivazione principale di questa scelta risiede nella volontà di progettare un supporto che in condizioni di carico di rottura dell'articolazione si deformi restando in campo elastico. Questa caratteristica permette il riutilizzo del supporto e la sostituzione degli unibal danneggiati.

Per lo schema di carico nel programma di analisi strutturale, sono state vincolate le superfici filettate degli uniball inferiori del pezzo. Applicando un momento lungo l'asse di sterzo è possibile immaginare come esso possa essere bilanciato da una coppia di forze di modulo 2120 N applicate perpendicolarmente ad esso alla distanza **D.** Come mostrato nella fig 39 tali forze possono esplicare differenti sollecitazioni nello snodo superiore in funzione dell'angolazione assunta da quest'ultimo.

Si è quindi proceduto ad identificare le condizioni più gravose del sistema.

La prima analisi è stata eseguita considerando il componente posto perpendicolarmente all'asse di sterzo. In questa configurazione vincolando rigidamente le aree filettate destinate al montaggio delle giunzioni di mezzeria. Risulta possibile applicare nelle aree filettate superiori del componente due forze di modulo 2120N che andranno rispettivamente a generare compressione in un lato del corpo e trazione nell'altro. Questa configurazione di carico simula il comportamento a rottura dello snodo superiore quando

la sospensione è completamente compressa ed esso risulta posto perpendicolarmente all'asse di sterzo.

Disegnato il componente in Catia, è stato possibile mediante il programma Ansys generare la mesh necessaria al calcolo strutturale. Il solido, realizzato nella parte centrale mediante una tubazione, mostra uno spessire minimo di 3 millimetri, si è quindi scelto di imporre l'element size della mesh pari ad 1 mm. Per garantire una corretta visualizzazione delle tensioni all'interno del componente ed in secondo luogo bilanciare tale esigenza con l'aumento dei tempi di calcolo derivanti da una suddivisione eccessivamente minuziosa del pezzo.

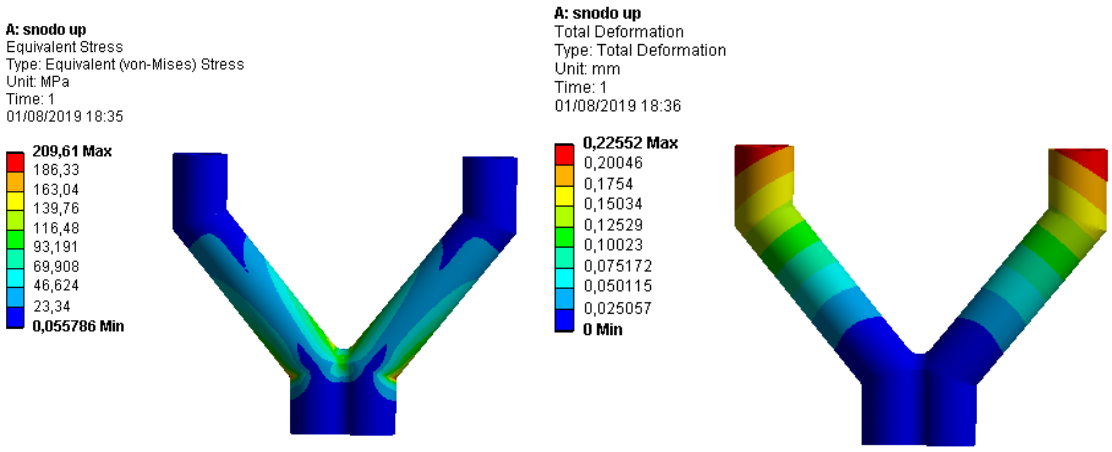


Figura 43 Analisi FEM snodo superiore, prima verifica

Il materiale utilizzato mostra un carico di snervamento di 355 MPa, dall'analisi effettuata risulta possibile osservare come nel componente la tensione massima raggiunga in valore di 210 MPa e deformazioni inferiori al millimetro. Ne deriva che questa configurazione di carico è ben tollerata dal componente.

La seconda analisi svolta sul pezzo è stata sviluppata applicando le forze precedentemente determinate, in direzioni perpendicolari agli assi dei fori filettati superiori del pezzo.

Questa configurazione estremizza la sollecitazione che nasce sul componente, quando la forcella è distesa ed esso assume una posizione più parallela all'asse di sterzo.

Come risulta possibile osservare dalle immagini sottostanti nelle quali il componente indeformato è rappresentato sfocato. Le superfici superiori del pezzo si deformano in direzioni opposte generando un accumulo di tensione nella parte centrale del componente che ora risulta non più sollecitato a carichi principalmente assiali di compressione e trazione, ma a flessione.

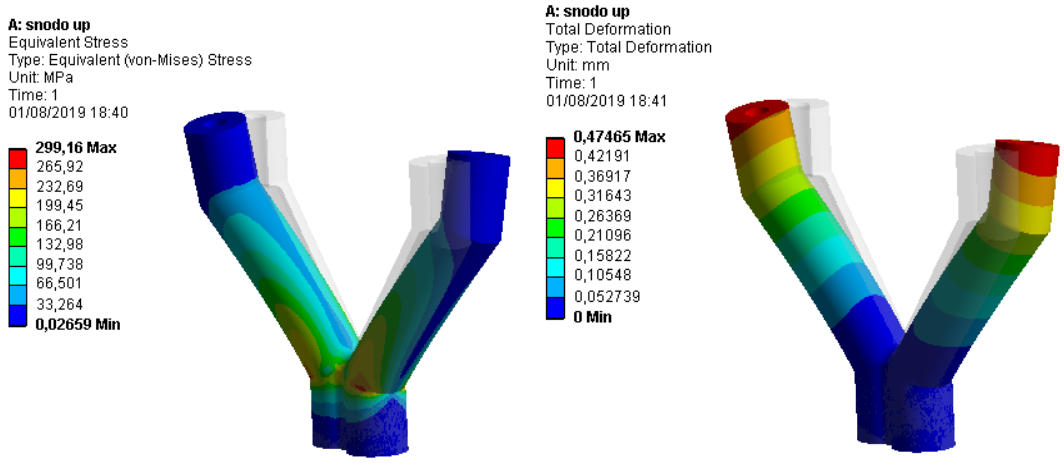


Figura 44 Analosi FEM snodo superiore, seconda verifica

Questo tipo di configurazione risulta maggiormente incisiva sul componente, la cui tensione massima sale a circa 300 MPa con una deformazione generale pari ad 1 millimetro ottenuta dalla somma delle deformazioni locali in direzioni opposte nella parte superiore del componente.

Dalla rappresentazione in fig.39 risulta possibile osservare come lo snodo superiore dell'arco a tre cerniere in seguito all'applicazione di un momento lungo l'asse di sterzo risulti generalmente sollecitato da una combinazione degli effetti di trazione/compressione e flessione. Solo nella parte finale di escursione della sospensione è possibile affermare come il carico sia puramente di compressione e trazione.

Avendo verificato il componente nelle due casistiche estremali identificate risulta possibile affermare che in caso di rottura degli unibal il loro sostegno risulti in grado si deformarsi elasticamente. Risultando quindi riutilizzabile e strutturalmente solido, ovvero privo di deformazioni tali da far avvertire al pilota un comportamento dello sterzo non sicuro.

4.4. Dimensionamento snodo inferiore

Lo snodo inferiore, le cui dimensioni sono state valutate nel capitolo 3.4, è stato sviluppato seguendo la medesima filosofia dello snodo superiore. Anche a questo componente viene richiesto di resistere alle sollecitazioni generate dal carico di rottura degli uniball.

Date le quote di ingombro trasversale, a differenza dello snodo superiore, lo snodo inferiore non permette la giunzione saldata delle tubazioni desta e sinistra, lungo l'asse di simmetria del componente, ma necessita di una terza tubazione posta trasversalmente ad un'altezza mediana. Come precedentemente mostrato, i supporti filettati per gli uniball M8 verranno realizzati mediante tornitura e successivamente saldati alle tubazioni centrali di diametro esterno 21 mm e spessore 3mm.

L'ingombro di tali componenti ha richiesto lo sviluppo di una soluzione costruttiva che permetta la completa escursione dell'arco a tre cerniere evitando la compenetrazione dei pezzi ed il bloccaggio del meccanismo. Tale problematica è stata risolta orientando la tubazione in modo tale che i segmenti congiungenti i centri degli snodi con il punto di flessione possano essere ricondotti ad un triangolo il cui cateto maggiore misura 240 mm mentre gli altri rispettivamente 50 e 210 mm come mostrato in figura 45. Il rinforzo centrale è stato posto ad una quota di 100 mm dal centro dello snodo inferiore, misurata lungo il segmento di 210 mm. Tale posizionamento non è casuale e permette di rinforzare la struttura minimizzando le flessioni del pezzo.

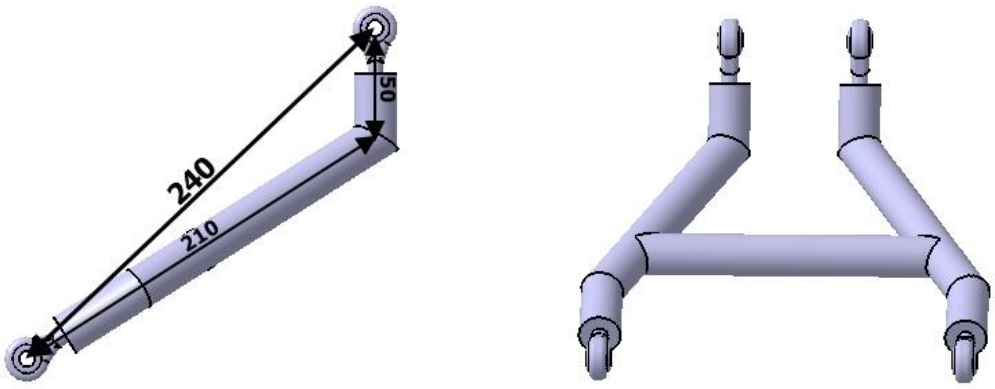


Figura 45 Rappresentazione tridimensionale snodo inferiore con le principali quote dimensionali

Questo componente come il precedente è stato sottoposto ad una coppia di forze pari a 2120 N con versi opposti applicate inizialmente in direzione parallela al segmento identificato dalla quota di 240mm e successivamente in direzione perpendicolare ad essa.

Applicando la prima configurazione di carico il componente risulta sottoposto ad una combinazione di sforzi assiali e flessionali. Questo tipo di sollecitazione come mostrato in figura 31 rappresenta il comportamento in condizioni di sollecitazione massima del componente quando esso è posto perpendicolarmente all'asse di sterzo, ovvero nella parte finale dell'escursione della sospensione.

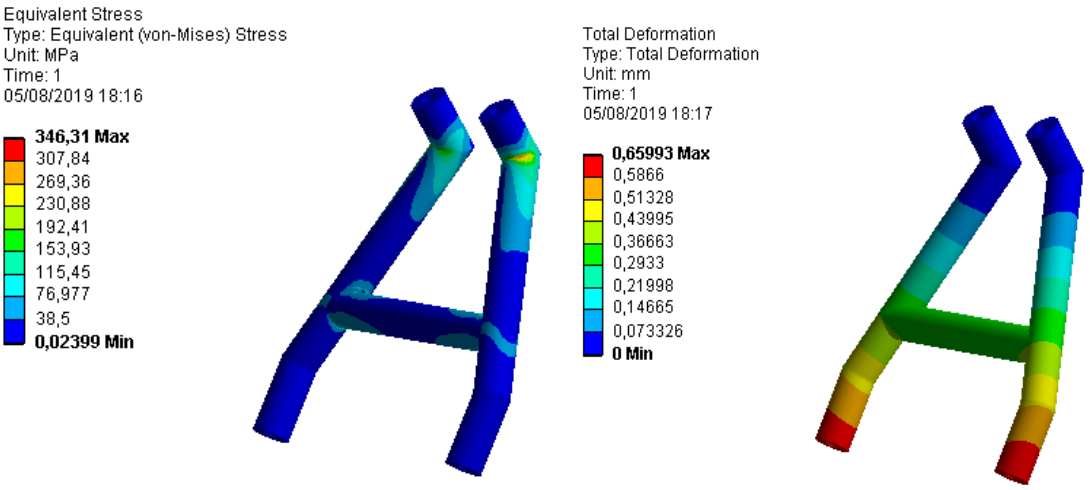


Figura 46 Analisi FEM snodo inferiore, prima verifica

Dall'analisi agli elementi finiti effettuata emerge come tale componente presenti un notevole accumulo di tensioni nella superficie interna al tratto flesso. In tale punto le sollecitazioni raggiungono valori prossimi al carico di snervamento. Variando il disegno del componente è stato possibile osservare come sostituendo lo spigolo vivo con un raggio di raccordo, l'accumulo di tensione venga mitigato. Si consiglia quindi in sede realizzativa di non asportare porzioni di saldatura in tale area. L'operazione di molatura del cordolo di saldatura esterno ai giunti, viene spesso utilizzata in officina per conferire ai componenti un aspetto più rifinito. Tale processo può giustamente essere sfruttato nella realizzazione di componenti non strutturali, quali ad esempio le carenature, ma non in questo supporto.

Data la forma del componente, le deformazioni ottenute sono doppie se paragonate alle deformazioni dello snodo superiore sottoposto ai medesimi carichi. Si attestano comunque a valori locali non superiori al millimetro, che possono essere considerati accettabili date le gravose condizioni di carico.

La seconda analisi condotta comporta l'applicazione delle sollecitazioni in direzione perpendicolare al segmento ottenuto dalla congiunzione dei centri degli snodi.

Questo tipo di sollecitazione è subita dal componente nella condizione di massima coppia applicata al manubrio quando il meccanismo è completamente disteso parallelamente all'asse di sterzo. Condizione similare alle reali condizioni di lavoro del componente nella fase iniziale di compressione della sospensione.

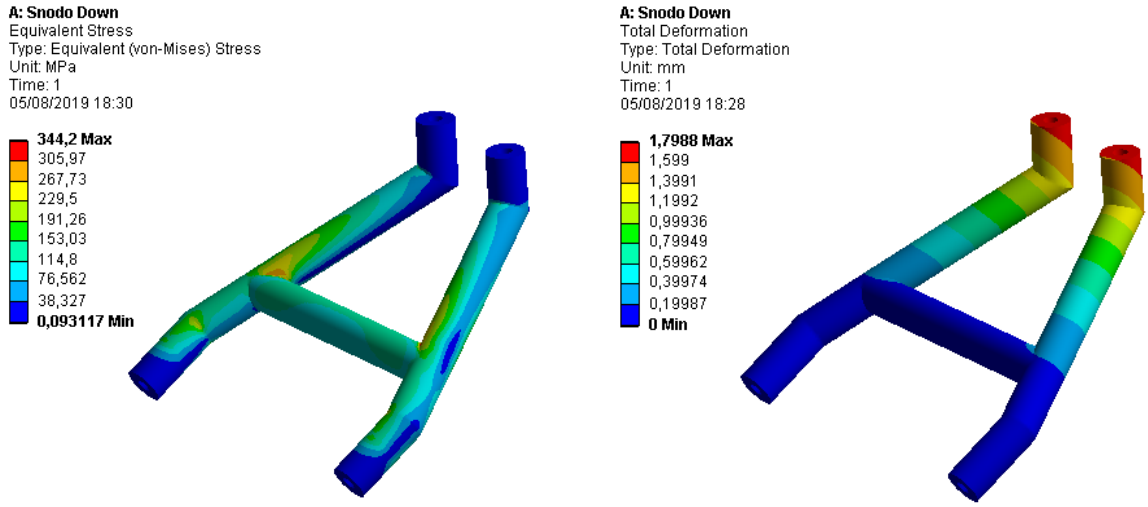


Figura 47 Analisi FEM snodo inferiore, seconda verifica

L'analisi effettuata mostra come anche questo tipo di sollecitazione evidenzi zone con accumulo di tensione, la traversa di rinforzo del componente risulta sollecitata a torsione. La sezione circolare di tale elemento risulta quindi ben posta. La deformazione ottenuta risulta invece essere superiore ai tre millimetri identificando nuovamente lo snodo inferiore come componente più cedevole rispetto al superiore di dimensioni più ridotte, quindi più rigido.

Le tensioni ottenute nelle analisi svolte sono significativamente vicine al valore di snervamento pari a 350 MPa. Come è stato esplicitato nei precedenti capitoli il momento

torcente applicato dal pilota al manubrio lungo l'asse di sterzo risulta di bassa intensità e genera sforzi sugli snodi notevolmente inferiori rispetto ai casi limite trattati. Risulta quindi possibile affermare che la soluzione proposta di arco a tre cerniere sia strutturalmente solida ed ampliamente in grado di sopperire ai reali carichi gravanti su di essa.

In conclusione viene effettuata la verifica dell'adozione di un bullone M8 classe 8.8 nella parte centrale dell'arco a tre cerniere. Rielaborando il diagramma di corpo libero in figura 40 e ponendo F2 = 2120N risulta possibile verificare la resistenza del perno nella configurazione di massima sollecitazione degli uniball.

Il massimo momento calcolato risulta pari a 14133 Nmm Segue il calcolo del modulo di resistenza a flessione W per una sezione circolare piena pari a :

$$\mathbf{W} = \frac{\pi * d\text{^}3}{32} = \mathbf{50.24\ mm^3}$$

$$\sigma = \frac{Momento\ flettente\ massimo}{W} = \mathbf{281\ MPa} < \mathbf{720\ Mpa}$$ ammissibili dal bullone.

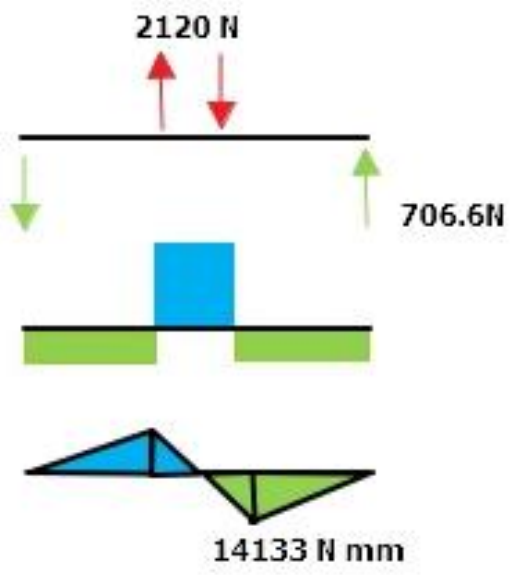


Figura 48 Diagramma di taglio e momento flettente nel perno di mezzeria

4.5. Dimensionamento telaietto anteriore

Il telaietto anteriore della Yamaha GTS visibile in fig.8, presenta una voluminosa struttura di sostegno per la carenatura del mezzo di forma rettangolare, il cannotto di sterzo e quattro punti di ancoraggio al telaio principale con forma ad Ω. Nella realizzazione della special risulta quindi necessario sviluppare un nuovo telaietto anteriore, di dimensioni ridotte, che possa garantire la riduzione dell'altezza da terra del manubrio ricercata e l'eliminazione della carenatura anteriore. Come mostrato nel capitolo dell'analisi statica il pezzo non risulta sollecitato dalle forze derivanti dal manto stradale che invece vengono assorbite dal quadrilatero sottostante e dalla sospensione. Se fosse stata presente la tradizionale forcella telescopica uno dei carichi di progetto con il quale sarebbe stato possibile verificare il componente è rappresentato dal momento flettente generato dalla forza frenante Cfa precedentemente calcolata, con braccio di leva valutato lungo l'asse di sterzo. Questo tipo di sollecitazione risulta di elevata intensità ma in questa sede data la presenza di una sospensione non convenzionale, genererebbe un dimensionamento non conforme alle condizioni di carico del componente. Nella bibliografia risulta possibile ricavare differenti valori di rigidezza per la struttura del telaio, tali valori non possono in questa sede essere presi in considerazione in quanto rappresentativi dei valori attesi per un telaio tradizionale. Con il termine tradizionale si intende racchiudere tutte le tipologie di telai, siano essi a culla, doppia culla o a traliccio che si estendono dal supporto forcellone posteriore con continuità al cannotto di sterzo. Nei quali sono ricavati i supporti del motore che nelle differenti configurazioni scelte dalle case costruttrici può fungere da elemento più o meno stressato della struttura.

Un approccio più laborioso potrebbe essere ottenuto disegnando al FEM il telaio principale ed il telaietto anteriore nella loro configurazione originale valutandone resistenza e rigidezza al fine di ottenere nella nuova configurazione parametri simili. Questo approccio sebbene sia formalmente il più ragionevole e coerente con gli obbiettivi prefissati, permettendo di garantire lo stesso grado di sicurezza scelto dalla casa costruttrice per il mezzo. Risulta in questa sede impraticabile in quanto non risultano noti a monte del progetto le caratteristiche chimiche dei materiali utilizzati, quindi la loro resistenza. Sebbene sia possibile identificare un possibile ordine di grandezza per tali parametri la struttura del telaio principale mostra una configurazione scatolata con spessore interno variabile la quale si alterna a sezione piene di alluminio. Non risulta

quindi possibile valutare con buona approssimazione lo spessore interno del componente e la relativa variazione di tale grandezza nello sviluppo longitudinale e trasversale della struttura. Determinando quindi l'abbandono di questo approccio inizialmente utilizzato nel progetto.

Il telaietto anteriore risulta infatti sollecitato unicamente dalle interazioni del pilota sul mezzo attraverso il manubrio e dalle forze aerodinamiche. Dal momento che l'idea del progetto è quella di realizzare una cafè racer priva di carenatura anteriore, il contributo delle forze aerodinamiche non può essere valutato. Il telaio verrà quindi progettato considerando le sole interazioni con il pilota. Il principio alla base è quello di creare una struttura sufficientemente resistente e rigida tale da garantire l'adozione di appendici in sicurezza. Con il termine appendici si intendono classificare tutti i sostegni degli elementi secondari quali ad esempio radiatore, faro e serbatoio. Che verranno ricavati saldando componenti aggiuntivi al telaietto.

Una progettazione accurata di tali supporti è di notevole interesse nello sviluppo della moto. Risulta infatti possibile suddividere i componenti che verranno collegati mediante il tipo di giunzione, che potrà essere rigida, elastica mediante supporti in gomma o prevedere contatti elettrici di chiusura a massa. Data l'artigianalità del prodotto un progetto di tali elementi risulterebbe totalmente inconcludente. Non risulta infatti determinabile con buona approssimazione a monte della fase di produzione la disposizione esatta di tali elementi. Nel corso del tirocinio svolto in officina è stato possibile valutare come tutta la componentistica secondaria del mezzo possa essere spostata e spesso nascosta alla vista per garantire un miglior aspetto estetico.

In questa sede si intende quindi sviluppare una soluzione costruttiva basilare del telaietto anteriore che non vincoli lo sviluppo stilistico del mezzo e garantisca il necessario sostegno al pilota.

Gli originali supporti del telaietto anteriore presenti sul telaio centrale, mostrano una configurazione asimmetrica che deve essere rispetta nello sviluppo di un nuovo prototipo.

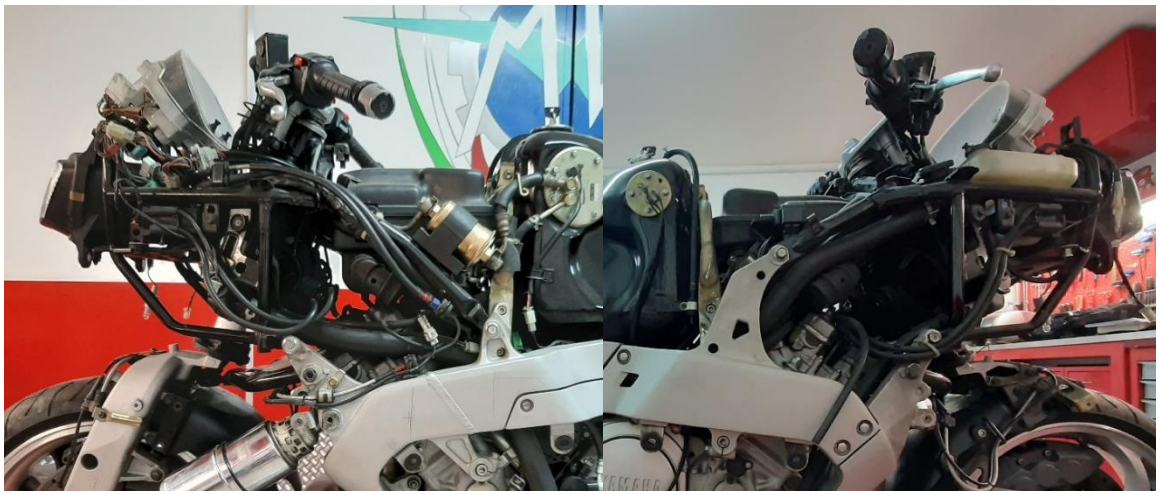


Figura 49 Fotografie ritraenti i quattro punti di ancoraggio asimmetrici del telaietto anteriore al telaio principale.

Il collegamento è effettuato mediante bulloni M8, si intende mantenere tale caratteristica costruttiva che permette il veloce montaggio del componente.

Il nuovo telaietto anteriore verrà verificato applicando una forza nel cannotto di sterzo nella direzione individuata dal relativo asse, di intensità pari al contributo del peso del pilota introdotto nel primo capitolo ed i coefficienti correttivi estratti dalla bibliografia. Successivamente per garantire la necessaria rigidezza flessionale laterale il componente verrà verificato applicando al cannotto di sterzo il momento risultante dall'applicazione di un carico verticale di 150 Kg su un semimanubrio di lunghezza 0.5 m.

La seconda verifica non rappresenta una condizione reale di carico ma risulta necessaria per poter garantire la resistenza del componente alle sollecitazioni flessionali derivanti dall'utilizzo dello stesso e difficilmente valutabili senza l'adozione di modelli matematici più sofisticati o strumenti di acquisizione dati sul mezzo esistente, non presenti nell'officina.

Riassumendo le verifiche sono:

- Carico lungo l'asse di sterzo applicato nei supporti dei cuscinetti, di intensità pari a $100 \cdot 9.81 \cdot 3.6 = 3532$ N
- Momento flettente generato da una forza applicata verticalmente sul manubrio di intensità pari a $150 \cdot 9.81 \cdot 0.5 = 736$ Nm

Il primo prototipo realizzato è stato ottenuto curvando i tubi di maggior diametro, pari a 25 mm, dai supporti al cannotto di sterzo. Il cui nuovo posizionamento è stato individuato abbassando la quota originale di 100 mm lungo l'asse di sterzo. Nella configurazione originale il telaietto anteriore è posto internamente ai supporti presenti nel telaio principale, si intende mantenere tale caratteristica.

Le tubazioni non possono raggiungere in linea retta l'asse di sterzo data la presenza del radiatore di raffreddamento, il quale può essere arretrato e differentemente angolato rispetto la configurazione originale ma mantiene inalterato il suo ingombro trasversale.

È consuetudine costruttiva dell'officina realizzare il collegamento tra le tubazioni ed i supporti del telaio, mediante elementi cilindrici ottenuti per tornitura, di dimensioni esterne pari al diametro delle tubazioni strutturali adottate. Internamente vengono invece realizzati un foro non filettato passante ed una gola atti a garantire il riutilizzo delle viti originalmente presenti nel mezzo.

La gola deve avere una profondità maggiore dell'altezza della testa della vite, ed un diametro tale da garantire il corretto utilizzo delle chiavi a bussola necessarie al serraggio. I componenti realizzati per asportazione di truciolo vengono successivamente collegati mediante saldatura al resto della struttura.

Disegnato il primo prototipo è stato possibile inserire nel modello i vincoli strutturali nelle superfici laterali dei pezzi realizzati per tornitura ed effettuare un primo lancio del programma verificando la resistenza del componente all'applicazione del carico lungo l'asse di sterzo.

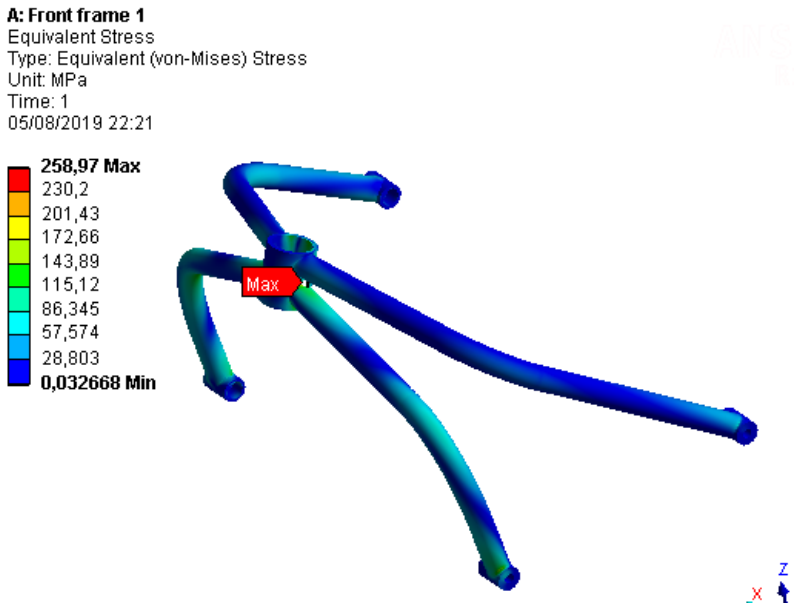


Figura 50 Analisi FEM primo prototipo telaietto anteriore

L'analisi effettuata mostra come il componente sia in grado di sostenere il primo carico di progetto, la tensione massima si sviluppa nella zona evidenziata in figura, pari a 259 Mpa. Fornendo un coefficiente di sicurezza di 1.3 rispetto al primo carico di progetto.

La successiva verifica del componente all'applicazione del momento flettente ha avuto esito negativo, mostrando come la prima soluzione proposta non sia in grado di sostenere il secondo carico di progetto.

Il secondo prototipo è stato sviluppato inserendo nella precedente struttura due tubazioni di rinforzo. La miglior configurazione di resistenza è stata ottenuta ponendo le tubazioni in una posizione intermedia tra l'asse di sterzo ed i supporti, orientate perpendicolarmente alla tubazione superiore. Ponendo tali elementi in posizioni più ravvicinate ai supporti o all'asse di sterzo il loro contributo in termini di resistenza al secondo carico di progetto non risulta massimizzato, con l'ottenimento di una struttura inferiormente rigida ma di peso paragonabile.

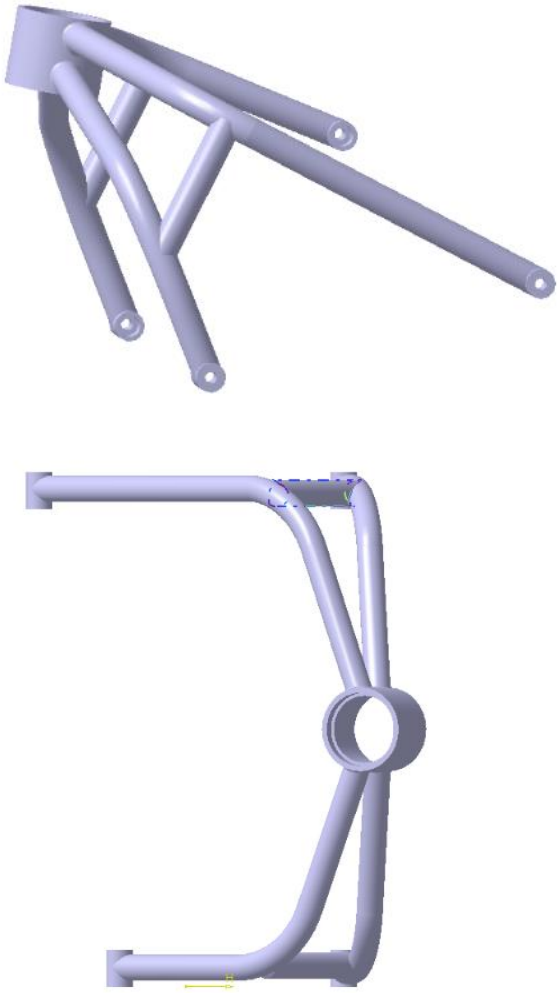


Figura 51 Secondo prototipo di telaietto anteriore

Seguono le immagini illustrative del risultato ottenuto sottoponendo il componente al primo carico di progetto. La tensione massima misurata raggiunge quota 145 Mpa, sensibilmente inferiore se paragonata ai 259 MPa ottenuti nelle medesime condizioni di carico dalla precedente struttura.

La deformazione locale massima del componente risulta pari a circa 6 decimi di millimetro, nella direzione descritta dall'asse di sterzo, si ritiene questo valore accettabile.

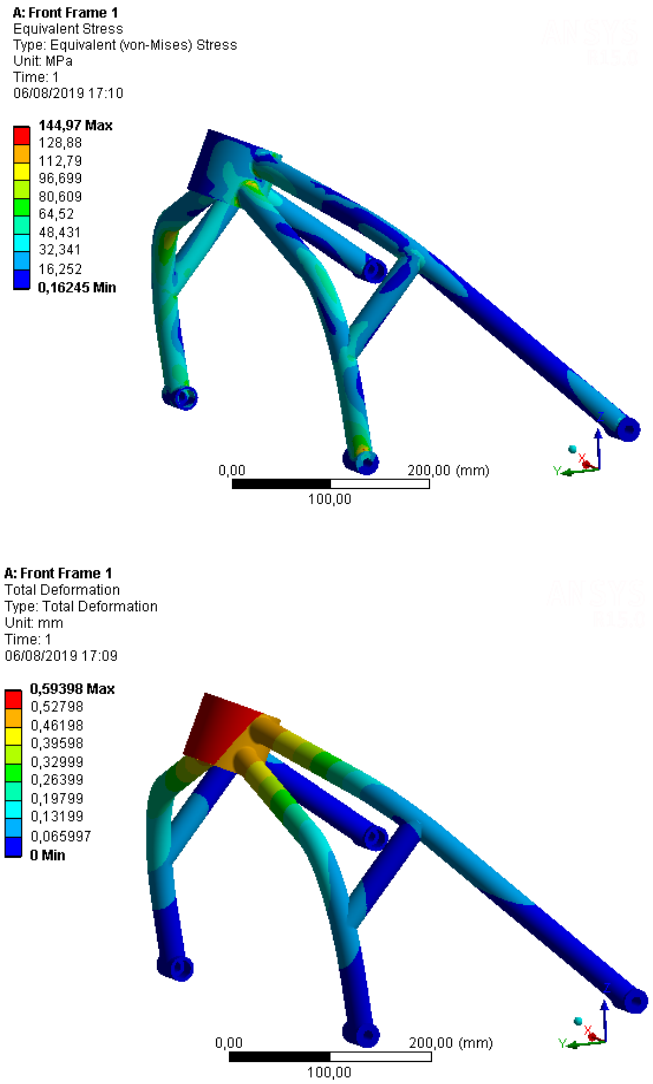


Figura 52 Verifica FEM al primo carico di progetto

Il secondo test di verifica del componente, ottenuto sottoponendo il telaietto anteriore al momento flettente si dimostra essere più gravoso per la struttura. Ricordando che il primo carico di progetto è relativo alle reali condizioni di utilizzo del componente, mentre la successiva verifica è stata introdotta al fine di garantire una limitata deformazione flessionale dello stesso in condizioni di guida relative a bruschi cambi di direzione, non valutabili con la strumentazione disponibile. Il carico scelto può essere considerato ben posto in quanto permette la realizzazione di una struttura anteriore paragonabile alle strutture presenti in altri mezzi, la quale non presenta un numero considerato eccessivo di rinforzi strutturali.

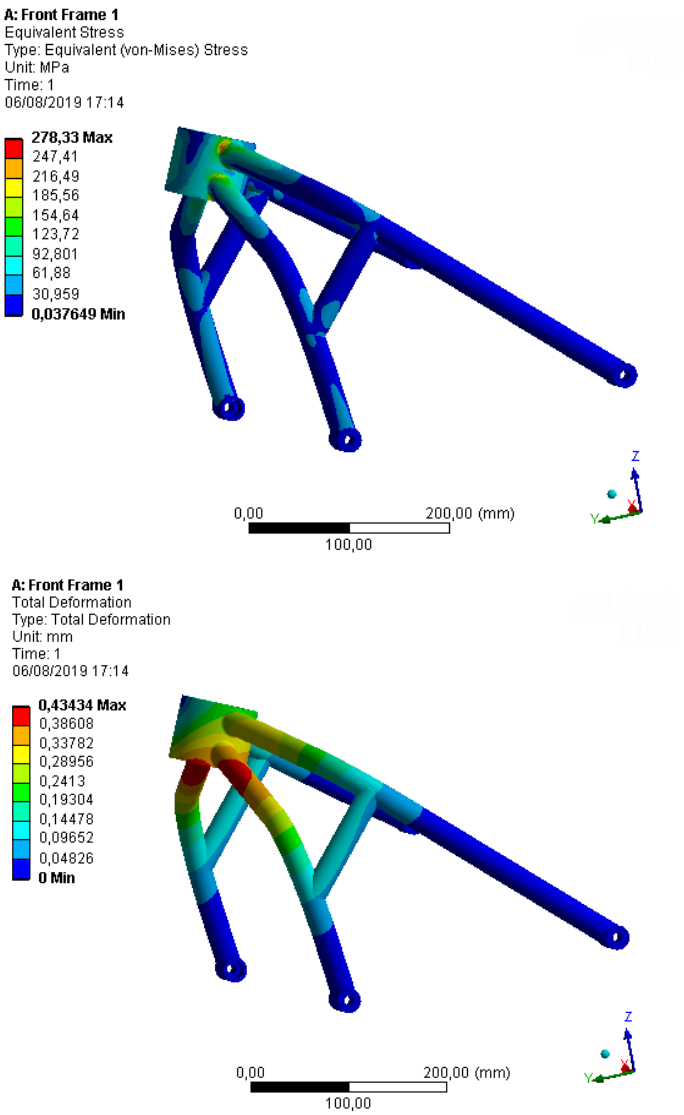


Figura 53 Verifica FEM al secondo carico di progetto

Risulta possibile osservare come nella struttura, sottoposta al secondo carico di progetto, la tensione massima locale raggiunga il valore di 279 Mpa, che se confrontato con i 355 Mpa rappresentanti il carico di snervamento del componente. Fornisce un ulteriore coefficiente di sicurezza pari a 1.27 rispetto al carico di progetto. La deformazione locale massima ottenuta, risulta pari a circa mezzo millimetro. Tale grandezza da un punto di vista puramente ingegneristico rappresenta un valore ottimale in quanto garantisce che il componente non entri in contatto con gli elementi che lo circondano. Risulta altresì difficile valutare come tale grandezza possa influire sulle sensazioni di guida trasmesse dal mezzo ad un pilota esperto, capace di sfruttare a pieno la ciclistica e la potenza del motore. Ricordando che si sta allestendo una motocicletta personalizzato per uso stradale,

le caratteristiche del feeling di guida risultano secondarie se paragonate alla progettazione a resistenza del componente.

4.6. Dimensionamento telaietto posteriore

Nella configurazione originale il telaietto posteriore è vincolato al telaio centrale mediante 6 punti di ancoraggio. Presenta una struttura mista composta superiormente da tubi di sezione rettangolare in acciaio ed inferiormente elementi di rinforzo realizzati in alluminio che inglobano il supporto delle pedane passeggero.

Figura 54 Foto raffigurante il telaietto posteriore della GTS e i relativi ancoraggi al telaio principale

Come mostrato in figura 7 la parte superiore del telaio posteriore risulta completamente oscurata dalla carenatura e dalla sella, per la realizzazione di una special si è scelto di porre questo elemento strutturale maggiormente in vista sviluppando una struttura a traliccio di tubi di sezione circolare che possa sostenere le sollecitazioni generate nell'utilizzo del mezzo.

Al fine di snellire la linea della moto si cercherà di realizzare un telaietto posteriore con un numero minore di ancoraggi al telaio principale.

La volontà di realizzare una monoposto permette l'eliminazione delle pedane passeggero e la riduzione della lunghezza complessiva della sella. Eliminando le pedane il loro supporto in alluminio mostrata in fig.54 può fungere da punto di ancoraggio per il nuovo telaietto posteriore.

Ma come precedentemente affermato l'obbiettivo è quello di ottenere una linea filante e fluente per il mezzo quindi già dai primi prototipi si sono studiate soluzioni costruttive tali da garantire l'eliminazione completa della massiccia struttura originale. Questa caratteristica permette inoltre di dimezzare il carico di progetto in quanto la struttura non dovendo più garantire il sostegno di pilota e passeggero può essere realizzata ottimizzando maggiormente il peso.

Per la realizzazione della special si è scelto di adottare una sella monoposto con cover finale in stile cafè racer, tale caratteristica vincola le geometrie e gli ingombri del componente da realizzare che dovrà quindi presentare una parte estremale chiusa e raccordata al fine di garantire il corretto sviluppo della cover.

La struttura origine presenta le tubazioni rettangolari prolungarsi dal telaio principale al faro posteriore del mezzo senza confluire in un punto di raccordo estremale. Sono altresì presenti quattro rinforzi strutturali che collegano la parte destra a quella sinistra del mezzo. Il telaietto originale anche in quest'ottica non presenta caratteristiche tali da poter giustificare una sua modifica rispetto alla scelta della sostituzione completa.

La struttura di lunghezza 710 mm e sezione rettangolare verrà quindi smontata e replicata con una soluzione della lunghezza massima pari a 600 mm realizzata con tubi di sezione circolare.

Nella configurazione originale la ruota posteriore ad ammortizzatore completamente compresso sfiora la parte interna del telaietto posteriore. Come mostrato nell'immagine 55 dove si può notare la bombatura verso l'alto della cover che chiude inferiormente il telaio.

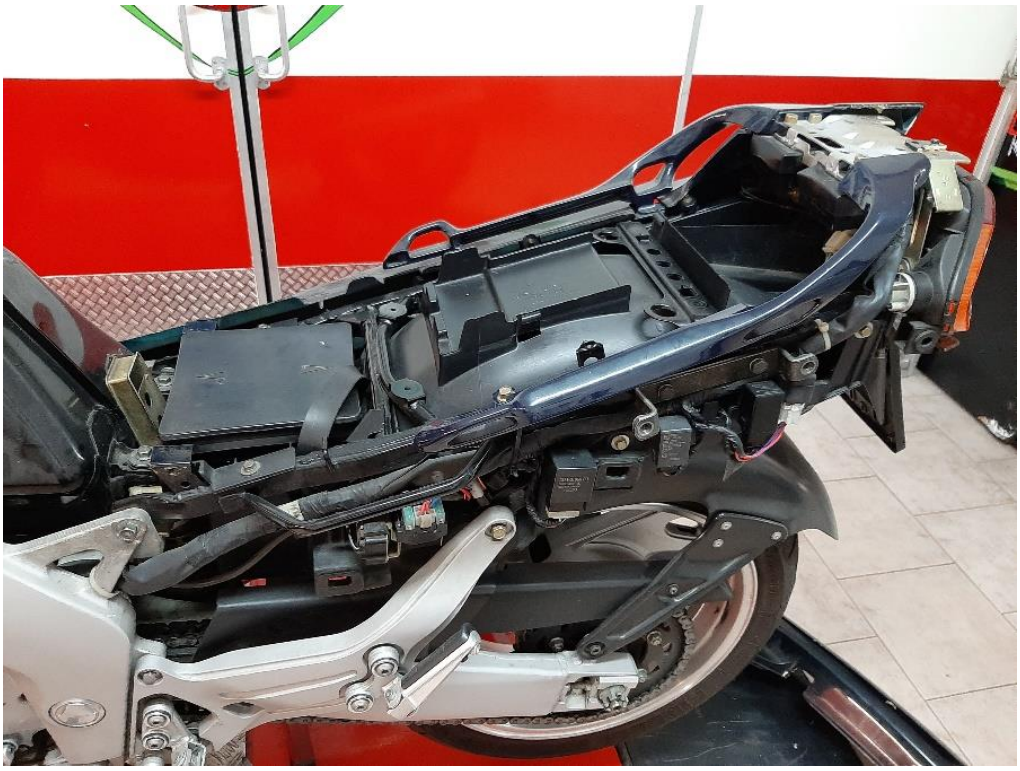


Figura 55 Nella configurazione originale il telaietto posteriore permette l'alloggio di una cover fortemente bombata per garantire la corretta escursione della ruota posteriore

Non sarà quindi possibile ottenere una riduzione dell'altezza sella operando sulle quote del telaietto posteriore. Modificando o eliminando il parafango che circonda la ruota risulta possibile ottenere maggiore spazio per la carenatura che coprirà inferiormente il telaietto. Tale cover potrà quindi essere realizzata priva di bombatura, caratteristica che massimizza lo spazio disponibile sotto sella per l'alloggiamento di componenti elettrici.

Lo sviluppo della seduta non verrà trattato in questa sede in quanto tale organo presenta uno spessore fortemente variabile legato al bilanciamento tra le caratteristiche di confort, ottenibili con una sella spessa e le migliori caratteristiche estetiche ottenibili mediante una sella molto rastremata. Data la tipologia di mezzo e la specificità del prodotto tale caratteristica verrà definita in fase di costruzione del mezzo mediante l'intervento del proprietario che ha commissionato il lavoro. La prima configurazione per un telaietto in

stile Cafè Racer è stata ottenuta considerando una sola coppia di punti di ancoraggio alla struttura principale. Essendo il telaio principale in alluminio non risulta possibile saldare direttamente il prototipo di telaietto posteriore, che verrà realizzato in tubi di acciaio, ad esso. Dovrà esservi quindi collegato mediante bulloni come nella configurazione originale. È consuetudine costruttiva dell'officina realizzare tale collegamento mediante elementi cilindrici ottenuti per tornitura, di dimensioni esterne pari al diametro delle tubazioni strutturali adottate. Internamente vengono invece realizzati un foro non filettato passante ed una gola, tali da garantire il riutilizzo delle viti originalmente presenti nel mezzo. La gola deve avere una profondità maggiore dell'altezza della testa della vite, ed un diametro tale da garantire il corretto utilizzo delle chiavi a bussola necessarie per il serraggio. I componenti realizzati per asportazione di truciolo vengono successivamente collegati mediante saldatura al resto della struttura.

Il primo prototipo è stato ottenuto curvando il tubo di maggior diametro disponibile all'estremità posteriore della moto per formare un angolo di 180 °, sviluppando un ingombro complessivo di 600 mm e collegando mediante segmenti rettilinei la tubazione superiore ai supporti inferiori. La struttura originale come visibile in fig X è superiormente ancorata internamente ai supporti ricavati nel telaio principale. Al fine di massimizzare la semplicità costruttiva del nuovo componente si è scelto di ancorare la nuova struttura esternamente ai supporti. Questa accortezza permette di mantenere costante l'ingombro trasversale del telaietto. Variazioni dell'ingombro trasversale, ottenibili mediante la curvatura o la saldatura di tubazioni differentemente sfaccettate, oltre ad aumentare i costi di realizzazione. Generano nel componente zone di accumulo locale di tensioni non gradite in sede di progettazione. Il carico gravante sul telaietto posteriore è determinato dal peso del pilota. Considerando un pilota di massa pari a 100 kg si ottiene una forza peso in direzione verticale di 981 N . Moltiplicando il valore per il coefficiente introdotto nel 4 pari a 3.6 si ottiene una forza di 3532 N con la quale verrà verificata la struttura. Vincolando in prototipo nelle superfici laterali dei supporti ricavati per tornitura come precedentemente descritto risulta possibile applicare la forza di 3532 N scelta per il dimensionamento nella direzione verticale all'estremità opposta ai vincoli. Questa configurazione di carico differisce dalle reali condizioni di utilizzo del pezzo in quanto la sella del pilota che genera la risultante della forza peso, verrà posta nella prima metà della struttura ovvero quella vicina al telaio principale. La parte estremale del telaietto verrà quindi sollecitata dalle forze peso derivanti dagli organi ed esso collegati

ovvero cover, targa, stop e frecce. Al fine di trascurare nella fase di progettazione il peso relativo a tali componenti si è scelto di effettuare le analisi nella configurazione precedentemente descritta, relativa alla forza applicata in estremità. Questa configurazione genera maggiori sollecitazioni alla struttura, ponendo l'analisi in un'ottica conservativa che giustifica le semplificazioni operate. Disegnato il componente con il programma Catia mediante l'utilizzo di Ansys è stato possibile effettuare la prima analisi strutturale su telaietto con supporti inferiori rettilinei, della massima lunghezza permessa dalla struttura.

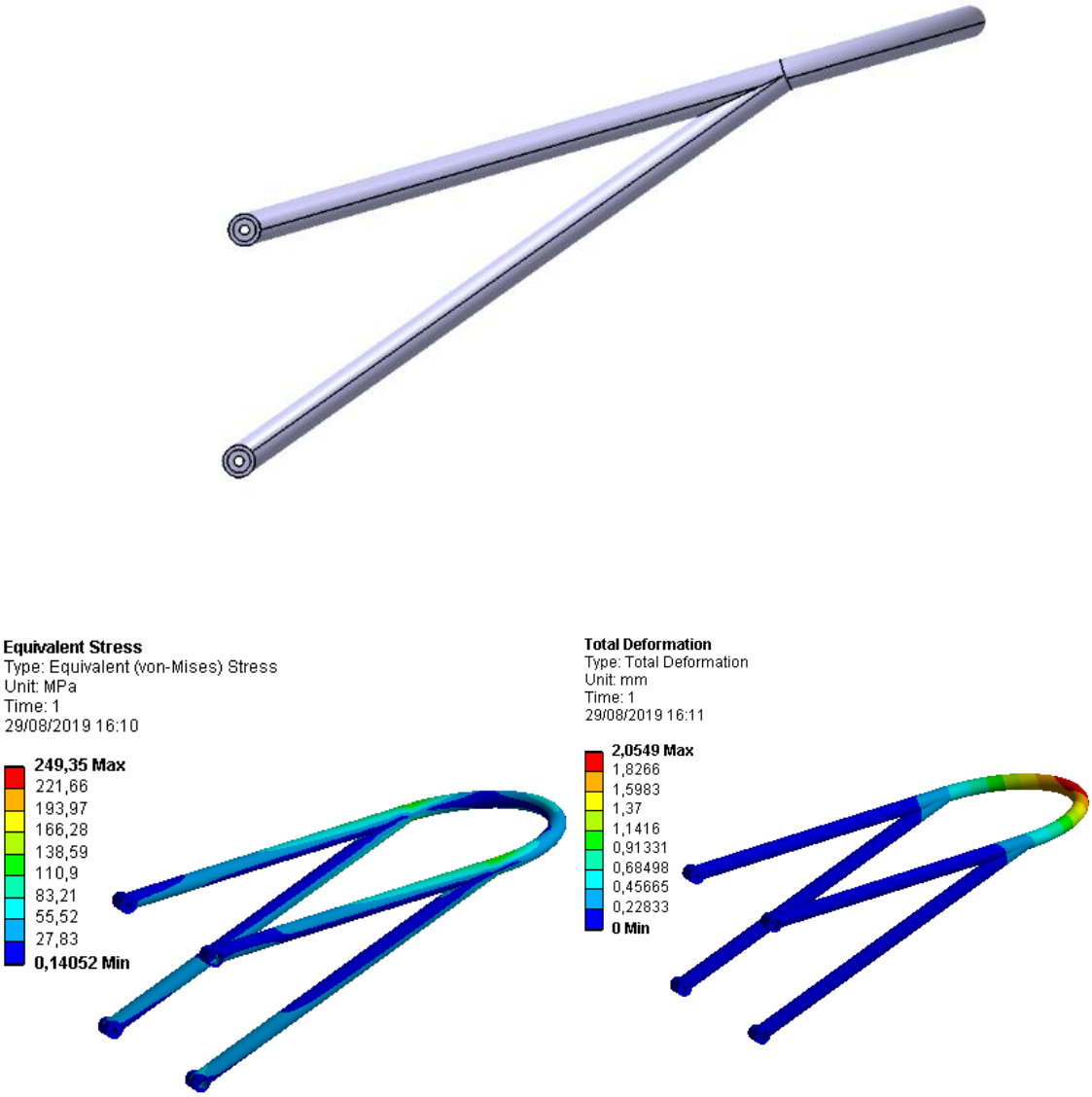


Figura 56 Primo prototipo di telaietto posteriore e relative analisi FEM

L’analisi grafica delle tensioni mostra come il valore di picco locale sia pari a 250 Mpa, posto in prossimità della parte dell’arco sottoposta a compressione nella zona di congiunzione con le tubazioni inferiori.

La deformazione del componente risulta concentrata esclusivamente all’estremo della struttura con un valore di picco pari a 2 mm.

In un’ottica di riduzione del peso risulta possibile operare riducendo la lunghezza delle tubazioni di rinforzo inferiori della struttura.

La massima distanza di realizzazione tra l’asse dei fori superiori e l’intersezione delle tubazioni risulta pari a 437 mm e corrisponde alla configurazione precedentemente mostrata. Effettuando diverse analisi riducendo di volta in volta tale valore è stato possibile osservare come posta tale quota pari a 325 mm, le tensioni raggiungano il valore di 357 Mpa, superiore al limite di snervamento del materiale. La massima tensione si genera in prossimità dell’intersezione tra le tubature nella zona inferiore dove il materiale risulta soggetto a compressione.

La deformazione calcolata raggiunge quota 4.3 mm nella parte estremale dell’arco.

Risulta possibile affermare che la riduzione di lunghezza delle tubature inferiori sia inversamente proporzionale alla tensione generata dalla configurazione di carico scelta sul componente.

Il processo di analisi è proseguito valutando la variazione di resistenza del telaietto posteriore ottenibile aumentando la lunghezza delle tubazioni inferiori fig.57. Come precedentemente affermato, la massima quota ottenibile tra l’asse dei fori superiori e l’intersezione delle tubazioni risulta pari a 437 mm. Risulta altresì possibile curvare i bracci di rinforzo aumentando il materiale disponibile a sostegno del carico.

Nelle medesime condizioni di carico è possibile osservare come nella struttura realizzata con rinforzi curvi la distribuzione delle tensioni sia molto disomogenea se paragonata con quella in fig. 56 . La massima tensione locale rilevata è pari a 339 Mpa prossima al valore di snervamento del materiale. La freccia massima si riduce da 2.05 a 1.79 mm.

Dallo studio effettuato si deduce come l'aumento di materiale generi una configurazione maggiormente rigida, tale caratteristica se ottenuta mediante un corretto posizionamento delle tubazioni dovrebbe garantire una omogenea distribuzione delle tensioni nel componente, inversamente come in questo caso il valore di picco ne risulta aumentato e la distribuzione fortemente disomogenea.

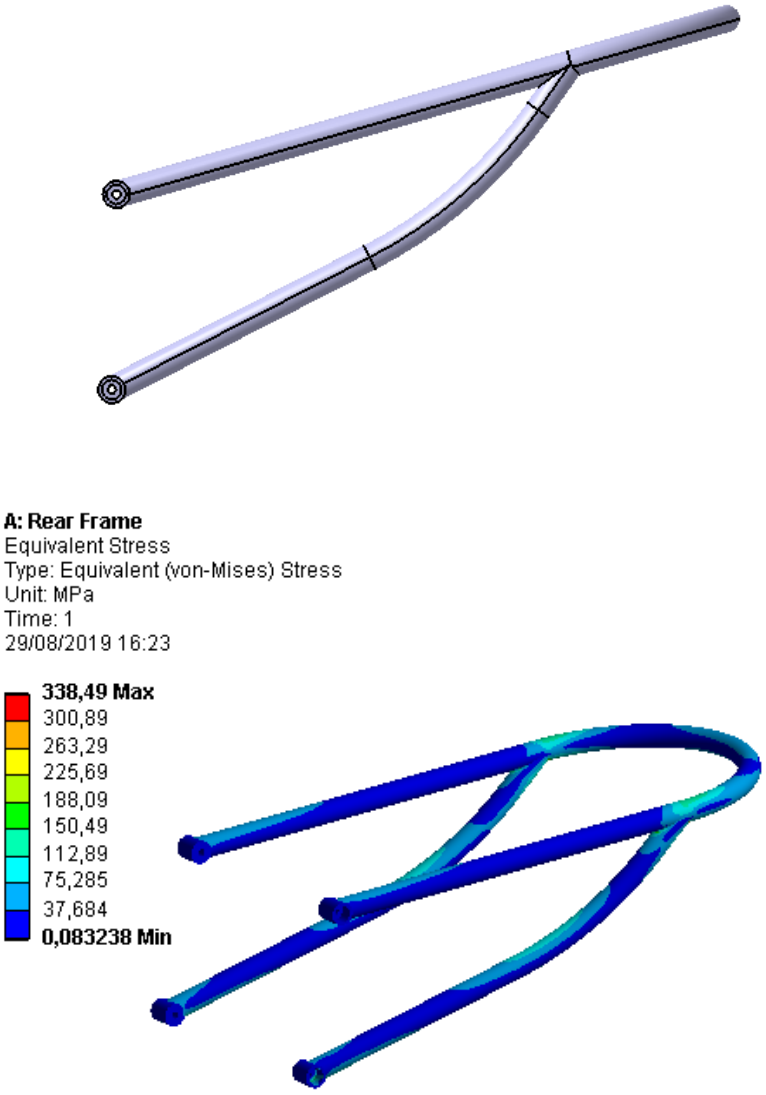


Figura 57 Telaietto posteriore con tubazione curva e relativa analisi FEM

Il processo di analisi è proseguito valutando le caratteristiche strutturali ottenibili invertendo la curvatura delle tubazioni inferiori fig.58.

Questo tipo di architettura è fortemente presente nelle motociclette in commercio in quanto permette di ridurre l'ingombro del codino garantendo resistenza strutturale. Comunemente nelle motociclette realizzate in traliccio di tubi questa configurazione mostra una ritardata o assente intersezione delle tubazioni, che proseguono parallelamente verso l'estremità posteriore del mezzo, senza confluire in un raccordo a 180°. Sono altresì presenti bracci di rinforzo posti trasversalmente, atti a garantire la necessaria resistenza strutturale.

Il disegno è stato realizzato prevedendo un'ampia zona di saldatura tra la tubazione superiore rettilinea e quella inferiore curva, al fine di ridurre la concentrazione delle tensioni in tale area evidenziata nelle precedenti analisi.

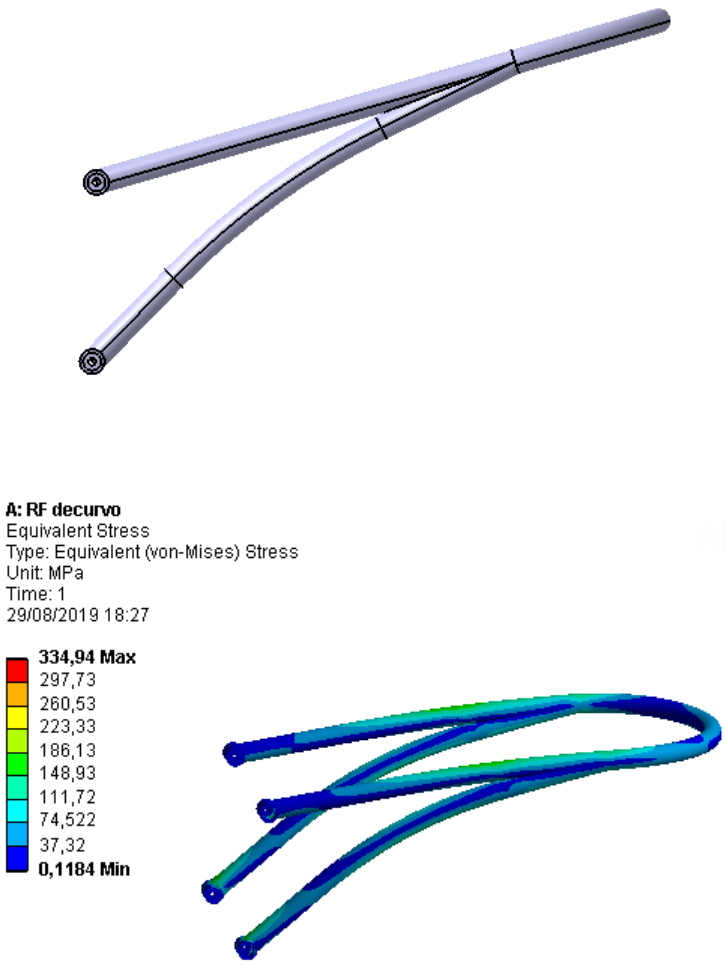


Figura 58 Telaietto posteriore con curvatura inversa e relativa analisi FEM

La distribuzione delle tensioni ottenuta con questa configurazione risulta maggiormente omogenea se paragonata a quella visualizzabile con la curvatura opposta. La tensione massima risulta nuovamente prossima al valore di snervamento, posizionata nella zona estremale della saldatura soggetta a compressione. La deformazione massima raggiunge quota 4.19mm.

Da questo studio emergono le ragioni alla base delle architetture comunemente presenti nelle odierne motociclette. Data la richiesta di sviluppare una monoposto con telaietto raccordato a 180° e visti i risultati delle analisi precedentemente svolte. Risulta possibile affermare come la configurazione ottenuta con la tubazione di rinforzo rettilinea rappresenti la miglior scelta tra quelle proposte. Se il telaietto posteriore fosse stato soggetto al peso di pilota e passeggero, la forza che ne risulta avrebbe giustificato l'utilizzo di almeno una coppia di tubazioni trasversali congiungenti la tubazione superiore e quella inferiore. In ottica ci riduzione del peso sarebbe stato quindi necessario ridurre la lunghezza dei rinforzi curvando il braccio inferiore verso il superiore.

Viene ora analizzata la configurazione definitiva scelta per il telaietto posteriore ottenuta aggiungendo nella struttura precedentemente selezionata due tubazioni di diametro 21mm poste orizzontalmente che fungeranno da ancoraggio e sostegno per sella e cover.

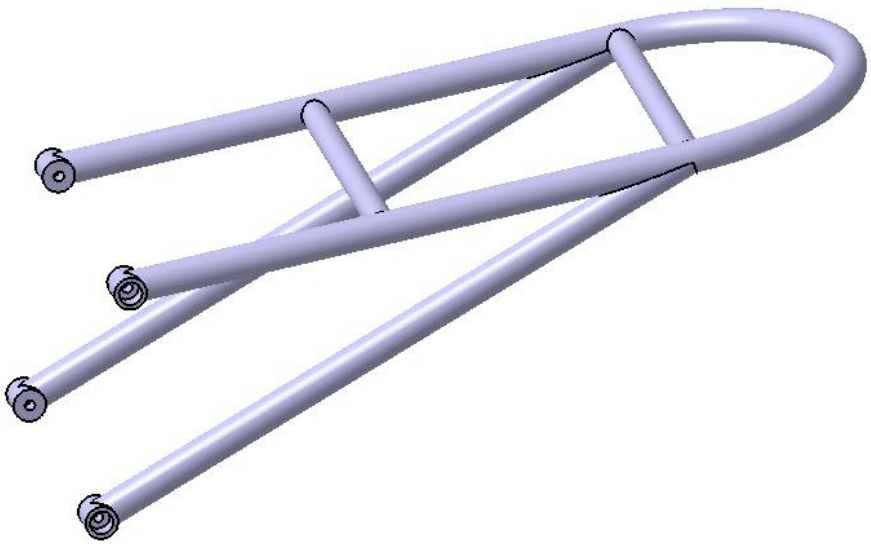


Figura 59 Configurazione finale con rinforzi per il supporto della sella

La sella del pilota potrà quindi giacere mediante collegamenti morbidi sulla superfice superiore delle tubazioni del telaietto. Mentre verrà ancorata ad esso tramite bulloneria la quale comporta la realizzazione di fori nelle tubazioni secondarie inserite.

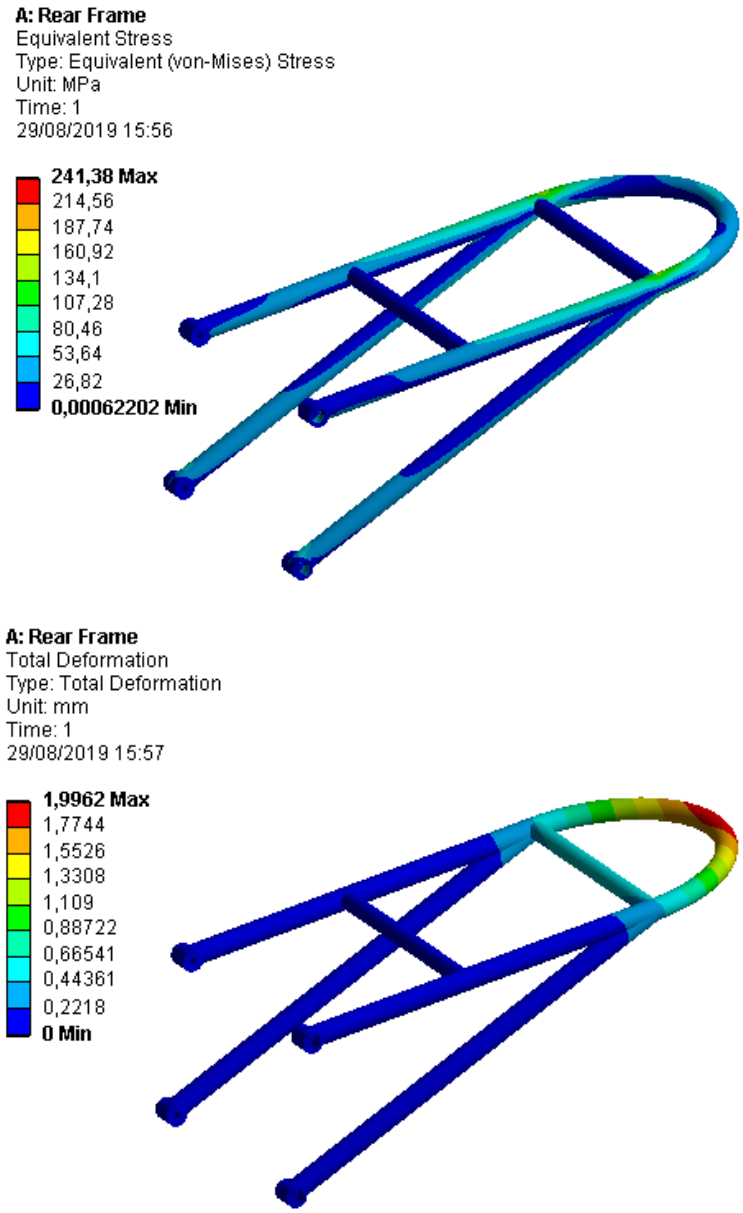


Figura 60 Sollecitazione e flessione del telaietto posteriore

L’ultima analisi effettuata mostra come i supporti trasversali inseriti nella struttura presentino un contributo completamente nullo ai fini dell’aumento di resistenza e rigidezza del telaietto. Il coefficiente di sicurezza ottenuto rispetto al carico di progetto è pari ad 1.47, determinante la solidità della struttura realizzata.

5. CONCLUSIONI

I disegni tecnici dei componenti realizzati verranno forniti all'azienda Arredo 70 per la realizzazione della Special su base Yamaha GTS.

Il progetto di tesi in principio prevedeva un'iniziale fase di progettazione dei componenti alla quale sarebbe seguita la fase di realizzazione degli stessi e la trattazione delle eventuali problematiche insorte non precedentemente valutate in sede di progettazione.

Lavori commissionati precedentemente all'azienda hanno richiesto maggior tempo rispetto a quello preventivato, determinando uno slittamento temporale nella pianificazione del progetto. Non è stato quindi possibile realizzare fisicamente i componenti della motocicletta prima della consegna dell'elaborato. Il mezzo verrà realizzato secondo la nuova programmazione nei mesi successivi a tale data.

Il modello Yamaha GTS preso in esame mostra caratteristiche uniche e nel suo genere le quali hanno determinato un approccio non convenzionale nello studio delle modifiche apportabili al mezzo per la realizzazione della Café Racer.

Una tradizionale conversione si basa sulla sostituzione delle carenature con componenti realizzati artigianalmente e nella modifica del telaietto posteriore al fine di rendere la sella monoposto accorciando le tubazioni e raccordandole in estremità

Per modificare l'avantreno, normalmente risulta possibile sostituire il manubrio rialzato con dei semimanubri vincolati alle forcelle, al fine di abbassare la posizione del pilota e donare al mezzo un look più fluente che replichi quello delle moto da competizione.

Presentando la GTS un quadrilatero articolato all'avantreno non risulta possibile abbassare la posizione del manubrio sfilando le forcelle o con l'adozione dei semimanubri.

Per ottenere una riduzione dell'altezza del manubrio da terra è stato necessario studiare il comportamento cinematico e statico del quadrilatero articolato, il quale è vincolato al

telaietto anteriore mediante un giunto, capace di trasferire il momento torcente applicato dal pilota alla ruota anteriore del mezzo, permettendo l'escursione ammortizzante della sospensione.

Determinato che il giunto non presenta elementi elastici come le molle elicoidali ne smorzatori viscosi capaci di generare attrito, è stato possibile attribuire ad esso il solo compito di traferire rigidamente il momento torcente precedentemente indicato. La successiva analisi statica ha mostrato come le forze calcolate nel primo capitolo, generate dall'interazione tra lo pneumatico anteriore del mezzo ed il manto stradale, in condizioni di frenata al limite del ribaltamento. Vengano scaricate dal braccio obliquo della sospensione attraverso i bracci orizzontali inferiori e superiori alla struttura centrale del telaio del mezzo e contrastate dall'ammortizzatore posto internamente al quadrilatero, il quale presenta una molla elicoidale e permette la regolazione del precarico e dello smorzamento viscoso.

Al fine di non alterare il comportamento della sospensione con caratteristica anti dive descritta nel terso capitolo, si è quindi scelto di mantenere inalterati i componenti del quadrilatero articolato. Inizialmente si è valutata la possibilità di ridurre l'altezza anteriore del mezzo modificando il giunto originale della moto. Tale configurazione è stata scartata data la natura del giunto, la quale non permette una riduzione appropriata della lunghezza dello stesso.

Si sono quindi valutate differenti configurazioni per la progettazione della parte superiore del cinematismo. Mediante la formula di Grübler è stato possibile determinate che sostituendo il giunto originale con un arco a tre cerniere che avente la cerniera centrale priva di carichi esterni, risulti possibile ottenere una configurazione equivalente del cinematismo. Nello specifico in entrambe le configurazioni il quadrilatero articolato mosso verticalmente dalle forze applicate alla ruota viene frenato dall'ammortizzatore del mezzo posto internamente ad esso. Il cinematismo superiore non permette il trasferimento di forze dal quadrilatero al telaietto anteriore del mezzo, esso ha il solo compito di trasferire rigidamente il momento applicato dal pilota sullo sterzo al braccio obliquo della forcella mediante una rotazione.

Risulta quindi possibile ridurre l'altezza dell'avantreno del mezzo inserendo un arco a tre cerniere con aste di lunghezza calibrata e riprogettando il telaietto anteriore.

Lo schema costruttivo della GTS si presta alla trasformazione in quanto mostra un telaio principale realizzato in alluminio scatolato e vincolato mediante bulloni al telaietto anteriore, realizzato in tubazioni di acciaio. Se il telaio principale, ovvero quello che circonda il motore si fosse prolungato con continuità dal forcellone posteriore del mezzo al cannotto di sterzo non sarebbe stato possibile realizzare tale modifica. L'officina vanta la realizzazione di telai in tubazioni di acciaio o alluminio, per loro natura le tubazioni possono essere piegate, sfaccettate e saldate. Ma la giunzione tra un elemento scatolato e una tubazione richiede l'adozione di elementi ricavati dal pieno, che possano fungere da appositi collegamenti rigidi tra una superfice di profilo rettangolare cava ed una tubazione differentemente orientata, capaci di mitigare l'accumulo locale di tensioni. In azienda non sono presenti macchinari a controllo numerico utili a realizzare forme ricavate dal pieno, né risulta nota la specifica tecnica del materiale adottato da Yamaha per la realizzazione del telaio. La possibilità di poter separare la struttura anteriore del mezzo dalla centrale svitando i bulloni permette di realizzare un telaietto anteriore in tubazioni di acciaio con supporti ricavabili per tornitura, macchinario presente in azienda.

Determinato che risulta possibile abbassare l'avantreno del mezzo progettando un apposito telaietto anteriore, la successiva fase di studio si è focalizzata sulla determinazione dei movimenti permessi al quadrilatero articolato.

Per realizzare l'arco a tre cerniere in prima analisi è stato necessario determinare la lunghezza delle aste componenti l'arco. La lunghezza delle aste è stata valutata determinando l'area di lavoro della cerniera inferiore ovvero quella vincolata al quadrilatero. La cerniera superiore dell'arco è stata posta lungo l'asse di sterzo riducendo l'iniziale quota di 33 cm, mostrata dalla lunghezza del giunto originale, di 10 cm. È stato quindi possibile valutare le configurazioni descritte dall'arco a tre cerniere durante l'escursione ammortizzante del mezzo. Variando la posizione della cerniera inferiore dell'arco ai bordi dell'area di lavoro individuate e mantenendo fissa la superiore, è stato possibile scegliere la lunghezza delle aste componenti l'arco.

Nello specifico le quote sono state individuate seguendo le seguenti linee guida:

- L'arco deve permettere la completa escursione del quadrilatero articolato.

- L’arco deve operare sempre con condizioni lontane dalle configurazioni singolari del sistema.
- La cerniera centrale dell’arco deve mostrare una quota di altezza da terra interna alle quote delle cerniere estremali in ogni configurazione dell’arco.
- Prevedere nel calcolo delle lunghezze l’ingombro delle tubazioni e degli snodi al fine di evitare la compenetrazione dei componenti.
- Minimizzare gli ingombri dell’arco per evitare urti con il radiatore del mezzo

Sviluppando l’asta inferiore di lunghezza maggiore rispetto alla superiore è stato possibile ottenere un arco a tre cerniere che presenti in ogni configurazione descritta durante il moto ammortizzante la cerniera mediana posizionarsi ad una altezza intermedia rispetto alle cerniere estremali dell’arco.

Gli sviluppi longitudinali delle aste si attestano a 150 e 240 mm, tali grandezze permettono il movimento del cinematismo minimizzando gli ingombri dello stesso ed evitando la compenetrazione dei componenti.

Il calcolo strutturale dell’arco a tre cerniere ha avuto inizio dalla definizione degli elementi fisici con i quali replicare il comportamento delle cerniere. Inizialmente si era optato per l’adozione di cuscinetti i quali permettono il trasferimento di un elevato carico in rapporto agli ingombri permettendo la rotazione delle componenti.

Nel primo capitolo viene mostrato come risulta possibile calcolare il momento risultante sull’asse di sterzo, ovvero la forza che il pilota deve applicare al manubrio per mantenere in equilibrio il mezzo. Tale forza dovrà essere trasferita rigidamente dal manubrio al braccio obliquo della sospensione mediante l’arco a tre cerniere.

Il calcolo sì è rivelato più elaborato del previsto in quanto non disponendo di celle di carico per valutare direttamente sul mezzo tali contributi, né di software capaci di simulare il comportamento dinamico del mezzo, non risulta possibile adottare la formula estratta dalla bibliografia. Nello specifico risulta laborioso ma possibile individuare i pesi e i contributi inerziali dei componenti del mezzo e del pilota. Non risulta invece possibile poter determinare le configurazioni di rotazione del manubrio, inclinazione del mezzo e posizionamento del pilota tali da descrivere una traiettoria curvilinea. Come mostrato nel

secondo capitolo la posizione del pilota determinante in una curva la rotazione del manubrio ed il rollio del mezzo, è una caratteristica unica di ogni pilota valutabile esclusivamente mediante sistemi di acquisizione dati.

Utilizzando software di simulazione dinamica sarebbe stato possibile valutare tali contributi ma i tradizionali software mal si sposano con la sospensione anteriore non tradizionale adottata dalla GTS. A differenza delle condizioni di impennamento o ribaltamento del mezzo non risultano valutabili a priori le condizioni nelle quali la forza applicata dal pilota sul manubrio risulti massima. Essa infatti è presente in inserimento, percorrenza ed uscita di una curva nonché nei repentini cambi di direzione delle scican.

Si è quindi scelto di adottare come parametro di verifica il valore del massimo momento torcente ricavato dalla bibliografia nel grafico allegato alla formula precedentemente descritta. Non conoscendo il mezzo scelto nello studio per l'ottenimento del grafico. Si è scelto di inserire un ampio paramento di sovradimensionamento.

Valutando il momento tratto dal grafico e la forma iniziale scelta per la struttura dei componenti dell'arco a tre cerniere, ipotizzata simile ad una H. Si è scelto di utilizzare gli unibal in sostituzione dei cuscinetti in quanto essi permettono un più semplice alloggiamento nei supporti, mediante un gambo filettato. Tali organi permettono inoltre di minimizzare il materiale necessario ai supporti in quando possono essere montato a sbalzo sulla struttura.

Si è quindi optato per l'adozione di unibal Shaublin serie SMEM 50 modello 8.50 i quali mostrano ottime caratteristiche strutturali e non necessitano di lubrificazione periodica.

Il calcolo strutturale ha determinato che gli snodi selezionati mostrano un coefficiente di sicurezza pari a 3.5 rispetto al carico tratto dalla bibliografia.

Il dimensionamento è proseguito nella progettazione e verifica delle aste dell'arco a tre cerniere nonché strutture incaricate di alloggiare gli unibal.

Potendo realizzare tali supporti mediante tubazioni di diametro esterno pari a 21mm in acciaio S355 saldabili ad elementi cilindrici ottenuti per tornitura nei quali possono essere ricavate le filettature per alloggiare le giunzioni è stato possibile realizzare i primi prototipi.

Le strutture sono state quindi progettate per resistere in campo elastico alla sollecitazione determinante la rottura delle giunzioni, tratta dal catalogo degli uniball.

Dal momento che l'arco a tre cerniere è mobile è stato necessario verificare entrambi i supporti in due differenti configurazioni, ovvero quelle ottenute estremizzando il range di movimento permosso:

- A sospensione completamente distesa il momento torcente applicato al manubrio generante la rottura degli unibal, si scarica sulle aste dell'arco a tre cerniere generando due differenti sollecitazioni di flessione opposte sui supporti.
- A sospensione completamente compressa il momento torcente applicato al manubrio generante la rottura degli unibal, si scarica sulle aste dell'arco a tre cerniere generando trazione in un lato della struttura e compressione nell'altra.

Mediante le verifiche utilizzate è stato possibile realizzare due differenti organi di supporto per gli unibal tali da garantite una resistenza strutturale maggiore di quella mostrata dalle articolazioni in ogni configurazione descritta dall'arco durante l'escursione ammortizzante della sospensione.

Particolare attenzione è stata posta nella progettazione dello snodo superiore che ha portato all'ottenimento di una forma ad Y differente dall'iniziale forma ad H.

Nello snodo inferiore invece è stato necessario creare una curvatura sulla struttura per evitare la compenetrazione dei componenti.

La rigidezza ottenuta dai prototipi garantisce un immediato trasferimento di momento torcente dal manubrio al braccio obliquo della sospensione collegato alla ruota. La realizzazione di una struttura maggiormente flessibile avrebbe infatti determinato una risposta ritardata dello sterzo inducendo nel conducente del mezzo una sensazione di instabilità e scarsa maneggevolezza.

Progettato un meccanismo di sterzo che permetta l'abbassamento dell'avantreno di 10cm lungo l'asse di sterzo, è stato necessario riprogettare il telaietto anteriore.

Gli ancoraggi tra telaietto anteriore e telaio centrale non risultano essere simmetrici, tale caratteristica dovrà essere replicata nel prototipo. Si è scelto di riutilizzare i cuscinetti di sterzo del mezzo originale e di replicare quindi gli alloggi degli stessi nel nuovo pezzo.

Lo sviluppo della curvatura delle tubazioni risulta essere vincolata dalla presenza del radiatore del mezzo che può essere arretrato di circa tre centimetri. La soluzione finale proposta per il prototipo permette di garantire la resistenza ai due carichi di progetto selezionati ovvero:

- Carico lungo l'asse di sterzo applicato nei supporti dei cuscinetti, di intensità pari a $100 \cdot 9.81 \cdot 3.6 = 3532$ N
- Momento flettente generato da una forza applicata verticalmente sul manubrio di intensità pari a $150 \cdot 9.81 \cdot 0.5 = 736$ Nm

Per entrambe le configurazioni di carico le deformazioni locali del componente sono dell'ordine del decimo di millimetro, mentre la resistenza strutturale mostra coefficienti di sicurezza pari a 2.4 per la prima configurazione di carico e 1.2 per la seconda.

Nell'elaborato non viene menzionato un terzo prototipo realizzato congiungendo solo da in lato il telaio principale al cannotto di sterzo. La struttura asimmetrica realizzata permetteva di simulare esteticamente il forcellone anteriore monobraccio del mezzo, ma le verifiche strutturali svolte hanno determinato l'inadeguatezza di tale componente a sostenere i carichi di progetto.

Riprogettati il meccanismo di sterzo ed il telaietto anteriore il progetto si è concentrato sulla realizzazione del telaietto posteriore. Come mostrato la struttura iniziale presente sul mezzo atta a sostenere pilota e passeggero, presentava sei punti di ancoraggio al telaio

principale. Potendo ridurre il carico gravante sulla struttura realizzando una sella monoposto è stato possibile ridurre il numero di ancoraggi da 6 e 4.

Il prototipo di telaietto posteriore prevede un raccordo a 180° della tubazione estremale, al fine di realizzare un miglior aspetto estetico della struttura.

Sono state quindi valutate differenti strutture ottenute variando la lunghezza dei bracci inferiori di rinforzo, inizialmente rettilinei e successivamente curvi con due differenti concavità.

Le analisi svolte hanno evidenziato come l'accumulo locale delle tensioni nella parte sottoposta a compressione del pezzo possa essere minimizzata con l'adozione delle tubature di rinforzo rettilinee. Determinata la struttura più resistente tra quelle analizzate è stato possibile valutare come l'inserimento di tubazioni trasversali necessarie all'alloggiamento della sella generino un contributo trascurabile nell'aumento di resistenza del componente.

Va ricordato che tutte le configurazioni proposte sono state studiate applicando il carico in estremità alle strutture, al fine di ottenere un dimensionamento più cautelativo.

La sella potrà essere realizzata e collegata al telaietto posteriore mediante collegamenti flessibili, nell'ampia superfice di contatto superiore delle tubazioni.

La configurazione finale ottenuta per il telaietto posteriore mostra una riduzione dell'ingombro longitudinale che scende da 71 a 60 cm.

L'intero elaborato della tesi è stato sviluppato con le specifiche caratteristiche produttive dell'azienda Arredo 70, al fine della realizzazione di una moto Cafè Racer. Data la produzione artigianale, si è cercato di sviluppare i componenti nell'ottica di prevedere possibili variazioni delle quote dimensionali e valutarne i contributi strutturali.

Elementi secondari quali la carrozzeria, la forma del manubrio o del serbatoio non possono essere trattati in quanto la loro linea risulta fortemente variabile e decisa in sede costruttiva mediante differenti modelli provvisori in cartone.

I prototipi realizzati verranno quindi sopposti all'azienda, per la realizzazione della Special. Attualmente risultano approvati dal costruttore, ma come precedentemente affermato la fase di realizzazione di tali organi può mostrare l'insorgenza di problematiche non valutate in questo elaborato. Sarà quindi cura del tesista seguire le fasi di realizzazione della motocicletta che avverranno dopo la consegna di questo elaborato.

7. BIBLIOGRAFIA

- La Progettazione della Motocicletta – Fabio Fazi – Giorgio Nada editore
- Motorcycle Dynamics – Vittore Cossalter – Versione italiana
- Dinamica e Tecnica della Motocicletta – Gaetano Cocco – Giorgio Nada Editore
- Meccanica Applicata alle Macchine – Callegari, Fanghella, Pellicano – Città studi edizioni
- UNIBAL Schaublin Catalogo Generale
- YAMAHA GTS 1000 a owners manual
- Manuale di Meccanica – Caligaris, Fava, Tomasello – Hoepli
- Sintesi Ottimale del Meccanismo Sospensivo – Nicolò Ceranto
- Ottimizzazione Cinematica di sospensioni motociclistiche – Daniel Prandin
- Progettazione, Realizzazione e verifica del telaio del progetto Motostudent – Nicolò Franceschini
- Tony Foale, Vic Willoughby – Motorcycle Chassis design : the teory and practice – Ospey Publishing
- L'avancorsa e il setup della moto – David Monasteri - Sandit editore