

POLITECNICO DI MILANO



IV Facoltà di Ingegneria Industriale
Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica
Sede di Piacenza

Insegnamento:
Laboratorio progettuale di disegno assistito al calcolatore
(LPDAC)

A.A. 2004/2005

Docenti:
Prof. Ing. Roberto Viganò
Ing. Paolo Magni

Relazione di progetto

Design review del portamozzo posteriore dell'autovettura Covini C6W

Autori:

Bonadies Matteo, 658878

Delfanti Tommaso, 658088

Locatelli Alberto, 657910

Sommario

Design review del portamozzo posteriore dell'autovettura Covini C6W	1
Sommario	2
1 Introduzione	4
2 Descrizione del portamozzo	5
3 Determinazione analitica delle forze agenti sul pezzo	6
4 Analisi di fattibilità tecnologica	10
5 Reverse Engineering	11
6 Analisi strutturale del prototipo	11
7 Impostazione dell'analisi agli elementi finiti	12
8 Analisi degli sforzi sul prototipo	13
8.1 Analisi di massima accelerazione longitudinale in rettilineo	13
8.2 Analisi di massima accelerazione laterale in curva	14
9 Step di progettazione	15
9.1 Primo step di progettazione	15
9.2 Secondo step di progettazione	16
9.3 Terzo step di progettazione	17
9.4 Quarto step di progettazione	17
9.5 Quinto step di progettazione	18
10 Analisi dettagliata del progetto definitivo	20
10.1 Analisi di massima accelerazione longitudinale in rettilineo	20
10.2 Analisi di massima accelerazione laterale in curva	21
10.3 Analisi di massima accelerazione longitudinale in frenata	22
11 Confronto con il prototipo	23
12 Conclusioni	24
12.1 Modello matematico del veicolo – Matlab	24
12.2 Modellazione solida - SolidEdge	24
12.3 Analisi agli elementi finiti - Algor	27
12.4 Creazione del sito web – Macromedia Dreamweaver	27
12.5 Conclusioni generali	28
Appendice: ciclo di calcolo del comportamento della vettura in fase di massima accelerazione longitudinale	29
A1 Listato del file .m di Matlab	29
A2 Descrizione relativa al funzionamento del codice	30

A3 Risultati ottenuti.....	32
A4 Commento.....	32
Indice delle tavole	35
Indice delle tabelle	35
Indice delle figure	35
Bibliografia	36

1 Introduzione

Nell'ambito del corso Laboratorio Progettuale di Disegno Assistito dal Calcolatore, il Lavoro d'Anno è la parte fondamentale: al di là della preponderanza dello stesso nella determinazione del voto finale, esso è il vero momento di apprendimento, in cui si mettono in pratica le nozioni acquisite.

Il tipo di lavoro che il nostro gruppo è stato incaricato di eseguire permette di sviluppare una certa autonomia nell'uso di sistemi di progettazione assistita dal calcolatore. Un discreto impegno è rivolto alla modellazione geometrica del pezzo in esame, ma la parte preminente del progetto riguarda la presa di padronanza con le metodologie e gli strumenti propri dell'attività progettuale: modellizzazione del problema da un punto di vista globale, analisi delle forze, verifica strutturale.

Nella presente relazione proponiamo i risultati dello studio affidatoci dalla Covini Engineering dell'ing. Ferruccio Covini, tramite il Politecnico di Milano, relativo alla rivisitazione del progetto del portamozzo posteriore della vettura C6W.



Figura 1 (foto): la Covini C6W.

L'argomento della trattazione è quindi l'analisi strutturale del portamozzo posteriore della vettura, e la sua riprogettazione. Questo pezzo ha funzione di vincolare al telaio la ruota posteriore (motrice e non sterzante) consentendone, tramite il cinematismo della sospensione, tutti e soli i movimenti caratteristici ben descritti nella letteratura tecnica. Questo componente quindi partecipa attivamente a tutte le situazioni di marcia dell'autoveicolo, da cui dipendono gli sforzi a cui è sottoposto.

Il componente attualmente montato sulla C6W è un pezzo proveniente da un precedente prototipo dell'ing. Covini, e pesa circa 9 kg, pertanto risulta notevolmente sovradimensionato. Questo esubero, particolarmente svantaggioso in quanto si tratta di masse non sospese, lo è ancor di più su di un'auto sportiva. Infatti l'entità delle masse non sospese ha un effetto tanto più deleterio sul comportamento dinamico del veicolo quanto più esse sono grandi rispetto alle masse sospese [3 p.75]. Da ciò deriva la necessità di ridurre le inerzie del portamozzo, entro i limiti di sicurezza e rigidità. Esso costituisce il punto di più ovvio intervento: difficilmente si può infatti intervenire sugli organi di trasmissione e sui bracci della sospensione, già adeguatamente dimensionati; è impossibile modificare il cerchio, in quanto prodotto a livello industriale e soggetto a forti restrizioni normative allo scopo di preservare la sicurezza. In entrambi i casi l'unico sistema per ridurre il peso sarebbe quello di impiegare materiali molto più

costosi, mentre la riprogettazione del portamozzo, se attuata con il medesimo materiale e le stesse tecniche di lavorazione, non richiede ulteriori spese.

Lasciando alle sezioni successive ogni approfondimento, analizziamo i vari passi che costituiscono il nostro lavoro.

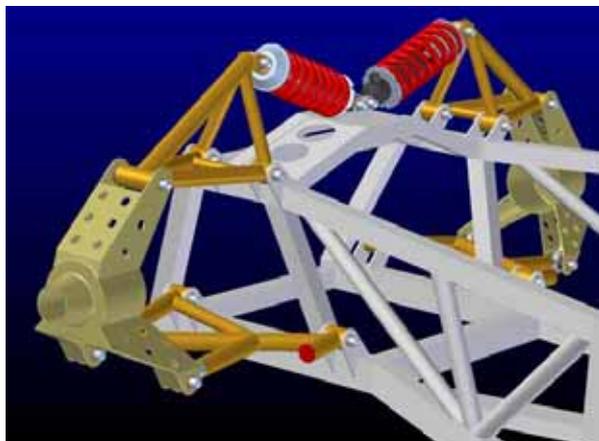


Figura 2 (modello CAD): i portamozzi posteriori montati.

Lo studio è iniziato con una fase di reverse engineering: ci è stato fornito un prototipo su cui abbiamo operato la misurazione delle dimensioni caratteristiche. In seguito, parallelamente alla realizzazione del modello CAD tridimensionale, avvenuta con il software EDS Solid Edge V15, abbiamo determinato analiticamente quelle forze agenti sul complesso ruota che non ci erano state fornite dal costruttore.

Per questo scopo abbiamo realizzato un modello matematico che descrivesse il comportamento della vettura a partire dai dati che possedevamo, secondo le leggi della meccanica applicata alle macchine, attraverso l'applicativo MathWorks Matlab R5.

La fase successiva ha riguardato l'analisi strutturale condotta con l'ausilio del software FEA (Finite Element Analysis) Algor Fempro V13, eseguita sul modello CAD del portamozzo originale, allo scopo di avere un'idea dello stato di sforzo generato durante il funzionamento. Abbiamo successivamente proceduto alla formulazione di nuove soluzioni costruttive da adottare per riprogettare il componente; ciò è avvenuto in seguito a un incontro con l'ing. Covini, il quale ha chiarito i nostri dubbi relativi al montaggio del pezzo rispetto al sistema di sospensione, agli aspetti costruttivi del manufatto e ai vincoli da rispettare nella riprogettazione. I limiti di fattibilità tecnologica e la necessità di far ricorso solamente a tecniche molto semplici e già impiegate nel prototipo, al fine di non incrementare i costi, hanno ristretto fortemente le nostre possibilità di intervento.

La più importante fase del nostro lavoro è stata la verifica strutturale del nuovo portamozzo, eseguita anch'essa con il software ad elementi finiti Algor, a cui si è aggiunta la produzione dei disegni tecnici contenenti le informazioni necessarie alla produzione del nuovo pezzo, realizzati tramite SolidEdge, la stesura di questa relazione attraverso Microsoft Office Word, e la creazione del sito web con Macromedia Dreamweaver.

2 Descrizione del portamozzo

Il prototipo del portamozzo fornito dall'Ing. Covini è costituito da un corpo cilindrico centrale, da due ali inferiori e una superiore, tutte e tre formate da lamiere sagomate e saldate per ottenere una sezione a C. Tutti i componenti sono costituiti di acciaio S355 e uniti mediante saldatura. Il corpo cilindrico, avente funzione di supportare le ali e di contenere il giunto omocinetico, termina con una sezione di minore

diametro in cui sono poste le due sedi dei cuscinetti a rulli, che supportano il mozzo. Le tre ali alle estremità hanno dei fori che permettono il montaggio con i braccetti delle sospensioni.

Per facilitare la comprensione delle descrizioni successive, segue una rappresentazione del modello CAD 3D di uno stadio avanzato di riprogettazione del portamozzo, con indicate le denominazioni delle varie componenti.

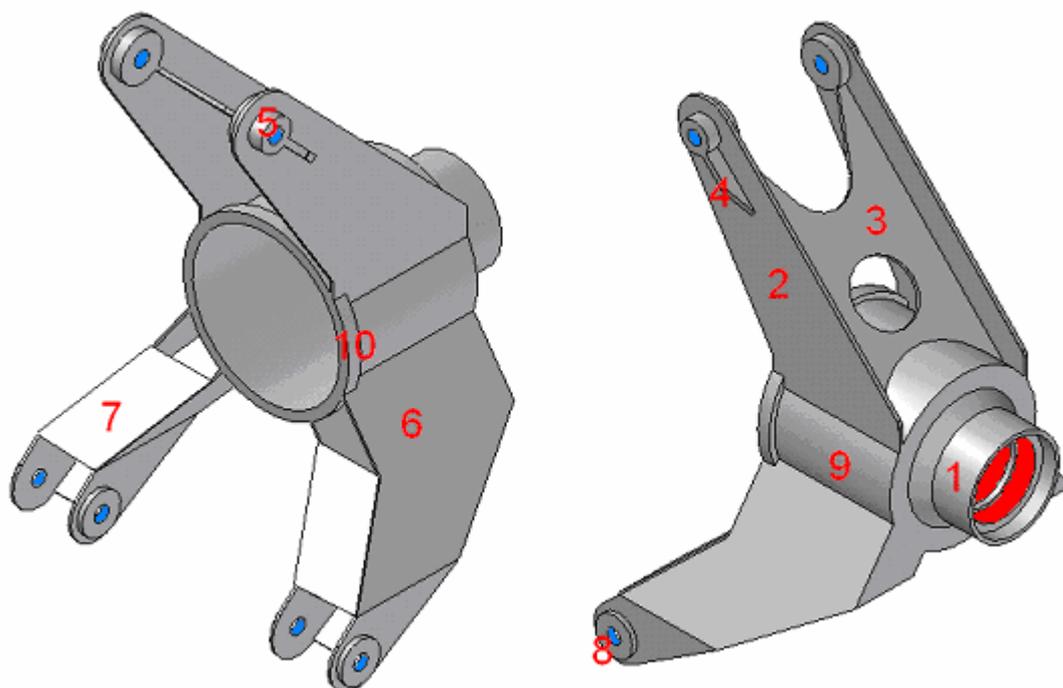


Figura 3 (modello CAD modificato): denominazione delle parti del portamozzo.

- | | |
|--|--|
| 1. Gruppo sostegno-protezione cuscinetti; | 8. boccia di rinforzo attacco inferiore; |
| 2. montante laterale ala superiore; | 9. corpo cilindrico centrale; |
| 3. rinforzo centrale ala superiore con alleggerimenti; | 10. anello di rinforzo. |
| 4. squadretta di rinforzo; | |
| 5. boccia di rinforzo per l'attacco superiore; | In rosso le sedi dei cuscinetti a rulli; |
| 6. montante laterale ala inferiore; | in blu i punti di ancoraggio ai braccetti delle sospensioni. |
| 7. piastra posteriore di irrigidimento ala inferiore; | |

3 Determinazione analitica delle forze agenti sul pezzo

I portamozzi hanno funzione di trasferire al telaio le reazioni che le ruote producono in funzione del peso gravante sul retrotreno, delle accelerazioni laterali e longitudinali, e delle sollecitazioni dovute alle sconessioni del manto stradale.

Gli effetti delle sollecitazioni dovute alle sconessioni vengono considerati nell'utilizzo di un coefficiente di sicurezza piuttosto elevato, pari a 3.4, che permette di effettuare il dimensionamento del pezzo in funzione delle forze teoriche dovute al peso della vettura e alle accelerazioni laterale e longitudinale.

L'ing. Covini ci ha gentilmente fornito due schemi riguardanti le forze agenti sugli pneumatici nei casi di massima decelerazione in frenata e di massima accelerazione laterale in curva, attraverso i quali abbiamo facilmente ricavato le forze agenti sul portamozzo in queste situazioni.

Per quanto riguarda invece la situazione di massima accelerazione, è stato necessario determinare analiticamente il comportamento della vettura allo scopo di ottenere il quadro completo delle forze agenti sul pezzo. Questa procedura è stata fondamentale per la successiva riprogettazione in quanto su un tale tipo di veicolo, ad alte prestazioni con motore centrale e trazione posteriore, il treno posteriore viene scaricato in frenata mentre sopporta le maggiori sollecitazioni in accelerazione [3 p.110, 4 p.475]. Grazie ai dati resi disponibili dall'ing. Covini, abbiamo creato un modello matematico in grado di calcolare il trasferimento di carico al retrotreno in accelerazione.

Da una prima analisi sono nate le seguenti ipotesi, che hanno permesso di scrivere un ciclo efficiente:

- i carichi massimi si hanno nel momento della massima accelerazione, ossia con rapporti di trasmissione bassi (prima e seconda marcia) [4 p.475];
- le forze aerodinamiche sono trascurabili (agli effetti del trasferimento di carico) sotto i 100 km/h;
- durante le più forti accelerazioni non si ha comunque uno sfruttamento totale della massima coppia prodotta dal motore: al di là di determinati valori di forza tangenziale alle ruote si supera la condizione di puro rotolamento tra ruota e manto stradale e si innesca lo slittamento;
- si suppone che le forze di contatto ruota-asfalto siano applicate al centro dell'impronta di contatto pneumatico-suolo; si suppongono inoltre allineate alla proiezione del mozzo sul piano stradale le forze normali a quest'ultimo: si scarta quindi l'impiego di un modello di dissipazione dell'energia caratterizzato dallo spostamento virtuale in direzione del moto di dette forze normali; tale spostamento dipende direttamente dalla velocità: esso è trascurabile alle basse velocità, in concomitanza con le situazioni che generano il massimo trasferimento di carico, e lo si può quindi omettere dal modello matematico;
- si considera lo pneumatico come sistema rigido, quindi non posto in serie al complesso molla-ammortizzatore montato sulla sospensione;
- si prende come dato iniziale e di confronto il tempo di accelerazione da 0 a 100 km/h di circa 4 secondi, secondo le indicazioni del costruttore;
- si trascurano le coppie d'inerzia e l'attrito volvente delle ruote anteriori, e quelle delle ruote posteriori e della trasmissione in virtù dell'esubero di coppia motrice disponibile;
- la massime accelerazioni e quindi le massime forze longitudinali si hanno in rettilineo, mentre in curva in assenza di accelerazioni longitudinali, si hanno le massime forze trasversali. spesso in curva si ha una composizione di forze longitudinali e trasversali, e quindi il risultato è una forza che agisce in una direzione solitamente inclinata. Questa risultante tuttavia può con molta facilità uscire dal cosiddetto cerchio di aderenza del pneumatico causando perdita di grip. E' quindi ad esempio possibile affrontare una curva ad andatura costante a 200 km/h senza arrivare alla perdita di aderenza, mentre la stessa curva percorsa a 180 km/h in accelerazione(o in frenata) può portare a perdere grip. Non è pertanto utile considerare uno stato di sollecitazione composto longitudinale e trasversale, che sarebbe sempre uguale o minore della sollecitazione semplice [3 p.38].

Inoltre abbiamo tenuto conto dei seguenti fattori specifici della vettura:

- coefficiente d'attrito statico pneumatico-suolo, ottenuto sovrastimando il coefficiente laterale, ricavato a sua volta dai dati posseduti (è noto che gli pneumatici sportivi hanno un'aderenza longitudinale leggermente maggiore rispetto a quella laterale). Il coefficiente di 0,8 da noi così stimato si allinea perfettamente ai valori propri di pneumatici stradali a tele radiali VR (quindi intagliati, non slick) su asfalto pulito e asciutto;
- raggio di rotolamento nominale, trascurando lo schiacciamento del pneumatico;
- coppia massima del motore, rapporti di trasmissione ed efficienza stimata della trasmissione: calcolata la coppia massima disponibile al semiasse, abbiamo verificato che questa è sempre in esubero, nelle prime due marce, rispetto alla coppia di reazione prodotta dalla ruota al contatto con l'asfalto; così facendo, abbiamo ipotizzato che la potenza del motore fosse sempre parzializzata in modo da ottenere la massima

accelerazione evitando il pattinamento e restando nel campo dei microsliittamenti, come se sulla macchina fosse presente un sistema di controllo della trazione[4 p. 478];

- massa complessiva dell'autoveicolo, in condizioni di pieno carico, data dalla massa in ordine di marcia più la massa di pilota e passeggero e del serbatoio della benzina pieno (le più gravose);
- posizione statica del baricentro, considerata rispetto all'asse posteriore e al livello del terreno;
- costante elastica delle molle posteriori e leveraggio del cinematismo delle sospensioni posteriori, da cui poi abbiamo stimato un wheel rate (rigidezza della molla equivalente alla ruota) anche per le ruote anteriori, necessari per calcolare in maniera approssimata la compressione posteriore e l'estensione anteriore della vettura in piena accelerazione (questo valore comunque è risultato poco influente rispetto al trasferimento di carico totale, quindi la sua approssimazione è accettabile).

Sono stati invece trascurati gli effetti degli angoli caratteristici di camber e convergenza, delle geometrie anti-dive e anti-squat, delle barre antirollio e degli ammortizzatori. Gli effetti dei primi sono già inclusi nel coefficiente d'attrito, le barre antirollio hanno effetto solo quando c'è un momento di rollio, assente in questo caso, mentre l'effetto degli ammortizzatori si limita ai primi istanti dei transitori e si annulla quando si ottiene un'accelerazione stabile.

La particolarità della C6W sta nell'aver quattro ruote all'avantreno: questo in apparenza rappresentava una complicazione per il calcolo del trasferimento dei pesi. Tuttavia, essendo nei primi due modelli fabbricati le due ruote anteriori di ogni lato accoppiate da una barra anti-beccheggio, e nei seguenti essendo addirittura comandate dallo stesso sistema di sospensione, ci è stato possibile considerarle come un'unica ruota in posizione intermedia tra le due; abbiamo quindi trasferito i valori dei due assi anteriori a un unico asse "virtuale" in posizione intermedia, e l'ing. Covini ci ha confermato la correttezza di questa procedura.

Supposta la partenza da fermo del veicolo, abbiamo generato attraverso Matlab un ciclo iterativo di calcolo del trasferimento di carico: applicando una determinata forza tangenziale alle ruote, si genera un'accelerazione proporzionale alla percentuale di forza tangenziale trasmissibile al suolo, la quale è direttamente connessa al carico verticale gravante sulla ruota attraverso il coefficiente di attrito; a tale suddetta accelerazione corrisponde un trasferimento di carico sul retrotreno (dovuto alla forza d'inerzia applicata al baricentro, alla coppia motrice e alla compressione ed estensione delle sospensioni anteriori e posteriori) che incrementa la forza tangenziale trasmissibile. Tale processo è asintotico e converge al valore dell'accelerazione massima.

Nello schema di calcolo da noi realizzato, nel giro di sole cinque iterazioni si arriva a sicura convergenza. Presentiamo qui i risultati significativi:

Tabella 1: risultati ciclo iterativo in accelerazione		
Forza normale al retrotreno	10783	N
Forza tangenziale	8626	N
Risultante	13809	N
Coppia relativa impiegata	81	%
Accelerazione	6.16	m/s ²
Tempo accelerazione 0-100 km/h	4.51	s

Il valore di accelerazione ottenuto è confrontabile con il dato iniziale di 0-100km/h in 4 secondi indicato dal costruttore (con minore massa, senza passeggero); la percentuale di coppia impiegata, l'81%, ci da garanzia che la potenza del motore è sempre più che sufficiente a garantire la coppia massima ammissibile per le condizioni di microsliittamento.

Abbiamo in seguito ricavato le forze agenti sul singolo portamozzo posteriore:

Tabella 2: forze agenti sul portamozzo in accelerazione		
Forza normale	5332	N
Forza tangenziale	4265	N
Risultante	6828	N

Essendo ora a conoscenza del carico verticale e della forza tangenziale massimi anche in accelerazione, abbiamo completato il quadro delle forze agenti sulle ruote posteriori:

Tabella 3: forze agenti sul portamozzo in curva		
Forza normale	4619	N
Forza trasversale	3530	N
Risultante	5813	N

Tabella 4: forze agenti sul portamozzo in frenata		
Forza normale	1373	N
Forza tangenziale	1100	N
Risultante	1760	N
Coppia frenante	380	Nm

Cfr. allegato: tavola 1.

4 Analisi di fattibilità tecnologica

Su indicazione dell'ing. Covini abbiamo dovuto orientarci su scelte costruttive molto aderenti a quelle del pezzo originale, mantenendo come materiale l'acciaio S355 già usato per il prototipo. Il limite imposto, come già detto, deriva dalla necessità di contenere i costi di produzione, visto il basso numero di pezzi prodotti, pertanto abbiamo progettato un componente realizzabile tramite tecniche semplici quali la piegatura e la saldatura di lamiere, già impiegate per la produzione dei vecchi portamozzi. D'altronde il componente viene realizzato in pochi esemplari, e l'impiego di tecniche più complesse provocherebbe un incremento notevole dei costi non ammortizzabile in una produzione di così piccola serie.

In luce delle considerazioni appena fatte, abbiamo pertanto scartato la possibilità di impiegare lamiere sottili dotate di nervature ricavate per deformazione plastica, che oltre ad aumentare i momenti di inerzia delle sezioni avrebbero causato l'aumento di resistenza meccanica del materiale per via dell'incrudimento prodotto.

Parallelamente abbiamo dovuto eliminare l'idea di adottare una struttura a traliccio oppure scatolata, soluzione che successivamente abbiamo scoperto essere già stata scelta anche nella Honda Ra272F, vettura che ha preso parte al campionato di Formula 1 nel 1965, e nella formidabile Lotus 49 di Jim Clark e Graham Hill successiva di due anni: queste due tipologie di struttura sono molto efficaci dal punto di vista della resistenza e della leggerezza, ma risultano troppo costose da realizzare artigianalmente. Infatti, l'assemblaggio di un numero di elementi relativamente elevato comporta un notevole dispendio di tempo e richiede maggiore perizia nelle lavorazioni. Ci siamo pertanto orientati sulla scelta che ci pareva più ovvia: la riduzione degli spessori ove possibile in contemporanea con l'aggiunta di rinforzi nei punti più stressati. Da queste premesse abbiamo sviluppato un nuovo portamozzo.



Figura 4 (foto): portamozzo scatolato della Honda 1965.

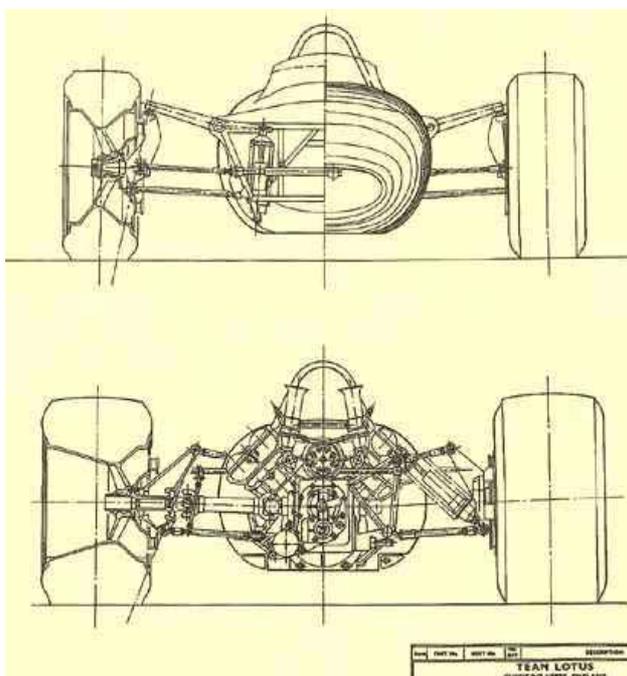


Figura 5 (blueprint): Lotus 49.

5 Reverse Engineering

L'ing. Covini ci ha fornito un prototipo del portamozzo, da cui abbiamo estrapolato le dimensioni significative per la realizzazione di un modello CAD tridimensionale. La misurazione è stata effettuata tramite calibro ventesimale, squadre e rotella metrica.

La realizzazione del modello tridimensionale riferito al prototipo è avvenuta tramite software SolidEdge, e nonostante la buona completezza e la facilità d'uso del programma, ha richiesto un notevole impegno e dispendio di tempo, in quanto il pezzo presentava geometrie non convenzionali come lamiere svergolate su tutti e tre gli assi e pochi punti di riferimento.

In seguito a un incontro con l'ing. Covini è emerso che invece il pezzo attualmente montato sulla C6W presenta alcune differenze di tipo geometrico, risultando anche più regolare e facile da disegnare. Il peso del pezzo è risultato essere di circa 9 kg.

Cfr. allegato: tavola 2

6 Analisi strutturale del prototipo

L'ing. Covini ci ha imposto l'adozione di un coefficiente di sicurezza η pari a 3.4, coefficiente richiesto per poter immatricolare il veicolo, e che tiene conto anche dell'assorbimento di urti. Il portamozzo è realizzato in S355 (R_m 510MPa, $R_{p0.2min}$ 355 Mpa, A 22%).

In conseguenza di questi parametri abbiamo fatto le seguenti ipotesi:

- un materiale duttile come l'S355 è poco sensibile a difetti interni alla matrice cristallina, a difetti superficiali, ad alterazioni termiche ed alla presenza di intagli. Dopo aver consultato il docente di Materiali e Metallurgia Prof. Ing. Silva, gentilmente resosi disponibile, abbiamo avuto la conferma che, dato il tipo di materiale, le alterazioni termiche indotte dalla saldatura (visionabili come alterazioni cromatiche superficiali del metallo) non arrecano particolare disturbo al pezzo, in luce anche del fatto che i cordoni di saldatura sono generosamente dimensionati;
- a scopo precauzionale non si considerano le saldature come parte integrante della struttura: in corrispondenza delle giunzioni si va perciò a sottovalutare la sezione resistente sopravvalutando quindi gli sforzi trasmessi. Tale ipotesi è ragionevole considerando che si opera congiungendo lembi di lamiera dello spessore massimo di 3-4 mm: la penetrazione del cordone di saldatura dovrebbe essere completa e quindi non dovrebbero presentarsi evidenti discontinuità fisiche nei punti di collegamento, soprattutto se si effettua una doppia saldatura su ambo i lati delle lamiere;
- il materiale impiegato è specifico per saldature e quindi non risente particolarmente dei fenomeni di fragilizzazione locale dovuti agli shock termici di saldatura.

Si effettua perciò la verifica a resistenza con il criterio di Von Mises nell'ipotesi dell'adozione di un materiale duttile con legame σ - ϵ (sforzi - deformazioni) lineare e simmetrico rispetto allo zero (eguale sopportazione di sforzi di trazione e compressione), caratteristiche cui l'S355 risponde alla perfezione. Per il coefficiente di sicurezza fissato si ha come sforzo ammissibile di confronto $\sigma_{amm} = R_{p0.2min} / \eta$ un valore di 104 MPa [2].

7 Impostazione dell'analisi agli elementi finiti

L'analisi strutturale con il software agli elementi finiti Algor richiede la definizione di una serie di parametri circa il modello da realizzare. E' necessario impostare all'interno del programma le caratteristiche del materiale, e soprattutto i vincoli fisici che simulano i reali accoppiamenti del pezzo al resto della vettura insieme alle forze ad esso applicate [1 p.47]. La gestione della mesh è affidata al sistema di raffinamento automatico del software che ha realizzato una mesh composta in contemporanea da elementi di tipo brick e tetraedrici; la dimensione massima degli elementi, di 3 mm nelle parti meno significative, è stata ridotta in automatico dal programma fino a 0,7 mm nelle lamiere più sottili.

La possibilità di impiegare elementi di tipo shell o midplanes (potenzialmente ideali per analizzare lamiere metalliche) è stata scartata in quanto con questi sistemi sarebbe stato necessario rivedere manualmente le connessioni degli elementi in alcuni punti critici, come ad esempio l'innesto delle due lamiere superiori con il corpo cilindrico centrale; inoltre non è efficace modellare quest'ultima parte attraverso tali elementi in quanto essi non sono in grado di rappresentare adeguatamente una struttura a spessore significativo e notevolmente variabile [1 p. 36].

La notevole variazione della dimensione degli elementi della mesh realizzata dal software ottimizza automaticamente la successiva risoluzione dell'analisi; tale sistema concede ampio spazio al calcolatore nella gestione delle dimensioni degli elementi, e ciò consente di evitare grossolani errori di creazione della mesh, ma il tempo necessario per questa operazione si è rivelato di gran lunga superiore al tempo di risoluzione dell'analisi. In ogni caso i tempi di calcolo hanno superato i 60 minuti per ogni modifica apportata al pezzo.

Su consiglio del Prof.Ing. Silva, non abbiamo considerato i cordoni di saldatura come materiale resistente durante l'analisi FEM [1 p.38]; questo ha portato a un risultato più cautelativo e a una minor complessità di calcolo e di disegno.



Figura 6 (foto): uniball inferiore.



Figura 7 (modello CAD): collegamento alla sospensione.

I vincoli sono stati applicati ai fori di accoppiamento del portamozzo con il cinematismo della sospensione. Superiormente il pezzo è collegato attraverso un silent block cilindrico al triangolo superiore della sospensione, che scarica tutta la reazione del sistema molla-ammortizzatore-barra antirollio sul telaio della vettura; pertanto l'unico grado di libertà concesso è stata la rotazione rispetto all'asse passante per il foro del silent block. Inferiormente invece il collegamento tra portamozzo e bracci di sospensione avviene attraverso due uniball che consentono la rotazione rispetto a tutti gli assi coordinati; i braccetti inferiori consentono inoltre il movimento lungo l'asse verticale, mentre vincolano il pezzo longitudinalmente e trasversalmente.

Le forze sono state applicate sulla sede dei cuscinetti, distribuendole su tutta la superficie interessata anziché concentrarle in un unico punto di applicazione, in quanto questa scelta, più veloce dal punto di vista dell'analisi FEM, non è fisicamente realistica. Nelle figure 8 e 9 è possibile vedere il posizionamento dei vincoli, in blu, e delle forze, in rosso, nelle due situazioni di massima accelerazione longitudinale (in rettilineo) e laterale (in curva).

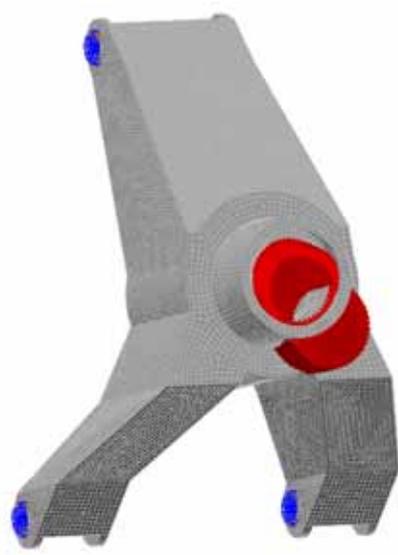


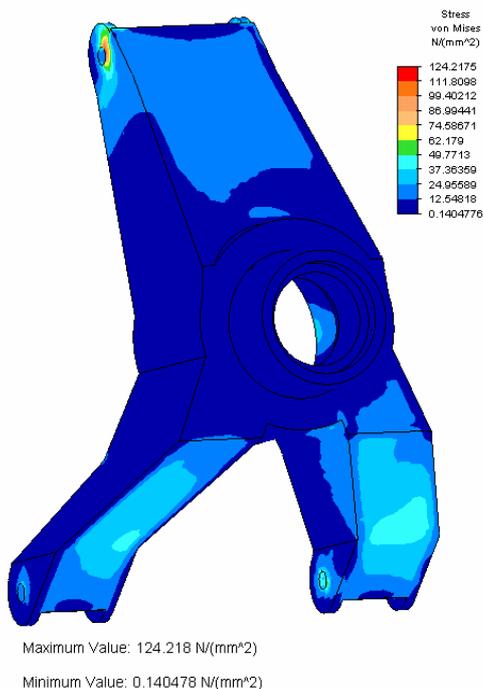
Figura 8 (modello FEM): vincoli e forze in accelerazione longitudinale (in rettilineo).



Figura 9 (modello FEM): vincoli e forze in accelerazione laterale (in curva).

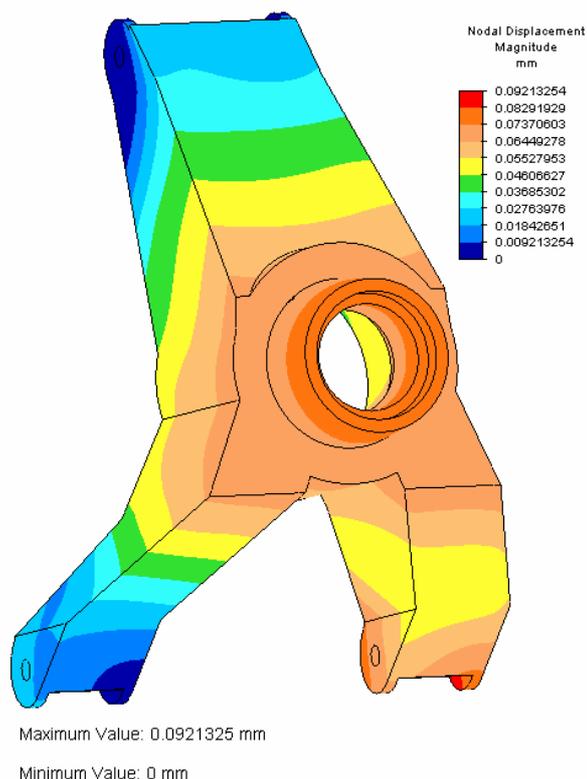
8 Analisi degli sforzi sul prototipo

8.1 Analisi di massima accelerazione longitudinale in rettilineo



Dalla prima analisi effettuata emerge che il pezzo è generalmente sovradimensionato, in quanto quasi tutto il materiale è sottoposto a uno sforzo inferiore ai 50 MPa; si nota tuttavia una concentrazione di sforzo all'altezza di uno dei fori di accoppiamento superiori, dovuta alla grande rigidità della struttura che impedisce una migliore ripartizione dei carichi sugli altri appoggi; probabilmente nel modello reale tale valore è inferiore grazie alla partecipazione allo sforzo da parte degli elementi di collegamento.

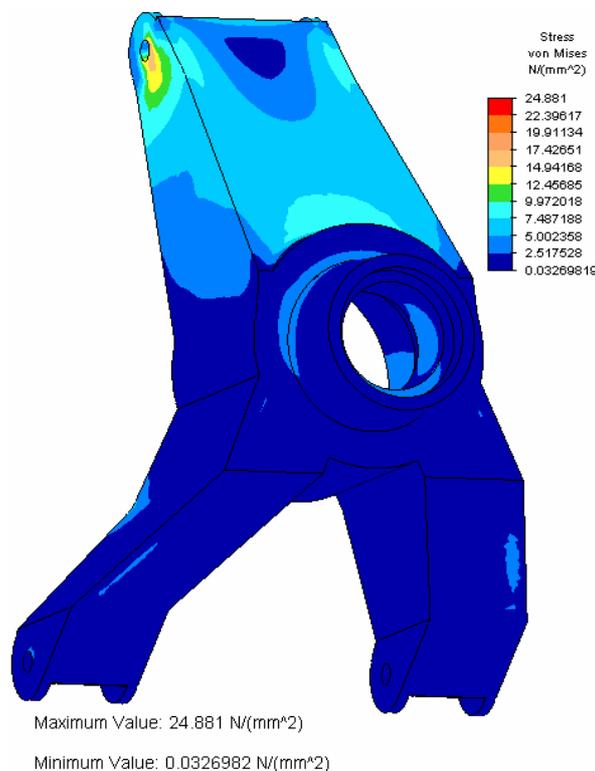
Figura 10 (modello FEM): prototipo, stato di stress in accelerazione.



La sola deformazione che interessa la funzionalità del pezzo è quella relativa alla sede dei cuscinetti. Se tale deformazione fosse di notevole entità determinerebbe una variazione degli angoli caratteristici di assetto, e quindi un comportamento anomalo della vettura; in questo caso invece la deformazione è inferiore al decimo di millimetro, valore del tutto confrontabile con la cedevolezza degli elementi elastici di connessione del gruppo sospensione, e con i giochi degli accoppiamenti; per questo motivo, tale deformazione non ha influenze negative sul comportamento del veicolo [3 p.255].

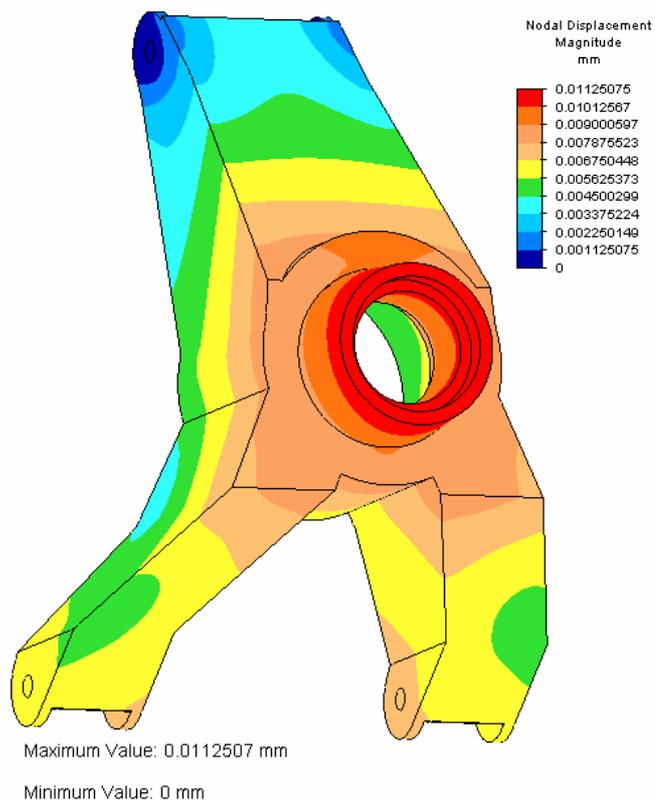
Figura 11 (modello FEM): prototipo, stato di deformazione in accelerazione.

8.2 Analisi di massima accelerazione laterale in curva



Il pezzo risulta per la maggior parte sollecitato con valori di stress inferiori ai 10 MPa: i punti più critici rimangono gli attacchi superiori (questa volta il carico è simmetrico rispetto all'asse verticale, quindi sono entrambi sollecitati in eguale misura), lo sforzo in questi punti non arriva ai 25 MPa, al di sotto del limite di 104 MPa. Si nota che durante la massima accelerazione laterale in curva, si ottiene uno stato di stress meno gravoso rispetto alla condizione di massima accelerazione longitudinale.

Figura 12 (modello FEM): prototipo, stato di stress in curva.



Le deformazioni nello stato di massima accelerazione laterale si rivelano essere intorno al centesimo di millimetro, pertanto sono di oltre un ordine di grandezza inferiori rispetto ai giochi e alle deformazioni elastiche degli altri elementi della sospensione, e quindi non hanno influenze negative sul comportamento del veicolo.

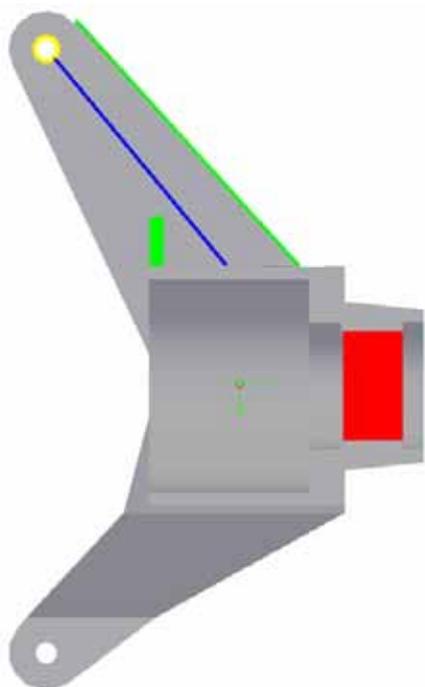
Figura 13 (modello FEM): prototipo, stato di deformazione in curva.

9 Step di progettazione

In seguito all'analisi dei risultati proposti dal FEM abbiamo vagliato con attenzione i punti di possibile intervento sulla struttura allo scopo di diminuirne sensibilmente il peso senza compromettere la resistenza; abbiamo sfruttato la parametrizzazione del modello 3d attraverso un foglio di calcolo MS Excel per poter variare agevolmente le dimensioni caratteristiche del pezzo.

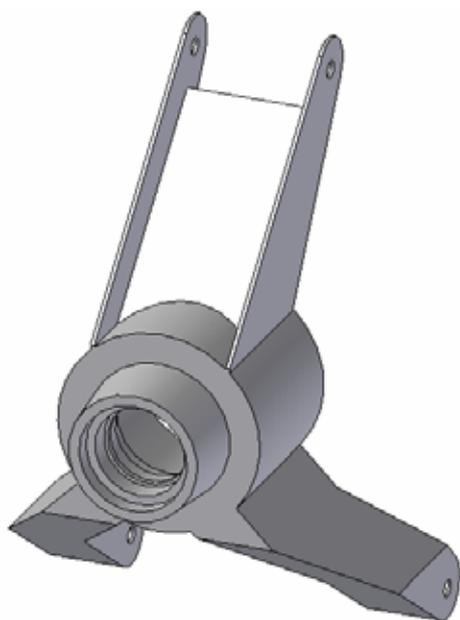
9.1 Primo step di progettazione

La prima e più ovvia scelta è consistita nella riduzione generalizzata degli spessori delle lamiere che compongono il portamozzo, a cui si è associato l'arretramento della lamiera centrale dell'ala superiore connesso con la rimozione del preesistente rinforzo posteriore. Ciò è stato fatto con lo scopo di ottimizzare la distribuzione delle forze sulla parte superiore del pezzo, migliorando l'orientamento della sezione resistente rispetto alle direzioni principali delle forze e alle posizioni dei vincoli.



In rosso la superficie di applicazione dei carichi, in giallo il vincolo superiore, in verde le precedenti strutture rimosse e in blu la nuova soluzione, che ha consentito una riduzione di peso di 2.2 kg (24%), e ha permesso, in seguito, l'ottimizzazione della concentrazione degli sforzi rilevata sul vincolo superiore.

Figura 14 (modello CAD modificato): primo step di progettazione, spostamento dell'ala superiore.

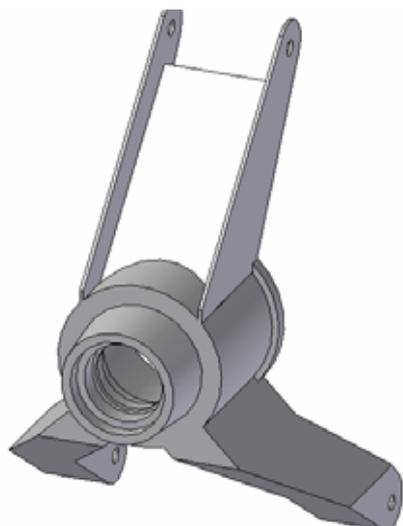


Nel primo step di evoluzione il peso passa dai 9 kg iniziali a 6.8 kg (-24%) con la riduzione a da 6 mm a 3 mm dello spessore delle lamiere dell'ala superiore. Anche le lamiere delle ali inferiori passano da 6 mm a 2 mm.

Figura 15 (modello CAD): primo step di progettazione.

9.2 Secondo step di progettazione

Il passo seguente è consistito nella riduzione del diametro esterno del corpo cilindrico centrale: non si hanno problemi a modificare questa parte della struttura in quanto deriva da un'operazione di tornitura. E' stato mantenuto lo spessore originale nella sezione terminale, per garantire una sufficiente rigidezza allo schiacciamento. Non è stato possibile effettuare ulteriori alleggerimenti all'interno di questa parte in quanto sede dei cuscinetti e del giunto omocinetico.

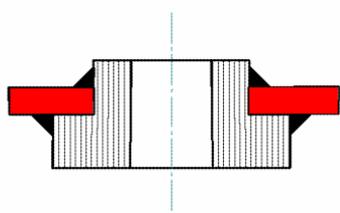


Riduzione del diametro esterno del corpo cilindrico da 135 mm a 126 mm con conseguente riduzione del peso da 6.8 a 5.1 kg (-25%)

Figura 16 (modello CAD): secondo step di progettazione.

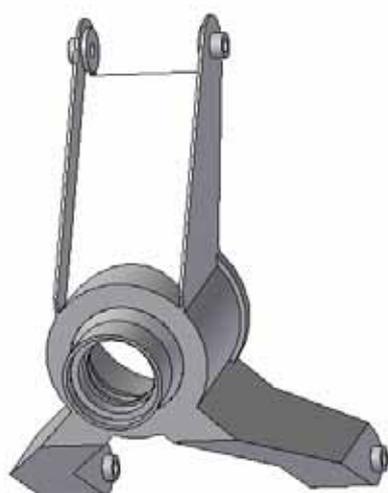
9.3 Terzo step di progettazione

Successivamente abbiamo realizzato delle boccole da saldarsi all'interno dei fori di attacco, opportunamente allargati, per evitarne il rifollamento. Tale intervento è stato effettuato su tutti i punti di ancoraggio con boccole a battuta interna saldate alla lamiera da ambo i lati.



In rosso la lamiera preesistente, in nero le saldature e tratteggiata la boccola aggiunta.

Figura 17 (messa in tavola di un modello CAD): sezione di una delle boccole saldate superiori.



Inoltre abbiamo ridotto considerevolmente lo spessore della parte anteriore del cilindro, a sbalzo oltre il cuscinetto, destinata a proteggere il mozzo dall'ingresso di corpi estranei ma di minore importanza per quanto riguarda la funzione portante.

L'aggiunta delle boccole a tutti i punti di vincolo ha compensato la riduzione di peso dovuta all'asportazione di materiale sulla parte anteriore del corpo cilindrico, per cui il peso stesso è rimasto pressoché invariato.

Figura 18 (modello CAD): terzo step di progettazione.

9.4 Quarto step di progettazione

Si è proceduto allargando la base di appoggio dell'ala superiore e aumentando l'angolo di apertura tra le due ali inferiori: questo ha permesso di conferire maggiore rigidità e di far lavorare maggiormente le ali inferiori. Abbiamo anche aggiunto due squadrette esterne di supporto alle boccole superiori, alleggerendo in contemporanea la lamiera centrale.

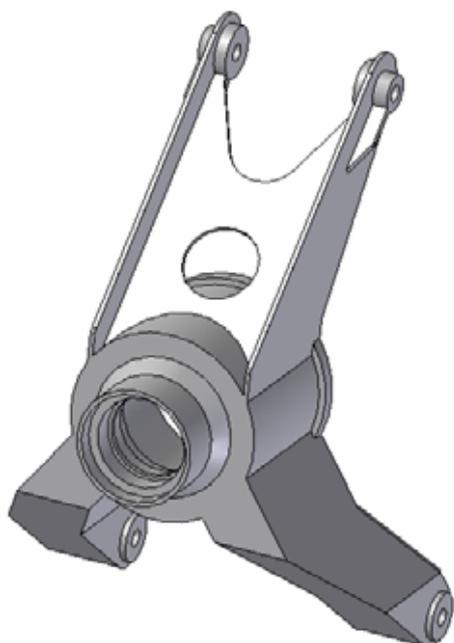
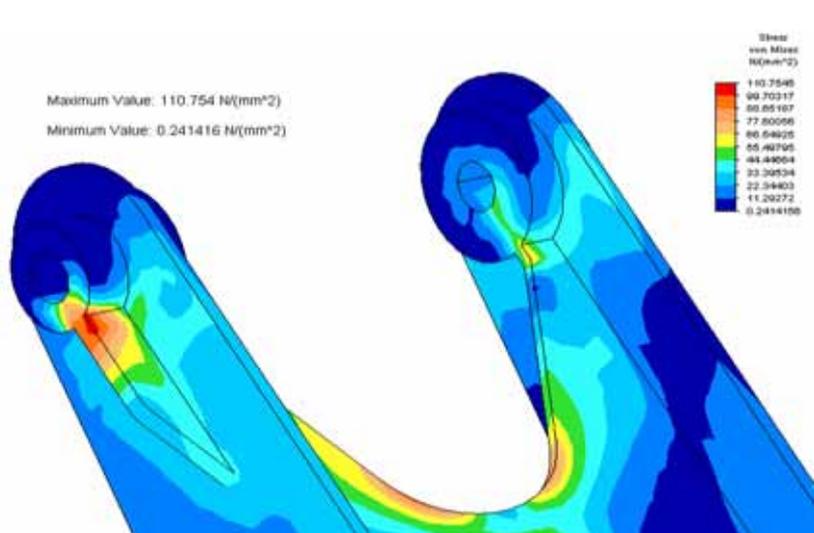


Figura 19 (modello CAD): quarto step di progettazione.

Non essendo riusciti nemmeno con le squadrette a risolvere i problemi di concentrazione di sforzi in prossimità dei vincoli superiori, problemi presenti già dal prototipo, abbiamo deciso di aumentare lo spessore di tutte e tre le lamiere superiori (con valori comunque inferiore a quelli iniziali di 6 mm) portandole da 3 mm a 4 mm.



La squadretta subiva uno sforzo di 110 MPa, superiore allo sforzo ammissibile di 104 MPa.

Figura 20 (modello CAD): quarto step di progettazione, stato di stress delle squadrette.

9.5 Quinto step di progettazione

Abbiamo modificato poi l'alleggerimento con quattro piccoli fori anziché uno singolo di grande diametro, alleggerimento poi ripetuto anche nelle sezioni longitudinali delle ali inferiori; queste ultime sono state poi rinforzate nel senso laterale, con l'aggiunta di due piastre posteriori, ottenendo maggiore rigidità laterale senza differenze in senso longitudinale. Il peso, aggiungendo anche le saldature, risulta ora di 5,7 kg, con una riduzione del 36% rispetto ai 9 kg di partenza.

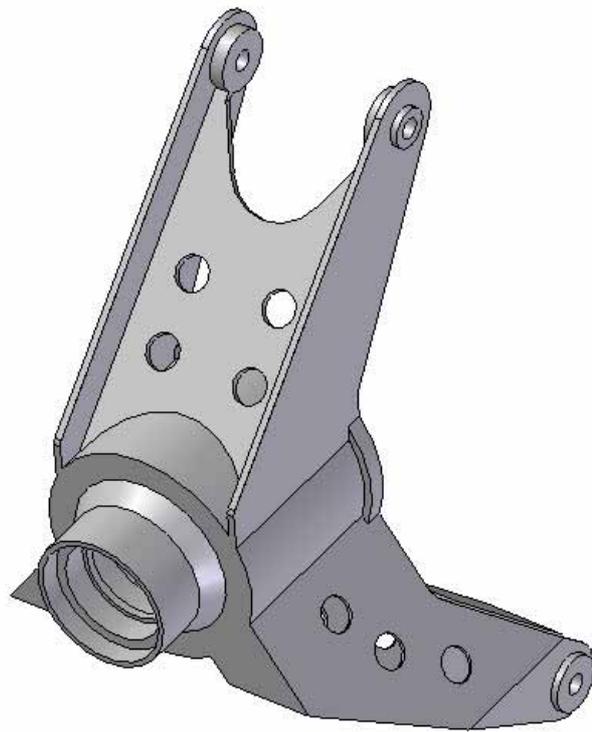


Figura 21 (modello CAD): quinto step di progettazione, vista anteriore..

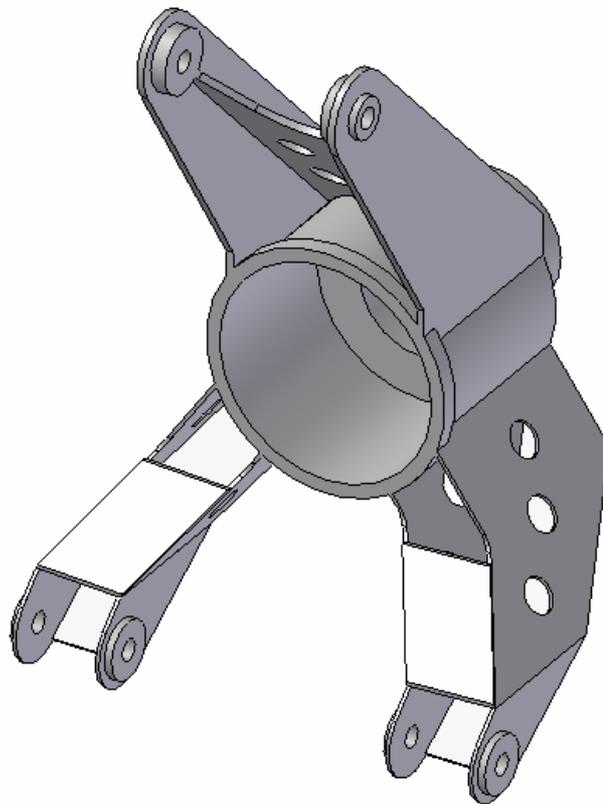
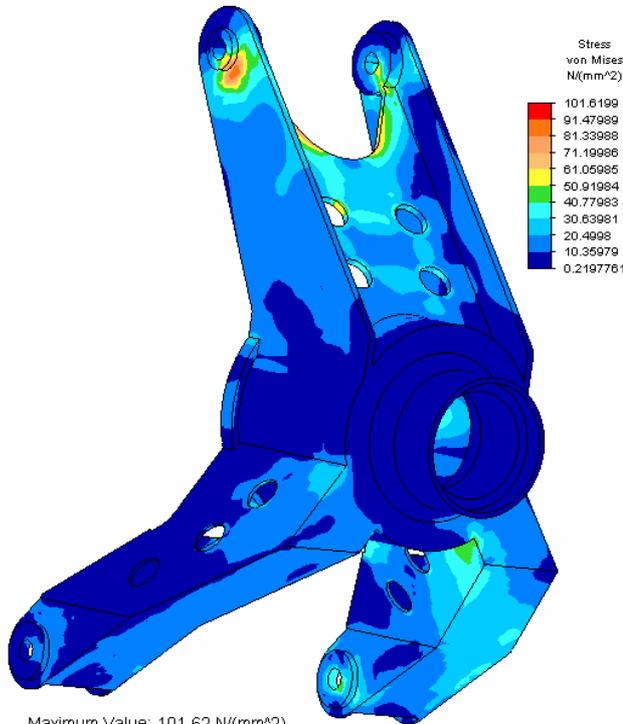


Figura 22 (modello CAD): quinto step di progettazione, vista posteriore

Cfr. allegato: tavola 3.

10 Analisi dettagliata del progetto definitivo

10.1 Analisi di massima accelerazione longitudinale in rettilineo

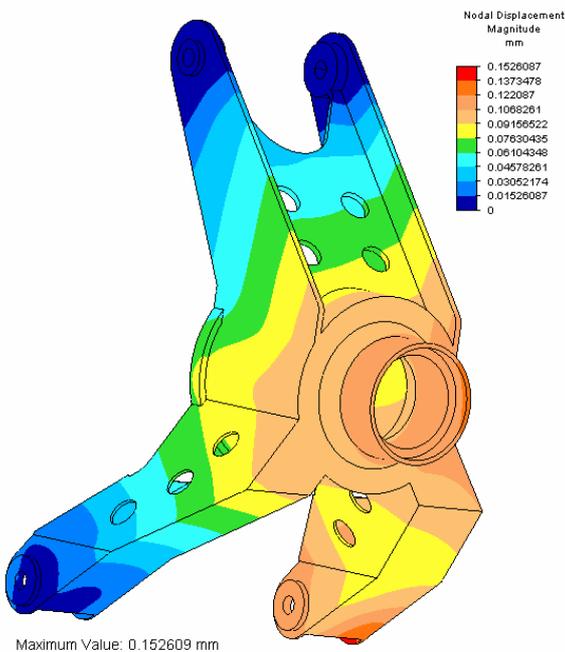


Maximum Value: 101.62 $N/(mm^2)$

Minimum Value: 0.219776 $N/(mm^2)$

L'elaborazione al calcolatore successiva alle modifiche apportate ha permesso di validarne l'efficacia strutturale: l'aumento dello spessore delle lamiere nelle zone critiche ha permesso di omogeneizzare il più possibile la distribuzione degli sforzi e di conseguenza le squadrette precedentemente poste a rinforzo del vincolo superiore hanno potuto essere eliminate. Lo sforzo massimo di 102 MPa è al di sotto del limite di 104 MPa.

Figura 23 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di stress in accelerazione



Maximum Value: 0.152609 mm

Minimum Value: 0 mm

La nuova configurazione della struttura evidenzia un leggero aumento degli spostamenti, che passano da 0.08 mm a 0.12 mm (+30%). Come già detto questi spostamenti sono comunque talmente limitati da avere un'influenza praticamente nulla sul comportamento dinamico del veicolo.

Figura 24 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di deformazione in accelerazione.

10.2 Analisi di massima accelerazione laterale in curva

Come per il caso dell'accelerazione la revisione degli spessori delle lamiere ha portato ad una configurazione degli sforzi che ha i valori massimi, di 34 MPa, al di sotto del livello ammissibile di 104 MPa. Confrontando con l'analisi compiuta sul pezzo originale, si può notare che la distribuzione degli sforzi risulta essere più omogenea.

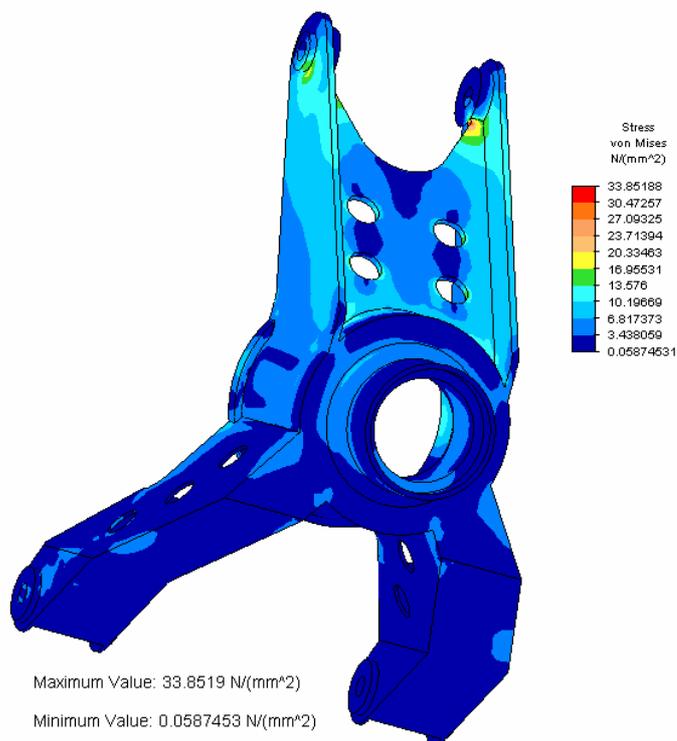
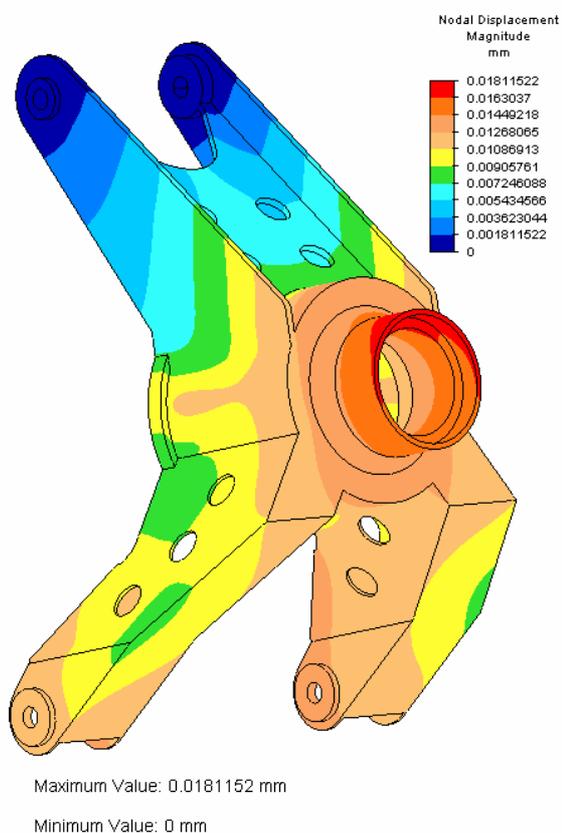


Figura 25 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di stress in curva.



La deformazione risulta essere inferiore a due centesimi di millimetro, pertanto non provoca alterazione nel comportamento del veicolo.

Figura 26 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di deformazione in curva.

10.3 Analisi di massima accelerazione longitudinale in frenata

Per completezza è stata condotta l'analisi dello stato di sforzo anche per la condizione di frenata limite, che si ha in rettilineo.

A scopo qualitativo si riporta la collocazione della piastra saldata sul corpo cilindrico e la distribuzione della coppia di forze che simulano il momento creato dall'attrito tra disco e pinza del freno.

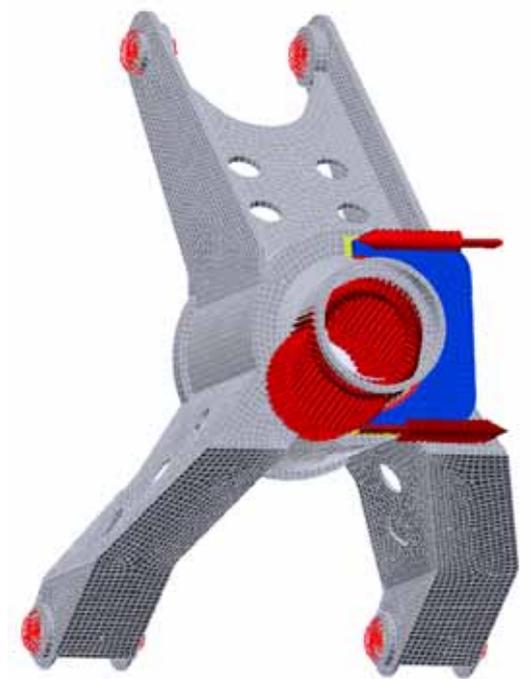
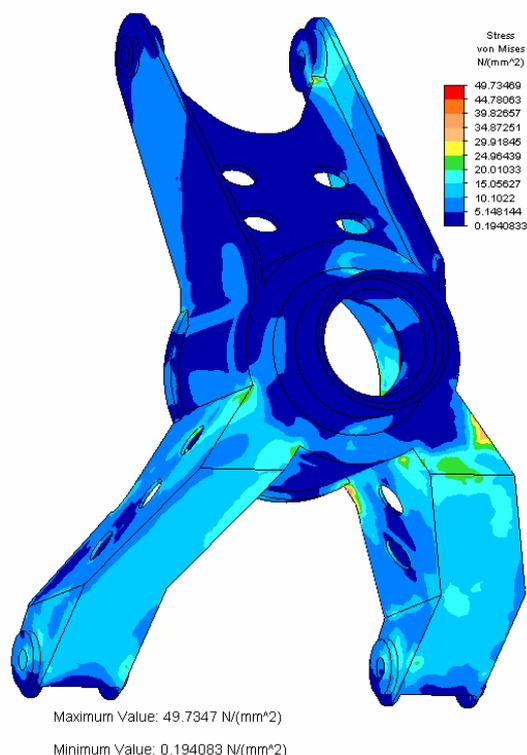
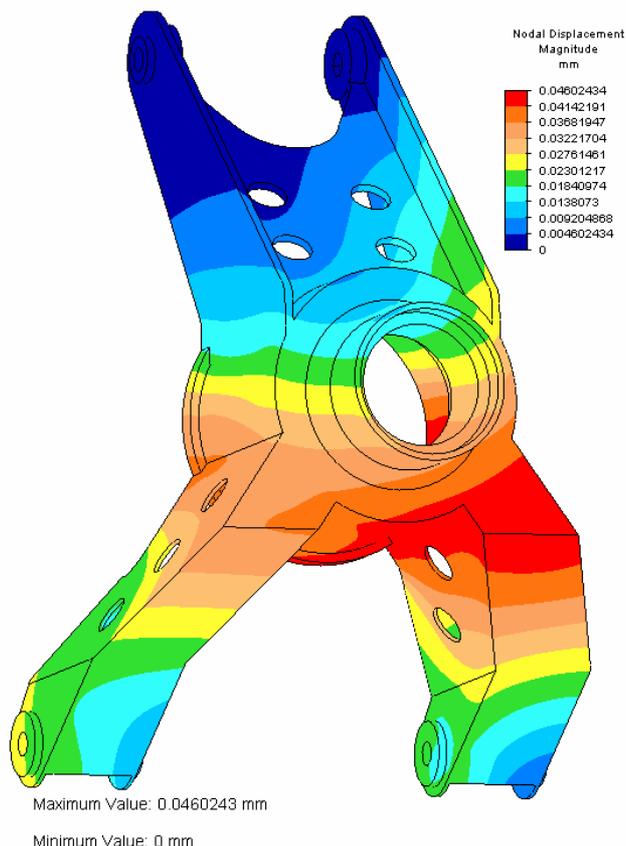


Figura 27 (modello FEM): quinto step di progettazione, disposizione della piastra saldata, coppia e forza frenante.



In frenata il retrotreno della vettura si alleggerisce, quindi le ruote posteriori hanno minore aderenza. Nonostante ciò, a causa del momento torcente prodotto dalla flangia su cui è montata la pinza del freno, si genera sul portamozzo uno stress di quasi 50 MPa, comunque al di sotto del limite di sicurezza di 104 MPa.

Figura 28 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di stress in frenata.



Gli spostamenti nella zona critica della sede dei cuscinetti risultano essere inferiori a 0.03 mm, pertanto anche in questo stato di sollecitazione risultano ininfluenti sul comportamento del veicolo.

Figura 29 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di deformazione in frenata

11 Confronto con il prototipo

Tabella 5: confronto tra il prototipo e il nuovo progetto				
	Prototipo	Step cinque	Differenza relativa	assoluta
Peso	9 kg	5.7 kg	-37%	- 3.3 kg
Deformazione	0.083 mm	0.122 mm	+ 32 %	+ 0.039 mm
Sforzo massimo	124 MPa	102 MPa	- 18 %	- 22 MPa

Le principali modifiche, escludendo quelle sperimentate nelle versioni intermedie e poi eliminate, sono state fondamentalmente la variazione degli spessori delle lamiere e del cilindro centrale, lo spostamento della lamiera centrale superiore, l'inserimento delle boccole saldate nei punti di ancoraggio, l'aumento della larghezza dell'ala superiore e l'apertura dell'angolo delle ali inferiori.

Queste modifiche hanno portato a un notevole alleggerimento del pezzo, obiettivo fondamentale del progetto, nonostante il quale lo sforzo massimo è a sua volta diminuito, grazie al migliore sfruttamento del materiale nelle zone più stressate; l'aumento della deformazione, seppur elevato in rapporto al valore precedente, rimane comunque di entità così limitata da essere trascurabile rispetto alle deformazioni degli elementi elastici di collegamento del telaio ai bracci delle sospensioni, e quindi non causa nessun peggioramento nel comportamento della vettura.

Pertanto, per le condizioni di impiego per cui è stato ideato, il nuovo progetto sembra più adatto del pezzo precedente.

Cfr. allegato: tavola 4.

doppia ala inferiore del medesimo. Malgrado la facilità d'uso e l'affidabilità dell'applicativo SolidEdge, la particolare configurazione del pezzo da modellare ha comunque indotto delle situazioni spiacevoli di cattiva referenziazione degli sketches stanti alla base anche di semplici estrusioni cilindriche. Non siamo infatti riusciti ad eliminare, sul file del portamozzo originale, la non adattività di alcuni di questi schizzi: ciò è avvenuto malgrado gli schizzi fossero esenti da labilità e quindi ben quotati e vincolati. Probabilmente questa generazione di incongruenze (per altro non gravi) è da addebitarsi alla configurazione spaziale del pezzo, caratterizzato da angoli e piegature particolari delle lamiere di cui è composto. L'adozione nel portamozzo riprogettato di angoli e posizionamenti più regolari ha infatti eliminato questo problema.

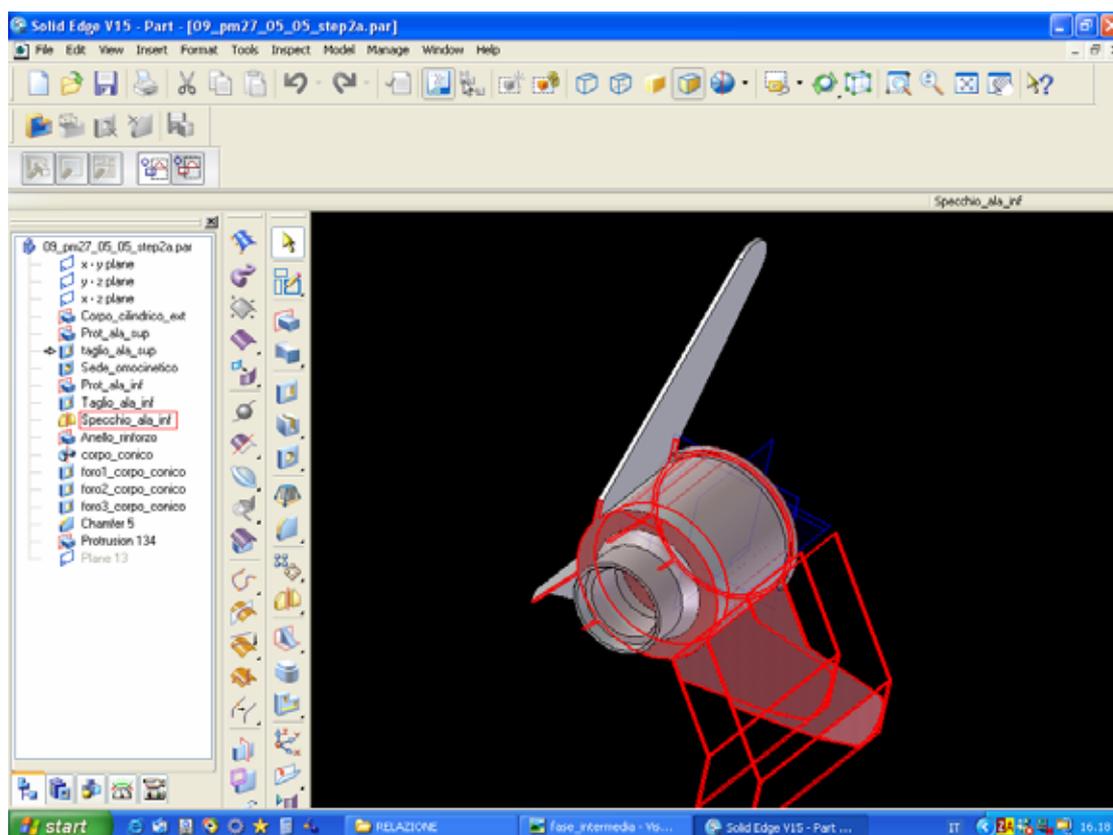


Figura 31 (screenshot): modellazione solida con SolidEdge

La ricerca di soluzioni costruttive alternative ci ha dato modo di utilizzare lo strumento di parametrizzazione delle geometrie, molto utile per variare velocemente spessori delle lamiere, angoli, e distanze tra le stesse. Ciò è avvenuto grazie alla possibilità di interfacciare con relativa velocità le variabili dimensionali create da SolidEdge per la gestione del modello e le variabili da noi definite all'interno di una tabella realizzata tramite un foglio di calcolo del programma MS Excel. La suddetta tabella ha infatti consentito di modificare in tempo reale le dimensioni caratteristiche del portamozzo senza dover intervenire manualmente sulle features. L'apposizione di semplici vincoli logici nella tabella di controllo ha permesso di fissare un range di valori entro cui modificare ogni parametro. La necessità di fornire valide indicazioni riguardo l'assemblaggio in officina del nuovo portamozzo ci ha spinto ad approfondire l'utilizzo degli ambienti destinati alla creazione di assiemi saldati.

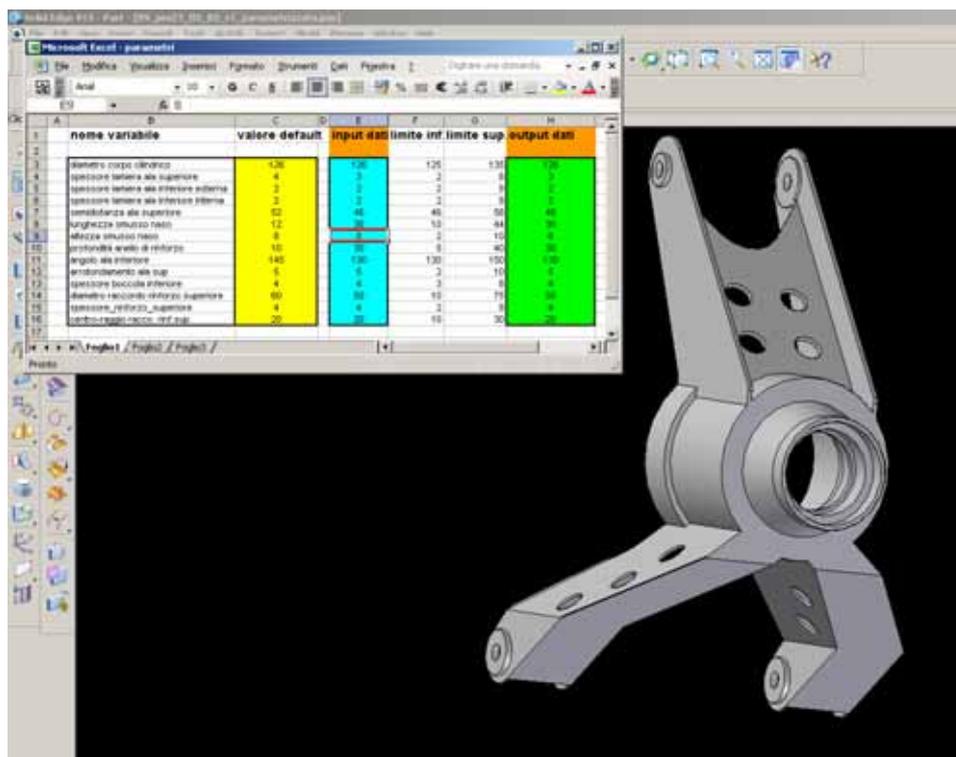


Figura 32 (screenshot): parametrizzazione con Excel e SolidEdge.

L'applicativo della EDS si è dimostrato utile anche per la valutazione delle variazioni di peso prodotte dalla modifica delle geometrie. Semplicemente definendo la massa volumica del materiale si è potuto infatti determinare di volta in volta il peso del portamozzo e valutarne l'incremento in seguito all'aggiunta delle saldature nel relativo ambiente.

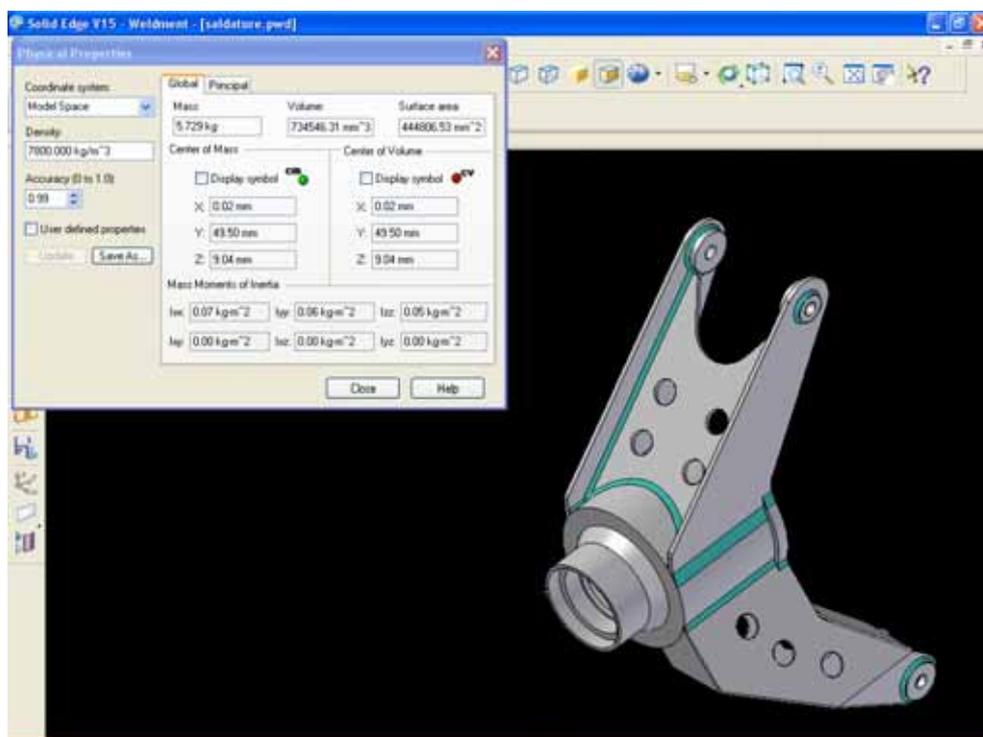


Figura 33 (screenshot): verifica del peso del pezzo con le saldature con SolidEdge

12.3 Analisi agli elementi finiti - Algor

La necessità di dovere utilizzare per l'analisi strutturale software dedicati è stata un'ottima occasione per introdurci in questo contesto, peraltro molto vasto: non avendo conoscenze pregresse in merito abbiamo dovuto consultare manuali e testi specifici per essere in grado di impostare correttamente l'analisi e di interpretarne e validarne i risultati. Il software Algor si è rivelato valido nello sfruttamento del calcolatore, essendo in grado impiegare il disco fisso come regione di memoria virtuale: altri software FEM si limitano alla memoria ram senza andare a scrivere sul disco fisso, e questo limita fortemente le dimensioni della mesh realizzabile, durante le analisi da noi realizzate Algor è arrivato ad allocare oltre 1 Gb di memoria virtuale sul disco fisso in aggiunta al Gb di memoria ram disponibile e interamente impiegato; inoltre il software fornisce l'indicazione continua dello stato di avanzamento delle operazioni di calcolo, molto utile per queste analisi in cui i tempi macchina possono superare l'ora. Un altro punto di forza di Algor è la capacità del programma, attraverso numerosi parametri settabili manualmente, di operare un raffinamento automatico della mesh, per poter limitare il numero di elementi e in contemporanea ottenere elementi di dimensioni sufficientemente basse nei punti critici; tale caratteristica si è rivelata fondamentale nel nostro caso, in cui la geometria del pezzo affianca lamiere lunghe e sottili a un corpo cilindrico di notevole spessore: impiegando elementi finiti di dimensione uniforme, a meno di avere a disposizione potenze di calcolo ben più elevate, non sarebbe stato possibile avere elementi abbastanza piccoli nei punti del pezzo di dimensioni ridotte, e questo avrebbe compromesso la validità dei risultati.

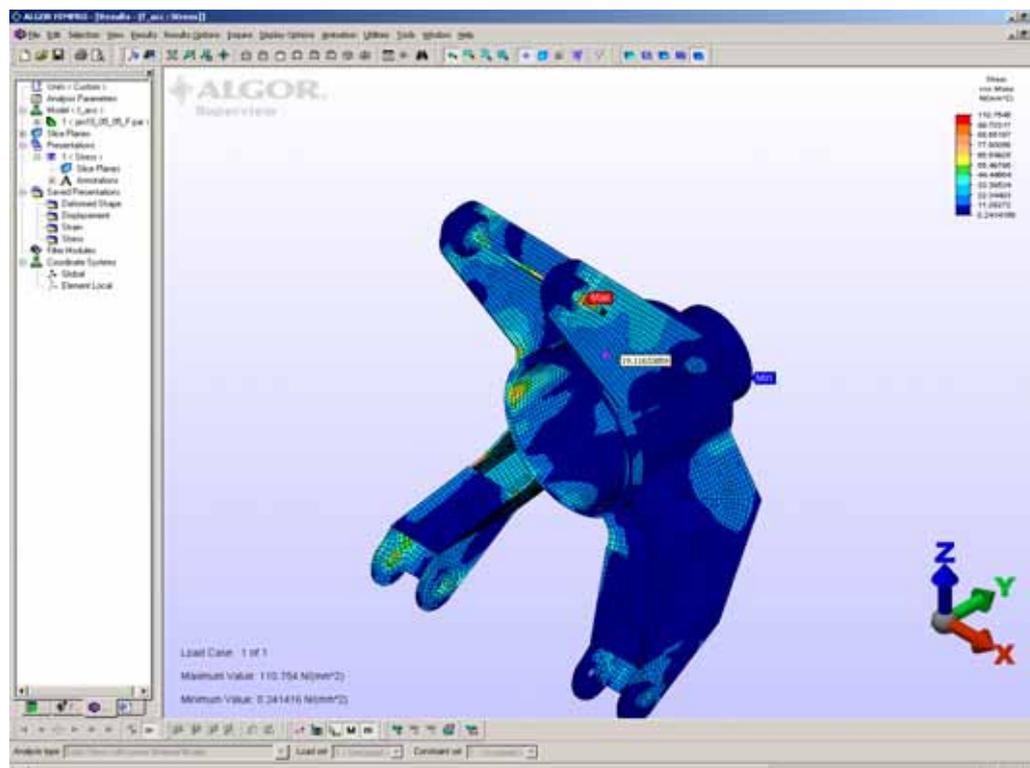


Figura 34 (screenshot): analisi degli elementi finiti con Algor.

12.4 Creazione del sito web – Macromedia Dreamweaver

Per creare il sito web abbiamo impiegato il software Macromedia Dreamweaver MX, in versione dimostrativa 30 giorni. Il software, molto completo, si è rivelato relativamente semplice da utilizzare per realizzare pagine semplici dopo poche ore di lavoro. Per la veste grafica del sito abbiamo deciso di rifarci al sito della Covini Engineering [5], implementando inizialmente un sistema di frames per la barra di navigazione e il piede di pagina che ci permetteva di ottimizzare al massimo le dimensioni dei files html; tale sistema si è rivelato perfettamente funzionante con i più diffusi browser (Mozilla Firefox, Opera e il browser di MacOS X), ma non con Microsoft Internet Explorer 6. Questo perché il browser interpreta il

codice in maniera leggermente differente dallo standard html 4.0 stabilito dal world wide web consortium [6], e fa apparire delle barre di scorrimento all'interno dei frames, rendendo poco efficace l'impostazione grafica della pagina. Per questo la versione finale del sito non presenta i frames, comunque è stato possibile contenere le dimensioni entro 1.5 Mb grazie allo sfruttamento delle possibilità di ottimizzazione del formato GIF per il salvataggio delle immagini prodotte dai vari software di progettazione, e del formato JPEG per le foto, mentre le immagini tridimensionali vrml e l'animazione del portamozzo montato sul cinematismo delle sospensioni sono state realizzate grazie ad opportune funzioni del modellatore SolidEdge.

12.5 Conclusioni generali

Il Lavoro d'Anno per il corso di Laboratorio Progettuale ci ha permesso di raggiungere obiettivi importanti, non esclusivamente di tipo didattico. In particolare ha rappresentato un'importante occasione di confronto con i temi attuali dell'attività progettuale quali la modellazione tridimensionale assistita dal calcolatore e l'analisi strutturale condotta per mezzo di software ad elementi finiti

Da un punto di vista più generale questo Lavoro d'Anno si è dimostrato una valida opportunità per affrontare le problematiche della progettazione: la comprensione del contesto in cui operare, degli obiettivi, dei vincoli e delle possibilità di intervento; il reperimento delle informazioni circa le condizioni di funzionamento del sistema e integrazione dei dati mancanti sulla base di modelli e ipotesi successivamente verificate; lo sviluppo del progetto sperimentando soluzioni alternative e verificandone l'efficacia in relazione al contesto, e la documentazione del progetto.

Infine durante la realizzazione del progetto abbiamo avuto occasione di collaborare con diverse persone, in particolare con l'Ing. Covini, che ha soddisfatto con grande disponibilità e completezza la nostra necessità di informazioni circa i vincoli costruttivi e le condizioni operative del pezzo; con Gianluca Covini, che ha facilitato lo scambio di informazioni con l'Ing. Covini; con il Prof. Ing. Silva, docente di Materiali e Metallurgia, che ci ha fornito informazioni fondamentali circa il materiale impiegato e le tecnologie di saldatura; con Alessandra Ferrari, che ha realizzato il fotomontaggio nella pagina introduttiva del sito, e con Federico Ghigini, che insieme a Gianluca Covini ha fornito preziosi consigli per la realizzazione del sito web. Questa collaborazione si è rivelata sempre stimolante e costruttiva, e riteniamo che sia stata molto formativa dal punto di vista professionale.

Appendice: ciclo di calcolo del comportamento della vettura in fase di massima accelerazione longitudinale

A1 Listato del file .m di Matlab

```

01                                     %DEFINIZIONE VARIABILI D'INGRESSO%
02                                     %tutto è in udm SI%

03 G=9.806;                            %gravità%
04 cas=0.8;                             %coefficiente di attrito statico%
05 massa=13729;                         %massa veicolo%
06 xbs=1.05;                             %x baricentro statico%
07 ybs=0.45;                             %y baricentro statico%
08 passo=2.49;                           %passo ruote%
09 wrant=28974;                          %wheel rate anteriore%
10 wrpost=31788;                         %wheel rate post%
11 etrans=0.95;                          %efficienza trasmissione%
12 coppimax=480;                         %coppia max motore%
13 rtrans=14.35;                         %rapporto complessivo di trasmissione%
14 rruota=0.345;                         %raggio ruota post%
15
16                                     %DATI DIRETTAMENTE DERIVATI%

17 riparts=(passo-xbs)/passo;            %ripartizione peso statica al
                                         %posteriore%
18 pesofrs=massa*(1-riparts);            %peso anteriore statico%
19 pesorrs=massa*riparts;                %peso posteriore statico%
20 coppimaxruote=coppimax*rtrans*etran; %coppia max alle ruote%
21
22                                     %INIZIALIZZAZIONE CICLO%
23 fnp=pesorrs;
24 fto=0;
25 ft=fnp*cas;
26 dft=ft-fto;
27 trasf=0;
28 xb=xbs;
29 yb=ybs;
30 ripart=riparts;
31 fna=massa-fnp;
32 coppia=ft*rruota;
33 coppiare=coppia/coppimaxruote;
34 estant=0;
35 comppost=0;
36 accel=ft/massa/G;
37 tempo=100/3.6/accel;
38 ii=1
39
40                                     %CICLO ITERATIVO DI CALCOLO%
41
42 while dft>(ft/1000) %errore inferiore a un millesimo della ft%
43 coppia=ft*rruota; %coppia effettiva%
44 coppiare=coppia/coppimaxruote; %coppia relativa%
45 estant=trasf/(2*wrant); %estensione anteriore%
46 comppost=trasf/(2*wrpost); %compressione posteriore%
47 dxb=(estant-comppost)/passo*ybs; %arretramento baricentro%
48 dyb=ybs-(1-((estant+comppost)/passo)^2)^0.5*ybs; %abbassamento

```

```

49 trasfcoppia=coppia/passaggio;          baricentro%
50 trasfaccel=ft*yb/passaggio;           %trasferimento peso dovuto alla
                                         coppia motrice%
51 trasfbaric=massa*dxb/passaggio;       %trasferimento peso dovuto allo
                                         spostamento del baricentro%
52 trasf=trasfcoppia+trasfaccel+trasfbaric; %trasferimento peso
                                         totale%
53 xb=xb-dxb;                            %nuova x baricentro%
54 yb=yb-dyb;                            %nuova y baricentro%
55 fnp=pesorrs+trasf;                   %forza normale post%
56 fna=pesofrs-trasf;                   %forza normale ant%
57 ripart=fnp/massa;                   %ripartizione peso post%
58 accel=ft/massa;                      %accelerazione in G%
59 tempo=100/3.6/accel/G;              %tempo 0-100km/h%
60 fto=ft;                               %forza tangenziale iterazione
                                         precedente, per controllare il ciclo
                                         while%
61 ft=fnp*cas;                          %forza tangenziale%
62 dft=ft-fto;                          %differenza dall'iterazione
                                         precedente%

63 ii=ii+1;
64 end
65
66 figure
67 plot(dft, 'r:'), xlabel('[numero iterazioni]'), ylabel('[scarto
%]'), title ('[convergenza dell' algoritmo di calcolo]') %disegna il
                                         grafico della convergenza del ciclo%
68
69                                     %RISULTATI%
70
71 ft
72 fnp
73 fna
74 ripart
75 coppia
76 coppiarel
77 estant
78 comppost
79 dxb
80 dyb
81 accel
82 tempo

```

A2 Descrizione relativa al funzionamento del codice

Nelle righe da 3 a 14 sono contenuti i dati di ingresso del programma, costanti fisiche e dati propri della vettura. In una futura evoluzione si potrebbe inserire del codice in modo che questi dati possano essere modificati dall'utente senza dover editare il file .m

La riga 17 calcola la ripartizione di peso in condizioni statiche, come percentuale di peso al posteriore, in base alla posizione del baricentro rispetto all'asse posteriore. Nelle righe seguenti si ha il peso statico sui due assi.

La riga 20 calcola la coppia massima al semiasse, moltiplicando la coppia massima del motore per il rapporto complessivo di trasmissione e per l'efficienza della trasmissione.

Le righe dal 23 a 37 servono ad inizializzare le variabili che verranno impiegate nel ciclo iterativo, che va dalle righe 40 a 61.

Il ciclo viene controllato dalla funzione while, che continua a ripetere i calcoli finché non si arriva a una differenza tra i risultati di un'iterazione e quella precedente inferiore a un millesimo del valore di riferimento, che in questo caso è la forza tangenziale.

Le righe 43 e 44 calcolano la percentuale di coppia motrice realmente impiegata. Questo permette di assicurarci di rimanere nelle condizioni iniziali di sovrabbondanza di potenza.

Le righe 45 e 46 calcolano l'estensione delle sospensioni anteriori e la compressione di quelle posteriori, dividendo il trasferimento di peso per la costante elastica delle molle. Non sono stati tenuti in considerazione gli ammortizzatori.

Le righe 47 e 48 calcolano lo spostamento all'indietro e in basso del baricentro, in base ai risultati delle due righe precedenti.

Le righe 49, 50 e 51 calcolano il nuovo trasferimento di peso, dovuto alla reazione alla coppia motrice, alla reazione alla forza tangenziale, e allo spostamento del baricentro calcolato nelle righe precedenti. Il tutto viene sommato dalla riga 52.

Le righe 53 e 54 calcolano la nuova posizione del baricentro.

Le righe 55 e 56 calcolano le forze normali anteriori e posteriori tenendo conto del nuovo trasferimento di peso, la cui ripartizione è calcolata nella riga 57.

Le righe 58 e 59 calcolano le prestazioni stimate della vettura di accelerazione e tempo per arrivare a 100 km/h con partenza da fermo, per avere un riferimento della correttezza del ciclo rispetto al comportamento della vettura reale.

La riga 60 "salva" la forza tangenziale dell'iterazione precedente per confrontarla nella riga 62 con quella della iterazione attuale, calcolata nella riga 61. Questo è necessario per il controllo del ciclo, nella riga 62.

Le righe 66 e 67 servono a mostrare il grafico che indica la convergenza del ciclo

Le righe da 71 a 82 visualizzano a schermo i risultati.

A3 Risultati ottenuti

Forza tangenziale al retrotreno	8626	N
Forza normale al retrotreno	10783	N
Forza normale all'avantreno	2946	N
Ripartizione di peso al posteriore	79	%
Coppia trasmessa alle ruote	2975	Nm
Percentuale della coppia massima	81	%
Estensione sospensioni anteriori	49	mm
Compressione sospensioni posteriori	45	mm
Arretramento baricentro	16.9	mm
Abbassamento baricentro	0.32	mm
Accelerazione	0.63	G
Tempo da 0 a 100 km/h	4.51	s

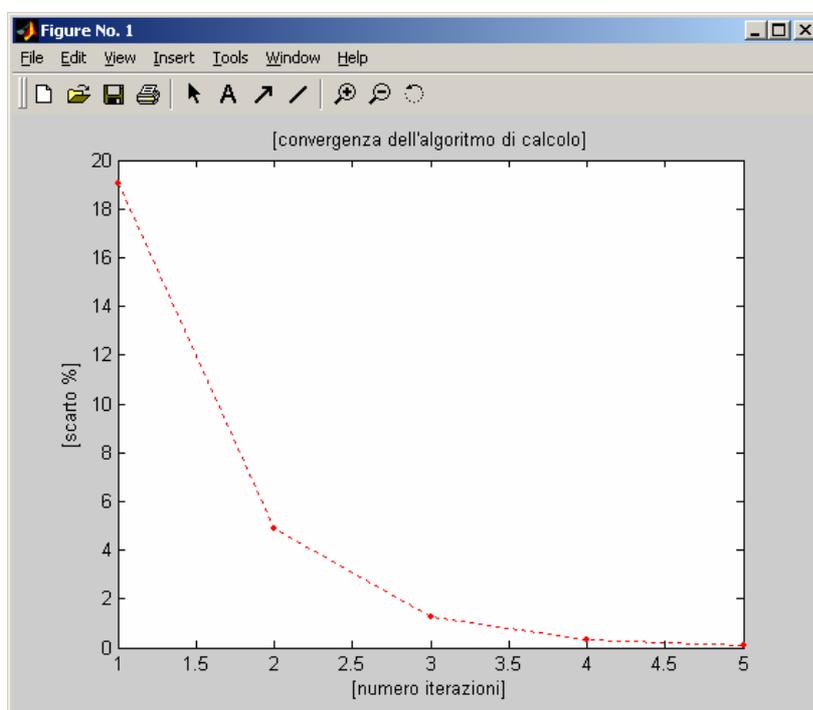


Figura 35 (grafico): convergenza del ciclo di calcolo.

A4 Commento

In teoria la determinazione dell'accelerazione massima di un autoveicolo risulta molto difficile, in quanto dipende fortemente dalla curva di coppia caratteristica del motore, che varia in funzione dei giri con una velocità tale da rendere impossibile la stabilizzazione dei transitori dovuti al trasferimento di pesi tra avantreno e retrotreno, transitori entro i quali hanno un importante effetto gli ammortizzatori, di cui non siamo riusciti a reperire le caratteristiche specifiche. Tuttavia la grande potenza del motore della C6W porta ad ipotizzare che, con i primi due rapporti del cambio, le gomme stradali non abbiano sufficiente aderenza per evitare il pattinamento; quindi l'accelerazione massima non dipende più dal motore ma dalla trazione fornita dalle ruote motrici. Si ha infatti la massima accelerazione quando un sistema di controllo di trazione (o un pilota molto abile) livella la coppia erogata dal motore al massimo trasmissibile dalle ruote motrici per evitare di farle pattinare [4 p.478]. In questo caso si ha un unico transitorio iniziale, la cui durata dipende dall'inerzia al beccheggio della vettura e dalla regolazione degli ammortizzatori, in cui

si verifica il trasferimento di peso verso il posteriore, che porta a una maggiore trazione, e quindi a una più grande accelerazione (perché il controllo di trazione concede al motore di erogare più coppia), finché il corpo della vettura si stabilizza, e l'accelerazione rimane costante fino a quando la coppia motrice non discende al di sotto del valore massimo consentito dalle ruote, e qui l'accelerazione diminuisce. E' necessario verificare che il periodo in cui teoricamente l'accelerazione dipende dalla trazione delle gomme, perché il motore è in esubero di potenza, sia sufficientemente lungo da consentire l'esaurimento del transitorio in cui si verifica il trasferimento di carico al retrotreno. Ciò verrà verificato a posteriori, dopo aver eseguito il programma.

Il ciclo iterativo che compone il programma va a calcolare l'equilibrio che si raggiunge alla fine del transitorio iniziale, ricalcolando ogni volta la forza tangenziale disponibile alle ruote, l'accelerazione raggiunta, e il nuovo trasferimento di carico, da cui dipenderà la forza normale e quindi la forza tangenziale nel ciclo successivo; questo si ripete fino a che il ciclo non arriva a convergenza, in questo caso come variabile di controllo è stata scelta la forza tangenziale, il ciclo si conclude quando l'incremento rispetto ai valori dell'iterazione precedente è di meno di un millesimo; questo avviene in sole 5 iterazioni.

Il programma fornisce come dato di uscita un tempo di accelerazione da 0 a 100 km/h di 4.5 secondi, a cui si possono aggiungere circa 2 decimi di secondo persi per innestare la seconda marcia, e 3 decimi di secondo del transitorio iniziale. Si ottiene così un tempo di 5 secondi, che conferma la validità dei calcoli: l'ing. Covini ci ha dichiarato che la vettura con il solo pilota e il serbatoio quasi vuoto impiega circa 4 secondi, nel nostro caso invece il calcolo è stato effettuato considerando la massa che la vettura avrebbe a pieno carico, con il pieno di carburante e sia il pilota che il passeggero a bordo; il ritardo di tempo è così pienamente giustificato.

Resta da verificare se il motore abbia sufficiente potenza. Il programma ci indica una coppia massima alle ruote di 2975 Nm, oltre la quale si avrebbe il pattinamento; se il motore riesce a fornire un valore alle ruote sempre più alto di quest'ultimo, allora le ipotesi sono soddisfatte e il ciclo si potrà considerare perfettamente attendibile.

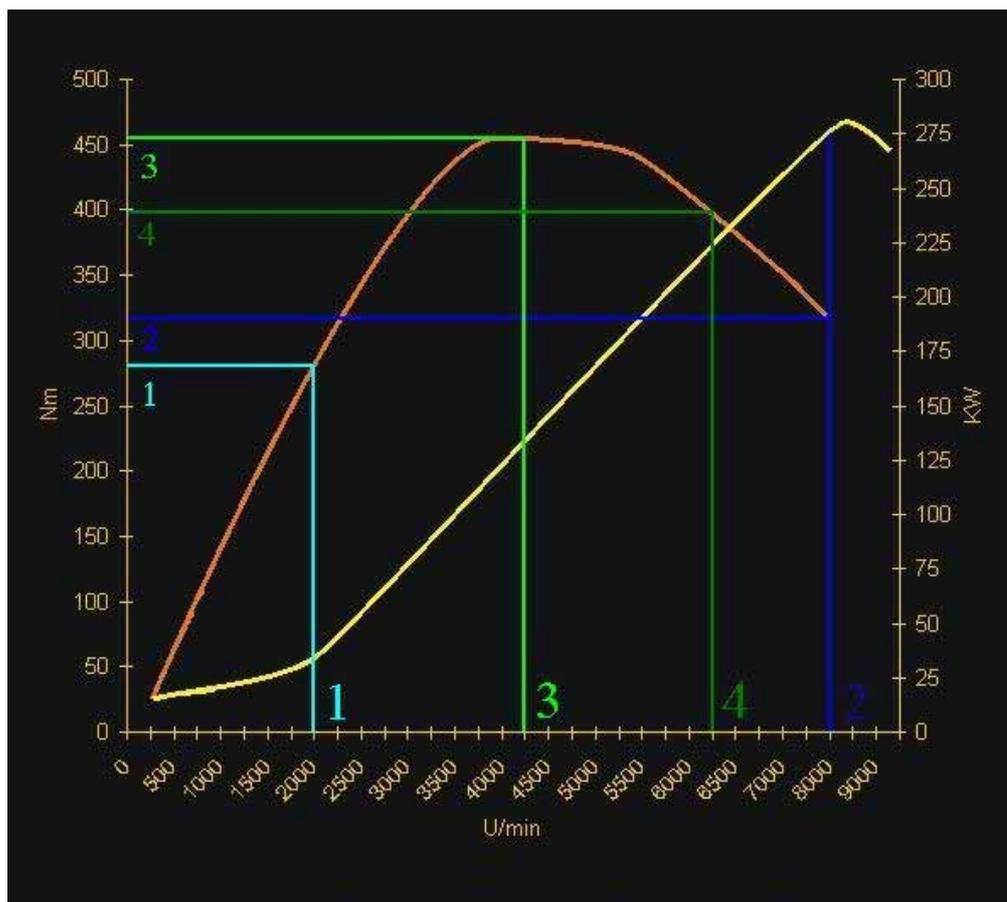


Figura 36 (grafico): curve di coppia e potenza del motore Audi V8 da 4200 cm³ montato sulla vettura.

Ipotizziamo che il pilota in partenza non faccia mai calare il motore sotto i 2000 rpm (1), e inserisca la 2^a marcia a 8000 rpm (2); a questo punto il motore calerà, per via del rapporto di trasmissione più lungo, a 4250 rpm (3), e la vettura continuando ad accelerare raggiungerà i 100 km/h con il motore a 6250 rpm (4). Analizzando il grafico della coppia del motore possiamo ottenere i seguenti valori:

Tabella 6: valori di coppia al motore e alle ruote

velocità	marcia	rpm	coppia al motore	rapporto di trasmissione	Efficienza della trasmissione	coppia alle ruote
km/h	-	rpm	Nm	-	%	Nm
0	1	2000	285	14,35	95	3885
72	1	8000	325	14,35	95	4430
72	2	4250	460	8,05	95	3517
100	2	6250	400	8,05	95	3059

In ogni caso, il valore di coppia è superiore al valore indicato dal ciclo di 2975 Nm di coppia massima trasmissibile dalle ruote senza pattinare, quindi tutte le ipotesi sono verificate e i risultati del programma possono ritenersi attendibili. Si possono quindi considerare i valori di forza tangenziale e forza normale espressi dal programma come le forze massime agenti sul portamozzo in accelerazione.

Indice delle tavole

Tavola 1. Diagrammi di frenata e curva	
Tavola 2. Disegno e fotografie del prototipo	
Tavola 3. Tavola del portamozzo versione corretta	
Tavola 4. Disegno in scala dell'assieme saldato	
Tavola 5. Confronto tra il prototipo e la versione ridisegnata	

Indice delle tabelle

Tabella 1: risultati ciclo iterativo in accelerazione.....	8
Tabella 2: forze agenti sul portamozzo in accelerazione.....	9
Tabella 3: forze agenti sul portamozzo in curva	9
Tabella 4: forze agenti sul portamozzo in frenata	9
Tabella 5: confronto tra il prototipo e il nuovo progetto	23
Tabella 6: valori di coppia al motore e alle ruote	34

Indice delle figure

Figura 1 (foto): la Covini C6W.	4
Figura 2 (modello CAD): i portamozzi montati.	5
Figura 3 (modello CAD modificato): denominazione delle parti del portamozzo.....	6
Figura 4 (foto): portamozzo	10
Figura 5 (blueprint): Lotus 49.	10
Figura 6 (foto): uniball inferiore.	12
Figura 7 (modello CAD): collegamento alla sospensione.....	12
Figura 8 (modello FEM): vincoli e forze nello stato di accelerazione	13
Figura 9 (modello FEM): vincoli e forze nello stato di curva.....	13
Figura 10 (modello FEM): prototipo, stato di stress in accelerazione.	13
Figura 11 (modello FEM): prototipo, stato di deformazione in accelerazione.	14
Figura 12 (modello FEM): prototipo, stato di stress in curva.	14
Figura 13 (modello FEM): prototipo, stato di deformazione in curva.	15
Figura 14 (modello CAD modificato): primo step di progettazione.	16
Figura 15 (modello CAD): primo step di progettazione.	16
Figura 16 (modello CAD): secondo step di progettazione.....	17
Figura 17 (messa in tavola di un modello CAD): sezione di una delle boccole saldate superiori.	17
Figura 18 (modello CAD): terzo step di progettazione.	17
Figura 19 (modello CAD): quarto step di progettazione.....	18
Figura 20 (modello CAD): quarto step di progettazione, stato di stress delle squadrette.	18
Figura 21 (modello CAD): quinto step di progettazione, vista anteriore	19
Figura 22 (modello CAD): quinto step di progettazione, vista posteriore	19

Figura 23 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di stress in accelerazione.....	20
Figura 24 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di deformazione in accelerazione.	20
Figura 25 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di stress in curva.	21
Figura 26 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di deformazione in curva.	21
Figura 27 (modello FEM): quinto step di progettazione, coppia e forza frenante.	22
Figura 28 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di stress in frenata.	22
Figura 29 (modello FEM): quinto step di progettazione, stato di deformazione in frenata.....	23
Figura 30 (screenshot): sviluppo del ciclo di calcolo con Matlab.....	24
Figura 31 (screenshot): modellazione solida con SolidEdge	25
Figura 32 (screenshot): parametrizzazione con Excel e SolidEdge.	26
Figura 33 (screenshot): verifica del peso del pezzo con le saldature con SolidEdge.....	26
Figura 34 (screenshot): analisi degli elementi finiti con Algor.....	27
Figura 35 (grafico): convergenza del ciclo di calcolo.....	32
Figura 36 (grafico): curve di coppia e potenza del motore Audi V8 da 4200 cm ³ montato sulla vettura. ...	34

Bibliografia

- [1] Gianini: La progettazione strutturale con il calcolatore; Athena Audiovisuals, Modena, 2003.
- [2] Davoli, Vergani, Beretta, Guagliano, Baragetti: Costruzione di macchine I; McGraw-Hill, Milano, 2003.
- [3] Facchinelli: L'assetto, Teoria e pratica per la messa a punto, nuova edizione; Motorbooks Tech, Trento.
- [4] Pignone, Vercelli: Motori ad alta potenza specifica, le basi concettuali della tecnica da competizione; Giorgio Nada Editore, Firenze, 2003.
- [5] <http://www.coviniengineering.com> (6/6/2005).
- [6] <http://www.w3.org/TR/REC-html40/> (6/6/2005).