



*Ministero dell'Istruzione  
dell'Università e Ricerca*



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO  
DIPARTIMENTO DELL'ENERGIA

## Corso di Dottorato di Ricerca in Tecnica ed Economia dei Trasporti XXIII ciclo

**Analisi del trasporto combinato strada – rotaia (autostrada viaggiante) sia da un punto di vista economico che tecnico. Analisi e prospettive dei trasporti effettuati con carri ultrabassi in Sicilia. Valutazione tecnico economica di differenti soluzioni tecnologiche del trasporto combinato.**

**Aumento del peso assiale su veicoli con carrelli di tipo convenzionale, valutazione dell'impatto sull'infrastruttura e sulla capacità di trasporto.**

Tesi di Dottorato di  
Dario Macaluso

I Tutor:  
Ch.mo Prof. Ing. Giuseppe Salvo

Ch.mo Prof. Ing. Nicola Bosso

Il Coordinatore del Corso  
Ch.mo Prof. Ing. Luigi La Franca





*Ministero dell'Istruzione  
dell'Università e Ricerca*



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO  
DIPARTIMENTO DELL'ENERGIA

Corso di Dottorato di Ricerca in Tecnica ed  
Economia dei Trasporti  
XXIII ciclo

**Analisi del trasporto combinato strada – rotaia (autostrada viaggiante) sia da un punto di vista economico che tecnico. Analisi e prospettive dei trasporti effettuati con carri ultrabassi in Sicilia. Valutazione tecnico economica di differenti soluzioni tecnologiche del trasporto combinato.**

**Aumento del peso assiale su veicoli con carrelli di tipo convenzionale, valutazione dell'impatto sull'infrastruttura e sulla capacità di trasporto.**

Tesi di Dottorato  
Dott.Ing. Dario Macaluso

I Tutor:  
Ch.mo Prof. Ing. Giuseppe Salvo

Ch.mo Prof.Ing. Nicola Bosso

Il Coordinatore del Corso  
Ch.mo Prof.Ing. Luigi La Franca



## 1 Introduzione

L'economia dei trasporti ha per oggetto le problematiche economiche correlate ai sistemi di trasporto. All'interno del concetto di sistema di trasporto si trova un'ampia gamma di modalità e oggetti del trasporto (veicoli, infrastrutture, organizzazione ecc..)

Tendendo in conto le esperienze maturate nel settore del trasporto delle merci per ferrovia, considerando anche che, da più parti, si segnala come necessario il potenziamento di questo modo di trasporto, si è deciso di incentrare il percorso di ricerca su tale settore.

Tradizionalmente la Tecnica e l'Economia dei Trasporti è una disciplina che ha affrontato il proprio ambito esaltando gli aspetti più propriamente economici e "trasportistici" incentrandosi cioè su studi relativi ai modelli di domanda, offerta e organizzazione dei sistemi di trasporto.

In questo lavoro di tesi di dottorato di ricerca si è operato un approfondimento delle tematiche tecniche, tradizionalmente nei campi di applicazione di altre discipline sviluppando correlazioni con gli aspetti tradizionalmente più propri dell'economia dei trasporti.

L'inarrestabile processo di globalizzazione mondiale implica che i siti produttivi possano distare migliaia di chilometri dai luoghi di consumo delle merci alla ricerca di layout economici convenienti.

Occuparsi di trasporto delle merci è dunque un punto focale dello sviluppo dell'economia mondiale, ma lo è ancora di più se si fa riferimento ai paesi sviluppati con elevato livello di consumo e ai paesi in via di sviluppo che si apprestano ad elevare i livelli dei propri consumi.

La problematica ha una rilevanza economica essenziale, specie nella congiuntura economica negativa attuale, con la costante necessità di contenimento dei costi, sostenibilità ambientale mediante la riduzione dei consumi energetici.

Il trasporto delle merci può essere descritto in termini di insieme dei servizi di trasferimento di una determinata tipologia di merce, in una data quantità, da un'origine ad una destinazione, in un lasso di tempo predefinito; mediante diverse modalità di trasporto (strada, ferrovia, mare, aereo, condotte, vie navigabili, intermodale); con l'impiego di veicoli o unità di carico specializzati per merceologia e per tipologia di servizio (cassa mobile, container, cisterna, furgone, autotreno, ...); attraverso l'uso di infrastrutture di trasporto (strade, ferrovie, ponti, porti, piattaforme logistiche).

E' rilevante notare come l'incidenza dei costi di trasporto sul PIL di una nazione sviluppata, raggiunga tassi del 5-10%.

L'attuale configurazione del mercato dei trasporti assegna alla strada la quota percentuale maggiore delle quantità trasportate. D'altra parte questo modo di trasporto ha certamente le caratteristiche di massima flessibilità ed idoneità al trasporto door to door.

Il trasporto via mare è la seconda modalità di trasporto (in termini di valore). Sta crescendo di pari passo allo sviluppo del traffico containerizzato nei collegamenti intercontinentali. (autostrade del mare). In crescita anche il cabotaggio.

Il modo ferrovia viene utilizzato per trasporti di lunga percorrenza su tratte continentali (abbinato al trasporto combinato strada-rotaia) ovvero per la

movimentazione di merci rinfuse e di materiali molto densi (metallurgia, edilizia ecc.)

Il modo aereo è la modalità di trasporto più costosa. Viene utilizzata per i trasporti celeri ("express couriers") e per manufatti ad alto valore unitario. Vi sono prospettive di crescita sostenute (legate soprattutto all'e-commerce).

Il fattore di successo economico principale è l'intermodalità, ossia la combinazione tra i vari modi di trasporto per ottenere la massima economia delle risorse. Esso consente di utilizzare le caratteristiche ottimali dei diversi mezzi di trasporto (autocarro, nave, ferrovia, aereo) ciascuno per la propria peculiarità d'altro canto l'intermodalità richiede terminali specializzati (porti marittimi e fluviali, interporti, aeroporti, piattaforme logistiche), che consentano di trasferire il carico da un mezzo di trasporto ad un altro in tempi molto brevi, mediante l'impiego di idonee attrezzature.

Il percorso della ricerca è partito dall'ipotesi iniziale di concentrazione dell'attenzione sul modo ferro, analizzando l'andamento generale di questo mercato.

Si è effettuata una analisi, attraverso la ricerca di testi e documenti, anche nella letteratura scientifica, di nuovi e inesplorati segmenti di mercato potenzialmente ad elevato sviluppo negli anni futuri. In questo contesto si è individuato come fortemente innovativo e ad elevato potenziale di sviluppo l'ipotesi di utilizzo delle costruende infrastrutture dedicate all'Alta Velocità Ferroviaria per il trasporto delle merci,

Tale analisi si è basata fondamentalmente su un *case study*, il progetto Eurocarex, e sull'analisi dei risultati ottenuti dal progetto HispeedMix.

I risultati hanno condotto ad affermare che l'uso delle infrastrutture ferroviarie AV per il trasporto merci presenta dei limitati margini di convenienza con la significativa eccezione delle merci di elevatissimo valore rapportato al peso specifico in concomitanza con l'esigenza di tracciabilità e puntualità del processo di trasporto.

Il segmento di mercato più appetibile per il trasporto merci per ferrovia rimane dunque quello tradizionale. Lo sviluppo di tale mercato è strettamente connesso alla introduzione di nuove tecnologie che ne migliorino le performances economiche.

Tra i miglioramenti possibili, grazie ad una proficua collaborazione instaurata con il Politecnico di Torino si è analizzato l'incremento del peso assiale con veicoli tradizionali su linee convenzionali.

Il percorso adesso diviene essenzialmente "tecnico" dovendo entrare nel dettaglio della dinamica di marcia dei veicoli per comprendere l'interazione veicolo infrastruttura di un siffatto veicolo.

I risultati, come mostrato nel prosieguo, sono incoraggianti con l'ambizione di eguagliare il grande successo registrato nel continente americano di trasporti per ferrovia con convogli ad elevato peso assiale in regime di totale liberalizzazione economica del settore.

## 2 Il Mercato Mondiale ed Europeo del Trasporto delle Merci per Ferrovia

La difficile congiuntura economica determinatasi a partire dal 2009 ha interessato in modo significativo anche il mercato del trasporto merci su ferro. In particolare i mercati tradizionalmente più importanti quali gli Stati Uniti, la Russia e il Canada sono stati duramente colpiti dalla crisi, mentre i giganti asiatici quali Cina, India hanno solamente sofferto una riduzione del loro tasso di crescita. Il brusco arresto della crescita si è verificato nel 2009 con una riduzione stimata in circa l'8.4%<sup>1</sup>. I paesi asiatici, centri della produzione mondiale, hanno mantenuto la loro domanda di materie prime in settori chiave cosicché i mercati di Australia, Cina, India e Sud-Africa hanno subito un arresto nel 2009 ma sono cresciuti di oltre l'8% nel 2010. I fattori trainanti della crescita sono stati l'aumento della popolazione specie in Cina ed India, l'aumento costante del prezzo dei combustibili in unione con un primo avvio di politiche ambientali che favoriscono il mercato ferroviario e le politiche pubbliche di costruzione di grandi infrastrutture ferroviarie specie in India, Cina ed Europa dell'Est. di collegamento.

### 2.1 Il mercato americano

Le aziende ferroviarie del Nord America sono state tra le prime ad essere sottoposte ad un processo di liberalizzazione che è iniziato negli USA nel 1980 con lo "Staggers Rail Act". La liberalizzazione ha portato a consistenti migliorie dal punto di vista economico con una crescita del mercato di oltre il 41%, vedi Figura 2.1 (nei 30 anni circa di liberalizzazione).

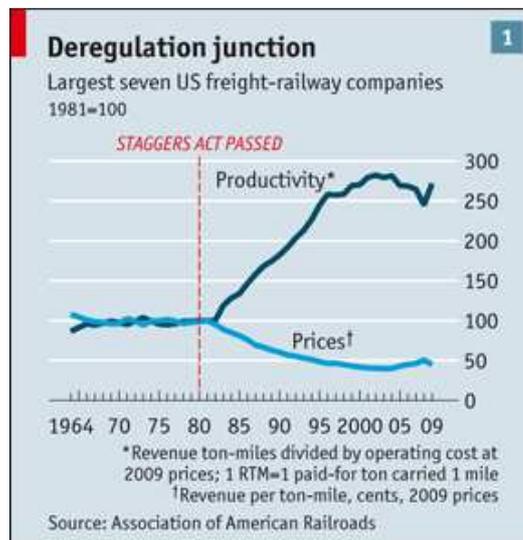


Figura 2.1 - Miglioramento della Produttività del trasporto merci per ferrovia in America.  
Fonte: AAR

Le Aziende Ferroviarie americane specializzate nel trasporto sono distinte in base alla loro destinazione in ferrovie di 1° Classe, Ferrovie Regionali e Locali.

<sup>1</sup> (Schuller, 2011)

Il continente americano si caratterizza per una ricerca continua di aumento di capacità delle linee. Tale aumento è ottenuto prevalentemente cercando di aumentare il peso per asse dei rotabili. Qui si giunge a valori del peso per asse che agevolmente raggiungono le 33 t/asse.

A questo proposito si deve osservare che l'AAR dal mese di Agosto 1988 ha in corso un programma di valutazione dell'effetto dell'introduzione di elevati pesi per asse sulla manutenzione e gestione dell'infrastruttura ferroviaria (HAL – Heavy Axle Load). Per fare ciò è stato realizzato un circuito di prova (FAST), ove è stato fatto circolare un treno con carico assegnato. La strumentazione del tratto di binario ha consentito di indagare sulla modifica dei parametri di manutenzione conseguenti all'incremento di peso per asse.

Numerosi studi correlano aumento del peso per asse, quantità di merce trasportata, costi e qualità della manutenzione al fine di ricercare dei punti ottimi di funzionamento. Nel 1988 si ipotizzò un incremento del peso per asse del 20%.

Si giunge a valori di carico massimo per asse di 33 t/asse con valori di ricambio delle rotaie anche di 2,3-2,6 anni. Si tratta di un intervallo estremamente ridotto, rispetto agli standard di manutenzione in uso sulle reti ferroviarie Europee ove generalmente si prevede di rinnovare i binari ogni circa 20 anni. D'altra parte il valore va confrontato con una soglia di traffico (80 MGT/anno) estremamente intensa che quindi conduce ad un positivo rapporto ricavo/costo.

La velocità di esercizio di questi convogli pesanti non supera i 120 km/h. Tale valore della velocità si correla con le elevate quantità e il basso valore economico dei prodotti trasportati. Nel 2007 le tipologie principali di merce sono state il 38% carbone, 15% traffico intermodale, 10% prodotti agricoli, 10% prodotti chimici e farmaceutici con una tendenza in grande rialzo per il segmento intermodale. Ciò lascia presupporre che il mercato del *freight express* dovrebbe conoscere un interesse sempre crescente nel corso degli anni futuri. Nella Figura 2.2 è riportata l'immagine di un tipico lungo convoglio circolante nel continente americano. La Figura 2.3 riporta l'andamento quantitativo della produzione di trasporto su ferro storica dal 1890 al 2000. Si rileva una crescita costante. Le tipologie merceologiche trasportate sono tradizionalmente merci di basso valore per unità di peso (Figura 2.4), con una netta prevalenza del carbone e dei prodotti dell'industria chimica.



Figura 2.2 - Tipico lungo convoglio ad elevato peso assiale

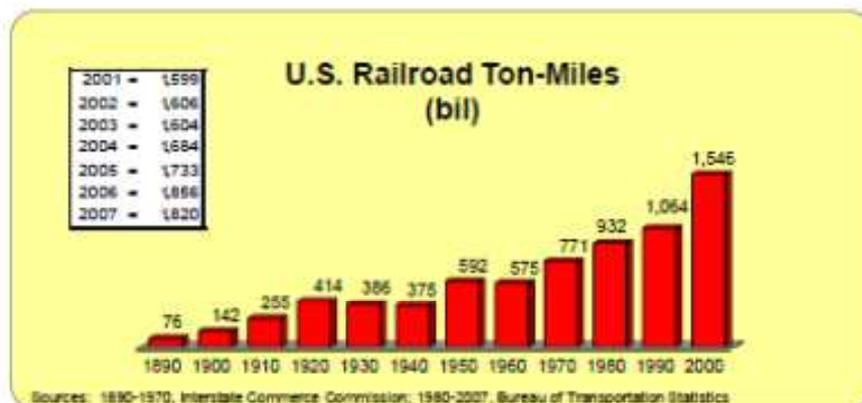


Figura 2.3 - Andamento del trasporto delle merci su ferro in America. Fonte Associations of American Railroads (AAR).

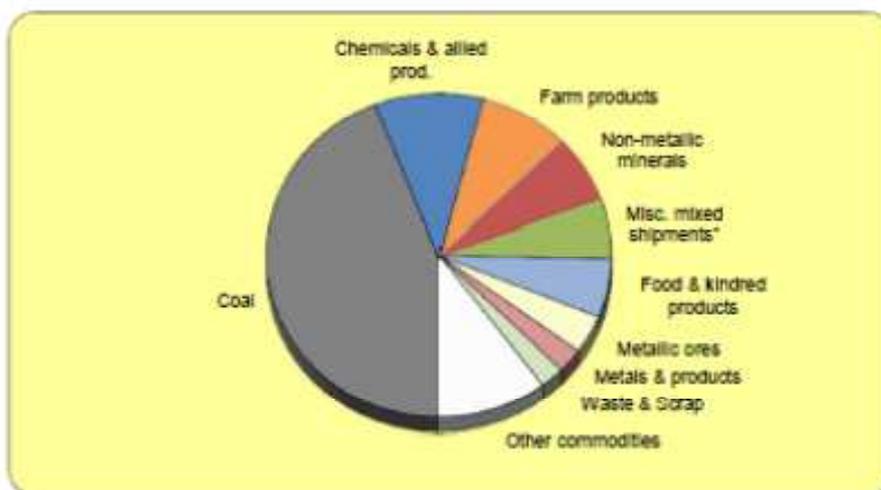


Figura 2.4 - Principali tipologie merceologiche trasportate per ferrovia in America. Fonte:AAR

## 2.2 Le politiche europee nel settore del trasporto merci ferroviario

Il 28 marzo 2011 la Commissione europea ha adottato il nuovo Libro bianco sui trasporti con una strategia dal lungo orizzonte temporale fino al 2051. Si tratta di un documento di ampio respiro che individua la politica europea dei trasporti partendo dalla necessità di consentire uno sviluppo sostenibile, in termini economici e ambientali, del mercato dei trasporti. Sviluppo Sostenibile vuol dire avere obiettivi di crescita che devono tenere ben presente:

- La riduzione della disponibilità di petrolio e un aumento continuo del suo costo;
- La necessità di ridurre le emissioni dei gas serra prodotti dalle attività umane.

Gli obiettivi posti sono ambiziosi ponendosi il target di mantenere il riscaldamento globale al di sotto di 2°C. Complessivamente, entro il 2050 l'Europa deve ridurre le emissioni dell'80-95% rispetto ai livelli del 1990.

Le nuove tecnologie per i veicoli e la gestione del traffico saranno fondamentali per ridurre le emissioni provocate dai trasporti, nell'Unione europea come nel resto del mondo. La competizione per la mobilità sostenibile ha una dimensione mondiale.

La congestione, soprattutto a livello stradale e aereo, rappresenta un problema di notevole portata e compromette l'accessibilità agli agglomerati urbani e nodi intermodali.

Dieci sono gli obiettivi che il libro bianco prescrive debbano essere raggiunti:

- (1) Dimezzare entro il 2030 nei trasporti urbani l'uso delle autovetture "alimentate con carburanti tradizionali" ed eliminarlo del tutto entro il 2050; conseguire nelle principali città un sistema di logistica urbana a zero emissioni di CO<sub>2</sub> entro il 2030
- (2) Nel settore dell'aviazione utilizzare entro il 2050 il 40% di carburanti a basso tenore di carbonio; sempre entro il 2050 ridurre nell'Unione europea del 40% (e se praticabile del 50%) le emissioni di CO<sub>2</sub> provocate dagli oli combustibili utilizzati nel trasporto marittimo. Ottimizzare l'efficacia delle catene logistiche multimodali, incrementando tra l'altro l'uso di modi di trasporto più efficienti sotto il profilo energetico;
- (3) Sulle percorrenze superiori a 300 km il 30% del trasporto di merci su strada dovrebbe essere trasferito verso altri modi, quali la ferrovia o le vie navigabili, entro il 2030. Nel 2050 questa percentuale dovrebbe passare al 50% grazie a corridoi merci efficienti ed ecologici. Per conseguire questo obiettivo dovranno essere messe a punto infrastrutture adeguate;
- (4) Completare entro il 2050 la rete ferroviaria europea ad alta velocità. Triplicare entro il 2030 la rete ferroviaria ad alta velocità esistente e mantenere in tutti gli Stati membri una fitta rete ferroviaria. Entro il 2050 la maggior parte del trasporto di passeggeri sulle medie distanze dovrebbe avvenire per ferrovia;
- (5) Entro il 2030 dovrebbe essere pienamente operativa in tutta l'Unione europea una "rete essenziale" TEN-T multimodale e nel 2050 una rete di qualità e capacità elevate con una serie di servizi di informazione connessi;

- (6) Collegare entro il 2050 tutti i principali aeroporti della rete alla rete ferroviaria, di preferenza quella ad alta velocità; garantire che tutti i principali porti marittimi siano sufficientemente collegati al sistema di trasporto merci per ferrovia e, laddove possibile, alle vie navigabili interne;
- (7) Rendere operativa in Europa entro il 2020 l'infrastruttura modernizzata per la gestione del traffico aereo (SESAR12) e portate a termine lo spazio aereo comune europeo. Applicare sistemi equivalenti di gestione del traffico via terra e marittimo (ERTMS13, ITS14, SSN e LRIT15, RIS16) nonché il sistema globale di navigazione satellitare europeo (Galileo);
- (8) Definire entro 2020 un quadro per un sistema europeo di informazione, gestione e pagamento nel settore dei trasporti multimodali;
- (9) Avvicinarsi entro il 2050 all'obiettivo "zero vittime" nel trasporto su strada. Conformemente a tale obiettivo il numero di vittime dovrebbe essere dimezzato entro il 2020 e l'Unione europea dovrebbe imporsi come leader mondiale per quanto riguarda la sicurezza in tutti i modi di trasporto.
- (10) Procedere verso la piena applicazione dei principi "chi utilizza paga" e "chi inquina paga", facendo in modo che il settore privato si impegni per eliminare le distorsioni – tra cui i sussidi dannosi – generare entrate e garantire i finanziamenti per investimenti futuri nel settore dei trasporti;

L'analisi degli obiettivi posti pone in luce l'importanza di sviluppare in modo adeguato il trasporto ferroviario dando ampia rilevanza a tutti quegli aspetti di innovazione che ne possano migliorare l'efficienza.

La liberalizzazione del trasporto ferroviario per molti anni non è stata al centro dell'interesse del regolatore europeo. Il processo di apertura del mercato in questo settore è stato effettuato tramite iniziative di singoli Stati, tra i quali la Svezia e la Gran Bretagna.

Negli ultimi 25 anni l'uso condiviso merci/passeggeri del modo ferroviario è andato progressivamente riducendosi principalmente per l'aumento della competitività del modo stradale anche sulle lunghe distanze per via delle migliorie sulle infrastrutture e sui veicoli, nonché la agevole interoperabilità.

Nel campo ferroviario tali risultati non sono stati raggiunti. Negli anni che vanno dal 1970 al 2000 circa vi sono stati significativi investimenti in strade, il costo del trasporto stradale è sceso di circa il 25% mentre sul fronte ferroviario non si è registrato alcun incremento della qualità del servizio. Gli operatori stradali possono fare affidamento su una gestione flessibile e tecniche di trasporto tracciabili.

L'unico mercato che, nello stesso periodo, ha mostrato segni di significativa vitalità è quello nord americano dove l'introduzione degli elevati pesi assiali in unione con una politica di decisa liberalizzazione ha rilanciato il settore giungendo a risultati economici più che significativi.

Tabella 2.1 - Ripartizione modale dei trasporti (%) negli anni 2000 e 2009. Fonte: Eurostat

	2000			2009		
	Strade	Ferrovie	vie interne navigabili	Strade	Ferrovie	vie interne navigabili
<b>Totale EU 27</b>	73,7	19,7	6,6	77,5	16,5	5,9
<b>Belgio</b>	77,4	11,6	10,9	72,9	15,1	14,3
<b>Bulgaria</b>	52,3	45,2	2,6	67,4	11,9	20,7
<b>Repubblica Ceca</b>	68,0	31,9	0,2	77,8	22,1	0,1
<b>Danimarca</b>	92,1	7,9	-	90,8	9,2	-
<b>Germania</b>	65,3	19,2	15,5	67,0	20,9	12,1
<b>Estonia</b>	37,3	62,7	0,0	47,3	52,7	0,0
<b>Irlanda</b>	96,2	3,8	-	99,4	0,6	-
<b>Grecia</b>	:	:	-	97,8	2,2	-
<b>Spagna</b>	92,8	7,2	-	96,6	3,4	-
<b>Francia</b>	76,0	20,6	3,4	81,0	15,9	4,1
<b>Italia</b>	89,0	11,0	0,1	91,0	9,0	0,0
<b>Cipro</b>	100,0	-	-	100,0	-	-
<b>Latvia</b>	26,5	73,5	0,0	30,2	69,8	0,0
<b>Lituania</b>	46,6	53,4	0,0	59,9	40,1	0,0
<b>Lussemburgo</b>	87,8	7,9	4,4	94,6	2,3	3,1
<b>Ungheria</b>	68,1	28,8	3,1	78,8	20,6	4,1
<b>Malta</b>	100,0	-	-	100,0	-	-
<b>Paesi Bassi</b>	63,4	3,7	32,9	63,4	4,9	34,7
<b>Austria</b>	64,8	30,6	4,5	59,5	36,4	4,1
<b>Polonia</b>	56,9	42,2	0,9	80,5	19,4	0,1
<b>Portogallo</b>	92,5	7,5	-	94,3	5,7	-
<b>Romania</b>	42,9	49,1	7,9	60,0	19,4	20,6
<b>Slovenia</b>	71,9	28,1	-	84,0	16,0	-
<b>Slovacchia</b>	53,0	41,7	5,3	77,9	19,6	2,5
<b>Finlandia</b>	75,8	24,0	0,3	73,3	24,1	0,2
<b>Svezia</b>	63,9	36,1	-	62,5	37,5	-
<b>Regno Unito</b>	90,0	9,8	0,1	86,7	13,2	0,1
<b>Iceland</b>	100,0	-	-	100,0	-	-
<b>Norvegia</b>	83,5	16,5	-	83,4	16,6	-
<b>Croazia</b>	:	:	:	73,7	20,6	5,7
<b>Repubblica di Macedonia</b>	86,9	13,1	-	84,3	15,7	-
<b>Turchia</b>	94,3	5,7	-	94,9	5,1	-

L'Unione Europea ha iniziato ad interessarsi del trasporto ferroviario in maniera concreta solo ad inizio di questo decennio; risalgono infatti al 2001 le direttive che hanno l'obiettivo di creare uno spazio ferroviario europeo integrato.

Il settore ha conosciuto una lunga crisi sia per il trasporto merci che quello passeggeri negli ultimi trenta anni. La liberalizzazione sembra essere l'unica soluzione a questa perdita d'importanza: in quei paesi dove si è andati in direzione di un mercato concorrenziale, il settore è riuscito a riconquistare una parte dei clienti perduti (vedi Tabella 2.1). La Tabella mostra come il modo ferro abbia perso sistematicamente terreno rispetto al modo stradale. Il fattore che ha maggiormente ostacolato la crescita è stato individuato nella struttura rigida e statalista degli operatori ferroviari e la liberalizzazione il principale strumento di rilancio.

Nonostante i passi avanti compiuti, il trasporto ferroviario non conosce una piena liberalizzazione. Bisogna tuttavia distinguere due macrosettori: il trasporto merci che è completamente liberalizzato dal 1° Gennaio 2007 e il trasporto passeggeri, che conosce un diverso grado di liberalizzazione nei diversi paesi dell'Unione Europea. Dal 1/01/2011 anche il trasporto passeggeri doveva essere completamente liberalizzato.

Il primo pacchetto ferroviario composto dalle direttive 2001/12, 2001/13 e 2001/14 è uno dei primi interventi normativi del legislatore, il quale si pone l'obiettivo di creare un mercato unico nel trasporto su rotaia. Diversi paesi hanno ritardato l'applicazione di queste direttive causando l'apertura di procedure di infrazione presso la Corte di Giustizia.

Il secondo pacchetto ferroviario, presentato l'anno successivo, rafforza il processo di liberalizzazione del mercato, soprattutto nel trasporto merci. Viene istituita inoltre un'Agenzia Ferroviaria Europea che ha il compito di fornire supporto tecnico ai lavori sull'interoperabilità e alla sicurezza.

Questo insieme di norme è stato adottato a partire dal 2004; gli effetti concreti si sono visti a partire dal 1° Gennaio 2007, quando il trasporto ferroviario merci, sia nazionale che internazionale è stato completamente liberalizzato. Rimangono tuttavia delle barriere all'entrata di player stranieri nei diversi paesi europei, quali ad esempio le normative tecniche di utilizzo delle locomotive appartenenti ad una compagnia straniera.

Il terzo pacchetto ferroviario è sicuramente quello più ambizioso. Il progetto si propone di creare un mercato europeo integrato anche per il trasporto passeggeri internazionali e una accessibilità maggiore all'infrastruttura. Oggi, ogni Stato ha delle procedure differenti per l'omologazione delle locomotive e dei vagoni; le norme esaminate dal Parlamento Europeo prescrivono una cross-acceptance, cioè un mutuo riconoscimento che semplifica notevolmente le procedure. Il mercato europeo può essere considerato dunque a diverse velocità su due piani differenti. Il primo riguarda la maggiore liberalizzazione del trasporto merci rispetto al trasporto passeggeri, il secondo è quello riguardante lo stato di liberalizzazione nei diversi paesi.

Nell'Unione Europea si individuano due paesi che hanno compiuto dei passi importanti verso la completa liberalizzazione del settore: Svezia e Gran Bretagna.

La Svezia ha cominciato il suo processo di apertura del mercato nel 1988, anno in cui avvenne la separazione tra la rete e gli operatori. Nel 1996 il trasporto ferroviario merci diventa liberalizzato e ad oggi l'accesso al mercato è libero sia per quanto riguarda i passeggeri che le merci.

L'autorità indipendente Bankverket è la sola responsabile dell'infrastruttura ferroviaria e del settore ferroviario nella sua globalità. Essa ha vasti poteri, tra i quali l'allocatione della capacità, la fatturazione dei costi di utilizzo dell'infrastruttura e la manutenzione e lo sviluppo della rete ferroviaria.

La proprietà e la gestione della rete è completamente indipendente dalle Imprese Ferroviarie. Per operare sul mercato è necessaria una licenza, ma non sono presenti ostacoli burocratici per ottenerla dalla *Swedish Rail Agency*. Il processo di liberalizzazione svedese può considerarsi un successo e lo sviluppo del mercato del trasporto ferroviario degli ultimi anni ne è la riprova.

L'Unione Europea riconosce anche il buon grado di liberalizzazione del trasporto ferroviario britannico. La separazione tra la rete e gli operatori è stata

effettuata già nel 1993. La regolazione del settore è in capo all'*Office of Rail Regulation* che regola l'accesso all'infrastruttura per i diversi operatori, l'ottenimento delle licenze e l'allocazione della capacità. A differenza della situazione svedese, il gestore dell'infrastruttura è separato dal regolatore e privatizzato. Il *Network Rail* opera infatti come un'impresa commerciale. In seguito alla privatizzazione del 1995-1996, si è avuto dapprima un calo degli investimenti. Solo in seguito al grave incidente avvenuto nel 2000, le spese per gli investimenti sono tornate ad aumentare. Gli operatori attivi sul mercato sono più di 30 e questo è indice di una buona concorrenza sul mercato; inoltre sono ben suddivisi tra operatori ferroviari merci e passeggeri.

### **2.3 Il Mercato Europeo del trasporto merci su ferro**

Il mercato europeo ha conosciuto un lungo periodo di stagnazione nel corso degli ultimi trenta anni. A partire da fine degli anni '70, il trasporto ferroviario ha cominciato a perdere quote di mercato rispetto a mezzi alternativi come l'automobile o il trasporto aereo sia nel settore merci che in quello passeggeri.

Solo a partire da metà degli anni '90, quando alcuni governi europei hanno cominciato il processo di liberalizzazione, tale trend si è arrestato.

I paesi europei hanno adottato diverse strategie. Ad esempio, la Francia, leader del trasporto ferroviario, grazie ad ingenti investimenti del settore, ha concentrato i suoi sforzi sul trasporto passeggeri a discapito di quello merci. Ancora oggi i francesi sono leader del mercato, ma sovvenzionano il trasporto ferroviario con 10 miliardi di euro di sussidi l'anno.

Altri paesi, come la Gran Bretagna o la Svezia hanno scommesso sull'incremento dell'importanza del settore tramite la liberalizzazione.

Il trasporto ferroviario ha una sua componente importante nel settore merci. Nel 2005 sono stati trasportati nell'Unione Europea più di 390 miliardi di tonnellate chilometri (TKM). Il primo paese per importanza è la Germania, con più di 100 miliardi TKM. (Tabella 2.2, Figura 2.5).

Si evidenzia una tendenza generale di riduzione delle quantità trasportata generale. Questo calo è certamente da attribuire alla difficile congiuntura economica che sta attraversando l'Europa a partire dalla fine dell'anno 2009.

Il modo ferrovia (Figura 2.6) invece si mantiene stabile o cresce. Tali effetti positivi sono da correlare con l'attuazione delle politiche di liberalizzazione che hanno prodotto quasi ovunque un ravvivarsi del mercato del trasporto su ferro.

Gli anni migliori si posizionano a cavallo del 2007. L'effetto della crisi economica pesa anche in questo caso, infatti nonostante una tendenza al rialzo in termini di valori assoluti si registra una diminuzione coerentemente con l'andamento generale del mercato dei trasporti e dell'economia tutta.

Il modo ferro, se adeguatamente incentivato ed efficientato, si presta dunque a fornire dei margini interessanti di sviluppo grazie alle nuove opportunità sorte con la rivoluzione infrastrutturale connessa alla costruzione delle reti AV/AC.

	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
EU 27					448302	439067	360655	
Repubblica Ceca	15862	15092	14866	15779	16304	15437	12791	13770
Danimarca	1985	2321	1976	1892	1779	1866	1700	2239
Germania	78463	86409	95420	107007	114615	115652	95834	107317
Estonia	9670	10488	10639	10418	8430	5943	5947	6638
Irlanda		399	303	205	129	103	79	92
Grecia	456	592	613	662	835	786	545	435
Spagna	11743	12436	11585	11541	11114	10475	7567	8119
Francia	46835	45121	40701	41190	42623	40548	32130	29965
Italia	20299	22183	22761	24151	25285	23831	17791	18616
Latvia	17955	18618	19779	16831	18313	19581	18725	17179
Lituania	11457	11637	12457	12896	14373	14748	11888	13431
Ungheria	7614	8749	9090	10167	10048	9874	7673	8809
Paesi Bassi	4705	5831	5865	6289	7216	6984	5578	6385
Austria	16866	18757	18957	20980	21371	21915	17767	19833
Polonia	47407	52332	49972	53622	54253	52043	43445	48705
Portogallo	2073	2282	2422	2430	2586	2549	2174	4626
Romania		17022	16582	15791	15757	15236	11088	12375
Slovenia	3018	3149	3245	3373	3603	3520	2817	3421
Slovacchia	10113	9702	9463	9988	9647	9299	6964	8105
Finlandia	10047	10105	9706	11060	10434	10777	8872	9750
Svezia	20170	20856	21675	22271	23250	22924	20389	23464
Regno Unito	18734	22552	21427	21919	21265	21077	19171	18576
Liechtenstein		21	17	18	18	17	10	11
Norvegia	2627	2845	3182	3351	3502	3621	3506	3496
Croazia		2493	2835	3305	3574	3312	2641	2618
Turchia	8612	9332	9077	9544	9755	10552	10163	11300

Tabella 2.2 - Andamento del trasporto merci per ferrovia nei paesi della UE a 27 (Valori in milioni di ton/km). Fonte EUROSTAT 2011

### 2.3.1 Le imprese ferroviarie europee.

Le imprese ferroviarie in Europa sono avviate verso un processo di privatizzazione e destinate ad operare in futuro concorrendo fra di loro nel mercato comune europeo. La velocità di realizzazione di questo processo è notevolmente variabile da paese a paese ed è strettamente correlata alla dimensione dell'impresa ferroviaria nazionale di partenza.

Questa situazione di partenza, sebbene non ottimale, è comunque il punto di partenza affinché anche il trasporto merci per ferrovia si adegui ai rapidi cambiamenti in corso in Europa. Si ricordi inoltre che il mercato del trasporto merci su ferro è in continuo calo in termini di tkm avendo subito un decremento di circa il 14% in media.

I beni trasportati per ferrovia sono tradizionalmente di elevata massa, prodotti dell'industria tradizionale, con un contributo inferiore negli altri segmenti di mercato. In altre parole i trasportatori stradali si accaparrano le quote maggiori del trasporto delle merci potendo offrire un elevato livello della qualità del servizio, servizi di elevata frequenza, puntualità e affidabilità.

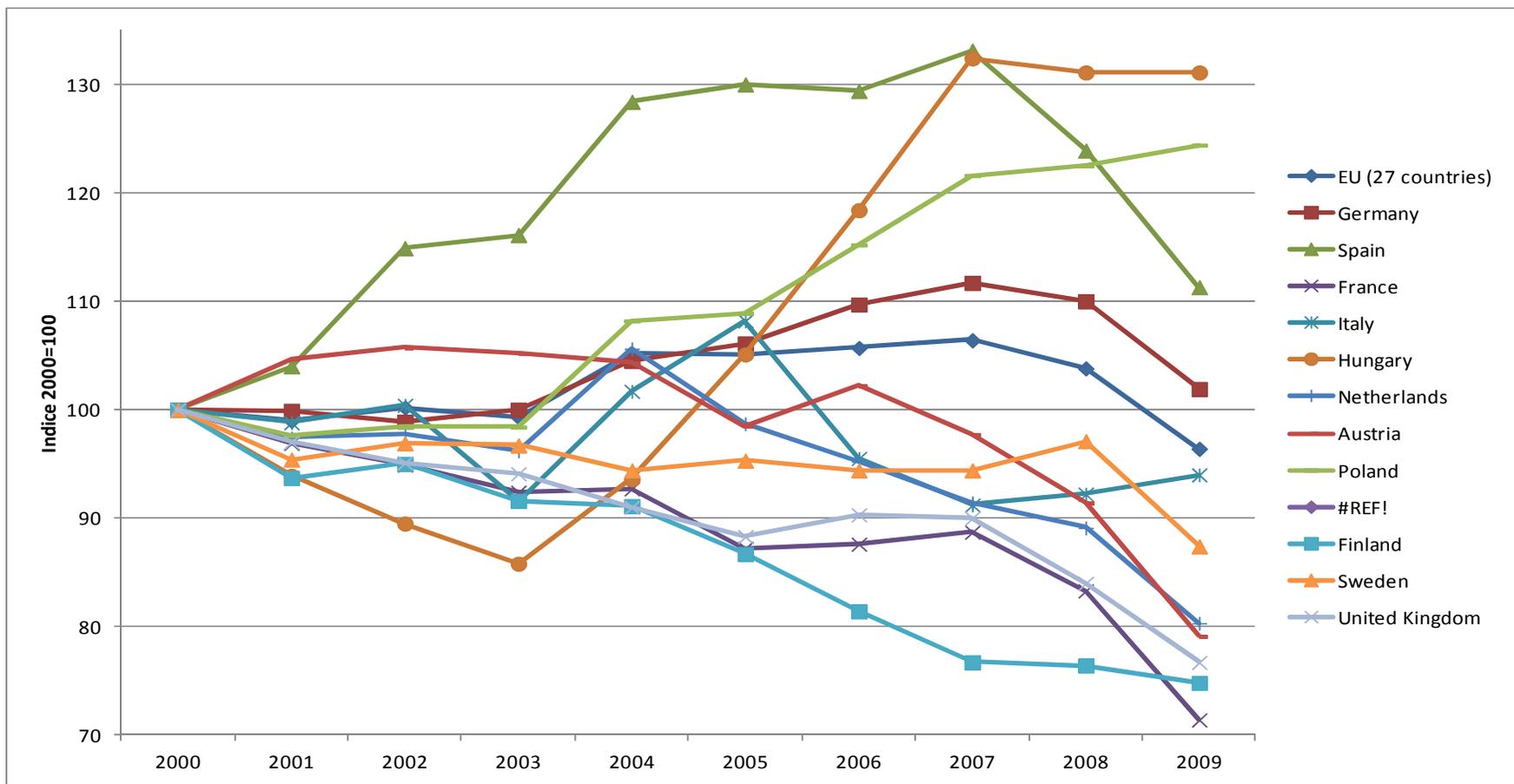


Figura 2.5 – Andamento generale del trasporto delle merci nei principali paesi Europei riferito all'anno 2000. Fonte: EUROSTAT

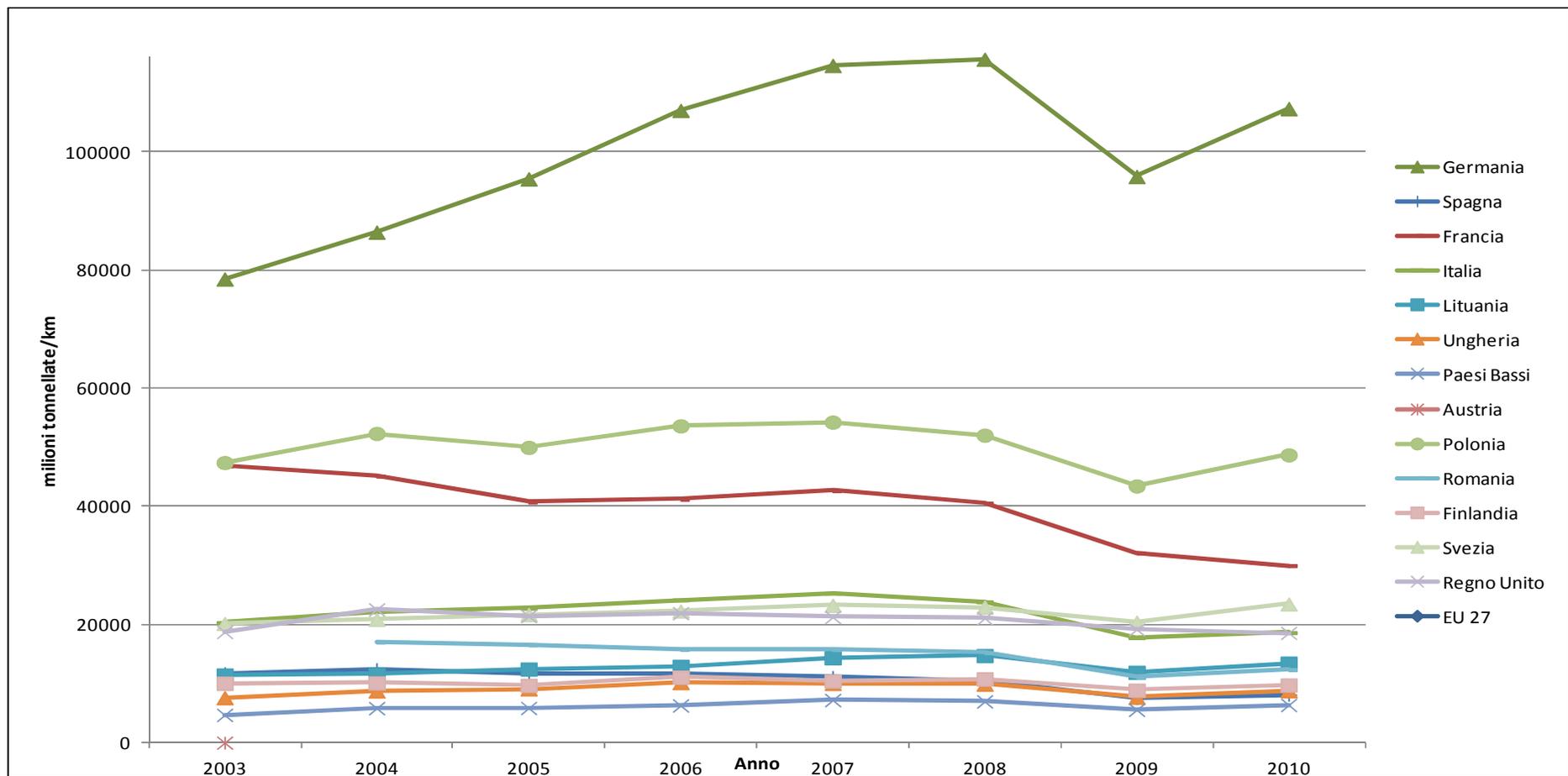


Figura 2.6 - Andamento del Trasporto merci per ferrovia nel periodo 2003-2010. Fonte: EUROSTAT 2011

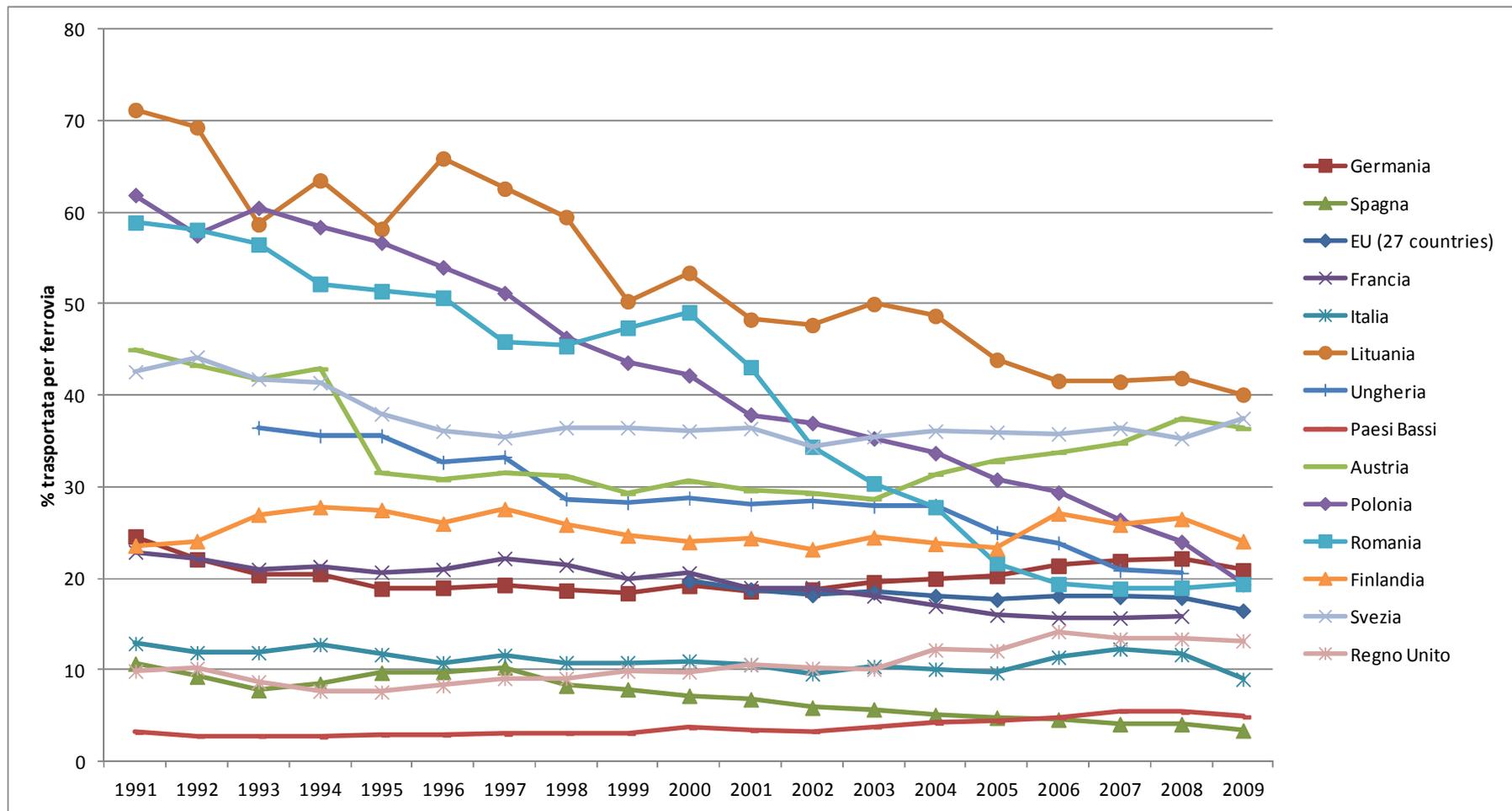


Figura 2.7 – Quota percentuale del trasporto merci per ferrovia. Fonte: EUROSTAT 2011

Certamente la presenza di elevate quote del trasporto delle merci con il vettore stradale rende intollerabile la congestione del traffico nelle aree metropolitane e sulle grandi direttrici stradali, mentre il trasporto su ferro appare fortemente limitato da ostacoli tecnici di interoperabilità nel rispondere alle esigenze del trasporto transazionale sulle lunghe percorrenze.

Per avere un servizio di trasporto merce efficace si individuano i seguenti punti essenziali:

- Sicurezza, affidabilità e puntualità includendo servizi informativi con la possibilità di scegliere alternative in caso di ritardo prevedendo:
  - o Sistemi di monitoraggio e gestione per tutti i sottosistemi come requisito di base per una continua ottimizzazione di un servizio affidabile;
  - o elevati criteri di qualità sia nel rispondere alle richieste del mercato, alla programmazione e gestione dei servizi;
- Velocità misurata con il tempo intercorrente tra la produzione e la vendita per realizzare guadagni da ottenere mediante:
  - o Progettare e programmare tutti i collegamenti in una catena logistica integrata per ridurre i tempi di trasporto e trasbordo;
  - o Offrire un servizio di elevata frequenza per ridurre i tempi di attesa per le merci spedite in attesa di consegna;
  - o Aumentare la velocità delle linee ferroviarie tutte in modo da conseguire una velocità media superiore anche per i treni merci
  - o Mettere in campo semplificazioni burocratiche e amministrative come parte essenziale del processo di “Time to Market”;
- Il prezzo del servizio nel suo complesso con le seguenti caratteristiche:
  - o Integrare servizi ad elevato valore aggiunto oltre il semplice trasporto;
  - o Usare strumenti di marketing avanzato nella gestione operativa in campo;
  - o Il servizio completo deve includere la gestione dell'intera catena logistica da rampa a rampa con le seguenti caratteristiche:
    - o Integrazione dei vari partners della catena di trasporto;
    - o Offrire servizi di logistica e servizi di gestione dell'intero processo di spedizione dallo speditore al destinatario della merce.

I fattori di successo sopra elencati sono tipici del business del trasporto su gomma o aereo e non del trasporto ferroviario. Tuttavia le compagnie ferroviarie possono inserirsi in un nuovo mercato acquisendo i fattori di successo come propri sfruttando le nuove potenzialità offerte dalle linee ferroviarie ad alta velocità.

### ***2.3.2 Le infrastrutture europee***

La rete Transeuropea ad alta velocità è costituita da 35000 km di linee specializzate di cui 20.000 km sono di nuova costruzione. L'ingente impegno economico richiesto dalla realizzazione delle nuove linee pensate per un traffico specializzato di passeggeri ha inevitabilmente sottratto risorse al trasporto regionale e al trasporto delle merci.

Questo è il motivo per cui lo sviluppo del trasporto merci ad alta velocità deve essere connesso con lo sviluppo parallelo del traffico passeggeri, del quale occorre sfruttare le costose infrastrutture.

La velocità commerciale disponibile varia da 200 a 350 km/h. Il sistema infrastrutturale AV ha una riserva di capacità di trasporto notevole che può essere sfruttata per il trasporto delle merci.

Il tempo che intercorre dall'ideazione di un prodotto alla sua effettiva commercializzazione (Time to Market) e l'approccio "Just in time" sono criteri che nell'industria di trasporto non possono essere ignorati.

Il sistema di trasporto europeo si è sviluppato in funzione delle necessità di ben organizzati processi di produzione, distribuzione e consumo.

L'ingresso di internet come strumento commerciale spinge ulteriormente sulla necessità di avere tempi stretti intercorrenti tra ordine, spedizione e consegna.

Compagnie aeree e trasportatori stradali si alleano per rispondere a questi nuovi bisogni del mercato, ma fino ad oggi sono rimaste escluse le aziende ferroviarie.

### ***2.3.3 Infrastrutture, Sistemi di controllo della marcia dei treni***

Ancora oggi sono in uso diversi sistemi di controllo della marcia dei treni basati su sistemi di blocco con tutti gli svantaggi che ne conseguono in termini di capacità e flessibilità del servizio.

I sistemi esistenti permettono sulle linee ad alta velocità un tempo minimo tra la testa di due treni oscillante tra i 3 e i 5 minuti. Si tratta di intervalli di tempo sufficienti per consentire l'introduzione di un traffico merci ad alta velocità su ciascuna linea nazionale. In traffico internazionale occorre superare i sensibili problemi di interoperabilità che si ridurranno con la massiccia introduzione del sistema ETCS/ERTMS sulle linee ferroviarie europee.

I problemi da superare sono essenzialmente due:

- Interoperabilità da un punto di vista tecnico;
- Interoperabilità da un punto di vista dell'esercizio.

In Svezia il trasporto ferroviario merci è molto importante; raggiunge livelli pari alla Italia e alla Gran Bretagna. Quest'ultima, pur partendo da valori molto bassi, grazie alla liberalizzazione ha sviluppato questa forma di trasporto. Da un valore pari al 30 per cento di quello francese nel 1995, è passato a quasi il 55 per cento delle TKM della Francia nel 2005.

L'Italia ha conosciuto una stagnazione a causa della mancata concorrenza nel settore, comportandosi non molto diversamente rispetto alla maggioranza dei paesi europei. Tra il 2004 e il 2009 il trasporto delle merci per ferrovia ha subito un netto calo valutabile in circa il 20% (Fonte: ISTAT).

Possiamo concludere che la liberalizzazione del trasporto ferroviario in Gran Bretagna e in Svezia ha avuto i suoi maggiori effetti sul mercato ed in Italia la stagnazione si è arrestata nel 2002 quando gli effetti della liberalizzazione hanno incominciato a farsi sentire.

## **2.4 Il Mercato Ferroviario Italiano.**

L'Italia ha cominciato con ritardo il processo di liberalizzazione del trasporto ferroviario. La direttiva 91/440, riguardante lo sviluppo del trasporto ferroviario nella Comunità Europea, è stata implementata nella normativa italiana con un ritardo notevole (1998). Le tre direttive del primo pacchetto ferroviario, invece, sono state approvate nei tempi stabiliti dall'Unione Europea nel 2003.

La separazione tra rete (Rete Ferroviaria Italiana) e l'operatore principale (Trenitalia) è avvenuto tramite il decreto ministeriale 138 del 2000. Questa separazione è stata soggetta a critiche, in quanto il proprietario delle due entità è lo stesso, FS Holding. Il Ministero dell'Economia è l'unico azionista di questa compagnia.

Le autorità di regolazione sono principalmente tre: Il Comitato Interministeriale per la Programmazione Economica (CIPE) che ha il compito di valutare e determinare le tariffe, l'Autorità Garante della Concorrenza e del Mercato e l'Ufficio per la Regolazione dei Servizi Ferroviari, che ha il compito di monitorare la concorrenza.

Il gestore dell'infrastruttura, Rete Ferroviaria Italiana deve allocare la capacità, produrre gli orari e mantenere la rete ferroviaria. Sul territorio nazionale è presente anche un secondo gestore, Ferrovie Nord Milano, che gestisce una piccola parte della rete ferroviaria. Si registrano anche un certo numero di ferrovie a carattere regionale il cui assetto è, per il momento escluso dal processo di liberalizzazione. Si tratta di aziende costituite da un corpo unico che, data la limitata dimensione, gestiscono sia la rete che il materiale rotabile esercito. RFI ha una concessione con lo Stato di durata pari a 60 anni e un contratto di servizio rinnovabile ogni 5 anni. Lo Stato contribuisce a RFI all'incirca 2 miliardi di Euro l'anno per i costi operativi e d'investimento.

L'Italia, dal punto di vista normativo, si situa in una situazione più avanzata nel processo di liberalizzazione, rispetto a quella media europea. Con il decreto n.162 del 10 Agosto 2007 è stata istituita l'Agenzia Nazionale per la Sicurezza delle Ferrovie che ha il compito di rilasciare i Certificati di Sicurezza alle IF e omologare il nuovo materiale rotabile. L'Agenzia nel futuro rilascerà anche una Autorizzazione di Sicurezza ai Gestori dell'Infrastruttura, con competenza, quindi, anche sulle ferrovie in concessione cui sopra si accennava.

L'Italia è uno di quei paesi europei che è considerato dalla Commissione Europea in linea con il percorso dettato dalle direttive di settore. Nonostante ciò si devono registrare valori negativi del mercato del trasporto su ferro (Tabella 2.3)

## **2.5 Il mercato della logistica.**

Il mercato del trasporto espresso è cresciuto a ritmi del 20% annuo negli anni 80, del 10% annuo negli anni novanta per continuare a crescere in modo ininterrotto fino ai nostri giorni, anche se con ritmi inferiori. Caratteristiche di questo servizio sono: velocità, puntualità, affidabilità e sicurezza.

Tipicamente si distinguono tre tipologie di peso:

- documenti, piccoli colli per un peso compreso tra i 5 kg e i 250 kg;
- invii di peso medio "elevato" costituiti da prodotti acquistati per corrispondenza, pezzi meccanici con un peso medio per collo di 30 kg
- invii "pesanti" con un peso da 50 kg sino a due tonnellate (es: veicoli)

La distinzione è dettata dal fatto che ciascuna classe di peso impiega mezzi logistici differenti, sia come accettazione che spedizione.

In linea generale un collo trasportato più è leggero maggiormente esso risulterà massificato e atto a percorrere distanze brevi in tempi rapidi, utilizzando ad esempio per determinate tratte, anche il vettore aereo, viceversa più il collo è

pesante e maggiormente si tenderà a ridurre il più possibile il tratto aereo e ad allungare conseguentemente il tempo di percorrenza.

I principali mercati del trasporto merci espresso sono l'Europa e l'America, in particolare il Nord America. A tale proposito va detto che numerose imprese nordamericane (FedEx, DHL, UPS ecc, i cosiddetti "integratori" – aziende specializzate nell'utilizzare in modo integrato più modi di trasporto in una catena logistica atta a garantire tempi e tracciabilità delle spedizioni in sicurezza) in conseguenza della liberalizzazione precoce dei loro mercati nativi, iniziata già negli anni ottanta, hanno avviato una politica di espansione in Europa mettendo in atto un notevole sforzo organizzativo ed economico. Il tutto è stato certamente favorito dalla liberalizzazione del trasporto aereo anche in Europa.

Nel processo di penetrazioni dei nuovi mercati, essi non hanno trascurato il continente asiatico. I principali ostacoli alla loro diffusione sono stati i servizi postali nazionali, a seconda del loro grado di efficienza ed economicità.

L'offerta commerciale più appetibile è quella che prevede la spedizione in serata e la consegna del collo entro il giorno successivo con un ciclo del tempo pari a 21h o 23h a seconda se il mezzo utilizzato è aereo o stradale. E' chiaro che una tale organizzazione delle spedizioni pone la necessità di effettuare il percorso principale durante la notte, partendo da hub di raccolta dei colli che concentrano un eventuale servizio diffuso nel territorio. Il servizio è accompagnato dalla fornitura di notevoli dettagli sullo stato della spedizione e da una elevata protezione contro furti e contraffazioni.

E' chiaro che la tipologia di merce che viene trasportata è in generale di elevato valore rispetto al peso il che giustifica anche il ricorso a tempi di trasporto contenuti.

Le aziende americane hanno costruito in Europa un sistema di hub – Eurohub-basati tipicamente in prossimità dei principali aeroporti. Qui viene creato un sistema estremamente efficiente in grado di gestire tutti i transiti dei colli. Gli Hub sono collegati tra di loro utilizzando vari modi di trasporto (in relazione alla tipologia del collo) es: aereo, camion ove i colli raccolti dal servizio diffuso vengono tipicamente caricati entro le ore 02.00 per poi essere inviati con il collegamento internazionale all'Hub di destinazione.

Il tipo di trasporto su ferro integrabile nella catena del trasporto merci espresso non può che essere il trasporto merci che sfrutti la rete Alta Velocità/Alta Capacità.

Nei tratti serviti da rete ferroviaria AV è perfettamente coerente immaginare di sostituire il percorso in camion o aereo con un invio specializzato sulla rete ferroviaria dedicata all'AV.

Da un punto di vista dell'organizzazione del servizio si può immaginare che le reti AV, durante la notte siano poco utilizzate per il trasporto passeggeri e quindi siano ampiamente sfruttabili per il trasporto merci espresso.

Trattandosi di merci di alto valore specifico si pensa di utilizzare unità di carico intermodali, di dimensioni tipiche del trasporto aereo, il contenitore e il pallet da 10 piedi 3,17 m x 2,44 – di dimensioni di base e una altezza di 2,6 m.

Il materiale rotabile è specializzato e costituito da adattamenti dei treni già in uso per l'AV passeggeri.

**Tabella 2.3 - Merci trasportate per tipo di trasporto e dimensione di impresa (a) – Anni 2004-2009 (tonnellate in valore assoluto, tonnellate-km in migliaia movimenti treni merci in migliaia di treni-km, percorrenza media in chilometri)) FONTE ISTAT**

TIPO DI TRASPORTO	ANNO 2004		ANNO 2005		ANNO 2006		ANNO 2007		ANNO 2008		ANNO 2009 ( c)	
	Tonnellate	Tonnellate-km	Tonnellate	Tonnellate-km	Tonnellate	Tonnellate-km	Tonnellate	Tonnellate-km	Tonnellate	Tonnellate-km	Tonnellate	Tonnellate-km
TOTALE												
Nazionale	33.337.473	11.615.921	34.616.570	12.020.918	38.087.528	12.955.239	38.571.250	13.191.783	35.240.960	12.444.804	26.577.000	8.754.991
Internazionale in Entrata	34.553.005	7.418.298	35.546.908	7.146.980	38.652.455	7.173.065	39.586.401	7.598.464	35.619.456	7.444.124	30.787.663	5.744.208
Internazionale in Uscita	15.636.220	3.145.676	19.568.742	3.578.827	25.401.969	4.006.001	27.129.817	4.477.335	24.928.062	3.936.082	18.963.807	3.289.918
Transito	6.466	3.409	22.908	13.923	27.189	17.005	26.536	17.006	21.284	6.441	8.193	2.206
<b>Totale</b>	<b>83.533.164</b>	<b>22.183.304</b>	<b>89.755.128</b>	<b>22.760.648</b>	<b>102.169.141</b>	<b>24.151.310</b>	<b>105.314.004</b>	<b>25.284.588</b>	<b>95.809.762</b>	<b>23.831.451</b>	<b>76.336.663</b>	<b>17.791.323</b>
Percorrenza media	265,6		253,6		236,4		240,0		248,7		233,1	
Movimento treni merci (b)	63.303		60.710		63.893		62.514		58.294		42.713	
(a) La merce trasportata, come richiesto dal regolamento, non include il peso dei carri privati vuoti.												
(b) Non sono compresi gli spostamenti delle locomotive singole.												
( c) A partire dall'anno 2009 sono stati ridefiniti i due gruppi di imprese (Grandi imprese e Piccole e Medie Imprese) in base alle soglie di traffico merci stabilite dal Regolamento CE 91/2003. Confronti fra dati dell'anno 2009 e quelli degli anni precedenti relativi ai due suddetti gruppi sono da effettuarsi tenendo conto di tale cambiamento.												

### **3 I progetti Europei per l'Alta Velocità/Alta Capacità ferroviaria nel settore del trasporto merci.**

Lo sviluppo della rete ferroviaria ad Alta Velocità, è avvenuto pensando essenzialmente al traffico passeggeri. La disponibilità di una infrastruttura così costosa e performante ha posto sin dalla fine degli anni 90 la questione di migliorarne il suo sfruttamento anche per il settore del trasporto delle merci. Questa considerazione nasce da studi effettuati presso il KTH – Royal Institute of Technology di Stoccolma (Troche G. soprattutto) ma anche da altri autori specie del nord europa, area geografica tradizionalmente più sensibile allo sviluppo del trasporto ferroviario.

Lo sfruttamento delle reti AV/AC nel settore del trasporto merci si rivolge soprattutto al mercato dei servizi logistici espressi e postali.

L'idea di sfruttamento della rete AV per il trasporto delle merci cammina parallelamente allo sviluppo della rete stessa.

Il concetto di sfruttamento di tali reti cambia sulla base di iniziative nazionali, essendo non ancora definito uno standard di sfruttamento a livello europeo.

Nel settore del trasporto merci AV non esiste neppure una linea di demarcazione chiara tra le velocità convenzionali e l'Alta Velocità. Generalmente si può affermare che un trasporto di beni con  $v > 160$  km/h può essere considerato un trasporto merci ad Alta Velocità.

Nel prosieguo del capitolo saranno esaminati nel dettaglio i risultati di uno studio terminato nel 2000 e l'esempio applicativo di trasporto merci AV: il consorzio EuroCarex.

#### ***3.1.1 Il contesto normativo tecnico: Le STI***

La decisiva spinta verso l'interoperabilità ferroviaria e la necessità di superamento degli ostacoli tecnici ha portato alla emanazione delle cosiddette Specifiche Tecniche di Interoperabilità. Si tratta di documenti tecnici che stabiliscono i requisiti che devono soddisfare i vari sottosistemi in cui è stata suddivisa il sistema ferroviario:

- Manutenzione;
- Infrastruttura
- Energia
- Esercizio
- Materiale rotabile
- Comando – controllo e segnalamento

Ciascuno di questi sottosistemi corrisponde ad una specifica STI contenente i requisiti tecnico funzionali cui deve essere conforme il rispettivo sottosistema.

Le STI sono norme con approccio prestazionale e prescrittivo e non contengono dettagli tecnici su come ottenere il soddisfacimento del requisito richiesto. Questo secondo aspetto viene risolto attraverso l'emanazione di norme EN specifiche per ogni elemento oggetto di prescrizione da parte di una STI.

Negli ultimi tempi la tecnica ferroviaria si è spostata dal classico approccio che prevedeva la conformità alle Fiches UIC e si è orientata verso la necessità cogente di soddisfare le norme EN.

In tale quadro occorre specificare che il campo di applicazione delle STI si divide in:

- Convenzionali
- Alta velocità.

La demarcazione tra velocità convenzionali e Alta Velocità. È definita dalle stesse STI

Con la decisione del 28 luglio 2006 è stata pubblicata la decisione della Commissione Europea “relativa alla specifica tecnica di interoperabilità per il sottosistema «Materiale rotabile — carri merci» del sistema ferroviario transeuropeo convenzionale.

### ***3.1.2 Caso dei treni passeggeri.***

La soglia di demarcazione è compresa tra 200 e 250 km/h, considerando un intervallo chiuso o aperto a seconda dei casi. L'indeterminazione della definizione è da collegarsi a diversi fattori:

Il termine “Alta velocità” fa riferimento ad un servizio nel suo complesso, includendo nel concetto anche particolari tipologie di treni che si distinguono, ad esempio, per gli arredi interni, i servizi forniti a bordo. Si tratta spesso di convogli inseriti in fasce orarie e con fermate comode per clientela di fascia alta;

La percezione del concetto di alta velocità può differire da paese a paese, in rapporto alla velocità media dei convogli già circolanti nella rete ferroviaria considerata.

Nell'ambito della comunità Europea la soglia di demarcazione tra treni tradizionali e treni ad alta velocità si colloca a 250 km/h. Il dato è stabilito dalla STI AV materia rotabile (decisione della commissione europea del 30 maggio 2002 in accordo con quanto previsto dalla direttiva 96/48/EC, del 23 luglio 1996 e la successiva direttiva 2004/50/CE che la aggiorna) prevede tre categorie di linee:

- Categoria I: linee specializzate in cui circolano treni di velocità maggiore o uguale a 250 km/h;
- Categoria II: linee sottoposte ad upgrade con velocità dell'ordine di 200 km/h
- Categoria III: linee ferroviarie sottoposte ad upgrade che per caratteristiche speciali (es: vincoli topografici o urbani) che consentono la circolazione dei treni a velocità da stabilire caso per caso.

Corrispondentemente il materiale rotabile è classificato:

- Classe 1 - materiale rotabile avente velocità massima uguale o superiore a 250 km/h;
- Classe 2 - materiale rotabile avente velocità massima almeno di 190 km/h ma inferiore a 250 km/h.

Possiamo ritenere che un rotabile se capace di circolare a velocità superiori o uguali a 190 km/h è classificabile come atto all'alta velocità. In Italia il limite che separa il materiale rotabile “convenzionale” da quello AV è 200 km/h, sostanzialmente in linea con il valore adottato dalla STI. In particolare tale limite

è applicato ai treni Intercity ed Eurocity, mentre per i treni regionali e locali il limite di velocità, fatto salvo il materiale rotabile più vetusto, è di 160 km/h.

### 3.1.3 Caso del trasporto merci

Sulla base del “RIV” ovvero Accordo tra le Imprese ferroviarie per lo scambio e l'utilizzazione dei carri, ora sostituito dalle CUU (contratto di uniforme utilizzazione) ci sono due regimi di velocità:

regime “S”, ovvero normale con velocità massima pari a 100 km/h

regime “SS” con velocità massima pari a 120 km/h.

I limiti di carico dei carri sono poi da ridursi, con regole tecniche definite, sulla base delle caratteristiche di carico del carro e della linea da percorrere e in relazione al regime di velocità.

In Italia i limiti di velocità ammessi per i veicoli merci sono riportati in Tabella 3.1. Detti limiti sono quelli previsti dal regolamento in vigore sulla Rete Ferroviaria Italiana denominato Prefazione Generale all'Orario di Servizio.

**Velocità massima dei carri**

Contrasegni conseguenti ai limiti di carico (1) (2)	Velocità massima Km/h
SS	120
S (1)	100 (1)
00 (3)	(3)

- (1) Per la velocità dei carri contraddistinti da una o due stelle poste in corrispondenza dei limiti di carico, vedere l'Art. 117/3 bis.  
 (2) I carri FS privi dei contrassegni S o SS, anche se transitoriamente muniti del contrassegno RIV, devono essere usati solo in servizio interno.  
 (3) La cifra all'interno del riquadro indica la velocità massima del carro; per i carri privi del riquadro indicante la velocità massima il limite è di 80 km/h.

**Tabella 3.1 - Velocità massime dei carri merci italiani. Fonte PGOS.**

Come è chiaro la velocità massima assoluta ammissibile è pari a 120 km/h ed inoltre secondo il disposto dell'art.117 comma 3bis la  $v_{max}$  deve essere ridotta da 120 a 100 km/h sulle linee di categoria D4 (22,5t/asse .- carichi taglienti; 8 t/m per i carichi flettenti).

I valori su esposti sono in uso presso le reti ferroviarie aderenti alle CUU (ex RIV). Le singole reti possono, al proprio interno, adottare, per i treni nazionali non interoperabili, valori differenti.

In questa ottica è singolare il caso della Francia, dove i treni merci convenzionali sono classificati MGVV con velocità massima pari 200 km/h (train de messagerie) mentre la velocità standard maggiormente diffusa ed interoperabile è posizionato tra 80 km/h e 120 km/h.

### 3.1.4 La STI Freight Wagon (“Materiale Rotabile Carri Merci”).

La STI Freight Wagon è stata pubblicata sulla Gazzetta Ufficiale dell’Unione Europea il 12 agosto 2006, ed è stata ufficialmente accettata con apposita decisione della Commissione stessa il 28 luglio 2006. Essa si applica al sistema ferroviario transeuropeo convenzionale in senso geografico ed include i veicoli merci atti al trasporto di veicoli stradali (autostrada viaggiante). Non si occupa degli aspetti legati alle emissioni sonore della circolazione dei treni merci, in quanto la materia è oggetto di una specifica STI.

Scorrendo il contenuto della STI si osserva che essa non “specifica” i carichi assiali superiori a 22,5 t/asse. L’eventuale adozione di valori superiori è demandata a norme nazionali (punto 4.2.3.2 – “Carico statico sull’asse e carico lineare”).

La STI introduce, tuttavia, nuove categorie di linea E, F, G con pedice 5 e 6 con peso assiale pari, rispettivamente a 25 t, 27,5 t e 30 t e peso per metro corrente da stabilire. Queste categorie di linee non sono presenti nelle attuali Fiche 700 edizione 2004, (attualmente lo standard per le reti europee ex RIV). In tale Fiche ci si arresta alla Categoria D4

L’introduzione di queste nuove categorie di linea è una chiara indicazione che il “limite” di 22,5 t/asse è dunque pronto per essere superato, se le reti ferroviarie troveranno accordo in merito. La produzione di un carrello conforme alla STI e atto a pesi assiali superiori a 22,5 t/asse è un investimento sul futuro in quanto le categorie di linea “open” non potranno che attestarsi su valori decisamente superiori avvicinandosi ai casi americano e australiano.

Nell’allegato Y alla STI è riportato un elenco di carrelli per veicoli merci che è già conforme ai requisiti della STI. L’applicazione di questi carrelli ad idonee sovrastrutture di veicolo ne consente la circolazione alla velocità e carico per asse indicato. (Tabella 3.2, Tabella 3.3, Tabella 3.4)

**Tabella 3.2 - Carrelli a due assi per carri con velocità massima operativa di 100 km/h. Fonte STI carri merci**

Tipo di carrello	Carico max. per sala montata [kN]
Y33 Am, Y33 A, Y27 D, Y27 Cm, Y27 C, Y25 D, Y23 Cm, Y23 C, Y21 C, DB 582,	176 (18 t)
Y31 C1, FS 38i DB 631, DB 707	157 (16 t)
Y 29	147 (15 t)
DB 741	93 (9,5 t)
DB 690	74 (7,5 t)

**Tabella 3.3 - carrelli a due assi per carri con velocità massima operativa di 100 km/h. Fonte STI**

Tipo di carrello	Carico max. per sala montata [kN]
K17, Y25TTV, Y21 Pse, DRRS25	245 (25 t)
K16, Y25 Lstm, Y25 Lst, Y25 Lsodm, Y25 Lsif, Y25 Lsi, Y25 Ls(s)i1, Y25 Ls(s)i2, Y25 Ls(s)i1f, Y25 Ls(s)i2f, Y25 Lsdm, Y25 Lsd2i, Y25 Lsd2, Y25 Lsd1, Y25 Ls(s)m, Y25 Ls(s), Y21 Lsedm, Y21Lse, K16, FS 46 Lssi, FS 46 Lsi, Y25 L(s)1, DRRS DB 628, DB 629, DB 641, DB 642, DB 643, DB 645, DB 646, DB 651, DB 652, DB 653, DB 655, DB 656, DB 665, DB 680, DB 681, DB 682, DB 683, DB 685, DB 868, DB 672 (DRRS), DB 882, DB 885 DB 094, DB 095, DB 097, DB 556, DB 565, DB 573, DB 574, DB 575, DB 578, DB 579, DB 583, DB 584, DB 585, DB 586, DB 587, DB 588, DB 589, DB 592	220 (22,5 t)
Y27 E2, Y27 E1m, Y27 E1, Y27 E, Y27 Cm1, Y27 C1, Y25 Rstm, Y25 Rst, Y25 Rsm, Y25 Rsimf, Y25 Rsim, Y25 Rsif, Y25 Rsif, Y25 Rsi, Y25 Rs2m, Y25 Rs2, Y25 Rsa, Y25 Rs, Y25 Lsod1, Y25 Cstm, Y25 Cst, Y25 Csm, Y25 Csimf, Y25 Csim, Y25 Csi, Y25 Csi, Y25 Cs2m, Y25 Cs2, Y25 Cs1m, Y25 Cs1, Y25 Cst1, Y25 Cs, Y25 Cm1, Y25 Cm, Y25 C1, Y25 C, Y21 Csei, Y21 Cse, G56, G66, G66M, G66P, G691, G692, G693, G694, G70, G70M, G70P, G70T, G75, G771, Y25Cssi, Y21 Rse DB 621, DB 622, DB 625, DB 640, DB 650, DB 684, DB 839, DB 851, DB 852, DB 853, DB 859, DB 864, DB 866, DB 867, DB 871, DB 872, DB 881, DB 887, DB 931, DB 932 DB 096, DB 550, DB 551, DB 552, DB 553, DB 554, DB 555, DB 560, DB 561, DB 562, DB 563, DB 566, DB 567, DB 572, DB 576, DB 577, DB 581, DB 590, DB 591	196 (20 t)

**Tabella 3.4 - carrelli a due assi per carri con velocità massima operativa di 120 km/h. Fonte STI**

Tipo di carrello	Carico max. per sala montata [kN]
K17, Y 25 LD, Y 27 LDm, DRRS, 4RS/N, WU83, Y25Lss, Y21Ls(s)e DB 624, DB 626, DB 627, DB 644, DB 654, DB 666 DB 557	220 (22,5 t)
K16, Y21 Csse, Y21 Cs(s)e, Y25 Css, Y25 Cssm, Y25 Cssp, Y25 GVrs, Y25 Ls(s), Y25 Ls(s)i1, Y25 Ls(s)i2, Y25 Ls(s)i1f, Y25 Ls(s)i2f, Y25 Ls(s)m, Y25 Rss, Y25 Rssa, Y25 Rssm, Y 25 RSSd1, 1XTamp, 6TNa, 6TNa/1, G884 DB 672 (DRRS) DB 564	196 (20 t)
Y37 B, FS 46 Lssi	176 (18 t)
Y33 A, Y33Am	167 (17 t)
Y25 D, Y27 D, Y31 A, Y31B, Y31C	157 (16 t)
Y31 C1, FS 38i	127 (13 t)

NOTA: per i carrelli della famiglia Y25 (Y21, Y27, Y31, Y35 e Y37) esistono esclusivamente versioni con piastre di strisciamento elastiche.

**Tabella 3.5 - carrelli a due assi con velocità massima operativa di 140 km/h. Fonte STI**

Tipo di carrello	Carico max. per sala montata [kN]
DB 627.1	196 (20 t)
Y 25 LD, Y 27 LDm	176 (18 t)
Y27 D1, Y31B1, Y31B2	157 (16 t)
Y33 A, Y33 Am, Y 35 B	137 (14 t)

NOTA: per i carrelli della famiglia Y25 (Y21, Y27, Y31, Y35 e Y37) esistono esclusivamente versioni con piastre di strisciamento elastiche.

**Tabella 3.6 - carrelli a due assi con velocità massima operativa di 160 km/h. Fonte STI**

Tipo di carrello	Carico max. per sala montata [kN]
Y 37 A DB 675 (DRRS)	176 (18 t)
Y25GVr, Y37B	157 (16 t)
Y30	98 (10 t)

NOTA: per i carrelli della famiglia Y25 (Y21, Y27, Y31, Y35 e Y37) esistono esclusivamente versioni con piastre di strisciamento elastiche.

**Tabella 3.7 - carrellia tre assi per carri con velocità massima operativa di 100 km/h. Fonte STI**

Tipo di carrello	Carico max. per sala montata [kN]
DB 715, DB 716, DB 816, DB 817	245 (25 t)
DB 713, DB 714	220 (22,5 t)
DB 710, DB 711	196 (20 t)

**Tabella 3.8 - Sospensioni per carri a due assi. Fonte STI**

Tipo di sospensione	Velocità max. [km/h]	Carico max. per sala montata [kN]
Niesky 2	100	245 (25 t)
Sospensione UIC a doppio anello (*)	120	220 (22,5 t)
Niesky 2	120	220 (22,5 t)
S 2000 (**)	120	220 (22,5 t)

Osserviamo che esistono carrelli conformi alla STI per veicoli merci, con una velocità massima pari a 160 km/h e un carico per pari a 18 t (carrello Y37 A e DB 675 Tabella 3.6). Se si vuole aumentare il carico per asse si può giungere fino a 25 t, ma in questo caso la velocità si riduce a 100 km/h.

Un'altra osservazione è che nei dati non vi è menzione ai carichi per metro corrente (carichi flettenti). Essi dipendono dal veicolo nel suo complesso e sono limitati dalle caratteristiche dell'armamento ferroviario.

Anche se non ancora ammessi a circolare, dunque, esistono carrelli per veicoli merci che già superano le caratteristiche "standard" massime oggi ammesse (22,5 t/asse e 120 km/h). In ambito europeo si identifica dunque una doppia corsia: da un lato si incrementa il carico per asse (alta capacità), da un altro lato si aumenta la velocità, penalizzando però la capacità.

### **3.2 Il progetto Hispeedmix**

Si tratta di una iniziativa di ricerca condotta dall'istituto di ricerca inglese AEA e dalla società di consulenza italiana SCIRO con la partecipazione delle ferrovie tedesche, italiane, francesi e spagnole, nonché di quattro università europee. Lo studio è temporalmente collocato alla fine degli anni 2000, prima della attivazione delle attuali linee ad Alta velocità/Alta Capacità ed effettua una analisi degli scenari di sviluppo del trasporto merci utilizzando le allora costruende linee.

Il progetto è iniziato nel 1997 ha avuto una durata di 33 mesi con un budget di circa 2 M€.

Il progetto si è posto l'obiettivo di esaminare due differenti scenari per offrire servizi di trasporto merci utilizzando la Rete Ferroviaria Europea ad Alta Velocità:

- Esaminare le richieste del mercato per il segmento trasporto merci ad alta velocità e la capacità delle linee ferroviarie esistenti di soddisfare queste richieste;
- Studiare, relativamente alle linee ad alta velocità esistenti, la possibilità di utilizzare le linee stesse con un traffico merci misto al tradizionale traffico merci;

### **3.2.1 Business e concetti sul servizio Hispeedmix**

#### *3.2.1.1 Segmenti di mercato;*

L'unione Europea ha goduto nei primi anni del 21esimo secolo una fase di buone condizioni economiche in abbinamento con una affermazione delle nuove tecnologie e della globalizzazione. Quest'ultima in particolare con l'affermazione sul mercato dei paesi emergenti dei continenti asiatico, Sud Americano e dei paesi dell'Est Europa ha determinato dei profondi cambiamenti nel trasporto delle merci. In particolare il vecchio sistema industriale è sostituito da fornitori stranieri come nel settore dell'acciaio e delle attività collegate, o sensibilmente ristrutturato come nel settore della chimica e della costruzione delle automobili.

Questi cambiamenti economici hanno riflessi nel settore della logistica concretizzandosi in una domanda di maggiore efficienza e concentrazione dei servizi di trasporto. Si aggiungano gli effetti della liberalizzazione dapprima nel settore aereo, poi in quello stradale e infine nel trasporto ferroviario in combinazione con un massiccio impiego dell'*information technology*.

L'utilizzo delle reti ferroviarie AV per il trasporto delle merci deve necessariamente rivolgersi ai segmenti di mercato di fascia alta:

- Trasporto merci per via aerea;
- Integratori di traffico;
- Servizi postali;
- Servizi di corriere espresso stradale

In aggiunta nuovi mercati si stanno sviluppando come quello, molto interessante, dell'e-commerce, ossia degli acquisti tramite internet.

#### *3.2.1.2 Il trasporto merci per via aerea*

Il principale settore di attività per le compagnie aeree resta il segmento passeggeri. Si deve precisare che tale tipologia di trasporto include non solo le merci trasportate nelle stive dei voli di linea passeggeri ma include anche servizi merci dedicati e i collegamenti principalmente per via stradale tra i principali hub aeroportuali. Questi ultimi spesso viaggiano con assegnato un numero di volo e sono denominati "Road Feeder Services" (RFS). Gli operatori che tipicamente operano in questo segmento sono Lufthansa, Alitalia, KLM, AirFrance.

Nel caso in cui nelle tratte stradali tra gli hub aeroportuali sia possibile un collegamento ferroviario, questo interagisce:

- in competizione con il trasporto aereo se la tratta da percorrere è breve;
- come servizio complementare nel caso di trasporti aerei intercontinentali, agendo come da feeder ferroviario in sostituzione (o a completamento) di un servizio stradale.

Considerando un collegamento tipico a breve distanza, come ad esempio tra gli aeroporti di Amsterdam e Parigi, possiamo notare come il trasporto aereo movimentava circa 15 t/giorno di merce via strada. Si tratta di quantità ridotte che non giustificano l'uso di treni merci dedicati, ma si potrebbe ipotizzare di effettuare servizi promiscui passeggeri/merci caricando le merci in pallets secondo il modello attualmente in uso per i treni Eurostar tra Londra e Parigi.

Se ci si riferisce a trasporti a lungo raggio la situazione muta considerevolmente in quanto i volumi di merce trasportata via strada sono considerevolmente maggiori. Tuttavia va notato che solo una piccola parte di queste merci richiede il requisito della puntualità e di conseguenza la domanda di trasporto intercettabile da un ipotetico servizio ad Alta Velocità merci è debole.

### 3.2.1.3 *Gli Integratori*

Gli integratori tipicamente movimentano spedizioni di piccoli colli e documenti utilizzando hub e reti di trasporto diffuso a corto raggio. Il nome integratore deriva dalla circostanza che essi offrono un sistema di trasporto integrato completamente sotto controllo utilizzando i loro propri mezzi, veicoli aerei e relativi servizi di handling.

Essi si sono evoluti dalla tradizionale forma di operatori nazionali per operare in campo internazionale utilizzando sofisticati sistemi di controllo e di comunicazione offrendo servizi di prenotazione online e di tracciatura di ciascun trasporto. Tra gli integratori si segnalano i Corrieri Espressi che sono leaders nel settore delle consegne urgenti, in tempi brevi e stabili. Sul mercato ci sono essenzialmente cinque operatori dominanti : UPS, FedEx, GDEW, TNT, DHL. Essi hanno movimentato (1998) un giro d'affari di 25,7 bilioni di Euro su più di 1000 aeroplani e 200.000 veicoli stradali. In molti casi gli integratori limitano l'uso del vettore aereo ai percorsi intercontinentali o alle tratte Europee più lunghe. Il modo stradale è utilizzato per le distanze brevi utilizzando in ogni caso il modo di trasporto che meglio si adatta al trasporto da effettuare. In generale le merci raccolte nei rispettivi paesi di origine fino al tardo pomeriggio (17.00) devono essere condotte al gateway del paese entro le ore 21.00 per il successivo inoltro del giorno dopo. Il tempo di trasferimento tra due Hub principali europei non supera le 3 ore cui vanno aggiunte altre due ore per le operazioni di riordino e smistamento delle merci. Il carico sull'Hub è alleggerito dalle merci con destinazione a breve distanza e da volumi di trasporto che non dovessero richiedere requisiti di tempo stringenti.

Il requisito delle tre ore di tempo di transito tra due hub restringe la possibilità di uso dei vari modi di trasporto:

- Camion – 250 km;
- Furgoni stradali leggeri – 300 km,
- Trasporto per ferrovia convenzionale – 240 km;
- Trasporto merci AV – 250 ÷ 600 km;
- Aereo – 300 ÷ 1400 km.

Coppie di città di particolare importanza sono servite da collegamenti diretti, stradali o aerei. In quest'ultima circostanza il tempo di transito può arrivare a 9 ore ed è questa la condizione in cui in trasporto merci ad Alta Velocità può convenientemente posizionarsi.

Ad esempio DHL nel suo Hub di Bruxelles movimentata fino a 1300 tonnellate per notte; altri Hub raggiungono movimentazione massime di 700 tonnellate di merce per notte.

In questo segmento si configurano delle buone possibilità di inserimento di un trasporto merci per via ferroviaria ad AV. Il target di distanza si colloca tra i 300

e i 600 km e i costi per unità di massa trasportata sono inferiori rispetto alla corrispondente distanza coperta da mezzo aereo.

Si tenga anche presente che la convenienza aumenta se si creano scali ferroviari presso gli hub di smistamento o raccordi ferroviari verso essi o ancora nel caso di stazioni ferroviarie presenti direttamente negli aeroporti.

Considerando che il mercato degli integratori si espande ad un ritmo del 10% annuo, i volumi trasportati sembrano dare una giustificazione economica agli eventuali investimenti per la realizzazione dei trasferimenti ferroviari.

Il trasporto merci ad alta velocità è un nuovo segmento di business ed è un mercato potenziale da sviluppare in un futuro non lontano.

#### *3.2.1.4 I servizi postali*

La posta prioritaria in Europa viene normalmente consegnata il terzo giorno dalla data di spedizione secondo la seguente organizzazione: il giorno 1 si raccoglie la posta, che viene riordinata e smistata durante la notte. Il giorno 2 si effettua il trasporto nella paese di destinazione e durante la notte avviene il riordino e lo smistamento. Il giorno 3 avviene la consegna.

Le distanze coperte possono raggiungere i 700 km e in considerazione della bassa massa trasportata il modo di trasporto più usato è la strada.

Per distanze superiori o intercontinentali si adottano collegamenti aerei sfruttando per lo più collegamenti passeggeri o voli cargo programmati.

Va precisato che l'organizzazione efficiente del servizio postale varia notevolmente da nazione a nazione mettendo in campo fattori organizzativi di tipo politico relativamente alla difesa di monopoli od organizzazioni poco efficienti.

Molte aziende postali di tipo moderno come in Francia, Germania e Italia offrono il servizio postale veloce con consegna il giorno successivo a quello di spedizione. In questo caso il vettore aereo è il modo privilegiato. Nel regno Unito un Hub multiuso movimentata 215 tonnellate per notte con un carichi utili di 3,5/5 t per trasporto. Una quota significativa della massa da trasportare viene movimentata per ferrovia.

In Germania l'Hub di Francoforte movimentata 350 t per notte. In Francia l'Hub è posizionato nei pressi dell'aeroporto di Charles de Gaulle. Con questi volumi vengono impiegati treni postali dedicati (Londra – Warrington; Londra – Newcastle).

La distanza media dei trasporti postali inglesi è 350 km. Un treno veloce a 200 km/h di velocità commerciale potrebbe coprire tale distanza in 1h 46 m. Questo indica chiaramente che il modo ferroviario può competere nel settore dei servizi postali veloci. Tra le altre cose i processi di modernizzazione dei servizi postali sono orientati a concentrare gli hub.

Va detto che treni con velocità commerciale di 200 km/h sono adeguati al soddisfacimento dei bisogni postali. Tuttavia il costante miglioramento della qualità dei servizi potrebbe spingere ad utilizzare servizi più veloci come ad esempio in Francia il servizio "TGV La Poste" tra Parigi e Lione. In effetti un uso dei treni ad Av in questo segmento entra in competizione con i piccoli aerei cargo che ben rispondono alle esigenze del servizio postale. Così la Royal Mail e

SERNAM adottano treni di media velocità sino a 200 km/h, esempio che sta seguendo UPS in Germania.

### 3.2.1.5 *Il settore dei corrieri espressi stradali*

Gli operatori stradali producono una gran quantità di servizi che si sovrappongono. Il principale fattore caratterizzante è che il servizio si svolge tra un certo numero di depositi collegati tra loro, ove avviene anche il cambio dei guidatori e l'istradamento delle merci. In questo caso si instaura un sistema in cui le merci sono mantenute in movimento e il singolo trasporto non deve rimanere in attesa che i guidatori effettuino il prescritto riposo. I corrieri offrono una vasta gamma di servizi che fa lievitare il costo del trasporto che si colloca ai massimi del mercato.

I treni AV in questo segmento di mercato potrebbero inserirsi nelle distanze medio-lunghe (tipicamente 500 km). Sulla distanza di 500 km viene movimentato circa il 17% delle merci per corriere espresso.

E' chiaro che per inserirsi in questo segmento una quota delle merci che attualmente è movimentata per la via stradale deve spostarsi sul modo ferro, e ciò richiede una tariffazione competitiva per invogliare gli operatori a cogliere la nuova opportunità.

In seno al progetto Hispeedmix è stata effettuata un'ampia attività di ricerca di informazioni attraverso l'invio di questionari ad operatori potenzialmente interessati ma i risultati conseguiti non sono stati incoraggianti, specie a causa delle poche risposte ottenute. Il progetto ha così effettuato con tecniche di simulazione una analisi del mercato potenzialmente interessato alla movimentazione delle merci in AV ottenendo una stima del numero dei treni a 300 km/h che, secondo il modello potrebbero essere effettuati. Si riportano i risultati:

I risultati dell'analisi mostrano come il 75% del traffico è effettuato con treni a velocità di circa 200 km/h. Pochi collegamenti possono offrire il rispetto del criterio del tempo di trasferimento  $\leq 3$  h, mentre la situazione migliora significativamente per il tempo di trasferimento di  $\leq 9$ h e per i collegamenti stradali  $> 9$ h

**Tabella 3.9 numero dei treni giornalieri previsti dall'HUB Bruxelles**

<b>HUB BRUXELLES</b>	<b>Anno 2005</b>	<b>Anno 2010</b>
Amsterdam	2	3
Colonia	2	3
Francoforte	1	1
Londra	2	4
Parigi	1	2

Tabella 3.10 - numero dei treni previsti da Francoforte

HUB FRANCOFORTE	Anno 2005	Anno 2010
Colonia	8	13
Stuttgart	5	8
Bruxelles	1	1

Tabella 3.11 - numero dei treni previsti dall'Hub di Parigi

HUB PARIGI	Anno 2005	Anno 2010
Amsterdam	1	2
Bordeaux	2	3
Londra	2	4
Lione	4	6
Bruxelles	1	2

Le Tabelle mostrano il numero di coppie di treni giornalieri in partenza/arrivo dall'hub considerato. I risultati considerano che solo tratte con velocità commerciali di 300 km/h e un tempo di viaggio entro le 3 ore. Eventuali ulteriori tratte di invio possono essere effettuate con treni aventi velocità commerciale di 200 km/h.

### 3.2.2 Conclusioni del progetto Hispeedmix

L'analisi di mercato condotta in seno al progetto ha dimostrato chiaramente che attualmente il settore maggiormente promettente è quello degli integratori: UPS, DHL, CERNAM. Rilevanti sono le possibilità relativamente agli impieghi nel settore postale, nell'integrazione tra i modi di trasporto stradale e aereo.

L'interconnessione/integrazione tra i grandi hub aeroportuali tra le grandi città europee può generare un volume di traffico tale da sfruttare in modo ottimale i treni dell'alta velocità merci.

Fattori critici del successo di questo segmento di mercato sono la puntualità, il tempo e il costo del trasporto.

Nella gestione tipica del servizio di trasporto degli integratori con consegna in 24 ore il trasporto ferroviario può giocare un ruolo decisivo nelle connessioni dirette notturne in una durata di 9 ore circa coprendo una distanza di 1500 – 1800 km. Se il tempo di viaggio tra gli hub interconnessi si attesta intorno alle 3 ore il vettore ferroviario risulta penalizzato in rapporto alle altre modalità di trasporto.

Il progetto Hispeed Mix per studiare il traffico potenziale, considerando la scarsità dei dati a disposizione ha utilizzato un modello di domanda di tipo gravitazionale, calibrato su alcune tratte meglio conosciute giungendo ad elaborare una rete che include 22 città europee con 231 possibili connessioni.

Secondo i relatori del progetto, l'uso delle reti AV per il trasporto merci non ha effetti sui costi della manutenzione delle infrastrutture perché si prevede l'uso delle reti AV avverrà esclusivamente adattando il materiale rotabile AV esistente, con peso per asse non superiore alle 17 tonnellate.

L'organizzazione della manutenzione deve essere tale da garantire la disponibilità della rete nell'arco delle 24 ore e dovrebbe essere effettuata con criteri condivisi su tutta la rete europea.

Il progetto Hispeedmix ha utilizzato la tratta Parigi – Bruxelles – Colonia come tratta tipo su cui sono state effettuate simulazioni. Il risultato di queste simulazioni è che è possibile impiegare treni con velocità commerciale pari a 300 km/h per soddisfare le richieste del mercato e che è possibile impiegare per il trasporto di beni la rete AV esistente con margini di profitto e convenienza.

Il progetto ha effettuato una analisi economica della fattibilità del traffico hispeedmix ottenendo risultati incoraggianti che confermano nella sostanza la fattibilità dell'investimento.

In particolare l'analisi dei flussi di cassa (basata sulle vendite, costi di circolazione e dei terminali) è stata effettuata considerando un periodo di vita utile dell'investimento di 30 anni. Il tasso di interesse per la valutazione del valore attuale è stato scelto basandosi su tre differenti scenari (0%; 8%, 20%), l'anno di riferimento essendo il 1997.

Sulla base dei tre tassi, l'investimento ha presentato i seguenti valori :

- Tasso 0%: € 7,576,914,340
- Tasso 8%: € 767,108,210
- Tasso 20 %: € -586,776,267

Questi risultati conseguono da una metodologia di valutazione della convenienza economica dell'intera rete che si basa sull'efficienza economica di ciascun terminale della rete, considerando che le connessioni si stabiliscano a partire da questo punto. Ottenuto il valore per ciascun terminale, si è proceduto a calcolare il rapporto di redditività per l'intera rete.

Allo scopo di stimare costi e ricavi del servizio Hispeedmix varie ipotesi di esercizio dei treni e dei terminali sono state esaminate.

Con riferimento al numero dei convogli questi devono essere ottimizzati rispetto all'orario previsto con un costo per ciascun convoglio pari a € 12.000.000 circa.

Il numero dei convogli treno eserciti tra una origine e una destinazione è il parametro di base per la valutazione dei costi di esercizio assieme al numero dei chilometri tra un'origine e una destinazione.

I costi dei terminali sono stati collegati al numero dei treni impiegati su ciascuna linea e all'orario generale. Il numero dei treni e l'orario è la variabile che determina il dimensionamento dei terminali.

L'ammortamento di treni e terminali è stato programmato su 30 anni con costi generali pari al 15% del costo complessivo a vita intera. Si è pure considerata l'ipotesi della locazione delle aree da destinare a terminale.

Il prezzo di vendita del servizio Hispeed mix è fissato in € 0,17 ton/km; Si tratta di un prezzo intermedio tra il valore accettato per il trasporto su strada e comunque inferiore al valore per il trasporto aereo.

Il tasso di rendimento interno che risulta da questa analisi è pari a 11,75 % che corrisponde con le ipotesi progettuali di avere un tasso di rendimento interno superiore all'8%

Il business dei treni Hispeedmix ha individuato nella puntualità del servizio come il fattore critico e decisivo per il successo commerciale di un tale tipo di iniziativa. Nella tipica catena del trasporto merci degli integratori con la consegna entro le 24 ore la rete ferroviaria AV può giocare un ruolo decisivo nei collegamenti diretti notturni coprendo distanze di circa 1500-1800 km.

Il progetto ha individuato come ostacoli rilevanti alla realizzazione il modello di manutenzione di alcune delle 372 relazioni ferroviarie esaminate che non consente il loro utilizzo durante la notte.

Si è stimato che circa il 74% della domanda potenziale di trasporto sia soddisfatta con treni a velocità massima pari a 200 km/h, mentre la restante domanda di più alto livello richiede l'uso della rete AV a 300 km/h.

Le analisi di redditività condotte indicano un costo del servizio di 0,17 € per tonnellata km che è in linea con i costi di mercato degli integratori concorrenti. Il progetto richiede un investimento di 4,8 Mld € e i ricavi attesi ammontano

### **3.3 L'evoluzione del progetto Hispeedmix: il progetto Eurocarex**

Il progetto nasce dalla spinta di numerose imprese di trasporto localizzate nei dintorni dell'aeroporto di Roissy Charles de Gaulle. Si tratta di un progetto ambizioso che prevede di sfruttare al massimo la potenzialità del futuro assetto europeo interoperabile

Il contesto di mercato su cui il progetto ritiene di potersi basare è:

- la crescita del mercato cargo express nella zona di roissy cdg (+8,5 % nel 2005, +6,6 % n2l 2006, +7,8 % nel 2007);
- il costo elevato dell'energia per gli operatori nel settore del cargo express (prezzo del petrolio);
- lo sviluppo della rete ferroviaria ad alta velocità;
- l'apertura del trasporto merci internazionale in presenza di un servizio ferroviario proiettato alla interoperabilità;

I punti chiave del sistema Eurocarex si pongono l'obiettivo di:

- dimostrare la rilevanza dell'introduzione del modo ferrovia nella catena della logistica del trasporto merci espresso
- gestire efficacemente le interfacce intermodali trasporto aereo/ferroviario/stradale
- garantire un livello di sicurezza tipico dell'esercizio ferroviario
- ridurre il costo globale del trasporto
- integrarsi in progetti intermodali già in corso di realizzazione.
- integrare le unità di carico intermodali tipiche del trasporto aereo sul servizio espresso via ferrovia



Figura 3.1 - Rete Av per il Servizio Eurocarex: In verde le rete attuale, in rosso i progetti entro il 2015, tratteggiato i progetti entro il 2020

I tempi del servizio sono quelli tipici dell'Alta Velocità ferroviaria passeggeri con il livello di servizio assicurato dai Corrieri Espressi.

Tabella 3.12 Tempi di percorrenza dall'hub principale dell'aeroporto di Charles de Gaulle

DESTINAZIONE	TEMPO DI PERCORRENZA (h)
Lyon Saint Exupéwy	2 h
Aix - Marseille	3 h
Poitiers – Bordeaux	2 h 20' / 3 h
Strasburgo	3h 55
Francoforte	2h 15
Liège – Cologne	3h
Amsterdam	2h 20

Tabella 3.13 Tempi di percorrenza dall'hub principale dell'aeroporto di Charles de Gaulle

Il materiale rotabile deve essere specializzato con treni che trasportano da 80 a 100 t di merce in unità di carico intermodale.

Ciascun convoglio dovrebbe avere un costo di circa 30 M€

Il materiale rotabile impiegato è costituito da convogli AV in uso per i treni passeggeri ma riadattati per essere utilizzati come alloggi per unità intermodali tipiche del trasporto aereo.

Sono previste varie configurazioni del convoglio sulla base del numero di unità da caricare. Si prevede di utilizzare tre configurazioni per il carico di 4 unità, per il carico di 5 unità o di 2 unità di dimensioni maggiori (da 20 piedi). L'altezza massima delle unità è di 3 m. Gli spazi di estremità possono essere eventualmente impiegati per il caricamento di unità non standardizzate.

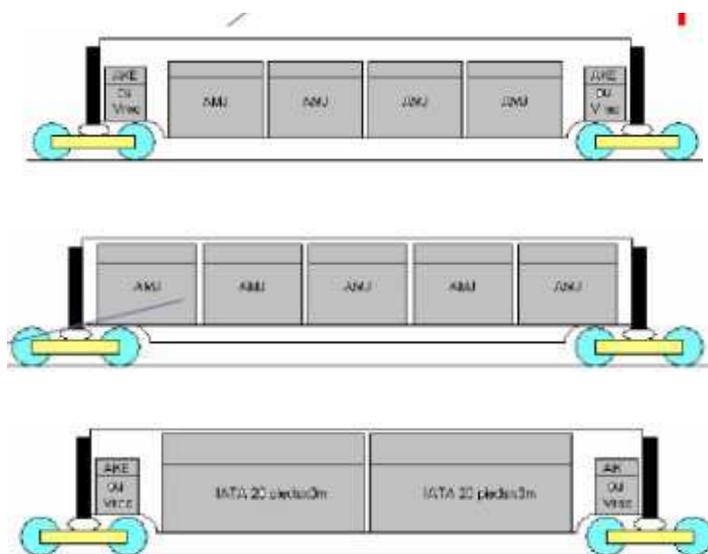


Figura 3.2 - configurazioni per il materiale rotabile EURO CAREX

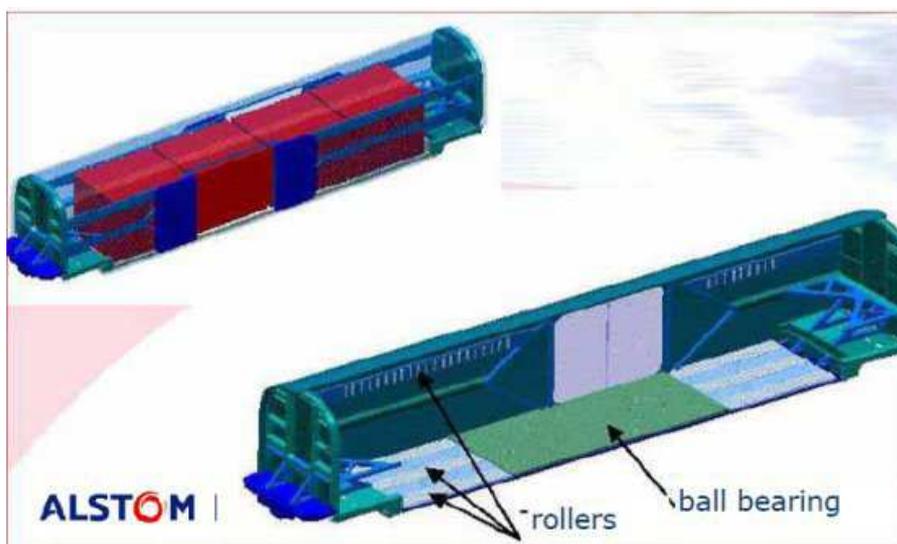


Figura 3.3 - Sistemi di caricamento rapido. Fonte ALSTOM

Sono previsti degli Hub specializzati nelle principali città Europee, in prossimità dei relativi aeroporti.

### 3.4 E' possibile un trasporto merci AV?

La documentazione reperita in letteratura mostra che l'uso delle reti AV per il trasporto merci è un segmento in evoluzione nel mercato degli integratori, dei servizi postali, dei corrieri espressi. Si tratta di un trasporto orientato a specifiche categorie merceologiche e di tipo intermodale con unità di carico tipiche del trasporto aereo.

In sintesi :

- il trasporto merci ad Alta Velocità per ferrovia è una alternativa valida al trasporto via camion per spedizioni espresse entro i 2-4 giorni lavorativi e per merci ad elevato valore/peso specifico;
- il servizio diviene più efficiente se operato attraverso una rete radiale con navette dedicate (come gli hub aeroportuali del servizio eurocarex);
- i fattori ambientali sono uno stimolo forte allo spostamento delle merci sul modo di trasporto ferro;
- il mercato aggredito è comunque un segmento di nicchia in corso di sviluppo;
- il trasporto delle merci più redditizio rimane quello convenzionale di elevate quantità/treno ossia il trasporto con elevati pesi per asse e sagome cinematiche il più estese possibile

Un veicolo merci innovativo dovrebbe potere essere atto alle alte velocità fino a 300 km/h e contemporaneamente, anche con riduzioni di velocità, essere utilizzabile per pesi per asse sino a 30 t. Si tratta di specifiche molto severe che si presentano subito come contrastanti. Infatti l'aumento del peso per asse, in generale, corrisponde, ad una diminuzione della velocità, mentre un aumento della velocità viene fatto corrispondere ad una riduzione del peso per asse. Il tutto deve essere confrontato con le politiche manutentive delle principali reti ferroviarie mondiali.

Tenendo ben presenti i risultati ottenuti dalla ricerca in letteratura un veicolo ideale che dovrebbe avere le seguenti caratteristiche.

- Velocità massima di esercizio 250 km/h;
- Carico per asse 30 t

## **4 La capacità di una infrastruttura ferroviaria e i metodi per incrementarla**

Nei due capitoli precedenti partendo da una analisi generale dell'andamento del mercato del trasporto delle merci per ferrovia si è effettuata, attraverso ricerche di letteratura, una analisi di fattibilità di nuove possibilità di impiego della rete ferroviaria ad Alta Velocità da impiegare per il trasporto delle merci.

La ricerca ha evidenziato l'uso delle reti AV per il trasporto merci rimane ancora oggi un settore di nicchia.

Risulta più conveniente ed utile cercare di migliorare le prestazioni del sistema di trasporto tradizionale, ovvero accrescere la convenienza economica del trasporto attraverso l'introduzione di nuove tecnologie che migliorino le prestazioni del trasporto.

Per ottenere tale miglioramento si ritiene indispensabile effettuare una analisi del concetto di Capacità di una infrastruttura ferroviaria e individuare i metodi possibili per incrementarla.

L'incremento di capacità appare, infatti, un metodo essenziale di miglioramento delle prestazioni del trasporto a parità di risorse impiegate.

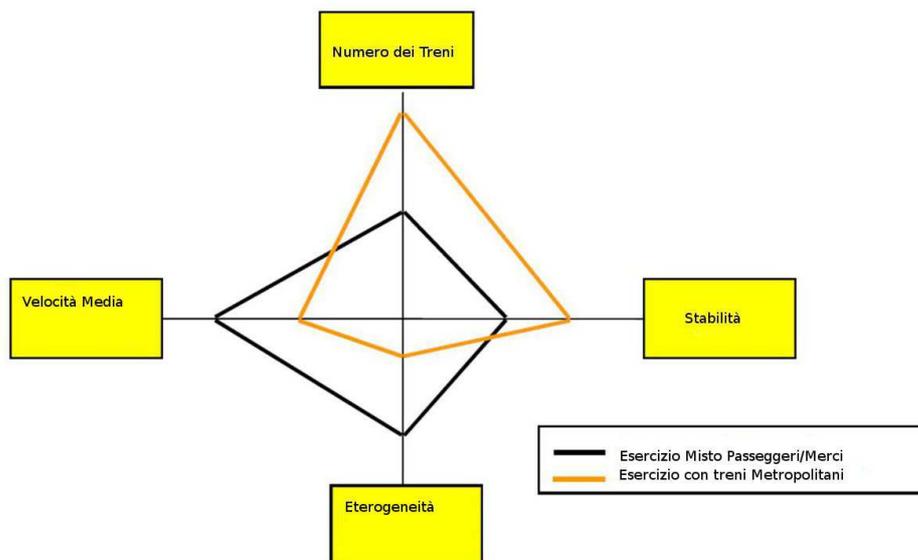
L'analisi qui condotta volutamente non entra nel merito dei grandi benefici ottenuti con l'introduzione del sistema ERTMS/ETCS, in quanto qui si cercheranno ulteriori criteri di miglioramento da proporre per sviluppi futuri del panorama infrastrutturale.

### **4.1 L'approccio classico europeo al concetto di Capacità**

La Capacità è un concetto a dimensioni variabili. Varia in funzione dell'utilizzazione dell'infrastruttura ed è determinata dai parametri fondamentali che definiscono l'infrastruttura stessa: sistema di segnalamento, piano di trasporto, livello di puntualità richiesto.

La capacità evolve in funzione delle interazioni risultanti dalla variazione:

- Numero dei treni circolanti in un intervallo di tempo predefinito (es. numero di treni/ora);
- Velocità media: l'aumento delle distanze di arresto risulta più che proporzionale alla velocità media;
- Della stabilità: dei margini e delle riserve devono essere considerati nella circolazione dei treni per potere assorbire eventuali piccoli ritardi ed impedirne la propagazione agli altri treni;
- Della eterogeneità: se su una stessa rete circolano treni con velocità impostata diversa, ciò determina un consumo di capacità a parità di numero di treni circolanti.



**Figura 4.1 - Equilibrio di Capacità**

La relazione tra le grandezze citate appare chiaramente nella figura 4.1. Ciascun parametro ha una origine comune negli assi cartesiani. Una corda lega i valori. La lunghezza della corda rappresenta la capacità. Ottenere corde più lunghe vuol dire avere una capacità maggiore.

Il concetto di capacità varia, e notevolmente, sulla base del punto di vista dell'utente di tale concetto.

**Tabella 4.1 - Differenti esigenze per la valutazione tradizionale della Capacità**

<b>Mercato (bisogni del cliente)</b>	<b>Pianificazione dell'infrastruttura</b>	<b>Pianificazione dell'orario</b>	<b>Esercizio</b>
Numero di treni previsti	Numero di tracce orario previste	Numero di tracce orario richieste	Numero reale dei treni
Miscellanea prevista di tipi di traffico e velocità	Miscellanea prevista di tipi di traffico e velocità	Miscellanea richiesta di tipo di traffico e velocità	Miscellanea reale dei tipi di traffico e differenti velocità
Qualità dell'infrastruttura richiesta	Condizioni dell'infrastruttura richieste	Condizioni esistenti dell'infrastruttura	Condizioni reali dell'infrastruttura
Durata dei percorsi la più breve possibile	Tempi aggiunti per le perturbazioni della circolazione previste	Tempi aggiunti per le perturbazioni previste	Ritardi dovuti a malfunzionamenti in esercizio
Traduzione dell'insieme delle esigenze a breve e medio termine secondo le esigenze del mercato al fine di ottimizzare i costi	Strategie di manutenzione	Tempi aggiuntivi per la manutenzione;	Ritardi causati dai lavori di manutenzione
		Raccordo dei servizio nelle stazioni	Ritardi dovuti a malfunzionamenti nei servizi da fornire
		Esigenze imposte dagli orari cadenzati (tempo di sistema, tempo di arresto del treno ecc)	Capacità supplementare se i tempi aggiuntivi non sono sfruttati

Le esigenze sopra rappresentate prese isolatamente possono condurre a restrizioni considerevoli di capacità. Una applicazione simultanea di più esigenze contemporaneamente può portare a problematiche virtualmente insolubili.

Per dipanare contrasti occorre dunque stabilire delle regole di priorità a partire dalle quali definire o applicare coefficienti di mescolamento ammissibile delle diverse dipologie di traffico circolanti su una rete.

E' possibile calcolare una capacità teorica massima espressa da un numero massimo di treni.

Il valore classico della capacità di una infrastruttura risulta espresso dal numero totale di tracce orarie possibili in una finestra di tempo definita tenendo conto rispettivamente del mescolamento reale delle tracce orarie stesse;

Tale valore va riferito ad un nodo, ad una rete o una parte di essa con una qualità ch tende a soddisfare, per quanto possibile, le esigenze del cliente.

#### **4.2 Approccio orientato al trasporto delle merci.**

Il concetto di capacità descritto brevemente nel 4.1 è orientato al traffico passeggeri e si considera nel concetto di Capacità solamente il numero dei treni che è possibile inoltrare in un intervallo di tempo definito tra due punti assegnati di una rete. Il concetto stesso di Alta Capacità di una infrastruttura AV è legato alle stesse ipotesi potendo definire l'Alta Capacità come la dotazione di particolari meccanismi di controllo del traffico tali da permettere una superiore frequenza di passaggi rispetto a una convenzionale linea gestita con le "sezioni di blocco", cioè "per segmenti"; è esplicito il richiamo al sistema di distanziamento dei treni ERTMS/ETCS.

Si può concludere che l'inquadramento concettuale della Capacità dipende dalle motivazioni che inducono ad analizzare la Capacità medesima

Ai fini del presente studio è opportuno considerare un concetto di capacità "esteso" che tenga conto di altre circostanze ovvero introducendo lo scopo principale del trasporto delle merci, ossia portare la maggiore quantità di massa possibile tra due punti prefissati di una rete in un intervallo di tempo definito.

E' quest'ultimo aspetto che è determinante per il traffico merci e deve tenere conto anche di limiti imposti dalla necessità di avere un servizio il più economico possibile.

Si avrà un miglioramento delle prestazioni di un sistema di trasporto quando all'aumento della capacità è associato anche un beneficio in senso esteso, ossia non solo economico ma ambientale, o di decongestionamento di una rete (stradale) congestionata. Nel prosieguo del lavoro si adotterà per la Capacità la misura in termini "netti" ossia in termini di tonnellaggio pagante trasportato tra due punti della rete. E' questa la misura più adatta ad uno studio di Capacità orientato al trasporto delle merci.

#### 4.2.1 Metodi per incrementare la Capacità treno netta di una infrastruttura ferroviaria

La capacità treno netta può essere incrementata attraverso:

- a. Treni più lunghi
- b. Aumento della frequenza dei convogli (numero di convogli per ora);
- c. Aumento del profilo limite di carico;
- d. Creazione di linee ferroviarie specializzate per il trasporto merci;
- e. Aumento del peso per asse (Heavy Axle load - HAL);

a) *Considerazioni sul metodo di incremento della capacità attraverso l'aumento della lunghezza dei treni.*

La lunghezza di un treno è determinata da numerosi fattori. Tra questi si segnalano:

- Limiti imposti dal modulo della linea ferroviaria.

Ciascun tratto di linea ferroviaria è provvisto di stazioni e posti di movimento da utilizzare per la partenza, l'incrocio e le precedenza tra treni. Tali attività avvengono su binari di lunghezza prestabilita. Il valore minimo di queste lunghezze, per un dato tratto di linea, viene definito modulo della linea e costituisce un limite difficilmente superabile nella composizione dei convogli.

- Limiti imposti dalla massima resistenza degli organi di attacco.

I treni sono composti da veicoli collegati tra loro con degli organi di attacco. Trascurando i casi di trazione distribuita, gli sforzi di trazione sono applicati on locomotive poste in testa, coda e in posizione intermedia nei convogli. Il caso più tradizionale è il posizionamento della locomotiva in testa al convoglio.

Ad esempio sulla rete ferroviaria italiana vigono dei limiti da imporre alla massa rimorchiabile in funzione del grado di prestazione della linea, con riferimento agli organi di attacco:

**Tabella 4.2 - massa massima rimorchiata ammessa sulla rete ferroviaria italiana in funzione della resistenza degli organi di attacco. FONTE PGOS**

MASSIMA MASSA RIMORCHIABILE IN TONNELLATE		
Gradi di prestazione	Mezzi termici e relativi rimorchi	Mezzi elettrici e relativi rimorchi
Da 1 a 14	250	410
Da 15 a 18	200	360
Da 19 a 22	170	320
Da 23 a 26	150	280
Da 27 a 31	140	280

Altre limitazioni sono dettate dalla necessità di garantire il corretto funzionamento della frenatura continua automatica estesa a tutto il convoglio:

**Tabella 4.3 - Lunghezza massima dei treni sulla rete ferroviaria italiana in funzione della tipologia di frenatura. Fonte PGOS**

Tipo di frenatura	Lunghezza massima in metri
Frenatura continua tipo viaggiatori	660
Frenatura continua mista	
Frenatura a mano	
Frenatura parzialmente continua	
Frenatura continua tipo merci	1000

In ogni caso il valore massimo della massa del treno non può eccedere le 1600 t., come prescritto dal regolamento italiano “Prefazione Generale all’Orario di Servizio”.

Le considerazioni sopra riportate riguardano la massa del materiale rotabile rimorchiato ma si correlano strettamente alla lunghezza del convoglio in quanto come è chiaro, a parità di tipologia di carro, la lunghezza del treno risulta linearmente dipendente dalla sua massa.

*Caso b) Incremento del numero di convogli/ ora*

Questa tipologia di intervento si correla con la scelta del sistema di distanziamento dei treni adottato.

Su questo fronte la rete ferroviaria europea sta facendo degli enormi progressi, attualmente limitati al traffico passeggeri, connessi con l’introduzione del sistema ERTM/ETCS.

*Caso c) – Aumento del profilo limite di carico*

Per poter permettere la circolazione del materiale rotabile sulle linee ferroviarie è necessario che le distanze degli ostacoli, presenti sulla via, assicurino il libero passaggio dei veicoli e che siano rispettati fra il profilo della via ed il profilo del materiale rotabile (o del carico dei carri) opportuni franchi minimi al di sotto dei quali non si può mai scendere senza recare pregiudizio alla circolazione ferroviaria.

Le condizioni a cui deve soddisfare un veicolo od un carico su carro per essere considerato in sagoma sono essenzialmente rappresentate da un "contorno di riferimento" e da regole che vi sono associate.

Il contorno di riferimento viene comunemente denominato "profilo limite".

Per la circolazione sulle sole linee della rete FS vale il "Profilo limite FS", mentre per la circolazione sulle linee estere vale invece il "Profilo limite internazionale" stabilito da accordi internazionali, che vanno sotto il nome di Unità Tecnica (U.T.) e Fiche 502.

Nella circolazione in rettilineo e in curva le sezioni trasversali dei veicoli

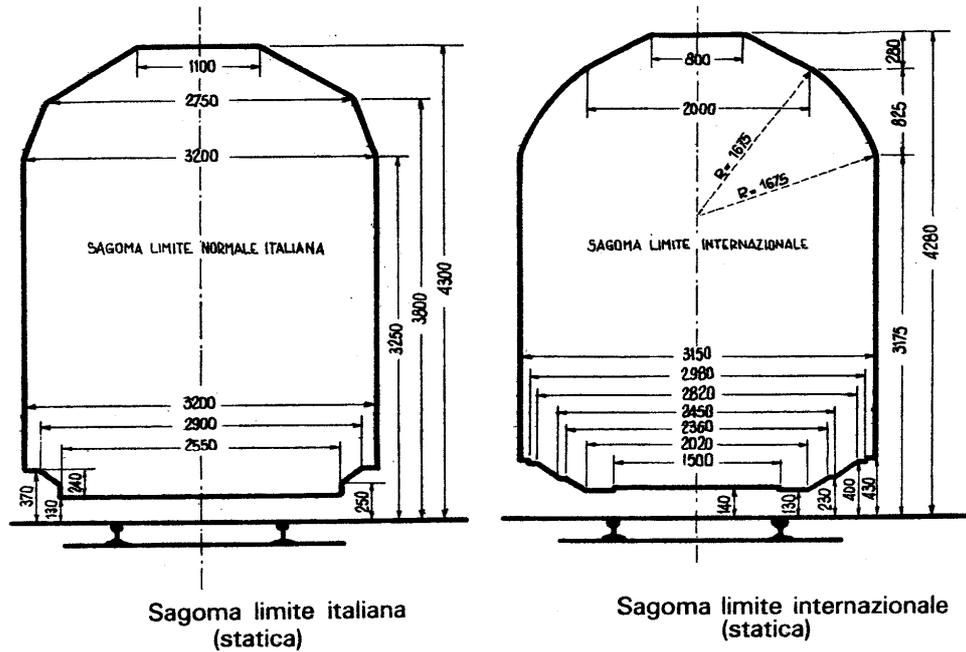


Figura 4.2 – sagoma limite italiana e internazionale

subiscono degli spostamenti trasversali rispetto all'asse del binario per effetto dei giuochi negli organi del rodiggio, fra ruote e binario e dell'iscrizione in curva. Per quanto riguarda in particolare l'iscrizione in curva, le sezioni comprese fra gli assi o fra i perni dei carrelli subiscono delle traslazioni verso l'interno della curva di entità progressivamente maggiore col diminuire del raggio; quelle ubicate al di là degli assi o dei perni dei carrelli subiscono delle analoghe traslazioni verso l'esterno della curva.

Nel caso che il veicolo abbia una sospensione sensibilmente molleggiata le sezioni trasversali possono subire anche delle rotazioni intorno ad un asse orizzontale longitudinale, che assumono i massimi valori verso l'interno della curva a veicolo fermo su un binario in sopraelevazione e verso l'esterno della curva a veicolo in movimento in un binario in curva percorso alla velocità massima (per il massimo valore dell'accelerazione centrifuga non compensata).

Mentre questa rotazione raggiunge valori importanti per i veicoli molleggiati destinati al servizio viaggiatori, non è quasi mai rilevante per i carri destinati al servizio merci e pertanto non se ne tiene normalmente conto (salvo casi particolari).

L'inviluppo esterno delle posizioni assunte dalle varie sezioni trasversali del veicolo o del carico, tenuto conto di tutti gli spostamenti cinematici che essi subiscono, definisce quello che si chiama *profilo di ingombro* del veicolo o del carro. Secondo le regole stabilite per il *contorno di riferimento* dell'Unità Tecnica e per estensione anche al *Profilo limite italiano*, si ammette che il profilo di ingombro nella circolazione in curva di raggio di 250 metri possa eccedere rispetto al profilo limite, di una certa quantità, che è fissata in 75 mm per le parti al disopra di 0,43 m sul piano del ferro e in 25 mm per le parti inferiori.

Questa eccedenza ammessa diminuisce gradualmente con l'aumentare del raggio ed è minima nella circolazione in rettilineo.

Se le linee ferroviarie fossero interamente rettilinee, il *distanziamento perimetrico* fra sezioni trasversali del materiale rotabile e profilo della sagoma limite si potrebbe ridurre a valori minimi e in definitiva si potrebbe disporre di un materiale rotabile di maggiore capacità.

Poiché al contrario le linee ferroviarie si compongono di tratti rettilinei e di tratti curvi, il dimensionamento del veicolo (*lunghezza, larghezza, altezza, passo, aggetti*) va definito tenendo conto delle condizioni più sfavorevoli in cui detto veicolo verrà

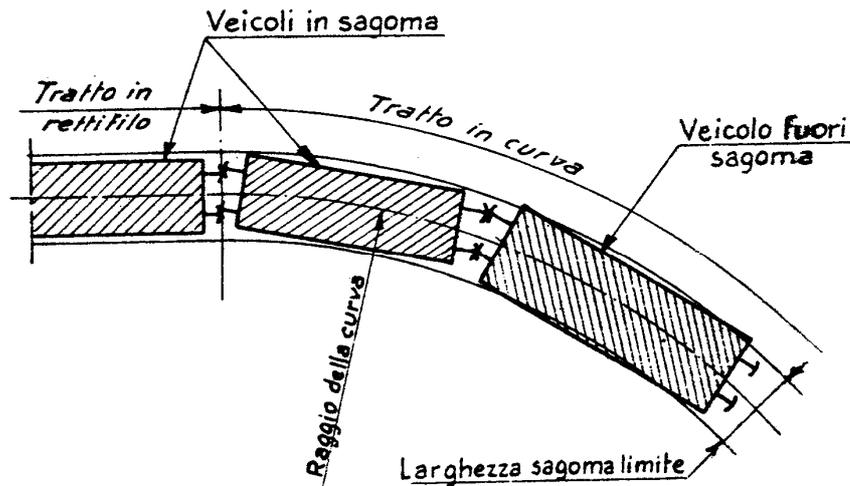


Figura 4.3 - sagoma limite nell'iscrizione in curva

a trovarsi in particolari tratti di linea.

Per contenere il profilo di ingombro entro i limiti prescritti, il dimensionamento dei veicoli viene fatto applicando delle *riduzioni alle larghezze* corrispondenti al *contorno di riferimento*, secondo delle formule stabilite dalla stessa Unità Tecnica,

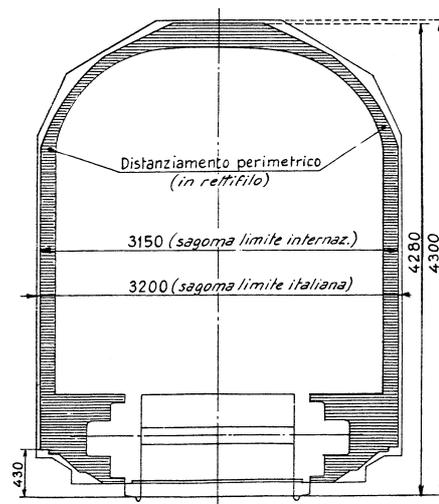


Figura 4.4 – differenze tra sagoma limite internazionale e italiana

che tengono conto del passo dei veicoli, del passo dei carrelli, dei giuochi di scartamento e dei giuochi del rodiggio.

Queste riduzioni si distinguono in *interne* (per le parti situate fra gli assi o i perni dei carrelli con valore massimo in corrispondenza della sezione di mezzeria) e in *esterne* (per le parti situate al di là degli assi o dei perni dei carrelli con un massimo nella sezione di estremità).

Con l'applicazione delle suddette *riduzioni* i veicoli vengono quindi dimensionati entro dei limiti inferiori a quelli del *profilo limite*, determinando quello che si chiama profilo di costruzione del veicolo.

Secondo l'Unità Tecnica delle Ferrovie (U.T.) il caso limite più sfavorevole da considerare per i binari di corsa, è quello del veicolo inscritto in curva di 250 mt di raggio, gioco fra bordini delle ruote e rotaie ai valori massimi e, se trattasi di veicoli a carrelli, con travi oscillanti (travi ballerine per veicoli di vecchio tipo) spostate unilateralmente verso l'interno della curva.

Criteri analoghi a quelli stabiliti per la costruzione dei veicoli vengono osservati nello stabilire le regole a cui devono soddisfare i carichi su carri scoperti per essere considerati in sagoma.

A titolo di curiosità utile, consideriamo il caso di un veicolo col quale si volesse sfruttare, integralmente, le possibilità di spazio della sagoma; in pianta, detto veicolo, dovrebbe avere, press'a poco, la forma della Figura 4.5 (profilo *a b c d e f g h i l*).

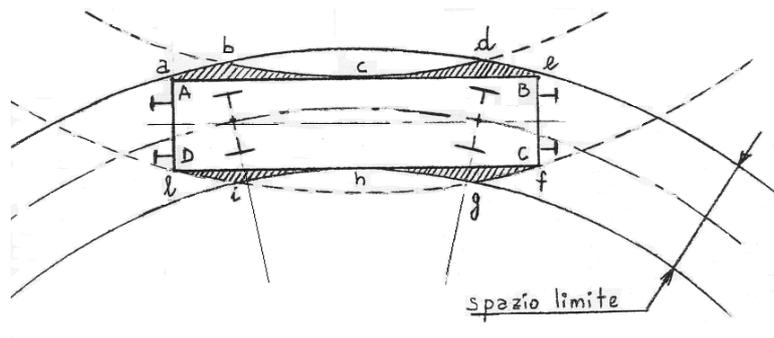


Figura 4.5 - iscrizione del veicolo in curva ai fini della sagoma

Ovviamente nessuna Impresa ferroviaria darebbe il benestare per la costruzione di un veicolo fatto nella maniera su esposta, ma ripiegherebbe senz'altro sul profilo più semplice *A B C D* che, oltretutto, sarebbe meno costoso.

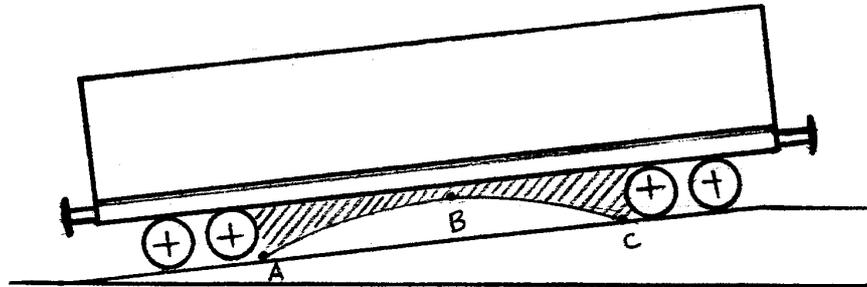
Il profilo *a b c d e f g h i l* diventa però un limite, da rispettare rigorosamente, ogni qualvolta sulle pareti laterali del veicolo si devono applicare parti sporgenti come vedette da bagagliai, mancorrenti, ecc.

Altra sagoma limite da rispettare è quella relativa alle parti basse prossime al binario.

Infatti tutte le parti ancorate al sotto-telaio del veicolo non devono sorpassare, in dimensioni verticali, la linea *A B C* della Figura 4.6.

Ciò per evitare interferenze fra detti parti e le rampe di accesso alle navi traghetto durante le operazioni di imbarco.

La linea A B C si traccia a mezzo dati tabellari e il suo andamento è in funzione del passo del veicolo.



**Figura 4.6 - problematiche di sagoma per imbarco su navi traghetto**

Per evitare che si verifichino interferenze fra i veicoli e gli ostacoli fissi è necessario evidentemente che il profilo di ingombro dei veicoli in circolazione, definito come sopra, risulti sempre contenuto con sufficiente margine entro un contorno che viene chiamato **profilo minimo degli ostacoli**

Secondo le norme vigenti sulla rete ferroviaria italiana il profilo degli ostacoli, detto anche *profilo minimo della via* è definito da una linea che è parallela al profilo limite italiano ad una distanza così stabilita:

- 150 mm in rettilineo e fino a curve di raggio 250 m per le parti situate al di sopra di 0,37 m sul piano del ferro;
- 40 mm in rettilineo e fino a curve di raggio 250 m per le parti situate al di sotto di 0,37 m sul piano del ferro;
- per curve di raggio inferiore a 250 m i valori sono riportati su apposite tabelle.

Sono considerati "trasporti eccezionali", agli effetti del profilo limite (indicati convenzionalmente con la sigla T.E.S.), i trasporti che nella circolazione in rettilineo e in curva eccedono rispetto ai limiti regolamentari del profilo.

Praticamente tale eccedenza, in relazione a quanto detto ai punti precedenti, si verifica quando il carico, posizionato sul carro destinato al trasporto posto in rettilineo ed in posizione centrata rispetto al binario, presenti delle sporgenze rispetto al contorno del profilo limite diminuito delle riduzioni riportate in apposite tabelle

Tali riduzioni, variabili come si è detto, a seconda del passo dei veicoli, vanno applicate per ogni sezione trasversale del carro o del carico in funzione della distanza della sezione stessa dalla sala estrema o dal perno del carrello più vicino e definiscono per ogni carro o carico il contorno considerato in sagoma, (v. art. 127 della Prefazione Generale all'Orario di Servizio di RFI S.p.A).

L'effettuazione di un T.E.S. può essere autorizzata se le sue massime dimensioni di ingombro, tenuto conto di tutti gli spostamenti trasversali che si possono verificare nella circolazione in rettilineo e in curva, sono tali da assicurare il

rispetto degli ostacoli fissi o dei treni incrocianti, con un congruo margine di sicurezza.

Quando tale margine di sicurezza non possa raggiungere il valore minimo compatibile con la circolazione alla velocità normale, o con l'incrocio in linea di altri treni, devono essere osservate determinate prescrizioni cautelative

Un trasporto od un veicolo ordinario deve:

- a) in riposo, su binario in rettilineo ed in posizione centrata rispetto al binario, risultare entro il *profilo limite* delle linee che devono essere percorse;
- b) su curve con raggio minimo di mt 250 di raggio, il trasporto od il veicolo, dovranno risultare entro il *profilo limite* interessato, ridotto però dei valori (in funzione del passo del carro) che possono essere rilevati in apposita tabella. Infatti il passaggio di un veicolo su di una curva provoca inevitabilmente uno spostamento geometrico trasversale rispetto all'asse del binario.

Se queste condizioni non sono rispettate, il carico è eccezionale per eccedenza di profilo.

In questo caso le condizioni di trasporto saranno determinate dalla posizione degli ostacoli fissi e dalla entità degli interbinari.

Dalle considerazioni sopra riportate si evince che la compatibilità di una linea con profili limite di carico di sezione avente area la più grande possibile

#### 4.2.1.1 *Aumento del peso assiale*

La Capacità netta treno è elevabile attraverso l'aumento del peso assiale dei veicoli.

L'incremento del peso assiale è il metodo di incremento della capacità netta treno maggiormente utilizzato nel continente americano, ove sono eserciti commercialmente convogli con 33 t/asse. Si cerca di aumentare la "densità" della capacità di trasporto del singolo treno ovvero il treno potrà portare una quantità di carico maggiore, a parità di altre condizioni.

L'approccio ad elevato peso assiale presenta gli aspetti di maggiore complessità dal punto di vista dello studio della dinamica di marcia del veicolo e richiede una attenta valutazione dei costi/benefici dell'investimento. I vantaggi economici che derivano dall'aumento del carico pagante devono essere superiori a:

- Costi infrastrutturali;
- Costi di esercizio e manutenzione;
- Costo di costruzione del veicolo ad elevato peso assiale;
- Costi di implementazione del peso assiale elevato (opere d'arte, mezzi di trazione ecc..)

L'incremento del peso assiale, per essere utile, deve essere correlato ad un corrispondente aumento del peso per metro lineare in modo da consentire ad un convoglio di lunghezza prefissata di trasportare una maggiore quantità di merce.

Con un peso assiale maggiore possono essere impiegati meno treni e meno veicoli a parità di esigenze di trasporto in termini di peso da trasportare e/o aumentare la capacità di trasporto merci di una infrastruttura. In altre parole

L'obiettivo del problema è quello di consentire allo stesso convoglio di trasportare più merce.

Gli elementi infrastrutturali che con l'aumento del peso assiale necessitano di interventi sono:

- Armamento e Sede;
- Ponti;
- Sottopassi e attraversamenti;
- Dinamica di marcia - Contatto ruota rotaia ivi compreso le variazioni connesse alla fatica di contatto;
- Struttura dei veicoli

Attività che mitigano l'impatto sulle modifiche infrastrutturali sono:

- Sviluppare nuove tecnologie (ad esempio assi sterzanti per migliorare l'iscrizione in curva, sospensioni migliorate per contenere le sollecitazioni sull'infrastruttura ecc.);
- Potenziare la manutenzione specie sotto il profilo della lubrificazione del contatto ruota rotaia, la rettifica e la molatura;

Il percorso deve essere necessariamente alimentato da:

L'analisi della maggiore richiesta di capacità della rete ferroviaria (in termini di masse trasportate);

L'esame dell'incremento del peso assiale dei convogli comporterà anche la necessità di studiare la dinamica longitudinale dei convogli e la frenatura.

La complessità dell'approccio proposto non consente di prevedere nel breve termine un aumento generalizzato del peso per asse sulla rete ferroviaria Europea, ma occorrerà puntare l'attenzione su specifici casi anche perché la situazione Europea vede un uso diffuso della rete ferroviaria promiscuo tra il trasporto passeggeri e merci.

A ciò va aggiunto che i pesi per asse standard maggiormente diffuso dagli anni ottanta è 20 t/asse e 22,5 t/asse.

In Europa come è noto l'interoperabilità ferroviaria con la costituzione dei nuovi corridoi per le merci sta avendo un grande impatto sulle scelte strategiche dei gestori delle infrastrutture e delle imprese ferroviarie consentendo di pensare ad una progettazione delle nuove linee compatibile con uno standard di 25 t/asse parallelamente ad un incremento di velocità.

In effetti tale peso per asse è stato normativamente considerato (STI, fiches UIC, norme EN) come possibile

Alcune esperienze sono state già compiute da alcuni paesi europei:

*Svezia.*

In Svezia sono state effettuate numerose ricerche per effettuare l'upgrade della rete passando dai 22,5 t/asse ai 25 t/asse giungendo ad esperienze di circolazione con 30 t/asse. Nell'anno 2006 il 34% della rete svedese è stata resa compatibile con i 25 t/asse.

Allo stesso tempo è stato introdotto un nuovo profilo limite di carico nel 24% della rete. Il nuovo profilo consente un'altezza massima dal piano del ferro pari a 4830 mm e una larghezza massima di 3600 mm.

La strategia è stata di procedere tratta per tratta con un progetto che prevede che tutte le linee svedesi saranno compatibili con i 25 t/asse prima e i 30 t/asse poi. E' stato varato un piano di investimenti a lungo termine con incentivi che hanno sostenuto le aziende ferroviarie ad investire nell'incremento del peso assiale. I settori che maggiormente hanno colto queste opportunità sono stati il settore minerario e metallurgico.

#### *Regno Unito;*

Nel Regno Unito l'approccio preferito è stato quello di integrare il trasporto passeggeri con il trasporto delle merci puntando su un aumento della capacità che si basa:

- Ottimizzazione degli orari;
- Valutazione di modi alternativi di trasporto;
- Valutazione di possibili percorsi di trasporto alternativi con la medesima destinazione;
- Aumento della lunghezza dei treni;
- Potenziamento del segnalamento;
- Aumento del peso assiale.

La parte dello studio relativa all'incremento del peso assiale come si evince non è risultata prioritaria.

#### *Germania*

In Germania è stato effettuato un test su carri per il trasporto di prodotti metallurgici sulla linea Amburgo – Salzgitter con un peso assiale utilizzato di 25 t/asse. Esiste un progetto di realizzazione di circa 4500 km di linee specializzate per il trasporto merci con un peso assiale di 25 t/asse. I punti di approfondimento dell'azione tedesca si basano sull'approfondimento delle seguenti tematiche:

Abbinamento dei treni pesanti con elevato peso assiale con le linee specializzate per il trasporto delle merci con gli obiettivi di riduzione del numero assoluto dei convogli per ridurre l' inquinamento;

Monitoraggio dello stato di carico dei veicoli.

#### *Francia*

In Francia l'approccio si basa su due punti fondamentali:

- L'aumento del peso per asse;
- L'aumento della lunghezza dei treni e della loro massa complessiva.

Attualmente lo standard francese prevede treni di lunghezza pari a 700 m, circolanti alla velocità di 100 km/h (massimo 1000 m e 1600 t come in Italia). Sono allo studio treni per il traffico combinato di 2000 tonnellate di peso e 1000 m di lunghezza.

Le esperienze più significative in Francia sono state condotte per i treni per il trasporto dei cereali con 3600 t di peso complessivo e 22,5 t/asse.

Come si vede l'approccio francese tende a privilegiare l'aumento della lunghezza dei treni e del peso complessivo degli stessi.

Nonostante le difficoltà tecniche associate con l'aumento del peso assiale, la UIC stima che i treni pesanti possono coinvolgere una quota che oscilla tra il 10 e il 30% del mercato del trasporto europeo.

Molti gestori delle reti europee hanno attuato degli studi e delle sperimentazioni sulle modalità di aumentare la capacità di trasporto dei trasporti merci.

L'approccio HAL (*heavy axle load*) richiederà modifiche all'armamento e alla sede, alle opere d'arte e alla struttura dei veicoli.

L'adozione di un peso assiale di 30 t/asse è ancora un'ipotesi di studio.

In questo lavoro di ricerca si è fissata l'attenzione sulla possibilità di incrementare il peso per asse trascurando, in questa prima fase, gli aspetti connessi con il peso per metro lineare e la dinamica del veicolo, prima, e del treno completo poi introducendo anche le variabili sopra accennate.

Per decidere se è sostenibile aumentare la capacità di trasporto di un treno fissato attraverso l'aumento del peso per asse, lasciando inalterata la geometria del veicolo si intende procedere ad una analisi dinamica del comportamento di un carrello standard tipo Y25L, normalmente soggetto al peso per asse di 22,5 t/asse, cui venga gradualmente incrementato il valore del peso assiale sino a 30 t/asse.

La velocità di tracciato massima è stata individuata in 200 km/h.

Scopo dell'indagine è capire la variazione di cimento dell'infrastruttura per disporre di uno strumento di scelta di natura tecnico economica relativo alla possibilità di attuare la variazione sulle infrastrutture correntemente disponibili in Europa o se occorra invece pensare a soluzioni infrastrutturali specifiche.

Lo studio è effettuato utilizzando il software di simulazione dinamica Simpack, gentilmente concesso in uso, per questa ricerca, dal Politecnico di Torino.

Il primo step del lavoro è stato quello di implementare un modello dinamico di un carrello Y25L standard su un tracciato geometrico che si ipotizza essere quello della linea Palermo-Messina, primo tratto del corridoio TEN Palermo - Rotterdam.

Il modello così realizzato è stato testato dapprima studiando il comportamento dinamico della singola sala montata e poi successivamente simulando la presenza dell'intero telaio carrello, le sospensioni primarie e la cassa per giungere così all'analisi del comportamento di un veicolo completo

## **5 La dinamica di marcia dei rotabili ferroviari.**

### **5.1 Introduzione**

Nei capitoli precedenti si è effettuato una analisi di tipo trasportistico sull'andamento del mercato delle merci per ferrovia. Si è in particolare, partendo dalle quantità e tipologie di merci movimentate, analizzata la possibilità di individuare nuovi segmenti di mercato che sfruttino le elevate potenzialità delle infrastrutture AV/AC oggi disponibili in Europa.

Il percorso di ricerca ha evidenziato che nel settore del trasporto merci l'idea dello sfruttamento delle reti ferroviarie AV per il trasporto delle merci è possibile, nel campo dell'Alta Velocità, solo per segmenti di mercato di nicchia, ossia il trasporto postale e dei piccoli colli di elevato valore unitario, segmento tipicamente gestito dagli integratori e dai corrieri espressi.

Le reti AV, d'altra parte, specie nelle ore notturne rimangono inutilizzate e potrebbero ragionevolmente essere impiegate per trasporti merci a velocità convenzionale.

Il mercato più appetibile del trasporto su ferro rimane quello tradizionale e, per raggiungere obiettivi sempre maggiori di efficienza, si è analizzata la capacità di una infrastruttura ferroviaria e i metodi per incrementarla.

Tra i metodi analizzati, seguendo una tendenza mondiale ed europea, si è selezionato l'incremento del peso assiale di convogli convenzionali.

Questa scelta pone degli ostacoli tecnici estremamente rilevanti specie sul piano dell'effetto che una tipologia di trasporto a peso incrementato potrebbe avere su una infrastruttura selezionata ad Alta Capacità. La ricerca, a questo punto, grazie anche alla collaborazione con il Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Torino si è spostata su tematiche tecniche per rispondere ad una fondamentale domanda: E' tecnicamente fattibile incrementare il peso assiale di un convoglio convenzionale? E a quali condizioni?

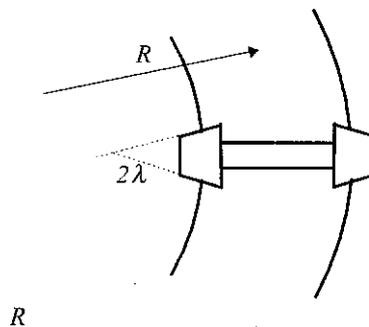
La risposta a questo essenziale quesito richiede l'approfondimento della dinamica di marcia dei rotabili.

Lo studio dinamico è stato completato con la realizzazione di un modello di veicolo con carrelli di tipo convenzionale utilizzato per effettuare prove dinamiche ad elevato peso assiale.

L'argomento sarà ampiamente esaminato nel capitolo 1116.

### **5.2 Dinamica della sala montata isolata**

Il convoglio ferroviario che si muove lungo un binario costituisce uno dei sistemi meccanici più complessi che si conosca in letteratura. Il rotabile è infatti composto da corpi, normalmente pensati come rigidi, che possono essere interconnessi tra loro mediante vincoli di tipologia variabile costituiti in generale da elementi elastici e smorzatori. In tale insieme complesso va aggiunto l'effetto del contatto ruota rotaia, caratterizzato da forze non conservative che si generano nell'area di contatto tra il profilo della ruota e il profilo della rotaia.



La differenza principale tra un veicolo ferroviario e gli altri tipi di veicoli per trasporto è la funzione di guida esercitata dalle rotaie. La rotaia, infatti, oltre ad essere appoggio per le ruote determina la guida laterale delle stesse.

I due fondamentali problemi sono la marcia di convogli costituiti da più veicoli e la guida dei treni operata dal binario. Una non corretta concezione del sistema di “guida – binario” nella circolazione su curve conduce a scambiare forze laterali con il binario di entità elevata, ad un elevato consumo di ruote e rotaie e, in ultimo, al pericolo di svio. Va inoltre adeguatamente considerata la capacità del veicolo di reagire alle irregolarità della via. Quest’ultimo aspetto può condurre ad instabilità dinamica e statica ed elevate sollecitazioni di fatica sui componenti il veicolo. La presenza di forze con elevata frequenza tra la ruota e la rotaia causano inoltre il danneggiamento delle superfici di contatto delle ruote e delle rotaie producendo anche fenomeni vibrazionali e rumore.

L’esercizio in forma di convoglio, che non sarà approfondito, nel presente lavoro riguarda invece lo scambio longitudinale delle forze tra i veicoli e degli effetti che su tali forze causano l’azione di trazione e frenatura.

La dinamica del veicolo ferroviario è un bilancio tra le forze che agiscono tra la ruota e la rotaia, le forze d’inerzia e le forze esercitate dalle sospensioni e articolazioni tra le varie parti del veicolo.

L’interfaccia ruota rotaia ha una configurazione ormai consolidata da decenni di esperienza e si può affermare che è sotto il controllo del progettista del veicolo.

Le caratteristiche delle sospensioni e delle articolazioni tra i componenti il veicolo, tra i veicoli possono al contrario variare in un intervallo estremamente ampio di differenti soluzioni che sono scelte in base agli obiettivi di esercizio che il veicolo completo deve affrontare.

I veicoli ferroviari, per una sufficiente analisi dinamica, possono essere considerati come la composizione di sale montate, casse e strutture di collegamento tra essi (generalmente i carrelli). Ciascun componente il veicolo è normalmente schematizzato come un corpo rigido con sei gradi di libertà vincolati tra loro. In base alla complessità del modello che si sceglie è possibile introdurre gradi di libertà addizionali per tenere conto delle proprietà elastiche dei corpi.

In questo lavoro si esamineranno gli aspetti della dinamica di marcia dei veicoli con lo scopo di individuare l'effetto dell'incremento dei carichi assiali sull'infrastruttura.

### **5.3 Il rodiggio del veicolo ferroviario**

Il Rodiggio di un veicolo comprende tutte le “masse non sospese” quali le ruote, gli assi e le boccole con i loro accessori nonché il telaio del carrello e gli organi della sospensione. Le principali funzioni del rodiggio sono:

- Trasmissione e bilanciamento dei carichi verticali dalle ruote del veicolo alle rotaie;
- Guida del veicolo lungo il binario;
- Controllo delle forze dinamiche dovute al moto del veicolo sulle irregolarità del binario, nelle curve, negli scambi e conseguenti ai piccoli urti tra i veicoli tipici delle manovre;
- Smorzare efficientemente le oscillazioni del veicolo;
- Applicare le forze di trazione e frenatura.

A seconda della tipologia i veicoli si distinguono in veicoli ad assi e veicoli a carrelli.

Nei veicoli sprovvisti di carrelli i freni e gli organi di applicazione della trazione sono montati sulla cassa del veicolo. Le forze di trazione e frenatura sono trasmessi attraverso barre di trazione o guide delle sale (“parasale”) I veicoli ad assi di tipo convenzionale generano nell'affrontare le curve delle forze di entità notevolmente superiore del veicolo di uguale lunghezza, ma a carrelli; per questo motivo i veicoli ad assi devono essere limitati nella lunghezza del passo.

Quando gli organi del rodiggio sono montati su una struttura separata si parla di veicoli a carrelli. I carrelli sono basicamente distinti dal loro numero di assi. La tipologia più diffusa sono i carrelli con due assi, anche se è abbastanza frequente trovare carrelli con tre assi o più specie nelle locomotive.

I carrelli consentono una rotazione relativa tra le sale montate e la cassa del veicolo nell'iscrizione in curva così che gli angoli di attacco delle sale montate possono essere limitati con conseguente riduzione delle forze laterali. I carrelli dei veicoli attuali comprendono anche la funzione di trasmissione di tutte le forze laterali, longitudinali e verticali tra la cassa del veicolo e le sale montate del rodiggio. Sono inoltre presenti organi di trasmissione degli sforzi di trazione e frenatura.

#### **5.3.1 la Sala montata**

La sala montata è l'organo essenziale del rodiggio. Essa è costituita, nella grande maggioranza dei casi, da un asse rigido che collega tra di loro due ruote. Esistono, anche se trovano una minore diffusione sale montate con ruote indipendenti.

Da un punto di vista meccanico la sala ha le seguenti funzioni

- Mantenere la necessaria distanza tra il veicolo e il binario;
- Fornire la guida che determina il moto compatibilmente con la sagoma limite anche nella condizione di circolazione in curva e sugli scambi;

- Costituire il mezzo di trasmissione delle forze di trazione e frenatura tra veicolo e rotaia per accelerare e rallentare il veicolo stesso;

Il tipo di sala montata che è possibile ritrovare sui veicoli dipende da:

- Il tipo di veicolo (se motore o trainato);
- il tipo di frenatura installato (se a ceppi, a dischi calettati sull'asse, a dischi calettati sulla ruota)
- La costruzione del centro ruota e la posizione dei cuscinetti sull'asse;
- La necessità di limitare le alte frequenze utilizzando elementi elastici tra il centro ruota e il cerchione.

In Figura 5.2 si riporta alcune tipologie costruttive comuni di sala montata.

A dispetto delle varietà costruttive tutte le sale montate hanno due caratteristiche fondamentali comuni: la connessione rigida tra le ruote attraverso l'asse e la sezione trasversale della superficie di rotolamento detta profilo.

Nell'affrontare una curva la rotaia esterna si trova posizionata su di un raggio maggiore che la rotaia interna. Questo significa che una ruota cilindrica deve percorrere uno spazio lineare maggiore sulla rotaia esterna rispetto a quella interna. Dal momento che l'asse tra le ruote è rigido, la velocità angolare delle ruote è la medesima non può aversi moto di puro rotolamento. Allo scopo di eguagliare lo spazio lineare percorso dalle due ruote deve prodursi uno slittamento "slip" che produce un incremento della resistenza di rotolamento causando usura aggiuntiva sia sulle ruote che sulle rotaie. Una soluzione è quella di adottare un profilo della ruota conico con inclinazione variabile in funzione dello spostamento trasversale della sala montata.

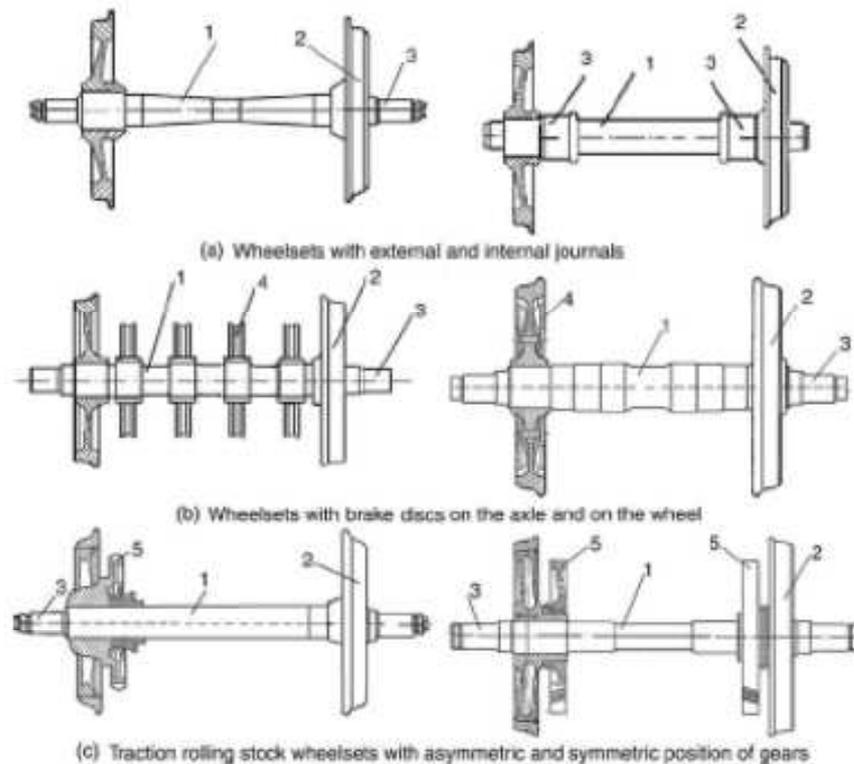


Figura 5.2 - Tipologie progettuali di sala montata

La posizione del punto di contatto con la sala montata individua il “circolo di rotolamento” ossia identifica la sezione verticale della ruota su cui si misura il diametro nominale della stessa, normalmente impiegato come riferimento. Sulla parte interna della ruota è installato il bordino che ha la funzione essenziale di impedire il deragliamento in curva e fornire la funzione di guida della sala montata quando le forze di strisciamento “creep” non sono sufficientemente contrastate e il veicolo diviene instabile. Si è già detto che, nel percorrere una curva la ruota esterna ruota su di un raggio maggiore che quella interna; data la conicità, esiste un unico valore di raggio di curva che consente alla sala montata di avere un moto di puro rotolamento su entrambe le ruote. Considerato che la popolazione delle curve delle linee ferroviarie contiene una grande varietà di raggi di curvatura si capisce come l'usura dovuta allo slittamento sia una circostanza del tutto normale nella circolazione dei veicoli ferroviari anzi è proprio sugli studi effettuati su tale usura che, negli anni, è stato stabilito il profilo in uso sulle reti ferroviarie.

La conicità è definita come la differenza di raggio di rotolamento tra le due ruote di una sala montata rapportata ad uno spostamento laterale definito.

A dispetto della grande varietà di profili che è possibile incontrare, si possono identificare numerose caratteristiche comuni: la larghezza del profilo è tipicamente compresa tra 125 e 135 mm, mentre del bordino è compresa tra 28 e 30 mm. Il bordino ha un profilo raccordato con una inclinazione tra i  $65^\circ$  e i  $70^\circ$ . In prossimità del circolo di rotolamento la conicità del profilo è di 1:10 o 1:20 al fine di evitare instabilità (“*hunting*”). L'estremità del profilo opposta al bordino è caratterizzata da un raccordo generalmente a  $45^\circ$  per facilitare la circolazione sugli scambi. La distanza tra il profilo della rotaia e la faccia attiva del bordino ammonta a 4-8 mm. La conicità del profilo, in generale variabile con lo spostamento trasversale  $y$  è dell'ordine dei  $2^\circ$ .

I profili delle ruote moderne il profilo conico è sostituito da un profilo costituito da una serie di raggi per approssimare la figura di usura generata dal moto del veicolo.

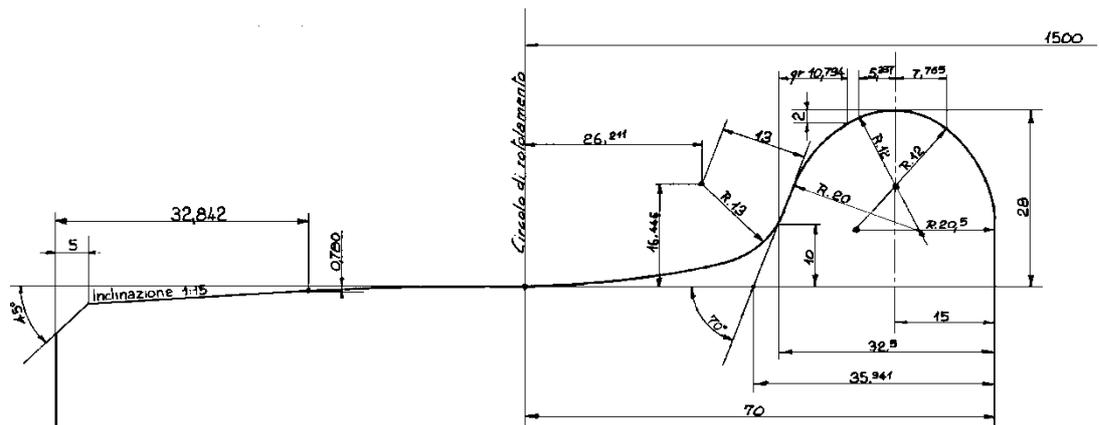


Figura 5.3 Profilo tipo ORE S1002 per ruote con diametro nominale superiore a 760 mm

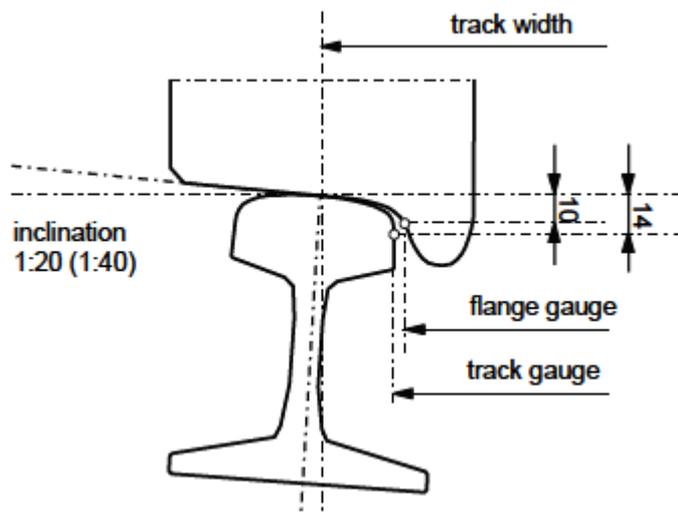


Figura 5.4 - Contatto ruota rotaia in condizioni nominali

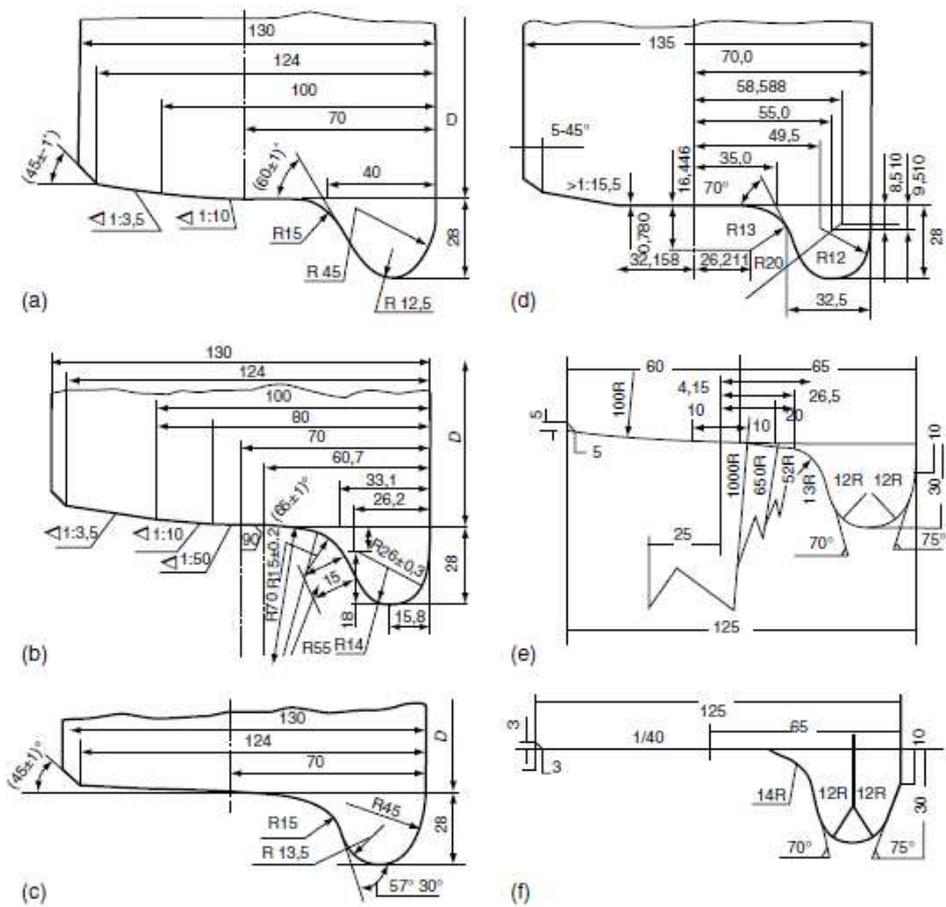
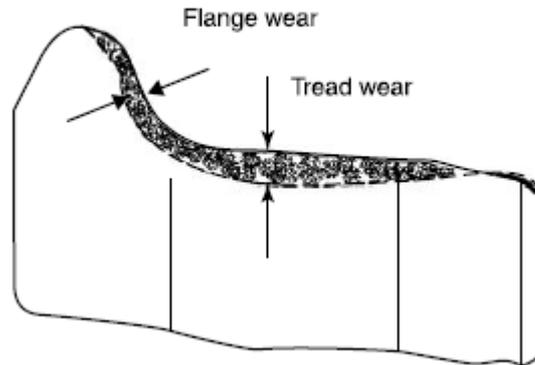


Figura 5.5 – tipologie profili delle ruote



**Figura 5.6 -Tipica usura del profilo della ruota**

Nel caso frequente di profili con conicità variabile si definisce un parametro molto utilizzato per caratterizzare la stabilità del veicolo in esercizio: la conicità equivalente.

Essa è definita in vario modo, il più semplice è:

$$\gamma_{eq} = \frac{\Delta y}{2R} \quad (5.1)$$

E' importante notare che la differenza di raggio di rotolamento è una funzione delle pendenze sia della ruota che della rotaia e quindi la conicità equivalente non può essere pensata come caratteristica propria del profilo della ruota. Durante il processo di usura la pendenza del profilo può alterarsi significativamente in funzione di numerosi fattori tra i quali il profilo di curvatura del percorso, il progetto delle sospensioni, l'entità delle forze di trazione/frenatura applicate, il profilo della rotaia incontrato e il suo regime di lubrificazione.

L'usura del profilo della ruota produce un incremento dell'altezza del bordino che può eventualmente arrivare ad urtare con gli attacchi della rotaia. L'usura del bordino si traduce in una riduzione della sua grossezza e in un incremento del suo angolo di inclinazione. Nei casi più importanti, la riduzione della grossezza del bordino conduce a svii sulla coppia ago/contrago degli scambi.

Il profilo delle ruote viene, ad intervalli stabiliti dai piani di manutenzione dei rotabili, ripristinato mediante tornitura effettuata normalmente in fossa.

Le condizioni di contatto sulla base di quanto sopra riportato possono variare notevolmente in funzione delle pendenze di ruota e rotaia. Il contatto può quindi aversi su un singolo punto, due punti o un contatto superficiale (c). Nel caso di contatto su due punti, uno localizzato sul profilo della ruota e l'altro sul bordino, la ruota ha due differenti raggi di rotolamento, incrementando certamente i fenomeni di usura per frizione.



Figura 5.7 - Punti di contatto ruota . rotaia

### 5.3.2 Boccole degli assi.

Le boccole degli assi sono quei dispositivi che permettono alla sala montata di ruotare sui cuscinetti e il montaggio della sospensione primaria per collegare la sala montata al telaio del carrello.

Le boccole delle sale montate sono classificate dalla tipologia di cuscinetto installato (a rulli, a sfere o a strisciamento) nonché sulla base del posizionamento rispetto alle ruote (interno o esterno).

La forma esterna della boccola è determinata dal metodo di connessione tra la boccola e il telaio del carrello con lo scopo di distribuire uniformemente le forze sui cuscinetti. La costruzione interna della boccola è determinata invece dal tipo di cuscinetto e dal modo di sigillatura dello stesso.

I cuscinetti a strisciamento sono ormai in disuso, trovandosi impiegati quasi esclusivamente su veicoli storici. Essi presentano notevoli svantaggi quali:

- Elevato coefficiente di attrito soprattutto alla partenza;
- Scarsa affidabilità;
- Elevato impegno della manodopera nella manutenzione;
- Inquinamento dell'ambiente conseguente al consumo del materiale antifrizione

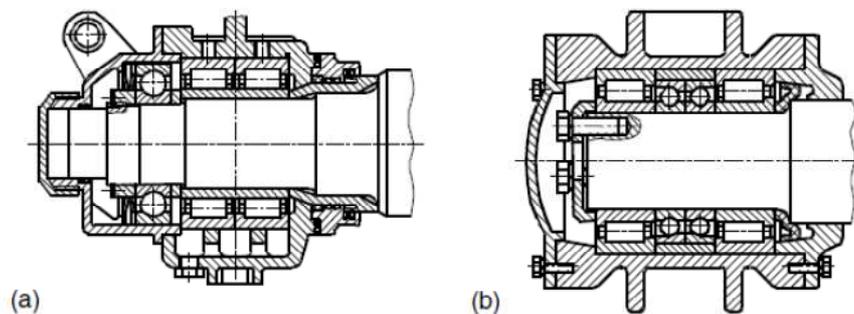


Figura 5.8 - tipologia di boccole in uso per rotabili AV

Le boccole con cuscinetti a rotolamento si classificano sulla base dell'elemento rotolante (sferici, cilindrici o conici) e il metodo di montaggio (con interferenza o con ghiera di montaggio).

I cuscinetti a rulli cilindrici presentano elevate capacità dinamiche nella direzione radiale, ma sono poco adatti alla trasmissione degli sforzi assiali conseguenti al moto laterale della sala.

I cuscinetti a rulli conici consentono la trasmissione efficace sia agli sforzi assiali che radiali ma presentano la necessità di una attenta regolazione delle tolleranze

di montaggio al fine di evitare surriscaldi boccola. Essi infatti generano una quantità maggiore di calore e hanno dei coefficienti di attrito superiori rispetto ai rulli cilindrici.

La soluzione moderna ai problemi di scelta dei cuscinetti sono i cosiddetti cuscinetti a cartuccia, la cui caratteristica fondamentale è quella di essere costituiti in unità prerogolate che non devono essere disassemblate per la loro sostituzione.

Da un punto di vista teorico i cuscinetti a sfere presenterebbero le migliori caratteristiche essendo capaci di trasmettere gli sforzi in tutte le direzioni, ma essi consentirebbero limitate capacità di contrasto verso gli elevati carichi verticali che caratterizzano i veicoli ferroviari.

Le boccole per i veicoli ad alta velocità sono caratterizzati frequentemente dalla presenza di tre cuscinetti: due a rulli e uno a sfere centrale, i primi destinati ai carichi radiali, quello centrale per gli sforzi lungo l'asse della sala montata.

### 5.3.3 Ruote

Ruote ed assi sono le parti più delicate del materiale rotabile. Rotture meccaniche e/o dimensionamenti in eccesso possono frequentemente essere causa di svio dei rotabili.

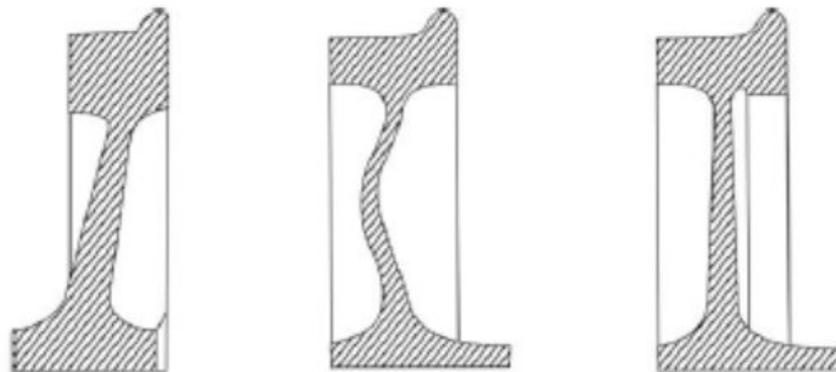
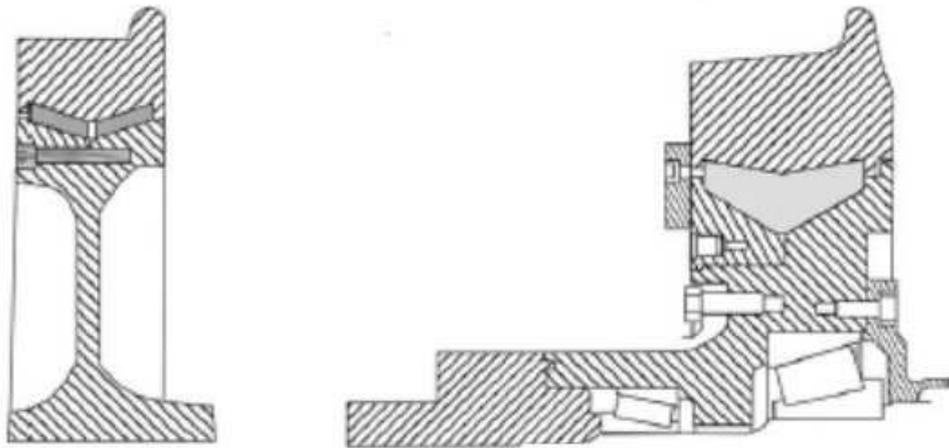


Figura 5.9 –Ruote monoblocco: coniche, ondulate e rette



Figura 5.10 Ruote a cerchione riportato



**Figura 5.11 – Ruote Assemblate**

Le ruote monoblocco sono costituite da tre elementi essenziali: la corona – cerchione, il cerchione ed il centro ruota. Le ruote con cerchione riportato sono caratterizzate da un cerchione calettato a freddo o a caldo che può essere sostituito una volta raggiunto il limite di usura. Il centro ruota può avere forme differenti, la forma più diffusa è il centro ruota ad S che contribuisce alla riduzione delle forze scambiate tra ruota e rotaia.

### **5.3.4 Sospensioni**

Le sospensioni sono costituite da un insieme di elementi elastici, smorzatori e componenti associati che servono a collegare le sale montate con la cassa del veicolo o con il telaio del carrello. Se quest'ultimo, come di consueto, presenta un telaio rigido la sospensione è costituita da due stadi: la sospensione primaria che connette la sala montata al telaio del carrello e la sospensione secondaria interposta tra il telaio del carrello e la cassa del veicolo. I veicoli per il trasporto merci sono attrezzati normalmente con un unico stadio di sospensione.

#### **4.2.4.1 Elementi elastici (molle)**

Gli elementi elastici delle sospensioni sono utilizzati per:

- Equilibrare i differenti carichi tra le ruote (nei veicoli ferroviari lo scarico di una ruota costituisce un fattore di pericolo di riduzione delle forze di guida);
- Stabilizzare il moto del veicolo sul binario;
- Ridurre le forze dinamiche dovute alle irregolarità della via.

Nelle applicazioni ferroviarie vi sono numerose tipologie di molle impiegate tutte presentanti vantaggi e svantaggi. La tipologia maggiormente diffusa di molle è costituita dalle molle elicoidali.

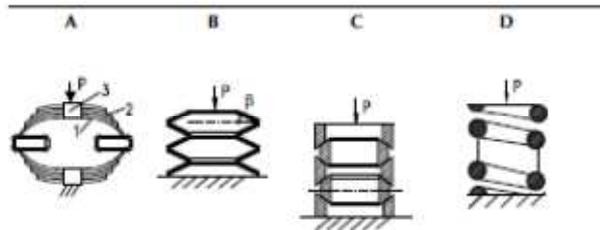


Figura 5.12 - Tipi di molle

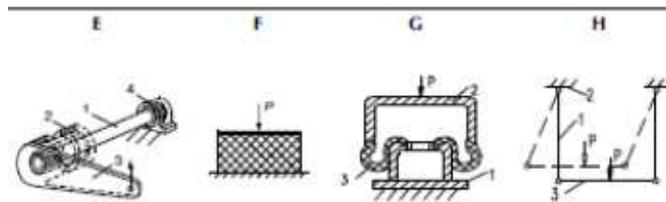


Figura 5.13 - Tipi di molle

#### 4.2.4.2 Smorzatori

Lo smorzamento nei veicoli ferroviari è normalmente ottenuto mediante l'impiego di dispositivi viscosi o ad attrito.

L'attrito secco risulta dallo slittamento relativo di due corpi rigidi in contatto fra loro. La forza di attrito può essere costante o dipendere dalla massa della cassa, ma sempre agisce nel senso di opporsi al moto relativo tra i corpi interessati. La forza è proporzionale al coefficiente di attrito  $\mu$ , alla pressione tra le superfici a contatto  $Q$ , e all'area di contatto  $S$ , secondo la seguente espressione:

$$F_{sec} = -\mu S Q \frac{\dot{z}}{|\dot{z}|} = -F_0 \frac{\dot{z}}{|\dot{z}|} \quad (5.2)$$

Essendo  $F_0$  il modulo della forza di attrito,  $\dot{z}$  la velocità relativa e  $|\dot{z}|$  il modulo della stessa velocità. Il segno negativo esprime il fatto che la forza di attrito si oppone sempre al moto relativo delle superfici.

Lo smorzamento ad attrito viscoso si sviluppa tra due elementi separati da una membrana contenente il liquido oppure negli smorzatori idraulici lo smorzamento è ottenuto facendo defluire il liquido viscoso attraverso un foro calibrato. Lo smorzamento viscoso è proporzionale alla velocità:

$$F_{smor} = -\beta \dot{z}^n \quad (5.3)$$

Dove con  $\beta$  si indica il coefficiente di smorzamento,  $\dot{z}$  è la velocità del moto relativo ed  $n$  è un esponente che può essere maggiore o minore di 1 a seconda del tipo di liquido, e della regime di moto della corrente fluida che si instaura (laminare o turbolento). In luogo di liquidi è possibile utilizzare anche gas aventi proprietà opportune.

Gli smorzatori possono essere anche di tipo attivo con un controllo che agisce secondo una legge definita utilizzando come parametro la velocità relativa.

Per i veicoli atti al trasporto merci sono utilizzati, per motivi di costo, quasi esclusivamente smorzatori ad attrito.

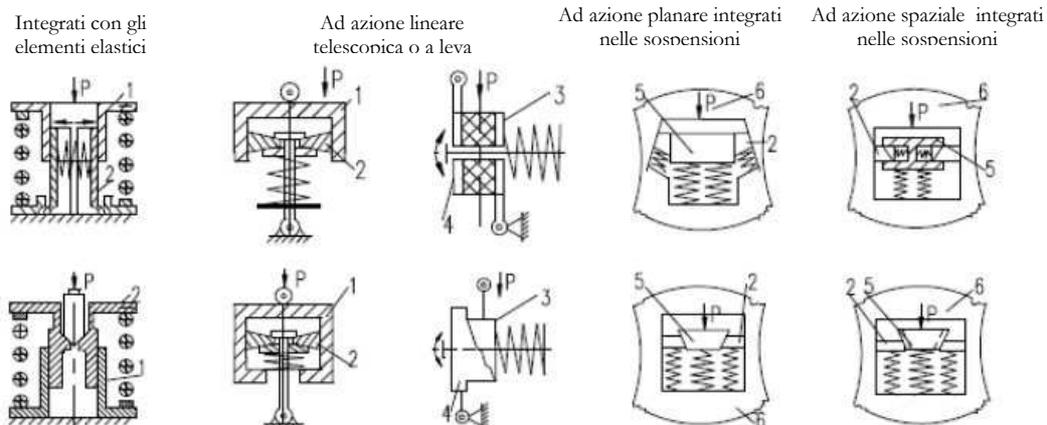


Figura 5.14 - Tipologia di smorzatori ad attrito

### 5.3.5 Pattini e parasale

I pattini sono quei dispositivi che limitano lo spostamento relativo dei carrelli sia in senso longitudinale che laterale mentre i “parasala” sono quei dispositivi impiegati per trasmettere gli sforzi longitudinali alle sale montate. Un tipo molto semplificato di parasala è costituito da due guide verticali che limitano i movimenti dei corpi delle boccole applicati ai parasala.

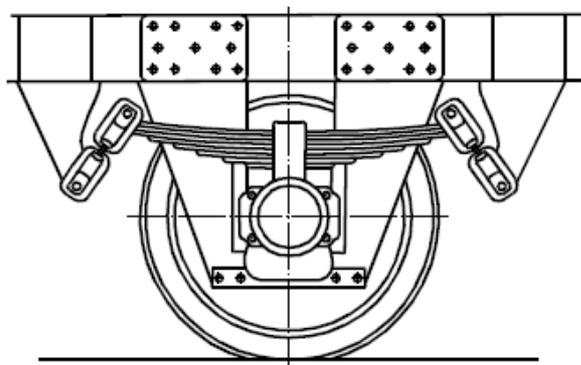
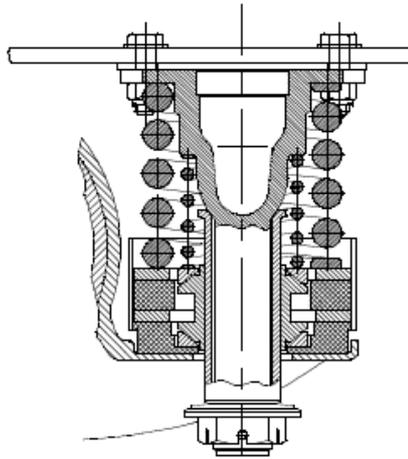


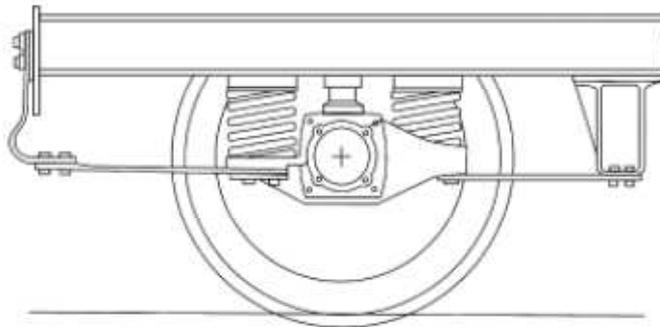
Figura 5.15 - Parasala elementare

Altre tipologie di parasala sono costituiti da guide cilindriche:



**Figura 5.16 - Parasala a perno cilindrico**

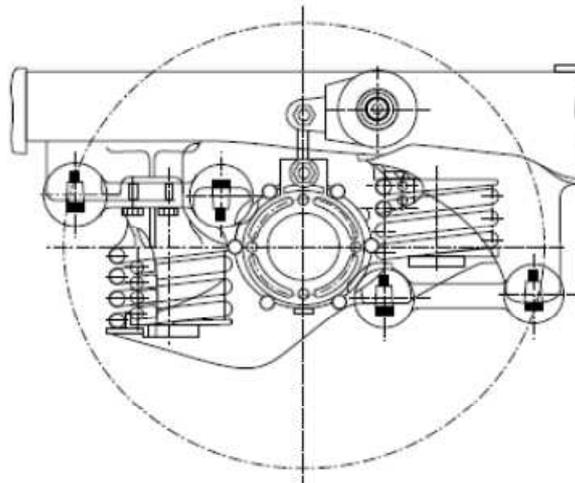
Oppure da lamine elastiche:



**Figura 5.17 - Parasala a Lamine elastiche**

Queste ultime molto impiegate sui carrelli di costruzione tedesca tipo Minden Deutz;

Altre tipologie sono i parasala costituiti da bielle radiali:



**Figura 5.18 - Parasala a bielle radiali**

E infine è opportuno citare la tipologia di collegamento boccola – telaio del carrello molto impiegata in Europa, dove è conosciuta come di tipo “FIAT” ovvero la guida realizzata con una unica biella radiale abbinata al sistema Flexicoil sulla sospensione secondaria.

In quest’ultimo caso sono presenti delle barre di trazione per la trasmissione degli sforzi longitudinali tra cassa e telaio del carrello;

### 5.3.6 Connessione Cassa Carrello

La connessione cassa – carrello ha i seguenti scopi:

- Permettere la rotazione relativa tra la cassa ed il carrello nell’affrontare le curve della via;
- Trasmettere gli sforzi verticali, di trazione e frenatura;
- Fornire ulteriori azioni laterali dinamiche in ausilio a quelle della sospensione secondaria;
- Contribuire alla stabilità del carrello;
- Garantire la stabilità longitudinale del carrello e la equa distribuzione delle forze tra le sale montate sia per i mezzi motori che rimorchiati.

Le tipologie di connessione cassa carrello maggiormente diffuse sono:

- Connessione con superficie piana: molto semplice da un punto di vista costruttivo ed efficace nella trasmissione degli sforzi verticali ma poco adatta alla trasmissione delle forze nelle altre direzioni.

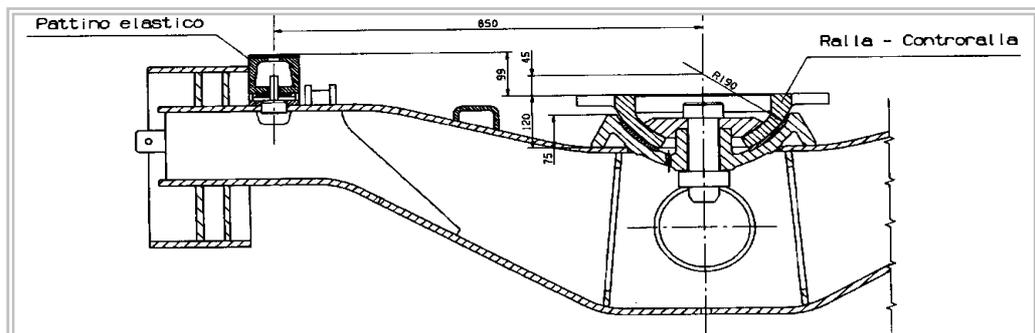


Figura 5.19 - Ralla sferica



Figura 5.20 - Ralla sferica, parte corrispondente sulla cassa



Figura 5.21 - Ralla sferica



Figura 5.22 - Pattino elastico



Figura 5.23 - Pattino elastico

Si tratta di una metodologia efficace per la trasmissione degli sforzi in tutte le direzioni. La ralla sferica contribuisce alla stabilità del veicolo con una azione smorzante anche delle rotazioni relative cassa – carello.

Tra le altre soluzioni avanzate di connessione cassa carrello si cita qui il sistema Flexicoil molto impiegato sul materiale rotabile passeggeri circolante in Europa.

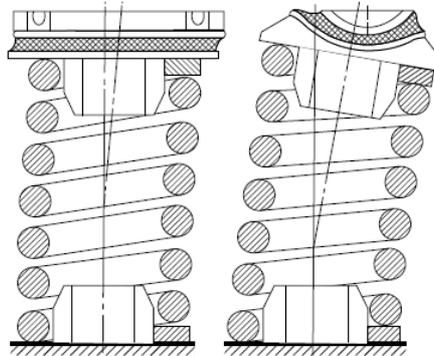


Figura 5.24 - Molle Flexicoil

Il metodo prevede l'interposizione tra cassa e carrello di una ralla a perno centrale di guida, mentre le coppie di rotazione e gli sforzi verticali sono equilibrate da molle ad elica cilindrica corredate da sutuchi in gomma di centratura. Con questa particolare configurazione la molla ad elica cilindrica oltre a contrastare azioni puramente verticali viene sollecitata ortogonalmente al suo asse facendole assumere la caratteristica forma del flexicoil.

#### 4.2.6 Tipologie di carrelli impiegati nei veicoli merci.

La caratteristica principale dei carrelli per veicoli merci deve essere la semplificazione costruttiva.

I carrelli per carri sono costituiti dai seguenti elementi principali:

- la traversa centrale,
- due longheroni o fiancate del carrello,
- i puntoni di rinforzo,
- due traverse di testa;
- gli organi della timoneria del freno;
- il sistema di guida delle sale montate,

I tipi maggiormente diffusi sono:

### CARRELLO ORE

Anni di costruzione 1959÷1965.

Sono caratterizzati interasse di 2.00 mt; Sistema di collegamento a ralla con due pattini laterali di guida rigidi. La sospensione primaria è costituita da molle a balestra.

Sono stati costruite 3 versioni del carrello ORE:

- ORE,
- ORE F,
- ORE 46 F.

Progettati in ambito ORE, sono i primi carrelli che vengono dotati di assili, boccole e sospensione unificata.

In ambito RIV sono stati progettati carrelli di questo tipo con molle di tipo parabolico.

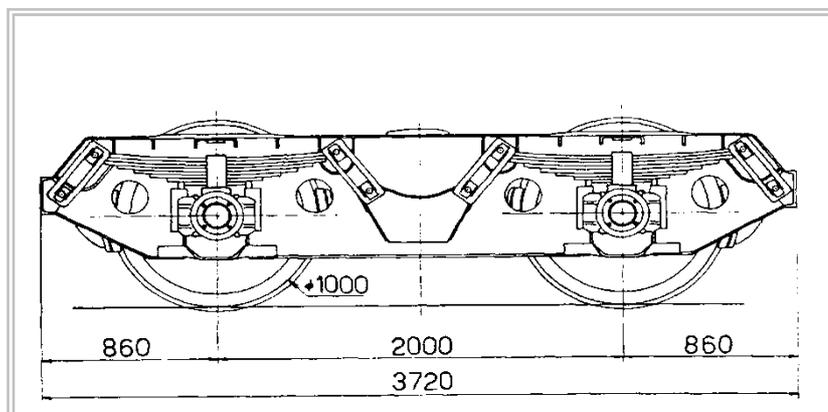


Figura 5.25 - Carrello ORE

### CARRELLO B18

Anni di costruzione 1968÷1969.

Sono caratterizzati da un interasse di 1.80 mt; Sistema di collegamento a ralla con due pattini laterali di guida rigidi. Il Telaio è costituito da profilati preassemblati e saldati. Progettati in ambito RIV, sono dotati di assili, boccole e sospensione unificata.

Sale montate 46 UR con boccole TR 315.

Molle di sospensione elicoidali 328/329 AR, miste (tipo BATRA con molle ad elica), molle in gomma (tipo "GORTO").

Sono stati ormai soppiantati dai carrelli Y 25.

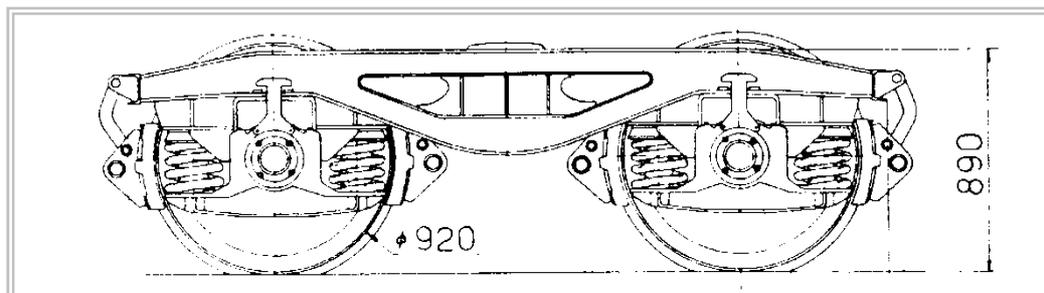


Figura 5.26 - Carrello B18

### CARRELLO DIAMOND

Il telaio è costruito in acciaio fuso. Le fiancate sono tenute insieme dagli stessi assili.

La cassa appoggia su una ralla centrale ricavata sulla trave centrale che si può muovere nel solo piano verticale e che grava tramite la sospensione primaria sul telaio delle fiancate.

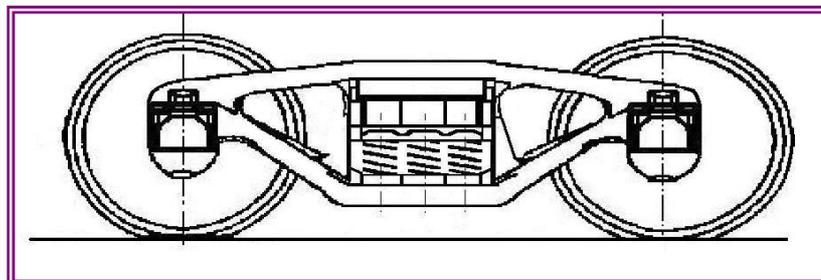


Figura 5.27 - Carrello DIAMOND

### CARRELLO Y25 e suoi derivati

Progettati in ambito RIV, sono dotati di assili, boccole e sospensione unificata. Sale montate 46 UR/URm con boccole TR 315/TR 315 bis. Molle di sospensione elicoidali 328/329 AR, con dispositivo di smorzamento Lenoir. Sono caratterizzati da un interasse di 1.80 mt. Sistema di collegamento cassa – carrello a ralla con interposizione di un cuscinetto d'usura.

La sospensione primaria è costituita da molle elicoidali con dispositivo di smorzamento ad attrito, tipo Lenoir, la cui forza è proporzionale al carico sulle molle. I pattini laterali di guida poggiano su molle. Fanno eccezione un certo numero di carrelli Y25 Cs.

Sono stati costruiti in varie versioni atte alla velocità di 100 km/h nei seguenti tipi Cs, Cs1, Cs2, Csi, Rs.

Con l'applicazione del freno autocontinuo questi carrelli possono viaggiare sino a 120 km/h nei seguenti tipi: Cssi, Cssi2, L, LD, LssD atti alla velocità di 120 km/h.

Nella versione Cssi 2 montano boccole del tipo TR 315 C o TR 392 (a cartuccia).

Nella versione Y25 L la struttura è stata rinforzata e sono state messe in opera sale con portata di 22,5 ton/asse.

Nella versione L montano sale B 46 UR con boccole 383 e molle della sospensione 344/345 AR.

Nelle versioni LD, ed LssD sono dotati di frenatura mista (dischi – ceppi).

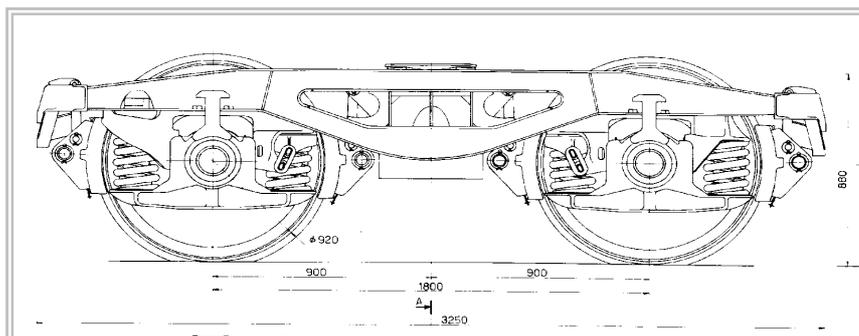


Figura 5.28 - Carrello tipo Y25



Figura 5.29 - Carrello tipo Y 25: Esempio

La versione Y25LD è la più evoluta con:

- struttura che consente una portata di 22,5 ton/asse,
- freno autocontinuo,
- e frenatura mista (ceppi-dischi).

Questi carrelli possono viaggiare sino a 140 km/h.

L'introduzione della frenatura mista (ceppi-dischi) consente di ovviare all'applicazione dei dispositivi antipattinanti.



Figura 5.30 - Carrello Y 25 Particolare del Rodiggio

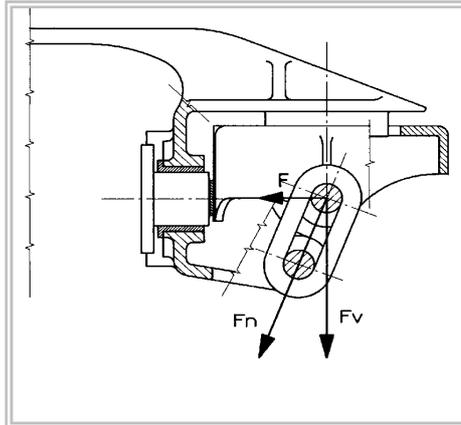


Figura 5.31 - Lenoir Link - Schema di funzionamento

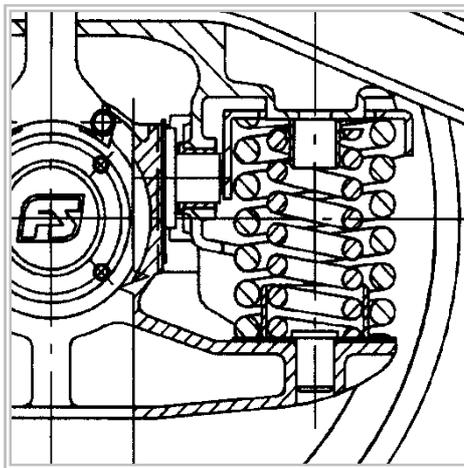


Figura 5.32 - Lenoir link: sezione

### CARRELLO Y31

Costruiti nel periodo 1979 - 1981.

Sono nati per far fronte alle esigenze del traffico intermodale; caratterizzati da un interasse di 1,80 mt ed equipaggiati con Sale montate 38 UR (ruote di diametro nominale 760 mm ) con boccole TR 355.

Le Molle di sospensione elicoidali 328/329 AR, con dispositivo di smorzamento Lenoir.

Sono state costruite diverse versioni di questo carrello tra cui:

Y 31 C1

Y 31 C2

che si differenziano per la diversa altezza dell'appoggio della ralla.

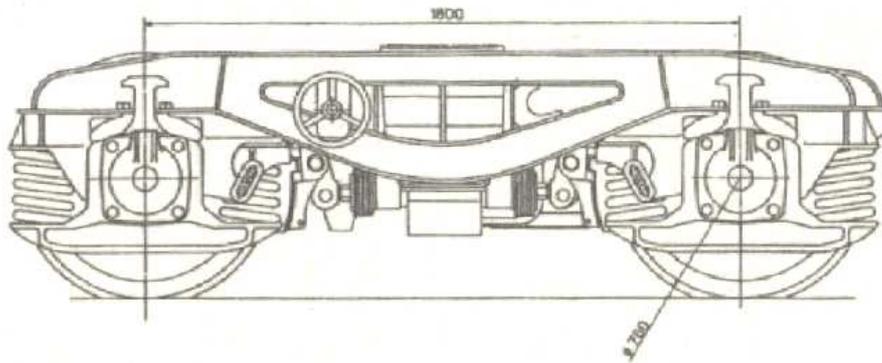


Figura 5.33 - Carrello Y31



Figura 5.34 - Carrello Y31: esempio

#### CARRELLO Y43D

Simili ai carrelli Y25 LD sono dotati anche loro di frenatura mista (ceppi-dischi); sono idonei a circolare alla velocità di 140 km/h.

Hanno rigidità torsionale inferiore a quella dei carrelli Y 25 LD poiché il telaio è privo delle traverse di testa.

Sono utilizzati sui carri con pianale ribassato per il trasporto di contenitori e casse mobili di grandi dimensioni.

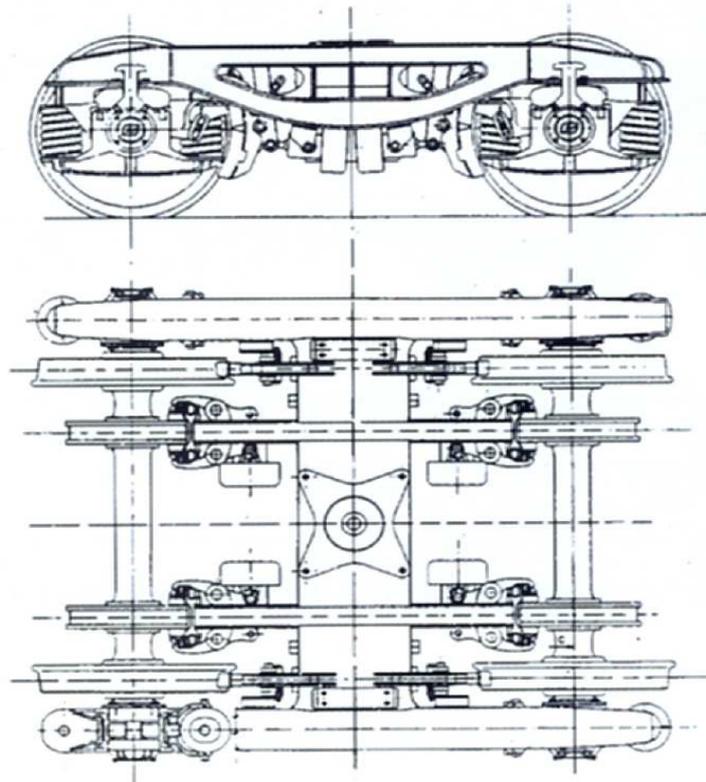


Figura 5.35 - Carrello Y43D

### ***5.3.7 Cenni sulla scelta della sospensione dei rotabili.***

Il rodiggio costituisce la parte non sospesa del veicolo e, durante la marcia, segue una traiettoria definita dalle condizioni geometriche e dalla deformabilità del binario. La marcia di un veicolo ferroviario guidata dalle interazioni fra ruota e rotaia, che si realizzano nel contatto fra la parte attiva del circolo di rotolamento ed il fungo della rotaia è perturbata dalla presenza di discontinuità che producono accelerazioni che possono raggiungere decine di  $g$ .

Per limitare le sollecitazioni trasmesse dal complesso ruota - asse - boccole (rodiggio) alle masse sospese occorre interporre tra di essi un sistema elastico.

L'insieme delle parti elastiche, degli eventuali dispositivi di smorzamento e dei vincoli che uniscono gli assi al veicolo costituisce in generale la sospensione.

L'applicazione della sospensione dovrà garantire talune condizioni di vincolo.

Gli assili per poter inscrivere in curva e sopportare le sopraelevazioni del binario devono inoltre godere di libertà di movimento rispetto alle masse sospese.

Devono essere consentiti movimenti relativi fra il veicolo e le sale soprattutto verticali, ed in piccola misura trasversali, mentre nel senso longitudinale la posizione degli assi del veicolo deve mantenersi il più possibile invariata.

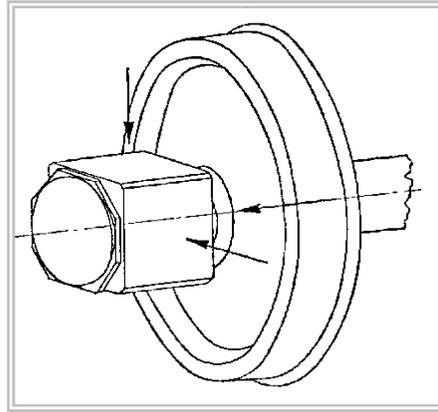


Figura 5.36 - azioni sulla boccola

I vincoli al moto sono applicati alle boccole e devono:

- lasciare grande libertà nel senso verticale (asse z)
- consentire piccoli spostamenti nel senso trasversale (asse y)
- impedire totalmente gli spostamenti longitudinali (asse x)

Nel piano verticale le azioni perturbatrici possono essere causate da:

- spostamenti istantanei provocati dal passaggio sui giunti
- spostamenti ad andamento sinusoidale, dovuti alla diversa rigidità del binario sopra o in mezzo alle traverse;
- spostamenti diversi fra le ruote di uno stesso asse dovute agli sghembi di binario

Nel senso trasversale le azioni perturbatrici possono essere causate da:

- dalle anomalie di allineamento del binario, che causano azioni a carattere accidentale e discontinuo
- dalle superfici tronconiche del circolo di rotolamento delle ruote, che causano azioni ad andamento pendolare quasi sinusoidale.

### **5.3.8 Principali tipi di Moto del veicolo ferroviario**

Beccheggio:

È una oscillazione del telaio del carrello attorno ad un asse orizzontale passante per il baricentro del telaio e perpendicolare all'asse longitudinale del rotabile. Nel fenomeno oscillatorio la massa inerte è data dal telaio del carrello e l'elemento elastico dalle molle della sospensione primaria. L'azione esterna che tipicamente eccita il beccheggio è rappresentato dal passaggio delle ruote sui giunti delle rotaie.

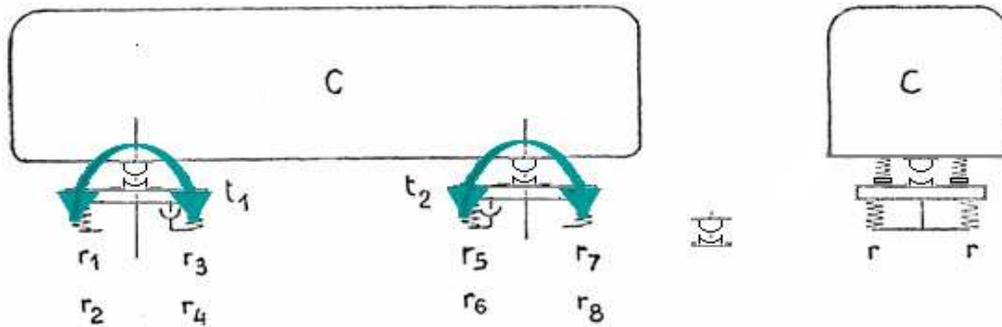


Figura 5.37 - moto di beccheggio

#### SUSSULTO:

È il movimento verticale parallelo del carrello sotto l'azione della irregolarità della linea, se il moto di sussulto dei due carrelli è in opposizione di fase si determina sulla cassa il "galoppo" costituito dalla rotazione della cassa intorno all'asse baricentrico normale al binario.

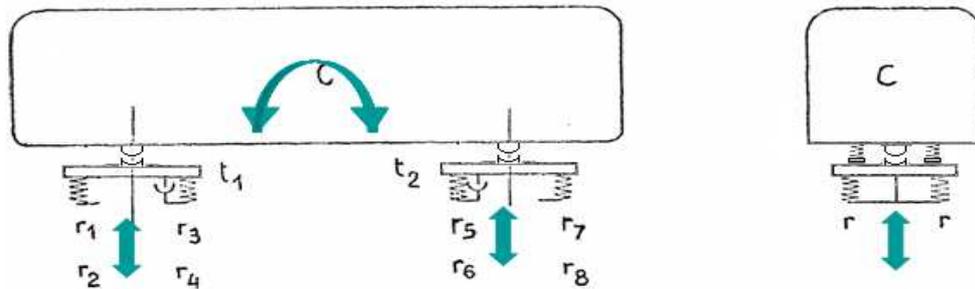


Figura 5.38 - moto di sussulto

Il sussulto del carrello è un fenomeno che deve essere limitato per garantire la stabilità dei trasporti, può essere smorzato dall'attrito delle boccole nelle loro guide, o tramite opportuni smorzatori

#### ROLLIO:

È un moto intorno ad un asse baricentrico longitudinale. È eccitato dagli sghembi di binario o dai cambiamenti di accelerazione trasversale nei passaggi dal rettilineo alle curve e viceversa.

Il rollio del carrello è un fenomeno importante nei carri e deve essere limitato per garantire la stabilità dei trasporti, può essere smorzato dall'attrito delle boccole nelle loro guide, o tramite opportuni smorzatori.

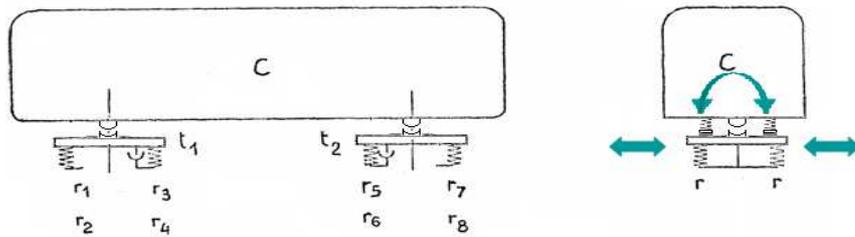


Figura 5.39 - Rollio

### SERPEGGIO

È un moto complesso risultante da una rotazione intorno ad un asse verticale e da una traslazione trasversale.

Il centro del carrello avanza descrivendo una traiettoria quasi sinusoidale. È accentuato in presenza di ruote con profilo degradato e può provocare urti frequenti fra bordino e rotaia, determinando accelerazioni trasversali elevate. Per le ridotte velocità nei carri questo fenomeno non è rilevante.

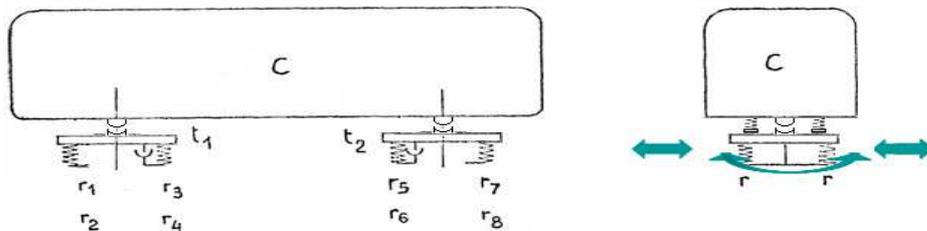


Figura 5.40 - Serpeggio

## 5.4 Concetti di base di meccanica del contatto.

### 5.4.1 Cinematica della sala montata in rettilineo

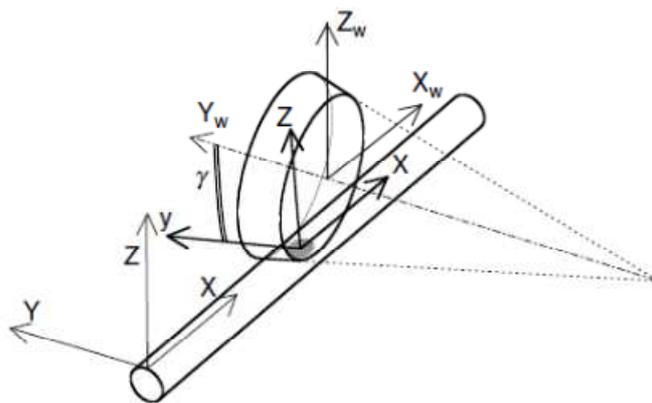


Figura 5.41 - sistema di riferimento per la sala montata

In primo luogo occorre esaminare il moto di una singola sala montata che si sposta lungo un binario perfettamente rettilineo. Per i piccoli spostamenti i bordini non sono interessati nella dinamica (non si hanno contatti) e quindi la

conicità delle ruote domina il movimento (vedi). Le ruote cono sono rigidamente collegate da un asse rigido. Se il binario è considerato rigido, la sala montata ferroviaria ha due gradi di libertà principali:

- y spostamento laterale, e
- $\phi$  angolo di imbardata.

Gli altri gradi di libertà risultano vincolati: lo spostamento lungo x, la velocità di rotazione  $\omega$  intorno all'asse y sono determinate dalla velocità di avanzamento della sala V secondo la nota relazione  $V = \omega r$ . L'altezza del centro di gravità della sala z, rimane praticamente costante nell'ipotesi che il moto avvenga in presenza di contatto continuo delle due ruote con le relative rotaie.

Se, durante il rotolamento sul binario la sala si sposta leggermente da un lato, una ruota da un lato si trova a rotolare su un raggio più grande e la ruota dall'altra parte si trova a rotolare su un raggio più piccolo. In presenza di puro rotolamento, la sala montata subisce una azione che tende a riportarla in asse col binario attraverso una azione di sterzo con l'ausilio del profilo conico. I piccoli spostamenti laterali della sala inducono una traiettoria più o meno sinusoidale nell'incedere sul binario. Questo movimento è denominato oscillazione cinematica di serpeggio. E' stato descritto per primo da George Stephenson nel suo "Osservazioni sulle ferrovie Edge e Tram", 19 maggio 1821.

Nel 1883 Klingel ha stabilito la prima formulazione matematica dell'oscillazione cinematica della sala montata in moto rettilineo uniforme:

$$A = 2\pi(r_0 l / \lambda)^{1/2} \quad (5.4)$$

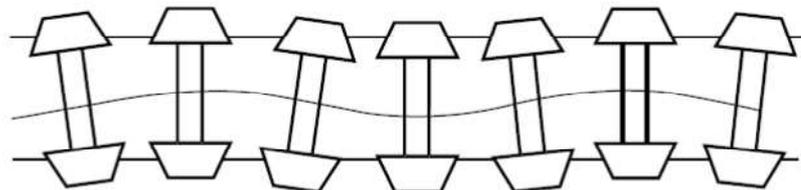


Figura 5.42 - Movimento della sala montata sul binario rettilineo

Dove A è la lunghezza d'onda dell'oscillazione,  $r_0$  il raggio nominale della ruota, l lo scartamento dei punti di contatto,  $\gamma$  la conicità del profilo. Come si vede dalla formula, si può affermare che esiste una proporzionalità tra la velocità di avanzamento della sala e la frequenza dell'oscillazione di serpeggio.

Se V è la velocità di avanzamento del veicolo, in accordo con la teoria di Klingel si ha:

$$f = \frac{V}{A} \quad (5.5)$$

Quindi un incremento della velocità produce un incremento della frequenza dell'oscillazione che risulta dipendere esclusivamente da caratteristiche geometriche della sala e del binario. Se la frequenza di oscillazione è prossima ad una frequenza naturale del sistema studiato si genera instabilità.

In termini di accelerazione, la formulazione di Klingel fornisce:

$$\ddot{y}_{max} = 4\pi^2 y_0 \left(\frac{v}{A}\right)^2 \quad (5.6)$$

Dove con  $y_0$  si intende l'ampiezza dello spostamento trasversale. A parità di velocità una conicità minore fornisce un movimento con una lunghezza d'onda maggiore, ma con accelerazioni laterali inferiori. Se, per ipotesi, si impiegassero profili cilindrici si avrebbe che a qualsiasi velocità si muova la sala si giungerebbe al contatto con i bordini, quindi il moto sarebbe sempre instabile.

Si è detto che lo spostamento trasversale della sala produce una variazione del raggio di rotolamento delle ruote rispetto al valore nominare  $r_0$ . In posizione centrata entrambi i raggi delle due ruote risultano pertanto uguali  $r_1=r_2$ . Quando il centro di gravità è spostato di una quantità  $\Delta y$  si genera quindi una differenza tra i due raggi di rotolamento funzione dello spostamento trasversale della sala:

$$\Delta r = r_1(y) - r_2(y) \quad (5.7)$$

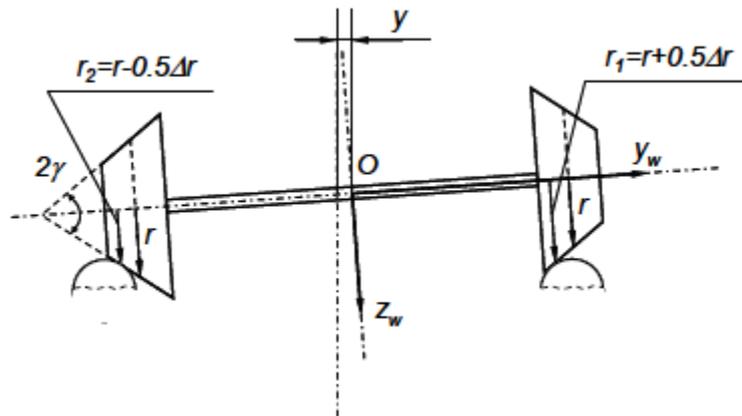


Figura 5.43 - Effetti della conicità sul raggio di rotolamento

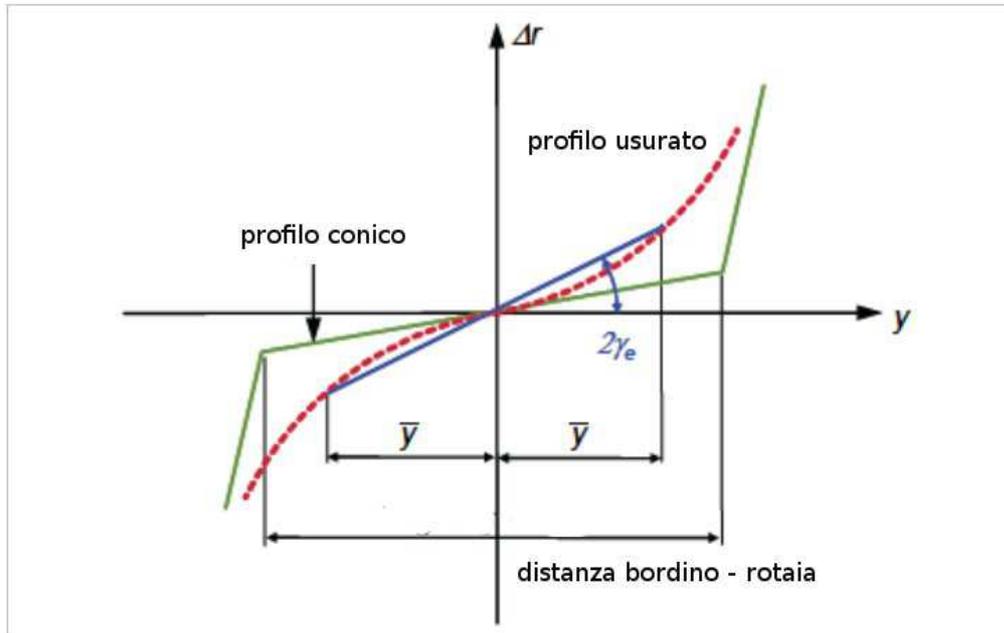


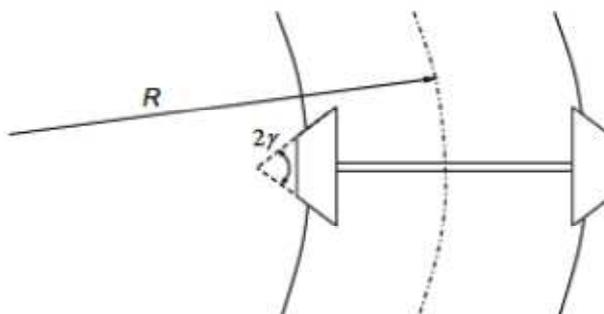
Figura 5.44 Andamento del  $\Delta r$  in funzione di  $y$

L'andamento della differenza di raggio è funzione dell'accoppiamento tra la il profilo della ruota e il profilo della rotaia.

#### 5.4.2 Cinematica della sala montata in curva

In curva la sala montata assume una configurazione che conduce al contatto del bordino con il profilo della rotaia. Redtenbacher ha fornito, per primo nel 1855, una descrizione analitica dell'assetto che assume la sala montata in curva.

Si consideri una sala montata con ruote coniche che affronti una curva di raggio  $R$ ,



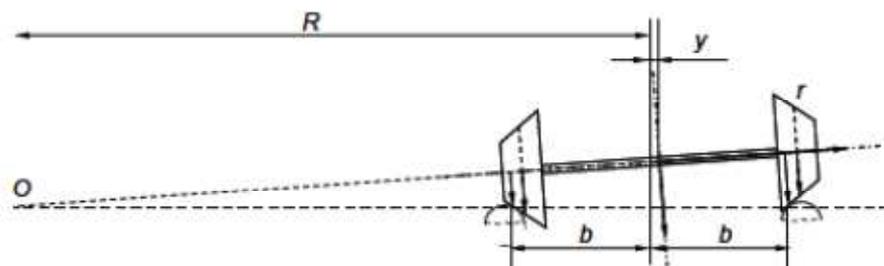


Figura 5.45 Contatto ruota – rotaia in curva

Una semplice relazione geometrica tra il movimento verso trasversale delle ruote  $y$ , il raggio della curva  $R$ , il raggio  $r$  della ruota, la distanza tra i punti di contatto  $2b$  e  $\gamma$  conicità delle ruote può essere derivata in modo da ottenere puro rotolamento:

$$\frac{r + \Delta r}{r - \Delta r} = \frac{r + b}{r - b}$$

Perciò la differenza di raggio richiesta per affrontare in condizioni di puro rotolamento una curva può essere calcolata utilizzando la seguente espressione:

$$\Delta r = \frac{2br}{R} \quad (5.8)$$

Considerando che la conicità è definibile come:

$$\gamma = \frac{r_1 - r_2}{2y} = \frac{\Delta r}{2y}$$

Si ricava la relazione tra il raggio della curva percorribile con ruote di data conicità e lo spostamento trasversale:

$$y = \frac{rb}{\gamma R} \quad (5.9)$$

L'applicazione delle formule di Redtenbacher mostra come per potere mantenere il moto di puro rotolamento la sala montata deve spostarsi verso l'esterno della curva. Ruote di diametri piccoli (valori piccoli di  $r$ ) richiedono differenze  $\Delta r$  piccole a parità di raggio di curva affrontato.

L'applicazione del metodo di Redtenbacher è soltanto qualitativo, essendo chiaro che lo spostamento trasversale  $y$  ammissibile è dell'ordine degli 8 mm. Quindi nella generalità dei casi, percorrendo curve con una grande varietà di raggi di curvatura il fenomeno dello slittamento costituisce il caso più generale che richiede una analisi dinamica approfondita per essere studiato.

### 5.4.3 Geometria del contatto ruota - rotaia

Secondo la teoria più semplice del contatto, la ruota e la rotaia sono rigide; il contatto è governato dalla legge di Coulomb dell'attrito. In questa teoria, la velocità circonferenziale della ruota, e la velocità traslazionale della ruota sulla rotaia sono uguali finché il limite di attrito non è raggiunto. Il contatto avviene in un unico punto, le forze trasmesse sono concentrate. Tuttavia, non appena si volessero considerare l'attrito presente nelle ruota di guida dei mezzi di trazione, la dinamica del veicolo, l'effetto della fatica, o fenomeni di usura, questa semplice ipotesi diventa troppo semplificata. Infatti, nella dinamica del veicolo le velocità relative, sia pur modeste, che si registrano nella zona di contatto sono importanti: nel calcolo di resistenza a fatica, non si possono inserire forze concentrate e nella stima dell'usura lo slittamento è essenziale. Per queste applicazioni, si ha la necessità di teorie più raffinate, descritte nel seguito.

Il problema del contatto ruota / rotaia rotolamento è ancora oggetto di intensa ricerca. L'aumento notevole delle risorse di calcolo disponibili sui moderni calcolatori ha portato l'attenzione dei ricercatori su modelli tridimensionali per la simulazione numerica, inclusi gli effetti aggiuntivi come l'influenza della temperatura e la sua influenza sui fenomeni di creep. Tuttavia, i modelli empirici o rappresentazioni bidimensionali semplificate del contatto ruota / rotaia sono necessari per simulare in modo efficiente la dinamica del veicolo.

L'interfaccia tra la ruota e la rotaia è una piccola areola geometrica comune in termini di spazio alla ruota e alla rotaia. In questa piccola area il livello delle pressioni è talmente elevato da essere assimilabile al fenomeno della concentrazione delle tensioni che si verifica nelle discontinuità geometriche di un pezzo meccanico sollecitato.

Il centro dell'areola di contatto è anche il punto di applicazione delle forze tangenziali (trazione e frenatura  $F_x$ , forze di guida parassite  $F_y$

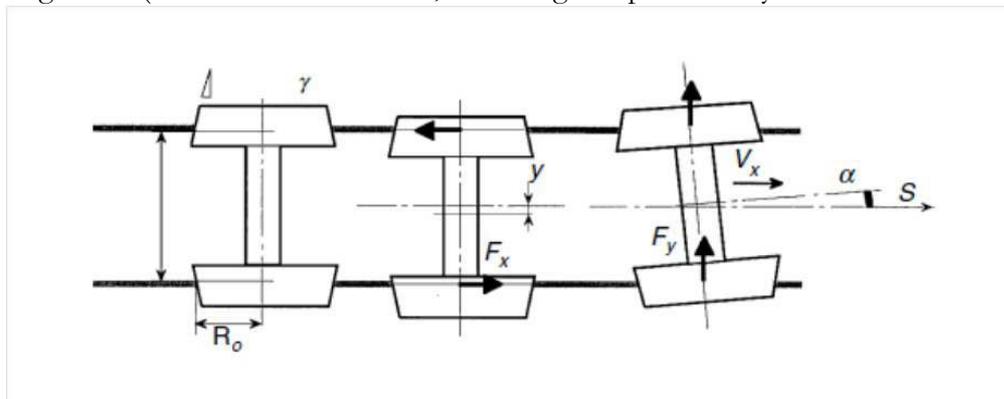


Figura 5.46 – Applicazione delle forze

La conoscenza di queste forze è necessaria per determinare le condizioni di equilibrio della sala montata e il suo comportamento dinamico.

La rappresentazione cinematica operata da Klingel è stata per molto tempo utilizzata per spiegare il moto quasi sinusoidale di una sala montata libera. Tuttavia il caso reale del veicolo presenta delle significative difformità dal caso teorico rappresentato da Klingel. La sala montata, nel caso reale, è collegata con il telaio del carrello e con la cassa del veicolo per mezzo delle sospensioni il che risulta con l'insorgere di forze tangenziali e normali del tutto significative che

cambiano completamente lo stato di moto della sala che per di più si verifica su un binario reale con le irregolarità.

L'azione delle forze esercitate dalle altre parti del veicolo sulla sala influenza i fenomeni di scambio delle forze al livello della zona di contatto ruota rotaia dove le forze scambiate sono correlate alle velocità relative dei corpi a contatto attraverso legami funzionali con i microslittamenti.

In generale, infatti, ruota e rotaia sono premute insieme da forze normali ma possono traslare e ruotare tangenzialmente.

Il moto relativo di interesse è definito dalle seguenti quantità:

- La distanza tra i centri dei due corpi  $\delta$  lungo l'asse  $z$ . Tale distanza è intesa come perdita del contatto se  $\delta > 0$  e come compressione se  $\delta < 0$ ;
- Due velocità tangenziali e i corrispondenti spostamenti lungo gli assi  $x$  e  $y$

$$V_{rot,x} = -\frac{1}{2}(V_{w,x} + V_{r,x}) \quad (5.10)$$

$$V_{rot,y} = -\frac{1}{2}(V_{w,y} + V_{r,y}) \quad (5.11)$$

essendo  $V_r$  la velocità circonferenziale della ruota mentre  $V_w$  è la velocità traslazionale. Come si vede dalle figure la componente della velocità lungo  $y$  è trascurabile per cui si assume  $V_{rot} \approx V_{rot,x}$

- Il rapporto tra la velocità di rotolamento e le velocità periferiche in prossimità del punto di contatto sia nelle due direzioni  $x$  e  $y$  definiscono i corrispondenti microslittamenti:

$$\xi = \frac{V_x}{V_{rot}} = \frac{V_{w,x} - V_{r,x}}{V_{rot}} \approx \frac{V_x - (r_0 + \Delta r)\omega}{V_x} = \frac{\Delta r}{r_0} = \frac{\gamma_e y}{r_0} \quad (5.12)$$

assumendo che  $V_x \approx r_0 \omega$  e utilizzando il concetto di conicità equivalente, per modelli semplificati, si può scrivere.

In direzione  $y$  invece si ha:

$$\eta = \frac{V_y}{V_{rot}} = \frac{V_{w,y} - V_{r,y}}{V_{rot}} \quad (5.13)$$

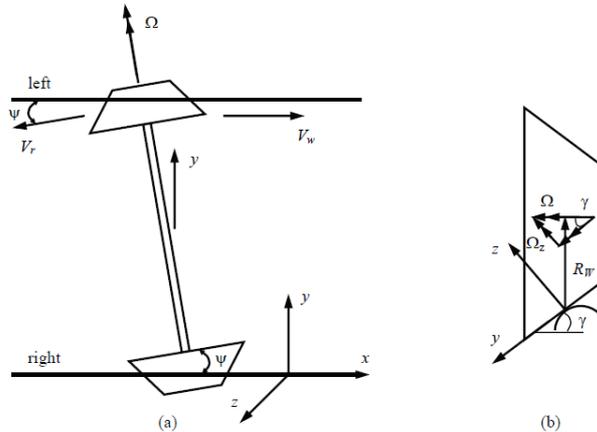
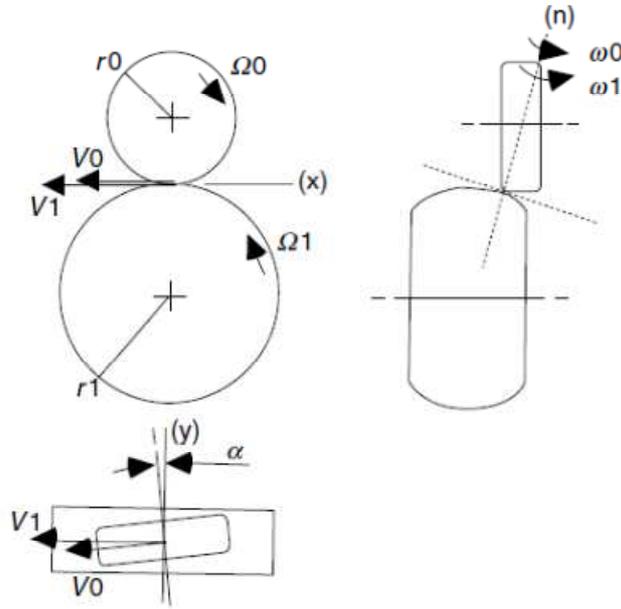


Figura 5.47 Velocità della sala montata



Le rotazioni intorno agli assi x, y e z le cui velocità angolari sono  $\Omega_{w,x}$ ,  $\Omega_{w,y}$ ,  $\Omega_{r,x}$ ,  $\Omega_{r,y}$ ,  $\Omega_{r,z}$ ,  $\Omega_{w,z}$ . Le differenze

$$\Omega_x = \Omega_{w,x} - \Omega_{r,x}$$

$$\text{e } \Omega_y = \Omega_{w,y} - \Omega_{r,y}$$

$$\Omega_z = \Omega_{w,z} - \Omega_{r,z}$$

sono le velocità angolari relative. La rotazione intorno a z definisce il microslittamento di spin:

$$\phi = \frac{\Omega_z}{V_{rot}} = \frac{\Omega_{w,z} - \Omega_{r,z}}{V_{rot}} \quad (5.14)$$

La sala montata nel suo moto di oscillazione cinematica si trova a formare un angolo di imbardata  $\Psi$  con la rotaia con una velocità angolare di imbardata  $\dot{\Psi}$ . A causa della conicità dei profili si determina uno spostamento trasversale  $y$  e cui corrisponde la velocità  $\dot{y}$  e la sala si muove con velocità traslazionale  $V_w$ , e velocità circonferenziale  $V_r$ , velocità angolare della sala  $\Omega$ . I microslittamenti "creep" si verificano per le differenze tra queste velocità causate anche dall'applicazione degli sforzi di trazione e frenatura.

Per quanto riguarda il microslittamento di spin, esso è determinato da due contributi: uno derivante dalla velocità angolare di imbardata  $\dot{\Psi}$  il secondo conseguente all'esistenza della conicità geometrica.

Si osserva infatti che la velocità angolare della sala  $\Omega$  non è parallela al piano del ferro per effetto della conicità, quindi esiste un componente di questo vettore lungo la direzione z il cui modulo è  $\Omega_z = |\Omega| \sin \gamma$  che diviso per la velocità di rotolamento da il relativo contributo allo spin:  $\frac{\sin \gamma}{R_{w,x}}$ . Per cui in totale si ha:

$$\phi = -\frac{\dot{\psi}}{V} + \frac{\sin \gamma}{R_{w,x}} \quad (5.15)$$

Quando i microsliittamenti lineari e rotazionali sono noti, si possono determinare analiticamente le forze di contatto.

In generale l'approccio al calcolo necessario di queste quantità è separato in due fasi:

1. Il problema in direzione normale (Risolto con la teoria di Hertz);
2. Il problema in direzione tangenziale (affrontato con la teoria di Kalker)

Le forze che devono essere determinate sono in generale:

- la forza di compressione  $F_z$ ;
- due forze tangenziali  $F_x$  e  $F_y$
- due coppie  $M_x$  e  $M_y$  tangenziali che usualmente vengono trascurati;
- un momento di spin  $M_z$ , correlato al moto di serpeggio.

Secondo la teoria dei microsliittamenti, come stabilito nel 1956, da De Pater e Johnson, è possibile calcolare separatamente le forze tangenziali e normali. Queste ultime possono essere calcolate mediante la teoria di Hertz, stabilendo che la distribuzione delle pressioni normali nell'areola di contatto, è indipendente dalla distribuzione delle pressioni tangenziali.

#### ***5.4.4 Il problema del contatto in direzione normale***

Lo studio del contatto tra i corpi è possibile utilizzando il metodo degli elementi finiti. Tuttavia la necessità di calcolare velocemente le forze di contatto, come effettuato ad esempio nei programmi di simulazione, conduce ad utilizzare efficacemente metodi di calcolo analitici.

Il contatto in direzione normale viene affrontato, classicamente, sfruttando la teoria di Hertz. Se il contatto tra due corpi elastici pressati l'uno contro l'altro rispetta le seguenti condizioni:

- Comportamento elastico dei corpi a contatto;
- I corpi a contatto sono assimilabili a due semispazi;
- Il raggio di curvatura dei corpi in prossimità del contatto è molto più grande rispetto alle dimensioni dell'area di contatto;
- Nell'area di contatto la geometria dei corpi a contatto è tale da avere i rispettivi raggi di curvatura costanti.

Se queste ipotesi sono rispettate allora si può affermare che:

- L'area di contatto è una ellisse;
- L'area di contatto può considerarsi piana;
- Le pressioni di contatto assumono un andamento tridimensionale di un semi ellissoide.

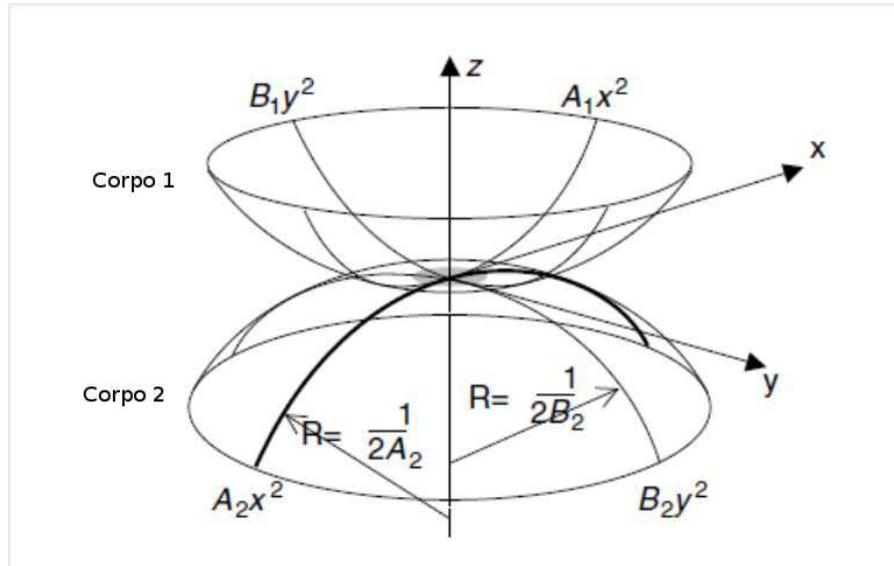


Figura 5.48 - Teoria di Hetz

Nel caso ferroviario le quattro curvatures principali dei due semispazi possono essere considerate appartenenti a piani perpendicolari tra di loro, le cui direzioni corrispondono agli assi xOy.

Il punto di contatto è posizionato in corrispondenza dell'origine O, dove la distanza tra i due corpi è minima. In prossimità di tale punto le equazioni delle superfici sono rappresentate dalle seguenti espressioni:

$$z_1 = A_1 x^2 + B_1 y^2 \quad (5.16)$$

$$z_2 = A_2 x^2 + B_2 y^2 \quad (5.17)$$

Dove i coefficienti A e B sono assunti costanti in prossimità del punto di contatto O.

Nel caso ferroviario la teoria si applica assumendo:

Per la ruota:

$$A_1 = \frac{1}{2r_n} \quad (5.18)$$

$$B_2 = \frac{1}{R_{wx}} \quad (5.19)$$

Per la rotaia:

$$B_2 = \frac{1}{R_{rx}} \quad (5.20)$$

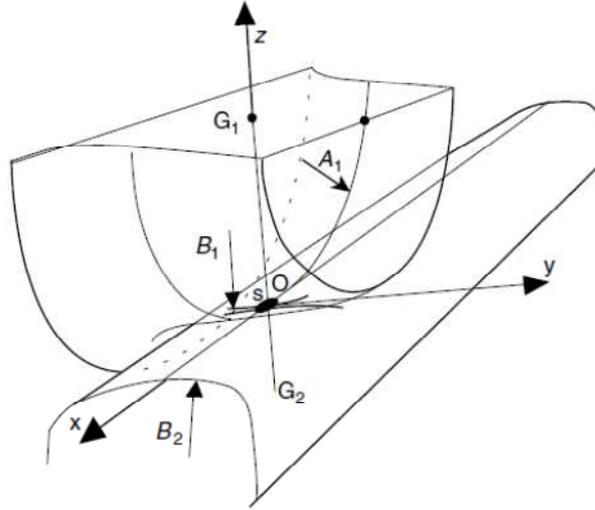


Figura 5.49 Contatto hertziano nel caso ferroviario

Nel caso ferroviario la curvatura  $A_2$  può in generale essere trascurata dato che la rotaia può essere assunta come rettilinea nella direzione  $x$  e quindi in corrispondente raggio è infinito.  $B_1$  e  $B_2$  si deducono dalla forma del profilo della rotaia, mentre  $A_1$  dipende da  $r_n$  raggio normale della ruota, dedotto dal raggio di rotolamento  $r_0$ .

La distanza tra i due corpi può così essere scritta:

$$z_1 + z_2 = d = Ax^2 + By^2$$

Essendo  $A$  e  $B$  quantità strettamente positive. Indicando con  $a$  il semiasse dell'ellisse di contatto nella direzione  $Ox$  e con  $b$  il semiasse nella direzione  $Oy$  si può osservare che il rapporto  $A/B$  e  $b/a$  varia allo stesso modo, ossia se  $A > B$  allora  $b > a$ . L'uguaglianza  $A=B$  conduce ad una area di contatto circolare con  $a = b$ .

La teoria di Hertz fornisce le espressioni di calcolo dell'area di contatto.

Si denoti con  $\delta$  la riduzione di distanza tra i centri dei corpi pressati tra di loro da una forza  $N$  allora si ha:

$$a = m \left( \frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} \frac{1}{A+B} \right)^{1/3} \quad (5.21)$$

$$b = n \left( \frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} \frac{1}{A+B} \right)^{1/3} \quad (5.22)$$

$$\delta = r \left( \left( \frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} \right)^2 (A+B) \right)^{1/3} \quad (5.23)$$

Nelle espressioni con E si denota il modulo di Young e con  $\nu$  il coefficiente di Poisson, ipotizzando che ruota e rotaia siano dello stesso materiale.

$M, n, r$  sono parametri adimensionali denominati coefficienti di Hertz disponibili nella sua teoria e in letteratura.

La pressione di contatto massima nelle ipotesi di Hertz è data da:

$$\sigma_{max} = \frac{1.5N}{\pi ab} \quad (5.24)$$

Nelle applicazioni ferroviarie la pressione di contatto è frequentemente al di sopra dei 1000 MPa. Si tratta di un valore molto elevato che supera frequentemente il limite elastico dei materiali impiegati. Tuttavia va detto che il limite elastico di riferimento è ottenuto con uno stato tensionale monoassiale, che in questo caso non si instaura. La plasticizzazione va valutata con criteri basati sulle tensioni idrostatiche.

#### 5.4.5 Il Problema tangenziale.

Secondo Kalker la forza normale, le due forze tangenziali, il momento di spin sono calcolati come funzioni del rapporto  $a/b$ , dei due microslittamenti lineari lungo  $x$  e lungo  $y$ , e del microslittamento di spin. Per piccoli valori dei microslittamenti considerati la dipendenza delle forze con le variabili è di tipo lineare. Per grandi valori dei microslittamenti, ad esempio nella fase di contatto del profilo della rotaia con il bordino, le relazioni funzionali divengono fortemente non lineari con dei limiti superiori legati alla forza normale e al valore del coefficiente di attrito colulombiano.

Limitandosi alla analisi lineare di Kalker le forze tangenziali  $F_x$  e  $F_y$  e il momento di spin  $M_z$  sono esprimibili come segue:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} = -Gab \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & \sqrt{abc}c_{23} \\ 0 & -\sqrt{abc}c_{23} & abc_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \\ \phi \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

Dove  $G$  è il modulo di elasticità tangenziale del materiale,  $a$  e  $b$  i semiassi dell'ellisse di contatto che dipendono dai materiali della ruota e della rotaia nonché dalla forza normale di compressione. I parametri  $c_{ij}$  sono i coefficienti di Kalker, disponibili in tabelle, le quantità  $\xi, \eta, \Phi$  sono i microslittamenti.

La teoria completa di Kalker è inserita nel software distribuito gratuitamente CONTACT. Molti simulatori commerciali, per fare fronte alla necessità di velocizzare il calcolo, adottano teorie semplificate come ad esempio l'algoritmo FASTSIM. Altre teorie semplificate come quelle Johnson and Vermeulen sono utilizzabili.

Nel modello semplificato dell'algoritmo FASTSIM si assume che il comportamento elastico dei materiali nella zona di contatto sia isotropico:

$$\mathbf{u}_x = f\sigma_x; \mathbf{u}_y = f\sigma_y; \quad (5.26)$$

dove  $u_x$  e  $u_y$  sono gli spostamenti relativi nel piano dell'area di contatto e  $\sigma_x, \sigma_y$  sono le tensioni tangenziali.

Le equazioni per il calcolo sono:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = \frac{y_1}{f_1} - \frac{\omega_3 y}{f_3} \quad (5.27)$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial x} = \frac{y_2}{f_2} - \frac{\omega_3 y}{f_3} \quad (5.28)$$

Dove  $f_1$   $f_2$   $f_3$  sono determinati in modo che i risultati sia coerenti con la teoria dei piccoli microslittamenti. L'approssimazione conduce alle seguenti espressioni:

$$f_1 = \frac{8a}{3c_{11}G} \quad (5.29)$$

$$f_2 = \frac{8a}{3c_{22}G} \quad (5.30)$$

$$f_3 = \frac{\pi a \sqrt{a/b}}{4c_{23}G} \quad (5.31)$$

Queste espressioni consentono l'integrazione delle equazioni sopra esposte.

Kalker ha esteso la teoria semplificata anche al caso contatto non Hertziano, o al caso di contatto su due punti la cui areola di contatto può comunque essere considerata ellittica.

#### 5.4.6 Il modello del contatto ruota rotaia in SIMPACK.

In Simpack il modello di contatto ruota rotaia è basato sul vincolo ruota rotaia. (Rail Wheel Pair) Ovvero esso collega una ruota alla sua rotaia (roller). A seconda della tipologia di contatto reale che si desidera modellare può essere necessario, per una stessa ruota, impiegare più di un vincolo di tipo ruota-rotaia (ad esempio contatto su più di un punto oppure rotaie in uso sulle tramvie per tenere conto della presenza della guida, o più semplicemente il passaggio di una ruota su di un giunto di rotaia).

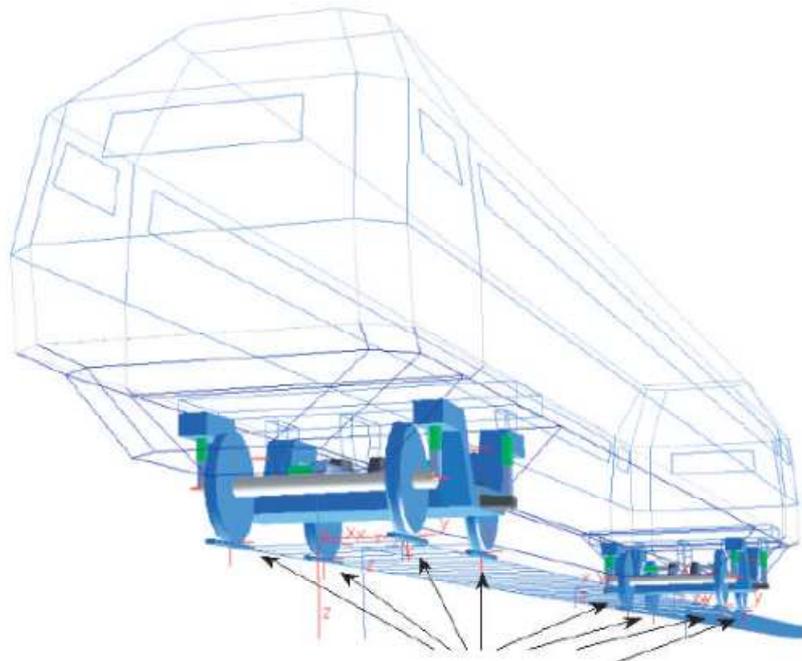
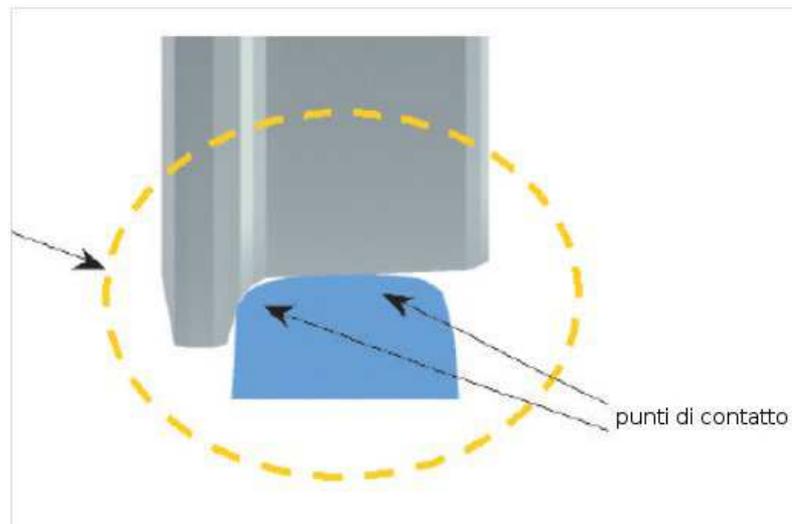


Figura 5.50 Modello di veicolo SIMPACK: coppie ruota rotaia



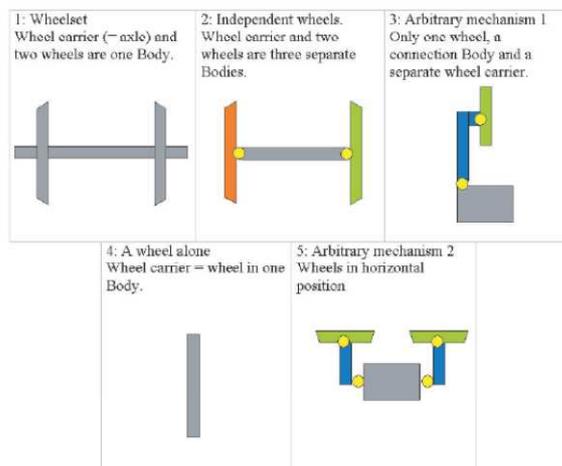
**Figura 5.51 – punti di contatto multipli**

Il vincolo tipo ruota rotaia deve essere accompagnato da altri elementi simpack: due profili di riferimento (uno per la ruota ed uno per la rotaia) ed un elemento forza ruota rotaia, che individua il modello utilizzato per simulare le forze scambiate tra la ruota e la rotaia. Infine vi sono altri elementi necessari all'architettura del software quali i modelli per riordinare i dati in uscita e le primitive per le animazioni ottenute dalle simulazioni.

Il vincolo ruota rotaia è, come detto, il cuore della modellazione. I profili sono ottenuti con delle spline parametriche la cui approssimazione può essere scelta dall'utente.

Nell'applicazione messa a punto elementi essenziali sono i corpi. Essi possono essere utilizzati come elastici o rigidi. Per la modellazione ferroviaria si utilizzano normalmente corpi rigidi associati a dei vincoli che ne definiscono le relazioni reciproche.

È possibile scegliere di simulare veicoli con differenti assetti relazionali tra ruote e sale montate.



**Figura 5.52 Tipologie di sale montate supportati da SIMPACK**

Nel caso del presente lavoro si è scelto di applicare la soluzione n.1 ossia la sala montata tradizionale con ruote rigidamente connesse all'assile.

Per quanto riguarda la rotaia, anche in questo caso, sono disponibili varie configurazioni di simulazione.

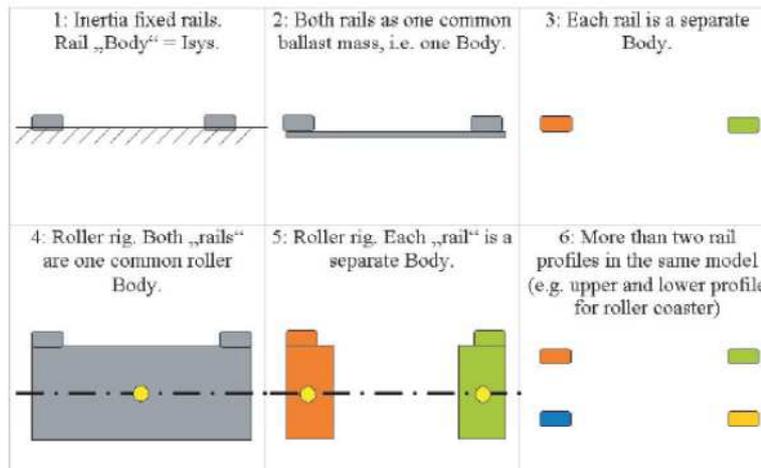


Figura 5.53 tipi di rotaia simulati in SIMPACK

Gli elementi forza sono aggiunti al vincolo ruota rotaia, e servono per calcolare le forze scambiate tra la ruota e la rotaia.

Il contatto si verifica tra due corpi la ruota e la rotaia, basandosi sui seguenti step per la definizione completa delle grandezze:

1. Valutazione della geometria dei profili (curvature, pendenze) e individuazione delle singole aree di contatto;
2. Valutazione dei parametri cinematici (microslittamenti);
3. Calcolo della forza normale;
4. Calcolo delle forze tangenziali e del momento  $M_z$

Ulteriori processi di calcolo sono possibili per esempio per valutare l'usura delle parti.

Il punto di contatto è ricercato attraverso uno studio geometrico della sezione trasversale della coppia ruota-rotaia tenendo conto anche dell'angolo di imbardata. I profili sono sovrapposti e i punti di contatto sono localizzati ove si ha l'inizio della compenetrazione tra i profili.

Per quanto riguarda le forze normali, il programma mette a disposizione due possibilità:

- un modello di tipo elastico lineare applicato ai punti di contatto;
- un modello avanzato non lineare basato sulla teoria di Hertz;

Gli sforzi tangenziali sono valutati sulla base del modello teorico applicato:

- assenza di forze tangenziali (no microslittamenti);
- modello di dipendenza lineare tra i microslittamenti senza saturazione (ossia non è previsto il raggiungimento di un valore massimo oltre il quale si ha un comportamento di tipo Coulombiano);

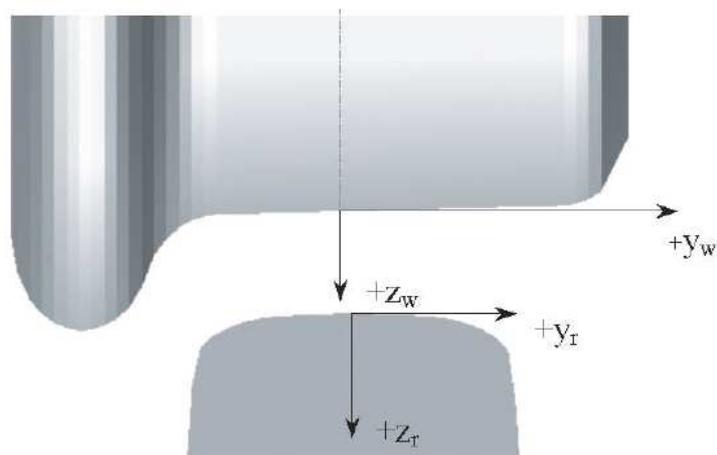
- lineare con saturazione: le forze di creep dipendono linearmente dai microslettamenti ed i valori massimi dei moduli sono limitati da un massimo (saturazione) oltre il quale il comportamento è di tipo attrito colombiano.
- Lineare con passaggio a tangente iperbolica verso la saturazione: in questo modello il passaggio allo stato di saturazione non avviene in modo istantaneo, ma la transizione è modellata utilizzando la tangente di una funzione iperbolica.
- Vermeulen/Johnson: le forze sono calcolate utilizzando la teoria di 'Vermeulen e Johnson con le estensioni di Shen, Hedrick e Elkins;
- FASTSIM. Le forze sono calcolate utilizzando con la teoria non lineare semplificata di Kalker;
- Polach. Le forze sono calcolate con la teoria di Polach.

#### *Calcolo delle forze nominali.*

All'istante iniziale il veicolo modellato necessita di condizioni iniziali. Tra queste vi sono la velocità, e il valore che tutte le forze inserite nel modello hanno in condizione di equilibrio statico. Simpack effettua questo calcolo disattivando gli algoritmi di calcolo del contatto ruota rotaia.

#### *Profili.*

Per i calcoli eseguiti in simpack i profili sono descritti da interpolazioni spline cubiche. Questo consente di potere avere sempre disponibili le derivate fino al secondo ordine dei profili. Il profilo è descritto da una sezione trasversale. La coordinata indipendente (variabile) è la  $y$ , mentre la  $z$  è correlata con la funzione di definizione del profilo stesso.



**Figura 5.54 Sistema di riferimento SIMPACK**

Il profilo è definito come destro. Il lato sinistro è definito come specchio. L'origine degli assi del profilo è posto generalmente sul circolo di rotolamento per la ruota e nella mezzeria per la rotaia, trascurando l'inclinazione di posa di cui si tiene conto in uno step successivo.

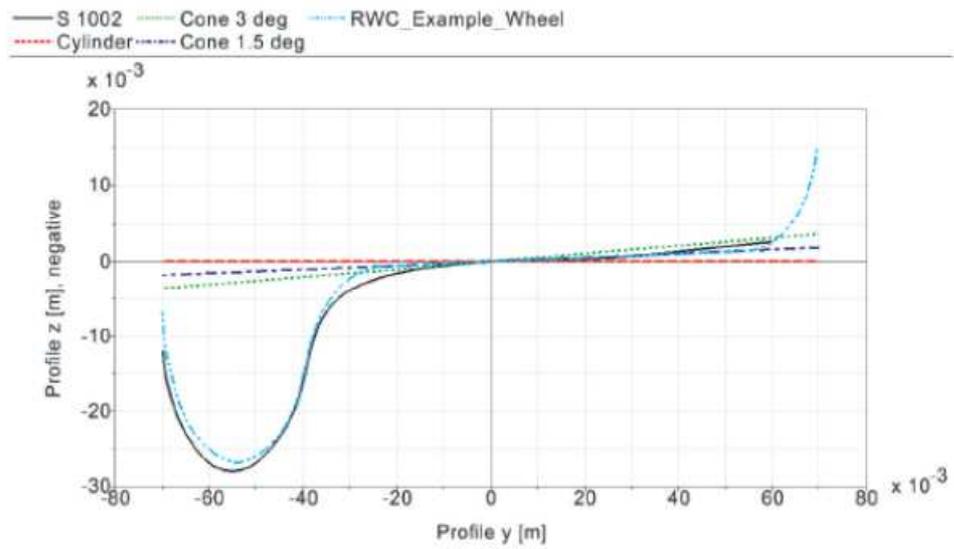


Figura 5.55 Profili ruota rappresentati in SIMPACK

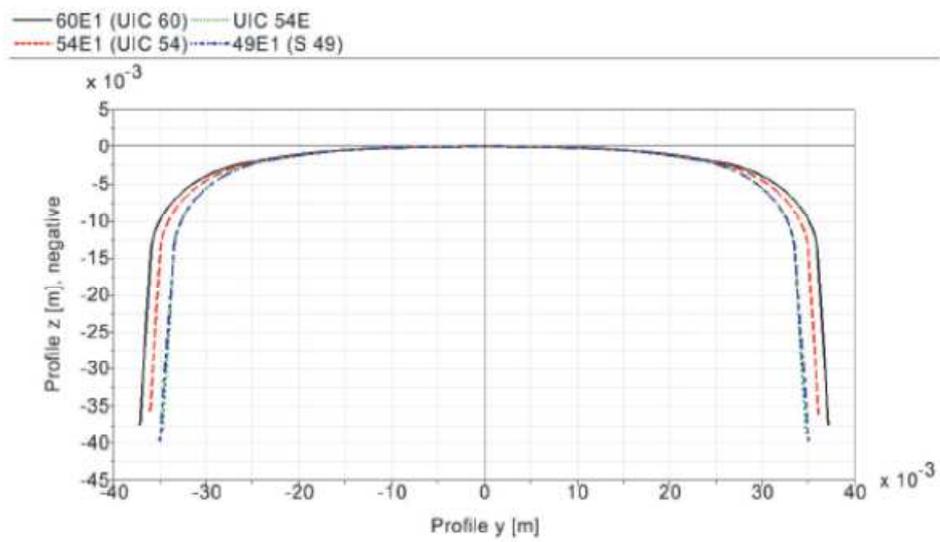


Figura 5.56 Profili rotaia rappresentati in SIMPACK

*Quasilinearizzazione.*

In caso di analisi lineare è possibile utilizzare una approssimazione della descrizione dei profili che consente una significativa economia del tempo di calcolo

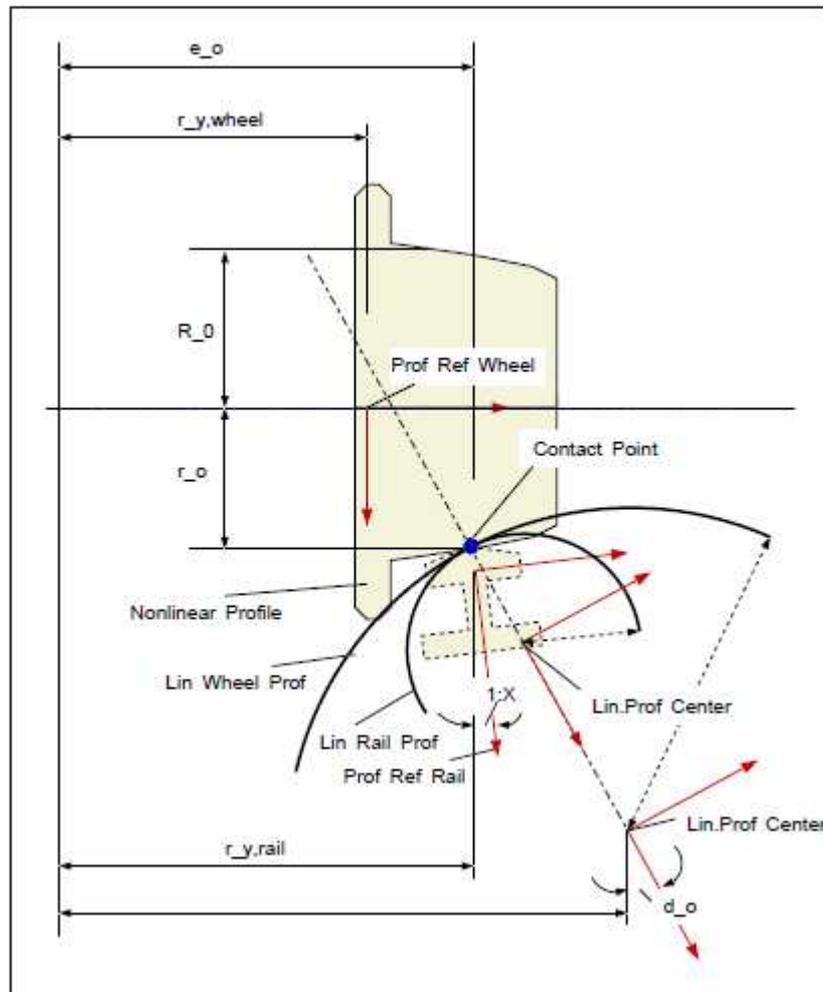


Figura 5.57 Quasilinearizzazione del contatto ruota - rotaia

La quasi linearizzazione operata da SIMPACK è basata sulla conoscenza di alcune caratteristiche essenziali del sistema non lineare. La linearizzazione armonica, ad esempio, introduce una funzione sinusoidale con una data ampiezza  $A$  come funzione non lineare da linearizzare. Altri metodi sono basati sull'uso di funzioni stocastiche. Il processo ha come obiettivo di minimizzare l'errore che deriva dalla sostituzione della funzione non lineare con la funzione lineare.

Il problema del contatto ruota rotaia è in tal modo trattabile in SIMPACK:

- In modo completamente non lineare;
- Trattamento lineare o non lineare delle grandezze cinematiche con analisi quasi lineare del problema del contatto con:

Coefficienti lineari  $\sigma$ ,  $\lambda$ ,  $\epsilon$

## 5.5 Qualità geometrica del binario

La manutenzione dei binari richiede la conoscenza dell'evoluzione temporale di parametri di qualità che consentano di programmare i necessari interventi. In questa ottica sono disponibili numerosi indicatori che definiscono la qualità del binario, come l'allineamento verticale, lo scartamento, usura, schembi ecc.). Ciascun parametro si correla con una specifica tipologia di difetto del binario.

Ad esempio sulla Rete Ferroviaria Italiana la qualità del binario è definita con range di parametri articolati su 4 livelli di qualità:

- Valori a seguito di nuova costruzione o di rinnovo;
- Valori a seguito di lavori di manutenzione;
- Livelli di qualità geometrica correnti;
- Valori che comportano vincoli all'esercizio ferroviario

I parametri tenuti sotto controllo sono:

- usura del fungo delle rotaie
- scartamento
- allineamento
- livello longitudinale
- livello trasversale (scarto di livello trasversale e difetto di sopraelevazione)
- sghembo
- conicità equivalente

Ulteriori criteri di affinamento per definire range di parametri da applicare sono correlati alla natura del tratto di binario (linea, stazione o scalo) e alla velocità massima assegnata ai rotabili che percorrono detti tratti.

La velocità con cui i parametri indicanti i difetti evolvono nel tempo non è stabilita in modo univoco ma dipende dalle condizioni locali.

L'intervallo di tempo entro il quale deve essere effettuato un intervento di ripristino della geometria del binario è stabilito sulla base della velocità di evoluzione dei difetti rilevata sul posto di misura in modo tale che nell'intervallo di tempo tra la misura del parametro e l'effettiva attuazione dell'intervento di manutenzione non venga mai raggiunto il valore comportante vincoli per l'esercizio ferroviario.

Sulla base dei rilievi effettuati si distingue ulteriormente:

- un primo livello di qualità che non richiede programmazione di interventi manutentivi;
- un secondo livello di qualità, che non comporta vincoli al normale esercizio ferroviario, ma che implica:
  - l'analisi delle cause del degrado;
  - la valutazione della velocità di evoluzione del difetto;
  - la programmazione degli interventi manutentivi sulla base della velocità di evoluzione del difetto stimata localmente.

La valutazione della velocità del difetto può essere effettuata con il confronto con rilievi effettuati in precedenza o attraverso l'esecuzione di un programma di rilievi ad hoc in tratti di binario individuati in cui si conosce il comportamento.

Esiste anche un terzo livello di qualità che impone una programmazione degli interventi manutentivi in tempi stretti e definiti.

Il terzo livello di qualità impone una valutazione orientata ad evitare il raggiungimento di vincoli all'esercizio che consistono essenzialmente in:

- nell'applicazione di una riduzione della velocità massima di percorrenza autorizzata (rallentamento) e la definizione rigida di tempi di intervento;
- nella inibizione alla circolazione del tratto di binario sino ad avvenuto ripristino di valori ammissibili dei parametri di geometria del binario.

### 5.5.1 Metodi innovativi di valutazione della qualità del binario

Una metodologia semplificata di valutazione della qualità del binario consiste nell'attribuzione di un valore scalare nel range [0;1] in cui il valore 0 è attribuito al binario in perfette condizioni, mentre il valore 1 è proprio del binario su cui la circolazione dei treni deve essere vietata.

La funzione che correla il parametro di geometria del binario deve variare in funzione del parametro specifico.

La dipendenza sarà di tipo non lineare. Ad esempio riferendosi al parametro scartamento 2s si avrà una dipendenza del tipo:

2s	[1434-1437]	QL=0
2s	[1433-1434]	QL=0.2
2s	[1437-1437.5]	QL=0.2
2s	[1432-1433]	QL=0.4
2s	1437.5-1438]	QL=0.4
2s	[1431-1432]	QL=0.75
2s	[1438-1439]	QL=0.75
2s	[1430-1431]	QL=1
2s	[1439-1440]	QL=1

**Tabella 5.1 - Esempio di applicazione di fattore di qualità**

Con la stessa metodologia possono essere definite tabelle per le altre grandezze geometriche del binario.

In accordo con studi effettuati a cura di Bosso et al. per tenere sotto controllo la geometria del binario si devono considerare i seguenti parametri di cui alcuni misurati, altri calcolati:

<b>Par.</b>	<b>Riferimento</b>	<b>Descrizione</b>
P1	Allineamento	Allineamento laterale rotaia sinistra
P2	Allineamento	Allineamento laterale rotaia destra
P3	Allineamento	Allineamento vertical rotaia sinistra
P4	Allineamento	Allineamento vertical rotaia destra
P5	Allineamento	Difetto di scartamento

P6	Allineamento	Difetto di sopraelevazione
P7	Allineamento	Sghembo su lunghezza assegnata L0 (basato sul passo dei carrelli)
P8	Allineamento	Sghembo su lunghezza assegnata L1 (basato sul passo dei veicoli)
P9	Allineamento	Difetto di raggio di curva
<b>P10</b>	<b>Calcolato</b>	<b>Conicità Equivalente</b>
<b>P11</b>	<b>Calcolato</b>	<b>Steering index</b>
P13	Pendenza	Pendenza del profilo della rotaia sinistra
P14	Shape	Pendenza del profilo della rotaia destra
P15	Shape	Difetti del profilo di rotolamento rotaia sinistra (sopraelevazione)
P16	Shape	Difetti del profilo di rotolamento rotaia destra (sopraelevazione)
<b>P17</b>	<b>Generale</b>	<b>Livello di vibrazioni</b>
<b>P18</b>	<b>Generale</b>	<b>Livello di rumore</b>
P19	Generale	Flessibilità verticale del binario
P20	Generale	Flessibilità laterale del binario
P21	Cretto	Cretto sul lembo superiore rotaia sinistra
P22	Crack	Cretto sul limbo superior rotaia destra
P23	Crack	Cretto laterale rotaia sinistra
P24	Crack	Cretto laterale rotaia destra
<b>P25</b>	<b>Sicurezza</b>	<b>Rapporto di svio per veicolo di riferimento</b>
<b>P26</b>	<b>Sicurezza</b>	<b>Scarico della ruota per veicolo di riferimento</b>
<b>P27</b>	<b>Stabilità</b>	<b>Indice di stabilità per veicolo di riferimento a velocità prefissata</b>

Tabella 5.2 – parametri proposti per la verifica della qualità del binario

Per effettuare una valutazione corretta, sconnessa dalla localizzazione del difetto il binario può essere diviso, in accordo con la Fiche 518, in sezioni di lunghezza pari a 100 m. (la lunghezza della sezione può essere variata per particolari situazioni come curve, raccordi di sopraelevazione ecc.).

L'aggregazione dei dati si può effettuare come di seguito dettagliato:

1. partendo dai dati misurati (in relazione alla tipologia) si valuta un parametro locale di qualità: si tratta di un valore  $P_{i,j}$  per ogni punto di misura (pedice j). Il pedice i fa riferimento alla natura del parametro riportata in Tabella 5.2;

2. Per ciascuna sezione si calcolano uno o più parametri equivalenti. Per ciascun tratto si valutano

$$\hat{P}_i = \max_j P_{i,j} \quad (j = 1:n) \text{ Il massimo valore;}$$

$$\bar{P}_i = \frac{1}{N} \sum_j P_{i,j} \text{ Valore medio}$$

### 5.5.2 Stima dell'evoluzione della qualità del binario

L'evoluzione nel tempo di ciascun parametro è legata a due fattori la frequenza di passaggio dei convogli e il peso assiale dei treni stessi in accordo con la relazione  $P_{i,j}^P = f(\text{Pesoassiale}, P_{i,j})$ . Questo significa che il valore attuale del parametro dipende dal valore precedente e dal peso assiale. La dipendenza è in generale non lineare. Si ha che la dipendenza è esatta se ciascun passaggio di convoglio è considerato separatamente, ma una buona approssimazione si può stabilire utilizzando come variabili la frequenza dei passaggi e il peso assiale medio.

Le strategie di valutazione consistono in:

1. Partendo dalle leggi fisiche di dipendenza, utilizzando modelli numerici, si calcola l'effetto del peso assiale sulla quantità fisica correlata alla tipologia di difetto, e si stima il degrado del binario (esempio crescita della cricca). Dopo avere stimato lo stato del binario degradato si può determinare il parametro di qualità e ottenere una funzione parametro – peso assiale;
2. La stima della variazione del parametro di qualità dipendente dal peso assiale si esegue sulla base dell'analisi statistica dei dati:

$$P_{i,j}^P = P_{i,j} + \Delta t \cdot \frac{\partial P_{i,j}}{\partial Load} \frac{\partial Load}{\partial t} \quad (5.32)$$

La quantità  $\frac{\partial P_{i,j}}{\partial Load}$  è ottenuta da analisi statistiche.

Secondo Bosso e altri è possibile utilizzare un veicolo di riferimento per stimare in sezioni di binario definite con la metodologia approfondita nei capitoli 5.4 e nel successivo capitolo 6. L'analisi dinamica condotta con il veicolo di riferimento fornisce il parametro scalare di qualità del binario correlato co la tipologia di difetto analizzata.

Il danneggiamento totale del binario, per ciascuna, sezione è ottenuto come somma dei danneggiamenti parziali calcolati per la medesima sezione.

Il danneggiamento del binario, ad esempio per il carico verticale e le forze laterali è dato dall'intervallo che separa il valore calcolato dal valore limite:

$$VD_j = Q_j / Q_{\text{limite}} \quad \text{Danneggiamento Verticale}$$

$$LD_j = \text{Max}(Y_{\text{Perc}99,85_j}, -Y_{\text{Perc}0,15_j}) \quad \text{Danneggiamento laterale}$$

Nota la frequenza di passaggio dei convogli è possibile calcolare il danneggiamento totale come somma del danneggiamento prodotto in ciascun passaggio.

La questione di maggiore rilevanza in termini di costi e sicurezza è il determinare una predizione temporale dell'evoluzione dei difetti.

L'approccio proposto da Bosso et altri consiste nell'utilizzare i risultati di simulazioni numeriche effettuate utilizzando veicoli tipo, ad esempio un veicolo basato sui carrelli Y25 come nel presente lavoro e un veicolo basato su carrelli di tipo Siemens SF400 (vetture denominate "vivalto").

### 5.5.3 Fatica di contatto

Lo studio dei fenomeni di fatica di contatto sono essenziali per stimare l'evoluzione dei difetti della rotaia soggetta a carichi di tipo ciclico. Il fenomeno è molto complesso ed influenzato da un grande numero di parametri. Per valutare l'evoluzione di una cricca, infatti, occorre conoscerne la sua lunghezza iniziale, il suo orientamento, la zona della rotaia ove si è originata, il carico applicato, la legge di variazione del carico, le caratteristiche del materiale. Con modelli numerici, proposti in letteratura, è possibile effettuare delle buone previsioni, ma il gran numero delle ipotesi iniziali necessarie rende i risultati difficilmente sfruttabili nelle applicazioni pratiche della manutenzione dei binari

Un metodo di risoluzione della problematica è quello di spostare il centro di interesse dalla geometria della cricca allo studio dello stato tensionale che ne permette la formazione e la crescita.

E' noto che nella regione di contatto (vedi 5.4.3), sotto l'influenza di particolari condizioni di carico, l'acciaio è soggetto a deformazioni plastiche e ad ogni ciclo di carico il danneggiamento si accumula sino ad esaurire la duttilità disponibile del metallo. Ovviamente non è il solo contatto ruota rotaia a determinare danneggiamenti al binario ed è perciò necessario comprendere i parametri che descrivono le condizioni di carico atte a produrre il danneggiamento.

E' utile richiamare la curva limite di assestamento di Johnson (Figura 5.58 – Curva di Johnson (Figura 5.58) che consente di comprendere se in una particolare

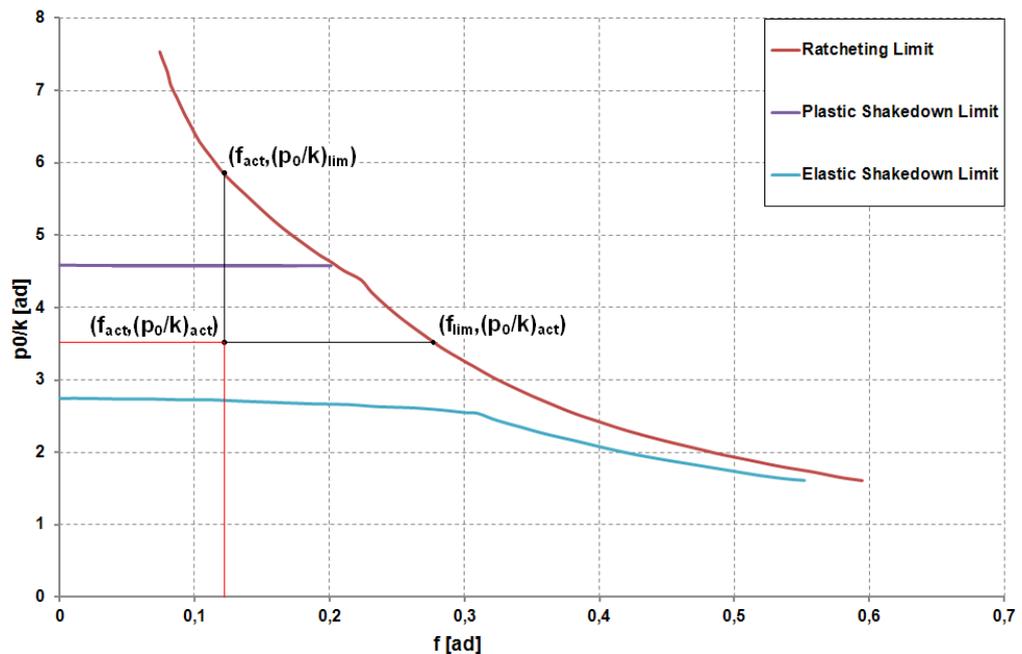


Figura 5.58 – Curva di Johnson

Regione della rotaia è possibile lo sviluppo delle cricche come funzione del coefficiente di attrito e della massima pressione nell'area di contatto. Nella figura è mostrato il fenomeno del ratcheting (regione D), e le curve limite in campo plastico (C) ed elastico (B). Le ordinate riportano il rapporto tra la massima pressione nell'area di contatto e lo sforzo di taglio nel materiale acciaio ( $k$ ), mentre l'asse delle ascisse è riportato il coefficiente di trazione calcolabile con la (5.33)

$$f = \frac{\sqrt{T_x^2 + T_y^2}}{N} \quad (5.33)$$

$T_x$  e  $T_y$  sono le forze tangenziali di creep mentre  $N$  è lo sforzo normale agente sull'areola di contatto.

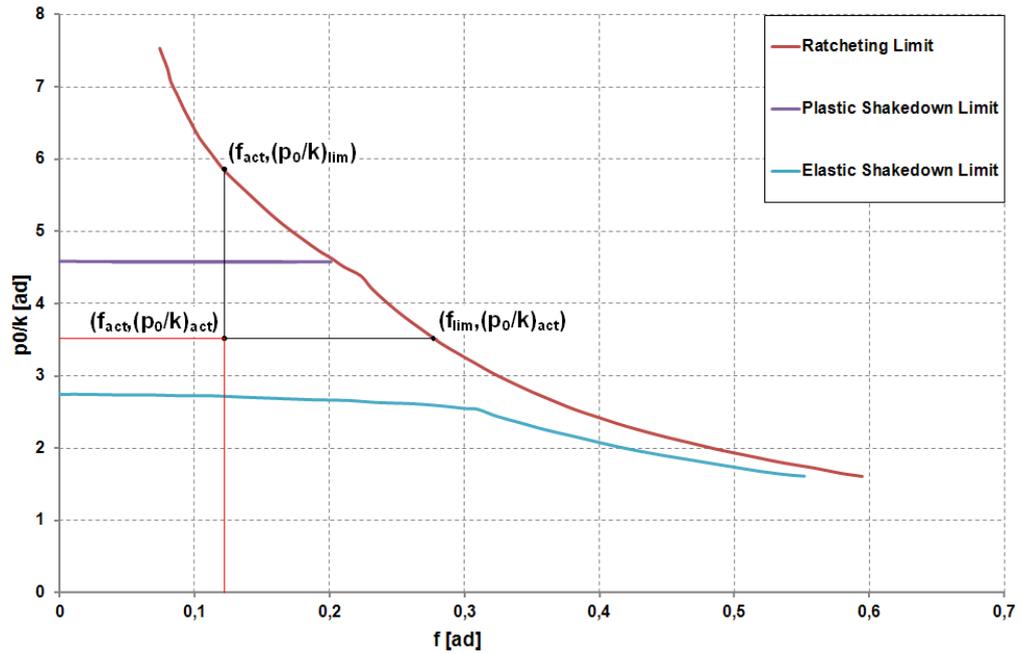


Figura 5.59 – Diagramma limite per un acciaio da rotaia

In Figura 5.59 è mostrata la curva limite per un acciaio da rotaia. Si può notare come le cricche si propagano in presenza di basse pressioni di contatto per elevati valori del coefficiente di adesione  $f$ . Allo scopo di analizzare le regioni del binario che devono essere monitorate frequentemente si determinano attraverso simulazioni i valori di  $f$  e  $p_0/k$ . Calcolati questi si determinano gli indici  $K_e$ ,  $K_p$  e

$$K_r \text{ con le } \begin{cases} \text{if } \left( f_{lim} - f_{act} \geq \left( \frac{p_0}{k} \right)_{lim} - \left( \frac{p_0}{f} \right)_{act} \right) & K_I = \frac{\left( \frac{p_0}{k} \right)_{act}}{\left( \frac{p_0}{k} \right)_{lim}} \\ \text{if } \left( f_{lim} - f_{act} \leq \left( \frac{p_0}{k} \right)_{lim} - \left( \frac{p_0}{f} \right)_{act} \right) & K_I = \frac{f_{act}}{f_{lim}} \end{cases} \quad (5.34)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{if} \left( f_{\text{lim}} - f_{\text{act}} \geq \left( \frac{p_0}{k} \right)_{\text{lim}} - \left( \frac{p_0}{f} \right)_{\text{act}} \right) K_I = \frac{\left( \frac{p_0}{k} \right)_{\text{act}}}{\left( \frac{p_0}{k} \right)_{\text{lim}}} \\ \text{if} \left( f_{\text{lim}} - f_{\text{act}} \leq \left( \frac{p_0}{k} \right)_{\text{lim}} - \left( \frac{p_0}{f} \right)_{\text{act}} \right) K_I = \frac{f_{\text{act}}}{f_{\text{lim}}} \end{array} \right. \quad (5.34)$$

L'equazione scritta in forma generale può essere utilizzata per il calcolo dei tre indici, utilizzando i limiti più appropriati. I dati sono poi soggetti ad elaborazione statistica considerando, in accordo alla fiche 518, in sezioni da 100 m di lunghezza nelle quali si calcola il 99.85 percentile.

Usando questo metodo è perciò possibile individuare le sezioni di binario nelle quali vi è il rischio che la cricca si propaghi.

Si considera un rischio molto elevato di propagazione se  $K_r > 1$ , un rischio alto se  $K_p > 1$  e  $K_r < 1$ ; un rischio contenuto se soltanto  $K_c > 1$ . Nel caso in cui nessun indice è più grande di uno non vi è alcun rischio di propagazione delle cricche. La quantità di cui gli indici superano 1 misura la gravità del rischio di propagazione.

Poiché l'analisi è condotta su sezioni di 100 m è possibile generare una mappa del probabile danneggiamento contenente i valori degli indici per ciascuna sezione. Tale mappa costituisce il dato di ingresso per la programmazione della manutenzione nel tempo.

#### 5.5.4 Usura delle rotaie

L'usura delle rotaie è un altro fondamentale fenomeno interessante la manutenzione di una linea ferroviaria. Si tratta di un aspetto strettamente correlate con la fatica di contatto, infatti la propagazione delle cricche è influenzata dall'usura. In caso di elevata usura la formazione delle cricche è evitata asportando dalla superficie della rotaia il materiale usurato (molatura). Il fenomeno dell'usura cambia la pendenza della superficie di rotolamento giungendo a causare vibrazioni e instabilità.

Per tali motivi l'usura non può essere trascurata nell'analisi delle condizioni del binario. Seguendo la falsariga di quanto già fatto nel paragrafo 5.5.3 un indice di usura  $K_w$  può essere introdotto.

I fenomeni di usura sono strettamente correlati con il parametro W:

$$W = \frac{T\gamma}{A} = \frac{T_x\xi + T_y\eta}{A} \quad (5.35)$$

Che tiene in conto i microsliittamenti, le forze tangenziali e la dimensione dell'area di contatto.

Il parametro  $W$  deriva da considerazioni energetiche basate su modelli di usura ed è determinato in accordo a  $W = \frac{T\gamma}{A} = \frac{T_x\xi + T_y\eta}{A}$

(5.35).  $T_x$ ,  $T_y$  sono le forze tangenziali in direzione  $x$  e  $y$ , mentre,  $\xi$  ed  $\eta$  sono i microslittamenti longitudinale e laterale rispettivamente.  $A$  è l'area di contatto.

Dall'analisi di  $w$  è possibile distinguere l'entità dell'usura, e se la fatica di contatto deve essere presa in considerazione nell'analisi del punto di binario considerato.

Regime d'usura	Numero d'usura $W$ [ $N/mm^2$ ]	Entità dell'usura [ $\mu g/m/mm^2$ ]
Mite	$W < 10.4$	$5.3 * W$
Severo	$10.4 \leq W \leq 77.2$	55
Catastrofico	$W \geq 77.2$	$61.9 * W$

Tabella 5.3 - Regimi di usura

L'indice di usura è definito da:

$$K_w = \frac{T\gamma}{A} = \frac{W}{W_{mild}} = \frac{W}{10.4} \quad (5.36)$$

Al crescere dell'indice peggiora lo stato di usura del binario.

Se  $K_w$  è minore di uno il danno nella sezione attribuito alla fatica di contatto è trascurabile e le ispezioni del binario sono programmabili esclusivamente sulla base dell'usura.

$$\begin{cases} \text{if}(K < 1) & K_r \\ \text{if}(K_w \geq 1) & K_w \end{cases} \quad (5.37)$$

Anche per  $K_w$  si può definire un danno cumulativo.

## 5.6 FICHE 518 La verifica delle interazioni veicolo/infrastruttura.

La verifica della dinamica di marcia dei veicoli ferroviari per rilevare le interazioni del rotabile con il binario possono essere effettuate con riferimento alla Scheda UIC 518. La procedura di validazione prevede la definizione delle:

- caratteristiche di qualità del binario;
- le caratteristiche del veicolo;
- le condizioni di circolazione e le caratteristiche del tracciato di prova scelto con riferimento:
  - binario rettilineo;
  - curve di piccolo raggio;
  - curve di grande raggio;
- lo stato di carico del veicolo ( se a carico o vuoto)

La analisi dinamica del veicolo viene normalmente condotta utilizzando dei simulatori di dinamica di marcia. In questa tesi il software utilizzato è SIMPACK rail.

In generale per un veicolo da verificare dinamicamente si distinguono tre diverse condizioni di carico:

*Non carico in ordine di marcia.* E' lo stato del veicolo in assenza di carico pagante ma con tutti gli elementi necessari al suo corretto funzionamento (liquidi, attrezzi, personale di staff ecc.).

*Carico in ordine di marcia.* E' lo stato di un veicolo dove tutti i posti sono occupati come previsto dal costruttore per l'esercizio normale dello stesso.

*Carico massimo.* E' lo stato del veicolo caricato al massimo delle sue possibilità. Nel caso dei veicoli passeggeri questa condizione fa riferimento al massimo sovraffollamento previsto inteso come numero massimo di persone per  $m^2$  ammissibile e con tutti i posti occupati. Nel caso di veicolo merci si intende il veicolo con il massimo carico pagante ammissibile secondo le regole di distribuzione del carico applicabili.

### 5.6.1 Interazione ruota – rotaia.

Il parametro che meglio caratterizza l'interazione ruota rotaia è la conicità equivalente  $\tan\gamma_e$  che per una data sala montata che percorre un assegnato tratto di binario equivale alla tangente dell'angolo conico  $\tan\gamma_e$  di una ruota con profilo perfettamente conico il cui movimento trasversale ha la stessa lunghezza d'onda del movimento cinematico della sala montata in studio.

La conicità equivalente risulta funzione dell'ampiezza  $\hat{y}$  del movimento trasversale della sala montata:

$$\tan\gamma_e = f(\hat{y}) \quad (5.38)$$

Il valore della conicità per profili ottenuti come composizione di archi, secondo il criterio di conservazione della figura d'usura, varia con lo spostamento trasversale  $y$ . Occorre quindi, per avere un riferimento univoco, fissare degli spostamenti di riferimento che sono posizionati di regola a  $\pm 3 \text{ mm}$

### *Metodi di prova ammessi*

La norma prevede due metodologie di prova utilizzabili:

- Veicolo nuovo da sottoporre a campagna completa di prove;
- Veicolo con modifiche significative dello stesso; in questo caso la verifica dinamica costituisce una estensione della verifica iniziale;

Si distinguono inoltre ai fini delle verifiche dinamiche:

- Veicoli convenzionali (tipologia di rotabili normalmente utilizzata in condizioni standard di esercizio);
- Veicoli di nuova concezione tecnologica;
- Veicoli “speciali” che per la loro concezione sono unici o inseriti nelle seguenti sottocategorie:
  - Veicoli specializzati per la manutenzione dell’infrastruttura, inclusi i treni di rinnovo;
  - Veicoli speciali da trasporto.

Condizioni delle verifiche dinamiche:

I dati caratterizzanti la prova di dinamica di marcia sono:

- Velocità;
- Insufficienza di sopraelevazione;
- Raggio delle curve

Per quanto riguarda il binario questo deve essere considerato nell’inclinazione di posa prevalente della rete ferroviaria ove questo deve circolare. Nel caso europeo questo valore si posiziona ad 1/20.

### **5.6.2 Parametri del veicolo.**

I parametri del veicolo che devono essere tenuti sotto controllo sono:

- Le forze laterali  $Y$  e verticali  $Q$  di interazione ruota – rotaia;
- Le forze laterali misurate all’altezza delle boccole degli assi; in questo caso il contributo dinamico dovuto alla massa della sala è trascurato;
- Le accelerazioni lineari misurate al livello del telaio carrello nella direzione laterale  $\ddot{y}^+$  e al livello della cassa, al di sopra degli assi o dei carrelli nella direzione laterale  $\ddot{y}^*$  e verticale  $\ddot{z}^*$ .
- L’accelerazione laterale misurata al livello della sala montata  $\ddot{y}$ .

Per un veicolo a carrelli, di tipo convenzionale, si riportano i parametri che normalmente devono essere utilizzati come input delle verifiche dinamiche:

Descrizione	Simbolo	Unità di misura	Frequenza di taglio del filtro	
			magnetico	grafico
Forze laterali ruota - rotaia sulle due sale montate	$Y_{11}, Y_{12}$ $Y_{21}, Y_{22}$	kN	$\geq 40$ Hz	$\geq 10$ Hz
Forza asse - binario scambiata per le sale montate	$H_1, H_2$	kN	$\geq 40$ Hz	$\geq 10$ Hz
Forze verticali ruota - rotaia per le sale montate	$Q_{11}, Q_{12}$ $Q_{21}, Q_{22}$	kN	$\geq 40$ Hz	$\geq 20$ Hz
Accelerazioni laterali alle estremità della cassa	$\ddot{y}_1^*; \ddot{y}_2^*$	m/s <sup>2</sup>	$\geq 40$ Hz	$\geq 10$ Hz
Accelerazioni verticali alle estremità della cassa	$\ddot{z}_1^*; \ddot{z}_2^*$	m/s <sup>2</sup>	$\geq 40$ Hz	$\geq 20$ Hz
Accelerazioni laterali alle estremità dei carrelli	$\ddot{y}_1^+; \ddot{y}_2^+$	m/s <sup>2</sup>	$\geq 40$ Hz	$\geq 10$ Hz
Accelerazioni laterali sulle sale montate	$\ddot{y}_1; \ddot{y}_2$	m/s <sup>2</sup>	$\geq 40$ Hz	$\geq 10$ Hz

**Tabella 5.4 - Parametri da utilizzare per l'analisi dinamica**

I parametri descritti devono essere elaborati statisticamente al fine di ottenere le seguenti grandezze rappresentative nei tre settori fondamentali (sicurezza, comportamento dinamico, fatica del binario):

- somma delle forze di guida per asse  $(\sum Y)_{2m}$ ;
- rapporto tra la forza laterale e verticale per la sala montata di guida  $(Y/Q)_{2m}$ ;
- forze verticali scambiate tra ruota e rotaia  $Q$ ;
- forze quasi - statiche tra ruota e rotaia  $Y_{qst}; Q_{qst}$ ;
- accelerazione laterale misurate al livello della cassa e del telaio carrello  $\ddot{y}_q^*$ ;  
 $\ddot{z}_q^*$
- accelerazione quasi statica misurata sulla cassa del veicolo  $\ddot{y}_{qst}^*$

Queste grandezze sono il risultato dell'elaborazione statistica descritta nel seguito:

**Tabella 5.5 - Elaborazione statistica per sezione**

N	Quantità da ottenere	Frequenza di taglio del filtro (prima dell'elaborazione)	elaborazione statistica pe sezione	
			Metodo di calcolo	Percentile da utilizzare
1	$(\sum Y)_{2m}$	$\geq 20$ Hz	Media mobile su 2m	$F_1= 0.15\%$ $F_2=99.85\%$
2	$(Y/Q)_{2m}$ (sala montata di guida)	$\geq 20$ Hz	Intervallo di campionamento 0.5 m	$F_1= 0.15\%$ $F_2=99.85\%$
3	$\ddot{y}_s^+ \text{ (3) (4)}$	10 Hz	-	$F_1= 0.15\%$ $F_2=99.85\%$
4	$\ddot{y}_s^* \text{ (4)}$	6 Hz	-	$F_1= 0.15\%$ $F_2=99.85\%$

5	Q (su tutte le sale montate)	$\geq 20$ Hz	-	$F_0= 50\%$
6	$Y_{qst}$	$\geq 20$ Hz		$F_0= 50\%$
7	$Q_{st}$ (su tutte le sale montate)	$\geq 20$ Hz		$F_0= 50\%$
8	$\ddot{y}_q^* ; \ddot{z}_q^{*(2)}$	0.4 - 10 Hz <sup>(2)</sup>		$F_1= 0.15\%$ $F_2=99.85\%$ Valore rms $s\ddot{y}_q^* s\ddot{z}_q^*$
9	$\ddot{y}_{qst}^*$	$\geq 20$ Hz		$F_0= 50\%$
10	$\Sigma Y$	$f_0 \pm 2$ Hz <sup>(2) (3)</sup>		

- (1) Filtro passa basso a -3dB, con un gradiente  $\geq 24$  dB/Ottava, tolleranza  $\pm 0.5$  dB sino alla frequenza di taglio, 1dB oltre tale valore;
- (2) Filtro banda a -3dB, con un gradiente  $\geq 24$  dB/Ottava, tolleranza  $\pm 0.5$  dB sino alla frequenza di taglio, 1dB oltre tale valore;
- (3)  $f_0$  è la frequenza di instabilità;
- (4) Questa elaborazione statistica è utilizzata per applicare il metodo semplificato in caso di estensione delle verifiche dinamiche;
- (5) solo per veicoli a carrelli

### 5.6.3 Valori limite da rispettare

#### 5.3.3.1 Sicurezza

Il valore limite per la somma delle forze Y, rif. n.1 Tabella 5.5, è dato dalla seguente relazione:

$$((\Sigma Y)_{2m})_{lim} = \alpha \left( 10 + \frac{P_0}{3} \right) \quad (5.39)$$

dove  $P_0$  è il carico statico per asse; il coefficiente  $\alpha$  è uguale a 1 per i veicoli passeggeri mentre è posto uguale a 0.85 per i veicoli merci.

Questo coefficiente definisce le caratteristiche minime richieste per la stabilità laterale del binario sotto l'azione delle forze della sala montata. Esso è relativo ad un armamento di spartito pari a 65 cm; ballast con pietrisco e peso per metro lineare  $\geq 46$  kg/m stabilizzato mediante costipazione del pietrisco.

Il valore di  $\alpha$  pari 0.85 utilizzato per i treni merci tiene conto delle maggiori tolleranze di manutenzione utilizzate per questa categoria di veicoli.

Il valore limite per il coefficiente di svio:

$$((Y/Q)_{2m})_{lim} = 0.8 \quad (5.40)$$

per la circolazione su curve di raggio  $R \geq 250$  m

Il superamento degli sgombri di binario deve rispettare le prescrizioni di cui al rapporto ORE B55 RP8.

L'instabilità del veicolo è determinata al raggiungimento della seguente condizione:

$$(\mathbf{s} \sum \mathbf{Y})_{lim} = \frac{(\sum \mathbf{Y})_{lim}}{2} \quad (5.41)$$

### 5.3.3.2 Fatica del binario

Per i binario di tipo UIC convenzionale con peso per metro lineare superiore a 39 kg/m i limiti dei parametri definiti nella Tabella 5.5 sono:

- a. Forza verticale  $Q_{lim}$
- massimo carico statico per ruota:  $Q_{0max} = 112.5 \text{ kN}$ ;
  - legge di determinazione del limite:  $Q_{lim} = 90 + Q_0 \text{ (kN)}$ ;  
( $Q_0$ =carico statico per ruota)

I limiti massimi da rispettare sono:

Velocità massima di esercizio (Km/h)	$Q_{0max}$ (kN)
$\leq 160$	200
$\leq 200$	190
$\leq 250$	180
$\leq 300$	170
$> 300$	160

- b. Forza  $Y_{qst}$  in curva:

$$(Y_{qst})_{max} = 60 \text{ kN}$$

- c. Forza quasi statica in curva  $Q_{qst}$

$$(Q_{qst})_{lim} = 145 \text{ kN}$$

### 5.3.3.3 Comportamento dinamico

- a. Massimo valore delle accelerazioni  $\ddot{y}_q^*$  ;  $\ddot{z}_q^*$

Veicoli di trazione:

$$(\ddot{y}_q^*)_{lim} = 2.5 \text{ m/s}$$

$$(\ddot{z}_q^*)_{lim} = 2.5 \text{ m/s}$$

Veicoli passeggeri anche muniti di trazione autonoma:

$$(\ddot{y}_q^*)_{lim} = 2.5 \text{ m/s}$$

$$(\ddot{z}_q^*)_{lim} = 2.5 \text{ m/s}$$

Carri a carrelli:

$$(\dot{y}_q^*)_{lim} = 3 \text{ m/s}$$

$$(\ddot{z}_q^*)_{lim} = 5 \text{ m/s}$$

Carri ad assi, o comunque senza carrelli:

$$(\dot{y}_q^*)_{lim} = 4 \text{ m/s}$$

$$(\ddot{z}_q^*)_{lim} = 5 \text{ m/s}$$

b. Scarto quadratico medio per le accelerazioni  $(s\dot{y}_q^*)_{lim}$ ;  $(s\ddot{z}_q^*)_{lim}$   
per mezzi di trazione

$$(s\dot{y}_q^*)_{lim} = 0.5 \text{ m/s}$$

$$(s\ddot{z}_q^*)_{lim} = 1 \text{ m/s}$$

Veicoli passeggeri anche muniti di trazione autonoma

Con sospensioni in buone condizioni

$$(s\dot{y}_q^*)_{lim} = 0.5 \text{ m/s}$$

$$(s\ddot{z}_q^*)_{lim} = 0.75 \text{ m/s}$$

Con sospensioni in modo degradato

$$(s\dot{y}_q^*)_{lim} = 0.75 \text{ m/s}$$

$$(s\ddot{z}_q^*)_{lim} = 0.1 \text{ m/s}$$

Carri a carrelli

$$(s\dot{y}_q^*)_{lim} = 1.3 \text{ m/s}$$

$$(s\ddot{z}_q^*)_{lim} = 2 \text{ m/s}$$

Carri sprovvisti di carrelli

$$(s\dot{y}_q^*)_{lim} = 1.5 \text{ m/s}$$

$$(s\ddot{z}_q^*)_{lim} = 2 \text{ m/s}$$

c Accelerazione laterale quasi statica  $(\dot{y}_{qst}^*)_{lim}$

Si assume pari a 1.5 m/s tranne che per i carri merci in cui si adotta il valore 1.3 m/s

#### **5.6.4 Selezione dei tratti di binario per le prove dinamiche:**

La velocità di verifica deve essere maggiorata del 10% rispetto alla velocità nominale del veicolo oggetto di prova con un minimo incremento di 10 km/h e una tolleranza di  $\pm 5$  km/h. Il tracciato di prova deve essere suddiviso in sezioni; ciascuna sezione deve avere una lunghezza raccomandata di 250 m, ma se la velocità di prova è inferiore a 160 km/h è opportuno ridurre la lunghezza delle

sezioni a 100 m.. Occorrono almeno 25 sezioni e una lunghezza complessiva del tracciato di prova di 10 km. L'insufficienza di sopraelevazione deve essere contenuta in 40 mm. I dati devono essere sottoposti ad elaborazione statistica.

Il tratto di binario va scelto comunque identificando un tratto di linea in esercizio. Per cui è possibile che non tutte le condizioni ideali prescritte dalla Scheda 518 siano contemporaneamente rispettate.

Le caratteristiche geometriche del binario sono rilevanti ai fini dell'interazione veicolo – infrastruttura. In particolare occorre tenere sotto controllo:

- L'allineamento verticale;
- L'allineamento laterale;
- Gli sghembi di binario;
- Lo scartamento

## **6 Modello di veicolo convenzionale ad elevato peso assiale**

Nel capitolo 5 si è fatta una ampia disamina delle problematiche connesse allo studio della dinamica di marcia dei rotabili ferroviari. Si è posta l'attenzione sui limiti che devono essere rispettati dai rotabili relativamente alle sollecitazioni veicolo infrastruttura, in applicazione della Fiche UIC 518 (vedi paragrafo 5.6). Poi si è esaminata, molto brevemente, la problematica della gestione della manutenzione di una infrastruttura ferroviaria, con particolare riferimento agli aspetti connessi alla fatica di contatto e all'usura del binario (vedi paragrafo 5.5). Incrementare il peso assiale, infatti, produce certamente la necessità di intervenire sullo schema di manutenzione dell'infrastruttura ferroviaria con conseguente aumento di costi.

In quest'ultimo capitolo della Tesi svilupperemo in dettaglio il modello di veicolo convenzionale ad elevato peso assiale.

Il carro scelto per effettuare le simulazioni è un carro tramoggia di tipo Tadns con carrelli di tipo Y25L. Si tratta di un veicolo con un passo fra i carrelli di 18,4 m per merci alla rinfusa con scarico controllato. Il carro standard è atto ad un carico massimo di 65,5 t relativo al peso assiale delle linee in categoria D4 (22,5 t/asse).

### **6.1 Modellazione Del Veicolo**

Il modello del veicolo utilizzato come riferimento è stato realizzato mediante il codice Multibody Simpack ver. 9.03. Durante le simulazioni è stata simulata la marcia di un carro isolato, applicando in prossimità del gancio un sforzo di trazione per simulare il tiro esercitato dalla locomotiva allo scopo di compensare le resistenze al moto.

Il veicolo è stato modellato mediante l'impiego di due carrelli identici (tipo Y25) ed una struttura del carro realizzata in due porzioni simmetriche rispetto alla mezzeria del carro, tra le quali è stata applicata l'intera rigidità torsionale della struttura del carro, allo scopo di riprodurre fedelmente il comportamento in caso di sghembi di binario.

Come è noto il carrello dell'Y25 è caratterizzato dalla presenza di diversi elementi smorzanti ad attrito, collocati sia a livello della sospensione primaria, che a livello della sospensione secondaria.

Ulteriori non linearità sono presenti nella sospensione primaria, che è caratterizzata da una rigidità bilineare, dovuta all'intervento di un secondo molleggio al superamento di un certo cedimento della sospensione, e da diversi tamponamenti metallici che intervengono su entrambi gli stadi di sospensione. Tutti questi elementi sono stati modellati dettagliatamente mediante funzioni non lineari ed opportune espressioni introdotte per descrivere gli andamenti degli elementi elastici e smorzanti di volta in volta impiegati.

### **6.2 Architettura del modello**

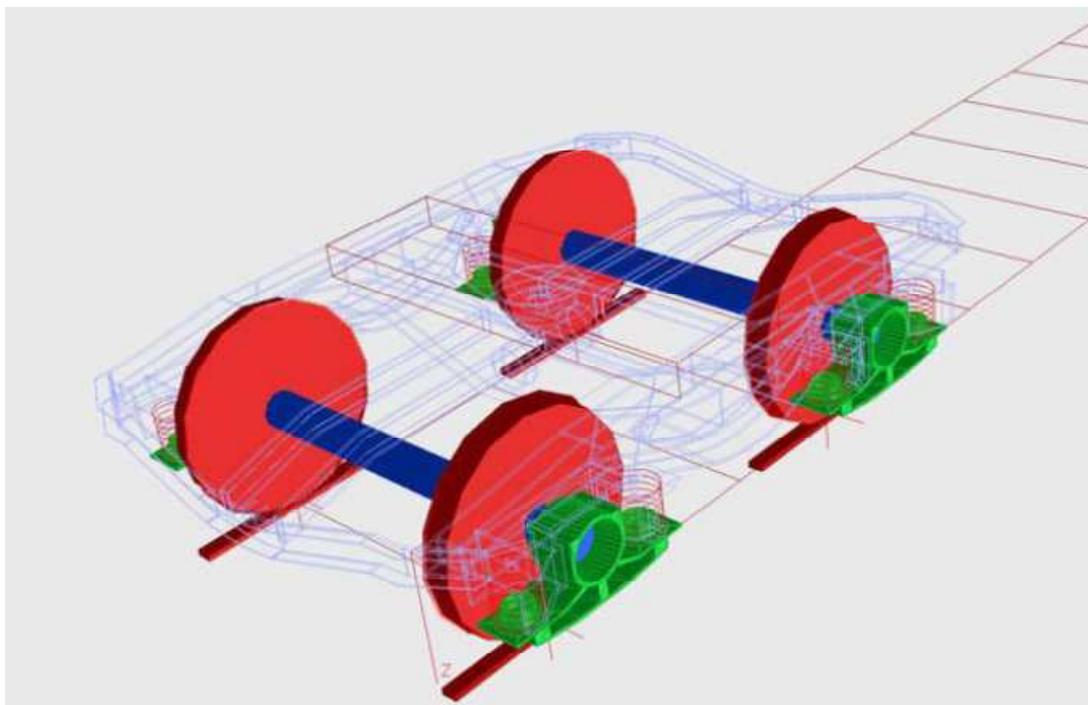
Il modello del veicolo si compone di 16 corpi rigidi, in particolare due semi-strutture della cassa, due telai carrelli, quattro sale ed 8 boccole. Le caratteristiche

inerziali dei corpi sono indicate in Tabella 6.1. La posizione dei baricentri è stata stabilita sulla base di un modello geometrico tridimensionale semplificato di ciascun corpo (si veda la Figura - 6.1 dove tali geometrie sono state applicate al modello Multibody). Il sistema di riferimento per il veicolo, è stato preso con asse x parallelo all'asse del binario e verso concorde con l'avanzamento del veicolo, asse y parallelo all'asse sala ed asse z concorde con la accelerazione di gravità.

**Tabella 6.1 Caratteristiche inerziali dei corpi**

<b>Corpo</b>	<b>Massa</b> [Kg]	<b>Ixx</b> [Kg m <sup>2</sup> ]	<b>Iyy</b> [Kg m <sup>2</sup> ]	<b>Izz</b> [Kg m <sup>2</sup> ]
Semi-cassa	40480(*)	XX	XX	XX
Telaio Carrello	2070	1400	2100	2400
Sala	825	750	140	750
Boccola	200	0.5	4.5	5

I valori indicati per la semi-cassa fanno riferimento ad un veicolo a pieno carico con carico per asse di 22,5 tonnellate, poiché il modello è stato impiegato per simulare anche altre condizioni di carico per asse, ovviamente questo valore è stato modificato di volta in volta. I corrispondenti valori dei momenti di inerzia sono stati ottenuti dal valore di riferimento scalandoli rispetto alla massa.



**Figura - 6.1 Modello Multibody del Carrello assemblato sul tracciato**

Per tutti gli altri corpi sono stati impiegati unicamente elementi elastici di collegamento, anche se, per quanto riguarda le due semi-casse sono state tra loro



La molla esterna di ciascun gruppo di molle disposto dal lato interno del carrello, non appoggia direttamente sulla struttura del telaio carrello, ma su un supporto molla a bicchiere che è mobile e vincolato al telaio carrello per mezzo di due anelli (Lenoir link). L'anello costituisce un vincolo cinematico sostanzialmente rigido, la cui reazione vincolare, che mantiene in equilibrio il supporto molla, si sviluppa lungo la linea congiungente i due perni dell'anello stesso. Pertanto la forza verticale applicata dalla molla si scompone lungo due componenti delle quali la prima (verticale) è applicata al telaio carrello direttamente; la seconda (orizzontale) si scarica su un pistoncino che è appoggiato al fianco della boccola. Lo scopo di questo meccanismo è quello di generare una forza di attrito, dipendente dal carico del veicolo (poiché dipende dallo schiacciamento della molla) che smorza i moti verticali del carrello. La forza di attrito si sviluppa su due superfici: la prima è costituita dalla zona di contatto tra il pistoncino e la boccola, la seconda è la superficie opposta della boccola che viene spinta su una superficie di riscontro del telaio carrello. Tutte le superfici sono rivestite mediante materiale antiusura (piastre di acciaio al Si-Mg).

Il meccanismo è stato simulato trascurando l'inerzia del pistoncino e del supporto molla, mediante una serie di forze applicate tra la boccola ed il telaio carrello definita mediante funzioni esplicite.

La forza applicata al pistoncino  $F_{XP}$ , dipende dalla forza verticale applicata alla molla esterna  $F_{Z2}$  e dall'inclinazione dell'anello:

$$F_{XP} = F_{Z2} \cdot \left( \frac{x+x_0}{h_0} \right) \quad (6.1)$$

Essendo  $x$  lo spostamento longitudinale del pistoncino (assunto coincidente con lo spostamento della boccola),  $x_0$  la distanza nominale dei perni dell'anello in direzione longitudinale (27 mm) ed  $h_0$  la distanza nominale in direzione verticale (68 mm).

La forza  $F_{Z2}$  viene calcolata semplicemente come:

$$F_{Z2} = ke \cdot (z^+ + z_0) \quad (6.2)$$

Dove  $ke$  è la rigidità della molla esterna,  $z^+$  lo spostamento verticale del carrello dovuto al carico agente,  $z_0$  la precompressione della molla nelle condizioni iniziali.

La forza di reazione sulla seconda superficie di attrito della boccola viene calcolata come:

$$F_{XR} = -f_{impact}(x) - D_i \cdot \dot{x} \quad (6.3)$$

La funzione  $f_{impact}(x)$  rappresenta un impatto con superficie metallica ed è stata definita come:

$$f_{\text{impact}}(x) = \begin{cases} 0 & \text{se } x > 0 \\ 5 \cdot 10^8 \cdot x^3 + 3 \cdot 10^8 \cdot x^2 - 2 \cdot 10^7 \cdot x & \text{se } x \leq 0 \end{cases} \quad (6.4)$$

$D_i$  rappresenta lo smorzamento, dovuto principalmente allo scorrimento del pistoncino nella sua sede ed assunto viscoso e costante pari a 10 Ns/m.

Entrambe le forze di attrito, vengono applicate tra boccola e telaio carrello sull'asse di azione del pistoncino ad una coordinata longitudinale corrispondente alle due superfici della boccola, esse sono definite come:

$$F_{Z\mu B,1} = -\mu \cdot F_{XP} \cdot f_{\text{reg}}(V_1) \cdot \sin(a) \quad (6.5)$$

$$F_{Z\mu B,2} = -\mu \cdot F_{XR} \cdot f_{\text{reg}}(V_2) \cdot \sin(a) \quad (6.6)$$

$$F_{Y\mu B,1} = -\mu \cdot F_{XP} \cdot f_{\text{reg}}(V_1) \cdot \cos(a) \quad (6.7)$$

$$F_{Y\mu B,2} = -\mu \cdot F_{XR} \cdot f_{\text{reg}}(V_2) \cdot \cos(a) \quad (6.8)$$

Dove  $ke$  è la velocità relativa verticale del telaio carrello rispetto alla boccola considerata e  $f_{\text{reg}}(u)$  è una funzione studiata per regolarizzare la legge di Coulomb e definita mediante una spline cubica. Tale funzione varia tra -1 e 1 ed assume il valore unitario per una velocità superiore a 0.01 m/s<sup>2</sup>, mentre per valori minori la funzione inizia linearmente (nell'intorno dell'origine) per poi assumere un andamento non lineare.

Si tratta di una legge di attrito bidimensionale pertanto è stato necessario definire la velocità relativa tra le superfici come:

$$V_i = \sqrt{(\dot{z}_i^+)^2 + (\dot{y}_i^+)^2} \quad (6.9)$$

Dove il pedice  $i$  indica la superficie del pistoncino ( $i=1$ ) o la superficie di riscontro sulla parte opposta della boccola ( $i=2$ ). La forza di attrito viene poi nuovamente scomposta nelle due direzioni mediante l'angolo formato tra le due velocità relative:

$$\tan(a) = \frac{\dot{z}^+}{\dot{y}^+} \quad (6.10)$$

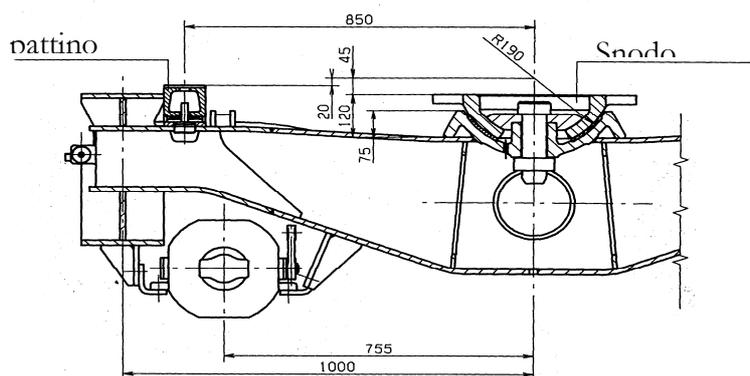
La forza verticale tra boccola e telaio carrello è stata applicata mediante due elementi molla di tipo "shear-spring" del codice Simpack, definiti per mezzo di rigidezze lineari sul piano X-Y, di tre rigidezze torsionali lineari e di una rigidezza non lineare in direzione Z. Per tale direzione è stata impiegata una funzione di tipo SPLINE che esprime la non linearità dovuta all'intervento delle molle interne dopo un certo carico. I parametri di rigidezza di ciascuna coppia di molle sono indicati in **Tabella 6.2**.

**Tabella 6.2 Rigidezze della sospensione primaria (per gruppo)**

Direzione	Rigidezza	U.M.
Kx	589	[N/mm]
Ky	589	[N/mm]
Kxx	1000	[Ns/mm]
Kyy	1000	[Ns/mm]
Kzz	0	[Ns/mm]
Kz1(*)	300	[N/mm]
Kz2(*)	1216	[N/mm]

#### 6.4 Sospensione secondaria

La sospensione secondaria è costituita da una ralla sferica posta al centro del carrello e da due pattini montati sulle due fiancate esterne del telaio carrello, con uno scartamento di 1700 mm, come indicato in figura 3.



**Figura 6.3 - Sospensione secondaria: sezione del telaio del carrello**

La ralla centrale è stata modellata mediante un elemento compatto (Bushing) caratterizzato da rigidezze assiali lineari, rigidezze rotazionali nulle e da uno smorzamento torsionale ad attrito che è stato introdotto mediante una funzione esplicita della velocità di rotazione.

Tabella 6.3 - Rigidezze della sospensione secondaria

Elemento	Direzione	Rigidezza	U.M.
Ralla	Kx, Ky	100	[kN/mm]
	Kz	4.6	[kN/mm]
	Dx,Dy	1000	[Ns/m]
	Dz	400	[Ns/m]
	Dxx,Dyy,Dzz	Espressione non lineare	
Pattino	Kx, Ky	380	[N/mm]
	Kz	570	[N/mm]
	Kz a pacco	100	[kN/mm]
	Dy	38	[Ns/m]
	Dz	57	[Ns/m]
	Dx	Espressione non lineare	

La tabella 6.3 riporta i valori di rigidezza e smorzamento impiegati per gli elementi (tipo Bushing) impiegati per simulare la ralla e i pattini ad attrito. Per quanto riguarda i tamponi è stato previsto un tamponamento con rigidezza maggiorata, dopo un cedimento verticale di 12 mm.

La coppia dovuta allo smorzamento ad attrito della ralla è stato calcolato come:

$$T_{\mu,j} = -\mu_{Ralla} \cdot F_{Ralla} \cdot R_{Ralla} \cdot freq(\omega_j) \quad \text{con } j=1, 2, 3. \quad (6.11)$$

Dove l'indice j indica l'asse considerato,  $R_{Ralla}$  rappresenta il raggio dello snodo sferico,  $\mu_{Ralla}$  il coefficiente di attrito della ralla (0.6) ed  $F_{Ralla}$  è la forza risultante agente sulla ralla.

La forza di attrito agente sui pattini è stata invece calcolata come:

$$F_{\mu,pattino} = -\mu_{pattino} \cdot F_{Z,pattino} \cdot freq(V_x) \quad (6.12)$$

Dove  $V_x$  esprime la velocità relativa in direzione x tra pattino e telaio carrello,  $F_{Z,pattino}$  è la forza verticale agente sulla molla del pattino,  $\mu_{pattino}$  è il coefficiente di attrito utilizzato (0.7).

### 6.5 Modello di contatto Ruota-Rotaia

È stato impiegato il modello implementato sul codice Simpack 9.03, utilizzando un accoppiamento rigido dei profili (mediante l'approccio quasi-elastico per la regolarizzazione delle funzioni di vincolo) e risolvendo il problema delle forze tangenziali mediante l'algoritmo Fastsim di Kalker.

Sono stati impiegati profili nuovi: S1002 per le ruote ed UIC60 con posa 1:20 per le rotaie. E' stato inoltre adottato un coefficiente di attrito ruota/rotaia costante pari a 0.4.

## 6.6 Modellazione Del Tracciato

Il tracciato è stato scelto considerando una linea reale di recente costruzione di classe D4 (22,5 t/asse), caratterizzata da curve di grande raggio e realizzata con rotaie UIC60 ed armamento pesante. In questa fase dell'attività è stata scelta una tratta di buona qualità, per analizzare l'impatto di un carico per asse maggiorato sulla linea in funzione della velocità del rotabile, senza ulteriori sovraccarichi dovuti alla presenza ad esempio di curve a raggio ridotto. Questa analisi costituisce quindi una ragionevole verifica iniziale di fattibilità di un incremento del carico per asse su linee Italiane.

La tabella 4 riporta le caratteristiche nominali della linea considerata, a cui sono state sovrapposte delle irregolarità di tracciato di tipo plano-altimetrico, di rollio e di scartamento, simulate mediante dei difetti generati con uno spettro di irregolarità corrispondente alla norma ORE grandi difetti [7].

Tabella 6.4 Caratteristiche del tracciato planimetrico

Tratta	Tipo	Lunghezza [m]	R <sub>iniziale</sub> [m]	R <sub>finale</sub> [m]	SP <sub>iniziale</sub> [mm]	SP <sub>finale</sub> [mm]
1	Rettilineo	220	-	-	-	-
2	Clotoide	60	0	2295.7	0	60
3	Circolare	173	2295.7	2295.7	60	60
4	Clotoide	60	2295.7	0	60	0
5	Rettilineo	130.52	-	-	-	-
6	Clotoide	60	0	-2403.3	0	-41.2
7	Circolare	41.245	-2403.3	-2403.3	-41.2	-41.2
8	Clotoide	60	-2403.3	0	-41.2	0
9	Rettilineo	1627.18	-	-	-	-
10	Clotoide	44	0	-45000	0	-43.8
11	Circolare	44	-45000	-45000	-43.8	
12	Clotoide	44	-45000	0	-43.8	0
13	Rettilineo	2283.91	-	-	-	-
14	Clotoide	330	0	-6002.15	0	-35
15	Circolare	488.599	-6002.15	-6002.15	-35	-35
16	Clotoide	330	-6002.15	0	-35	0
17	Rettilineo	1791.52	-	-	-	-
18	Clotoide	330	0	5997.85	0	35
19	Circolare	4041.59	5997.85	5997.85	35	35
20	Clotoide	330	5997.85	0	35	0
21	Rettilineo	1460.41	-	-	-	-

Tratta	Tipo	Lunghezza [m]	R <sub>iniziale</sub> [m]	R <sub>finale</sub> [m]	SP <sub>iniziale</sub> [mm]	SP <sub>finale</sub> [mm]
22	Clotoide	330	0	5997.85	0	35
23	Circolare	2592.23	5997.85	5997.85	35	35
24	Clotoide	330	5997.85	0	35	0
25	Rettilineo	127.5	-	-	-	-
26	Clotoide	52	0	-4502	0	-45
27	Circolare	371.33	-4502	-4502	-45	-45
28	Clotoide	52	-4502	0	-45	0
29	Rettilineo	672.21	-	-	-	-
30	Clotoide	174	0	1250	0	150
31	Circolare	76.37	1250	1250	150	150
32	Clotoide	174	1250	0	150	0

Per la struttura del tracciato è stato impiegato un modello che prevede le rotaie ancorate in modo rigido alla traversina, ma che consente tre gradi di libertà alla traversina (verticale, laterale e rollio), che è connessa alla massicciata (rigida) mediante elementi elastici. Sono state considerate una rigidezza verticale di 75 kN/mm, una rigidezza laterale di 20 kN/mm ed una rigidezza a rollio pari a 84 kNm/rad ed una massa della traversina di 330 Kg.

In Tabella 6.4 sono riportate le curvature sul piano orizzontale all'inizio ed alla fine del tratto (R<sub>iniziale</sub>, R<sub>finale</sub> se è prevista una loro variazione), la sopraelevazione (SP<sub>iniziale</sub>, SP<sub>finale</sub>). In Tabella 6.5, sono riportate le variazioni di pendenza e i relativi raccordi cilindrici.

**Tabella 6.5 andamento altimetrico del tracciato**

Tratta	Tipo	Lunghezza [m]	P <sub>iniziale</sub> [‰]	P <sub>finale</sub> [‰]	P <sub>costante</sub> [‰]
1	Cost	556.25	-	-	0.14
2	Cil	50.6	0.14	5.20	-
3	Cost	217.44	-	-	5.20
4	Cil	21.5	5.20	4.77	-
5	Cost	736.51	-	-	4.77
6	Cil	112.9	4.77	8.00	-
7	Cost	3472.95	-	-	8.00
8	Cil	431.44	8	-2.79	-
9	Cost	2692.27	-	-	-2.79
10	Cil	276.3	-2.79	-11.99	-
11	Cost	496.3	-	-	-11.99
12	Cil	804.02	-11.99	4.08	-

Tratta	Tipo	Lunghezza [m]	P <sub>iniziale</sub> [‰]	P <sub>finale</sub> [‰]	P <sub>costante</sub> [‰]
13	Cost	479.93	-	-	4.08
14	Cil	592.8	4.082	-7.78	-
15	Cost	433.85	-	-	-7.78
16	Cil	413.38	-7.77	0.49	-
17	Cost	817.7	-	-	0.49
18	Cil	375.24	0.49	8	-
19	Cost	2005.02	-	-	8
20	Cil	618.14	8	-4.37	-
21	Cost	111.37	-	-	-4.37
22	Cil	222.8	-4.37	3.07	-
23	Cost	463.61	-	-	3.07
24	Cil	231.44	3.07	-4.67	-
25	Cost	532.13	-	-	-4.67
26	Cil	8.42	-4.67	-4.71	-
27	Cost	542.94	-	-	-4.71
28	Cil	264.56	-4.71	-11.88	-
29	Cost	857.3	-	-	-11.88

## 6.7 Simulazioni

Allo scopo di analizzare l'effetto di un innalzamento del carico per asse, in relazione con la velocità di marcia, sono state effettuate simulazioni a due velocità differenti: 80 e 120 Km/h. Il carico per asse del veicolo è stato variato da 22,5 t fino a 35 t con un passo di 2.5 t. I risultati delle simulazioni sono stati analizzati statisticamente secondo i dettami della Fiche UIC 518. In particolare sono stati considerati:

- il carico dinamico verticale (Q) sul tracciato,
- le forze complessivamente scambiate dalla sala in direzione laterale ( $\Sigma Y$ ),
- il rapporto di svio per la ruota esterna curva (Y/Q),
- le accelerazioni laterali misurate in cassa e sul carrello.

I dati simulati numericamente mediante il modello numerico e campionati a 200 Hz, sono stati rielaborati considerando tratte di 100 m di lunghezza, su ciascuna delle quali sono stati calcolati i percentili delle quantità di interesse. A titolo esemplificativo nel seguito si riportano sotto forma grafica i risultati ottenuti a 80 Km/h (figure 4,5,6,7) per due diversi carichi per asse (22,5 e 35).

Negli allegati sono indicate le forze laterali agenti tra sala e binario (1a sala in ordine di marcia) per i due diversi carichi per asse; per ciascun tratto di 100 m di lunghezza, si sono considerati i percentili al 99.85 ed allo 0.15% del valore filtrato della somma delle forze Y sulla sala. Le forze sono state filtrate mediante un filtro passa basso con frequenza di taglio a 20 Hz (Chebyshev 3dB) ed in

seguito mediante una media mobile con intervallo di campionamento di 0.5 m su una distanza di riferimento di 2 m.

Le due linee in rosso evidenziano i limiti previsti dalla normativa per le forze Y, è possibile osservare che nel tracciato considerato (curve di grande raggio) ci si trova molto lontani dal valore limite.

Nei grafici allegati sono riportati i valori del rapporto di svio Y/Q, anche in questo caso i dati ottenuti dalla simulazione sono stati filtrati nella stessa modalità delle forze Y, come prevede la norma, e ne sono stati considerati i percentili al 99.85 ed allo 0.15%. Il valore limite da normativa (0.8) è ben rispettato.

Viene anche riportato l'andamento sulle varie tratte delle forze verticali agenti sul primo asse in ordine di marcia per il caso di 22.5 e 35 t/asse. In questo caso i dati delle simulazioni sono stati filtrati a 20 Hz e ne è stato considerato il percentile al 99.85% su ciascun tratto di 100 m.

Come si osserva nei diagrammi, nel caso delle 22.5 t/asse, il limite è rispettato con un margine del 34%. Nel caso di 35 t/asse il carico limite non viene superato ma il margine si riduce al 3%. Se si considera il limite proposto dalla norma UIC 518-2 (210 kN/ruota per  $V < 100$  km/h) il margine di sicurezza ritorna ad essere pari all' 8%.

La sintesi dei risultati ottenuti è illustrata nelle Tabella 6.6 (80 Km/h) e Tabella 6.7 (120 Km/h). In tabella sono stati riportati i valori massimi rilevati sull'intera tratta considerata e rielaborati secondo la metodologia proposta dalla Fiche UIC 518.

**Tabella 6.6 Sintesi dei risultati per v=80 Km/h**

Grandezza	Peso per asse [t]					
	22.5	25	27.5	30	32.5	35
$\Sigma Y$ [N]	33196	36713	39025	42924	40252	41309
Y/Q [/]	0,187	0,206	0,240	0,141	0,137	0,131
Y''C [m/s <sup>2</sup> ]	3,413	3,396	4,485	4,958	4,810	3,678
Y''* [m/s <sup>2</sup> ]	2,894	3,784	4,133	4,523	3,851	3,290
Q [N]	264256	287879	337299	336917	363702	387379
QT [N]	225000	250000	275000	300000	325000	350000
(Q-QT)/Q %	17%	15%	23%	12%	12%	11%

Tabella 6.7 - Sintesi dei risultati per v=120 Km/h

Grandezza	Peso per asse [t]					
	22.5	25	27.5	30	32.5	35
$\Sigma Y$ [N]	41356	45448	51572	42924	43893	61278
$Y/Q$ [/]	0,234	0,251	0,240	0,124	0,127	0,256
$Y''C$ [m/s <sup>2</sup> ]	5,069	5,831	5,652	4,958	4,933	5,598
$Y''*$ [m/s <sup>2</sup> ]	4,232	4,765	4,455	4,523	4,508	5,166
$Q$ [N]	279076	293454	320116	353691	378176	401136
$QT$ [N]	225000	250000	275000	300000	325000	350000
$(Q-QT)/Q$ %	24%	17%	16%	18%	16%	15%

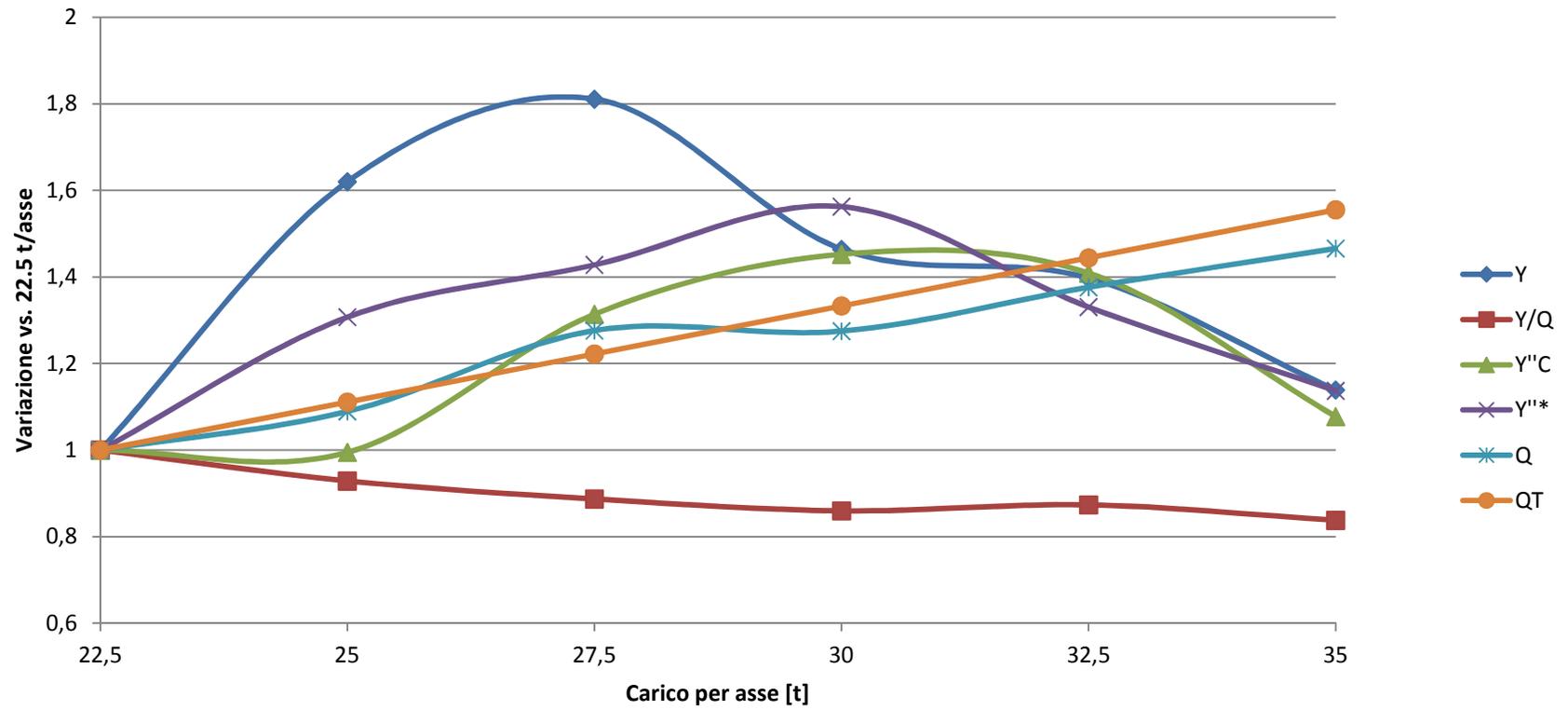


Figura 6.4 - Variazione delle grandezze di interesse rispetto al carico per asse alla velocità di 80 Km/h, grandezze rapportate al valore ottenuto per 22,5 t/asse

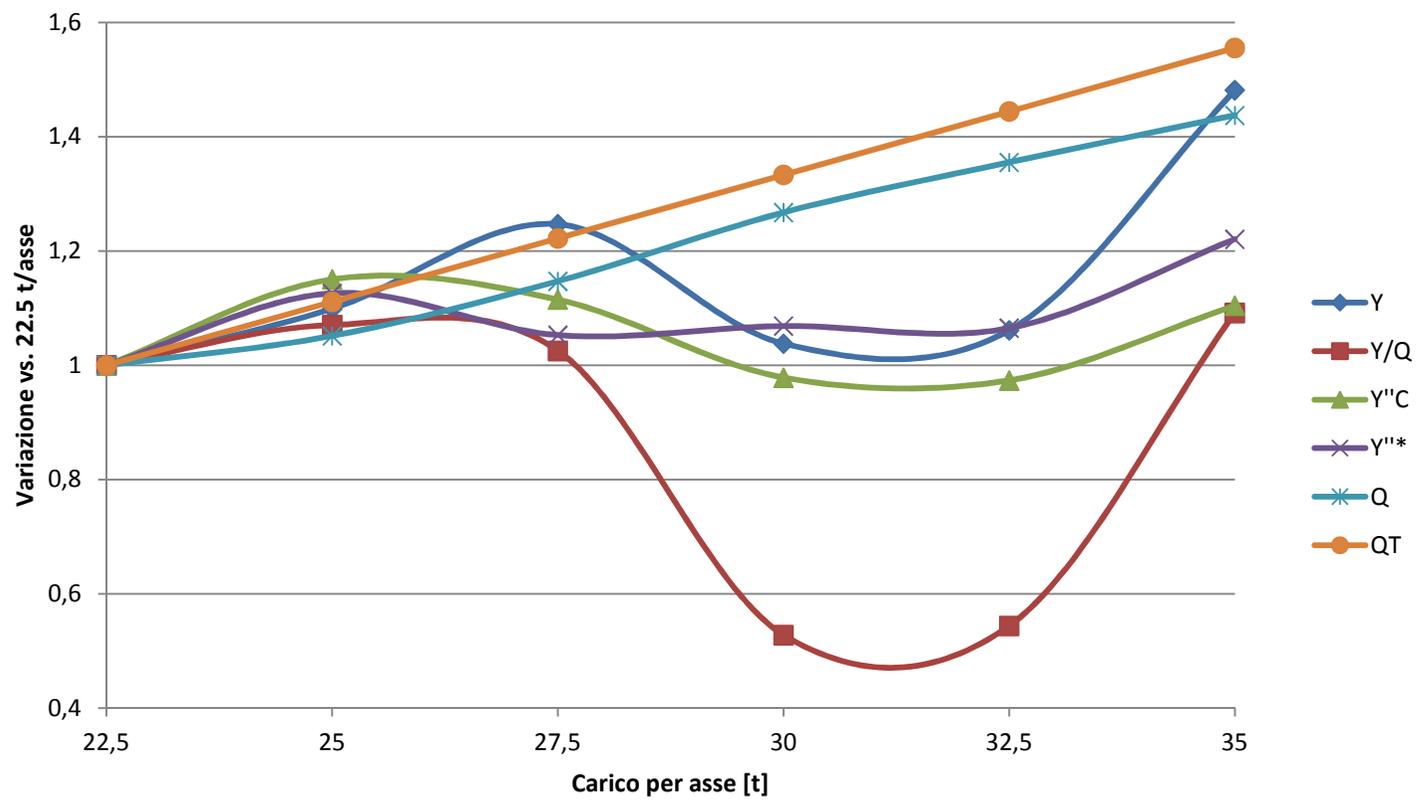


Figura 6.5 - Variazione delle grandezze di interesse rispetto al carico per asse alla velocità di 120 Km/h, grandezze rapportate al valore ottenuto per 22,5 t/asse.

## 6.8 Considerazioni

Si può osservare che il parametro più critico risulta essere il carico verticale, che a 35 t/asse non eccede i limiti proposti dalle norme UIC518 e UIC 518 - 2 per velocità di 120 Km/h (405 kN), con un modesto margine di sicurezza. Le forze laterali, le accelerazioni in cassa (limite  $5 \text{ m/s}^2$ ) ed in carrello (limite  $8 \text{ m/s}^2$ ) evidenziano un superamento alla velocità di 120 Km/h. Ciò evidenzia il fatto che il veicolo in esame risulta al limite della stabilità per tale valore di velocità, ciò nondimeno l'effetto sulle forze scambiate con la rotaia risulta modesto. Va considerato che il veicolo viene fatto marciare ad elevata velocità su un tracciato su cui sono applicati difetti di linea di grande entità, non raccomandabili nel caso di impiego del mezzo con carichi maggiorati ed a velocità elevate.

E' particolarmente interessante rilevare come la differenza tra il carico sulla rotaia ed il carico teorico, rapportata a quest'ultimo decresca in funzione del carico. Ciò significa che all'aumentare del carico l'effetto della dinamica sulle forze verticali si riduce in modo significativo. Questo aspetto evidenzia in sede preliminare buone prospettive di impiego dei carri merce con carico maggiorato rispetto all'attuale.

La riduzione degli effetti dinamici è ancora maggiore a velocità elevate, e ciò spiega come sia stato possibile restare sostanzialmente nei limiti delle norme anche con carico per asse molto elevato.

Lea Figura 6.5 e 6.4 evidenziano la variazione dei parametri in funzione del carico per asse, rapportando tutti i valori al caso delle 22.5 t/asse assunto come riferimento.

La curva  $Q_r$  (carico teorico) rappresenta quindi il riferimento di crescita dei parametri in proporzione al carico per asse. Si osserva come il carico  $Q$  cresca meno che la curva  $Q_r$ . Le accelerazioni si dimostrano invece come non correlate in modo monotono al carico per asse; ciò è dovuto al fatto che le sospensioni del veicolo non sono state ottimizzate per un particolare carico e dunque possono presentare risposte dipendenti dalla dinamica propria del veicolo.

## 7 Conclusioni

Lo studio che è stato esposto in questo lavoro evidenzia come l'incremento di carico per asse per carri di concezione Europea sia in prima analisi sostenibile su tratti individuati di linea ferroviaria che non presentano le criticità accennate nel paragrafo 4.2.1. Le valutazioni sono state limitate, di conseguenza, a linee di nuova realizzazione con buone caratteristiche plano-altimetriche (curve di grande raggio, raccordi ben impostati), in particolare si è fatto riferimento ad un tracciato reale.

Per avere indicazioni comunque di tipo conservativo sono state sovrapposte alla linea teorica delle irregolarità di tracciato di rilevante entità, corrispondente ad uno stato di avanzata usura del tracciato.

Anche in questa condizione si evidenzia come sia possibile incrementare il carico per asse anche in modo rilevante, pur rimanendo entro i limiti previsti dalle normative. Ulteriori margini di miglioramento saranno possibili operando modifiche sulle sospensioni del rotabile, in modo da ottimizzarle per il carico per asse considerato.

Restano aperte ulteriori problematiche di entità rilevante:

- rivedere il dimensionamento strutturale dei veicoli;
- esaminare le problematiche connesse alla frenatura sia con riferimento alla dinamica longitudinale dei convogli che con le problematiche connesse alla variazione degli spazi di arresto da relazionare con la struttura del sistema di blocco in uso;
- l'influenza delle maggiori sollecitazioni sui piani di manutenzione dei veicoli e dell'infrastruttura ed i costi connessi.

Appare molto promettente, all'aumentare del carico per asse, la riduzione del contributo dinamico sulle sollecitazioni trasmesse al binario.

Infine, ci sono da considerare i limiti di validità di una modellazione numerica basata su algoritmi commerciali che per essere sfruttabile in sicurezza in applicazioni reali necessita di una campagna di prove sperimentali per la validazione.

E' quest'ultimo lo sviluppo futuro di maggiore interesse che occorre seguire per potere giungere ad un esercizio commerciale di convogli convenzionali ad elevato peso assiale.

## Sommario

1	Introduzione.....	5
2	Il Mercato Mondiale ed Europeo del Trasporto delle Merci per Ferrovia.....	7
2.1	Il mercato americano .....	7
2.2	Le politiche europee nel settore del trasporto merci ferroviario.....	10
2.3	Il Mercato Europeo del trasporto merci su ferro .....	14
2.3.1	Le imprese ferroviarie europee.....	15
2.3.2	Le infrastrutture europee.....	19
2.3.3	Infrastrutture, Sistemi di controllo della marcia dei treni.....	20
2.4	Il Mercato Ferroviario Italiano.....	20
2.5	Il mercato della logistica. ....	21
3	I progetti Europei per l'Alta Velocità/Alta Capacità ferroviaria nel settore del trasporto merci.....	24
3.1.1	Il contesto normativo tecnico: Le STI .....	24
3.1.2	Caso dei treni passeggeri. ....	25
3.1.3	Caso del trasporto merci .....	26
3.1.4	La STI Freight Wagon ("Materiale Rotabile Carri Merci").....	27
3.2	Il progetto Hispeedmix .....	30
3.2.1	Business e concetti sul servizio Hispeedmix .....	31
3.2.2	Conclusioni del progetto Hispeedmix.....	35
3.3	L'evoluzione del progetto Hispeedmix: il progetto Eurocarex .....	37
3.4	E' possibile un trasporto merci AV? .....	40
4	La capacità di una infrastruttura ferroviaria e i metodi per incrementarla.....	41
4.1	L'approccio classico europeo al concetto di Capacità .....	41
4.2	Approccio orientato al trasporto delle merci. ....	43
4.2.1	Metodi per incrementare la Capacità treno netta di una infrastruttura ferroviaria .....	44
5	La dinamica di marcia dei rotabili ferroviari.....	54
5.1	Introduzione.....	54
5.2	Dinamica della sala montata isolata .....	54
5.3	Il rodiggio del veicolo ferroviario .....	56
5.3.1	la Sala montata .....	56
5.3.2	Boccole degli assi.....	61
5.3.3	Ruote .....	62
5.3.4	Sospensioni.....	63

5.3.5	Pattini e parasale .....	65
5.3.6	Connessione Cassa Carrello.....	67
4.2.6	Tipologie di carrelli impiegati nei veicoli merci .....	69
5.3.7	Cenni sulla scelta della sospensione dei rotabili.....	75
5.3.8	Principali tipi di Moto del veicolo ferroviario.....	76
5.4	Concetti di base di meccanica del contatto. ....	78
5.4.1	Cinematica della sala montata in rettilineo .....	78
5.4.2	Cinematica della sala montata in curva .....	81
5.4.3	Geometria del contatto ruota - rotaia.....	83
5.4.4	Il problema del contatto in direzione normale .....	86
5.4.5	Il Problema tangenziale. ....	89
5.4.6	Il modello del contatto ruota rotaia in SIMPACK.....	90
5.5	Qualità geometrica del binario .....	96
5.5.1	Metodi innovativi di valutazione della qualità del binario .....	97
5.5.2	Stima dell'evoluzione della qualità del binario .....	99
5.5.3	Fatica di contatto.....	100
5.5.4	Usura delle rotaie.....	102
5.6	FICHE 518 La verifica delle interazioni veicolo/infrastruttura.....	104
5.6.1	Interazione ruota – rotaia.....	104
5.6.2	Parametri del veicolo. ....	105
5.6.3	Valori limite da rispettare .....	107
5.6.4	Selezione dei tratti di binario per le prove dinamiche:.....	109
6	Modello di veicolo convenzionale ad elevato peso assiale .....	111
6.1	Modellazione Del Veicolo.....	111
6.2	Architettura del modello .....	111
6.3	Sospensione primaria .....	113
6.4	Sospensione secondaria.....	116
6.5	Modello di contatto Ruota-Rotaia .....	117
6.6	Modellazione Del Tracciato.....	118
6.7	Simulazioni .....	120
6.8	Considerazioni .....	125
7	Conclusioni.....	125
	Sommario .....	127
	Bibliografia	130
	Indice delle Figure .....	132
	Indice Delle Tabelle.....	135

Allegato 1 - Risultati per 22,5 t/asse v = 80 km/h.....	137
Allegato 2 - Risultati per 22,5 t/asse v=120 km/h.....	144
Allegato 3 - Risultati per 25 t/asse v = 80 km/h.....	151
Allegato 4 – Risultati per 25 t/asse v = 120 km/h.....	158
Allegato 5 – Risultati per 27,5 t/asse v = 80 km/h.....	164
Allegato 6 – Risultati per 27,5 t/asse v = 120 km/h.....	171
Allegato 7 – Risultati per 30 t/asse v = 80 km/h.....	178
Allegato 8 – Risultati per 30 t/asse v = 120 km/h.....	185
Allegato 9 – Risultati per 32,5 t/asse v = 80 km/h.....	192
Allegato 10 – Risultati per 32,5 t/asse v = 120 km/h.....	199
Allegato 11 – Risultati per 35 t/asse v = 80 km/h.....	206
Allegato 12 – Risultati per 35 t/asse v = 120 km/h.....	213

## Bibliografia

- [1] Nicola Bosso, Dario. Macaluso, Giuseppe Salvo (2011). “Effetti dinamici dell’innalzamento del carico per asse di rotabili ferroviari per trasporto merci. AIAS. Palermo.
- [2] Gerhard Troche (2005) “High-speed rail freight Sub-report in Efficient train systems for freight transport”, KTH Railway Group Stockholm 2005
- [3] Ferrovie dello Stato S.p.A, HISPEEDMIX PROJECT (2000) “High Speed Freight on the European High Speed Railway Network”,
- [4] EUROCAREX press review (2011), [www.eurocarex.com](http://www.eurocarex.com)
- [5] M.M. Krann, Weijers M. van Hagen (1997) HIGH-SPEED FREIGHT TRANSPORT - first steps towards intra-european high speed freight transport by rail European Transport Conference, The Netherlands;
- [6] Rete Ferroviaria Italiana, Prefazione Generale all’Orario di Servizio;
- [7] Schuller, N. (2011). “Global rail traffic makes a rapid recovery” International Railway Journal , pagg. 20-21.
- [8] “Libro bianco - Tabella di marcia verso uno spazio unico europeo dei trasporti - Per una politica dei trasporti competitiva e sostenibile” - Commissione Europea (2011).
- [9] L 344/1:“Specifica tecnica di interoperabilità Sottosistema: materiale rotabile Campo di applicazione: carri merci” Gazzetta Ufficiale Unione Europea dell’8/12/2006;
- [10] Joseph LoPresti and Semih Kalay “The 35-tonne Heavy Axle Load Testing Continues at FAST” - <http://www.ihha.net/articles/the-35-tonne-heavy-axle-load-testing-continues-at-fast>
- [11] Iwnicki, S. (2006). Handbook of Railway Vehicle Dynamics. Boca Raton: Taylor & Francis.
- [12] N. Bosso, A. Gugliotta, A. Somà “Simulazione di veicoli ferroviari con smorzatori ad attrito” XXX Convegno Nazionale AIAS – Alghero (SS), 12-15 settembre 2001
- [13] Chapman, J. D. (1998). Car design for more productive Heavy-Haul Rail Operations: Increasing the Capacity of Length-Limited Trains. Boston, USA: Massachusetts Institute of Technology.
- [14] Shevtsov, I. Y. (2008). Wheel/Rail Interface Optimisation PhD Thesis. Delft.
- [15] Jendel, T.: Dynamic analysis of a freight wagon with modified Y25 bogies, TRITAFKT Report 1997:48, KTH Railway Technology, Stockholm, 1997.
- [16] N. Bosso, A. Gugliotta, A. Somà, Multibody simulation of a freight bogie with friction dampers, ASME/IEEE Joint Rail Conference, Washington DC, (2002).
- [17] Question ORE C116- Rp1; “Power spectral density of track Irregularities. Part 1:Definitions, conventions and available data” Office for Research and Experiments. Utrecht, 1971-10-01.
- [18] Fiche UIC 518 “Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue – Ride quality” 3rd edition October 2005.

- [19] Fiche UIC 518-2, Complément à la fiche UIC 518: application aux wagons de charge à l'essieu supérieure à 22,5 t et jusqu'à 25 t, UIC (2004).
- [20] Fiche UIC 406, "La Capacité" (2004);
- [21] Simpack User Guide, "Wheel Rail Element Reference", Simpack Release 8.9, 2011.
- [22] Simpack AG; "Force Element Catalogue", Simpack Release 9.01, Munchen 2009.

## Indice delle Figure

Figura 2.1 - Miglioramento della Produttività del trasporto merci per ferrovia in America. Fonte: AAR .....	7
Figura 2.2 - Tipico lungo convoglio ad elevato peso assiale.....	8
Figura 2.3 - Andamento del trasporto delle merci su ferro in America. Fonte Associations of American Railroads (AAR).....	9
Figura 2.4 - Principali tipologie merceologiche trasportate per ferrovia in America. Fonte:AAR.....	9
Figura 2.5 - Andamento generale del trasporto delle merci nei principali paesi Europei riferito all'anno 2000. Fonte: EUROSTAT.....	16
Figura 2.6 - Andamento del Trasporto merci per ferrovia nel periodo 2003-2010. Fonte: EUROSTAT 2011.....	17
Figura 2.7 - Quota percentuale del trasporto merci per ferrovia. Fonte: EUROSTAT 2011.....	18
Figura 3.1 - Rete Av per il Servizio Eurocarex: In verde le rete attuale, in rosso i progetti entro il 2015, tratteggiato i progetti entro il 2020 .....	38
Figura 3.2 - Configurazioni per il materiale rotabile EUROCAREX .....	39
Figura 3.3 - Sistemi di caricamento rapido. Fonte ALSTOM.....	39
Figura 4.1 - Equilibrio di Capacità.....	42
Figura 4.2 - Sagoma limite italiana e internazionale.....	46
Figura 4.3 - Sagoma limite nell'iscrizione in curva.....	47
Figura 4.4 - Differenze tra sagoma limite internazionale e italiana.....	47
Figura 4.5 - Iscrizione del veicolo in curva ai fini della sagoma.....	48
Figura 4.6 - Problematiche di sagoma per imbarco su navi traghetto.....	49
Figura 5.1 - Sala montata conica in curva.....	55
Figura 5.2 - Tipologie progettuali di sala montata .....	57
Figura 5.3 Profilo tipo ORE S1002 per ruote con diametro nominale superiore a 760 mm.....	58
Figura 5.4 - Contatto ruota rotaia in condizioni nominali.....	59
Figura 5.5 - Tipologie profili delle ruote.....	59
Figura 5.6 - Tipica usura del profilo della ruota .....	60
Figura 5.7 - Punti di contatto ruota . rotaia.....	61
Figura 5.8 - Tipologia di boccole in uso per rotabili AV .....	61
Figura 5.9 - Ruote monoblocco: coniche, ondulate e rette.....	62
Figura 5.10 Ruote a cerchione riportato .....	62
Figura 5.11 - Ruote Assemblate .....	63
Figura 5.12 - Tipi di molle .....	64
Figura 5.13 - Tipi di molle .....	64
Figura 5.14 - Tipologia di smorzatori ad attrito .....	65
Figura 5.15 - Parasala elementare .....	65
Figura 5.16 - Parasala a perno cilindrico.....	66

Figura 5.17 - Parasala a Lamine elastiche .....	66
Figura 5.18 - Parasala a bielle radiali .....	66
Figura 5.19 - Ralla sferica.....	67
Figura 5.20 - Ralla sferica, parte corrispondente sulla cassa.....	67
Figura 5.21 - Ralla sferica.....	68
Figura 5.22 - Pattino elastico .....	68
Figura 5.23 - Pattino elastico.....	69
Figura 5.24 - Molle Flexicoil .....	69
Figura 5.25 - Carrello ORE .....	70
Figura 5.26 - Carrello B18 .....	70
Figura 5.27 - Carrello DIAMOND.....	71
Figura 5.28 - Carrello tipo Y25.....	72
Figura 5.29 - Carrello tipo Y 25: Esempio.....	72
Figura 5.30 - Carrello Y 25 Particolare del Rodiggio.....	72
Figura 5.31 - Lenoir Link - Schema di funzionamento.....	73
Figura 5.32 - Lenoir link: sezione.....	73
Figura 5.33 - Carrello Y31 .....	74
Figura 5.34 - Carrello Y31: esempio .....	74
Figura 5.35 - Carrello Y43D.....	75
Figura 5.36 - Azioni sulla boccola .....	76
Figura 5.37 - Moto di beccheggio.....	77
Figura 5.38 - Moto di sussulto .....	77
Figura 5.39 - Rollio.....	78
Figura 5.40 - Serpeggio .....	78
Figura 5.41 - sistema di riferimento per la sala montata .....	78
Figura 5.42 - Movimento della sala montata sul binario rettilineo .....	79
Figura 5.43 - Effetti della conicità sul raggio di rotolamento.....	80
Figura 5.44 - Andamento del $\Delta r$ in funzione di $y$ .....	81
Figura 5.45 - Contatto ruota – rotaia in curva .....	82
Figura 5.46 – Applicazione delle forze .....	83
Figura 5.47 - Velocità della sala montata .....	84
Figura 5.48 - Teoria di Hetz .....	87
Figura 5.49 - Contatto hertziano nel caso ferroviario.....	88
Figura 5.50 - Modello di veicolo SIMPACK: coppie ruota rotaia.....	90
Figura 5.51 - Punti di contatto multipli .....	91
Figura 5.52 Tipologie di sale montate supportati da SIMPACK .....	91
Figura 5.53 Tipi di rotaia simulati in SIMPACK .....	92
Figura 5.54 Sistema di riferimento SIMPACK.....	93
Figura 5.55 Profili ruota rappresentati in SIMPACK .....	94
Figura 5.56 Profili rotaia rappresentati in SIMPACK.....	94

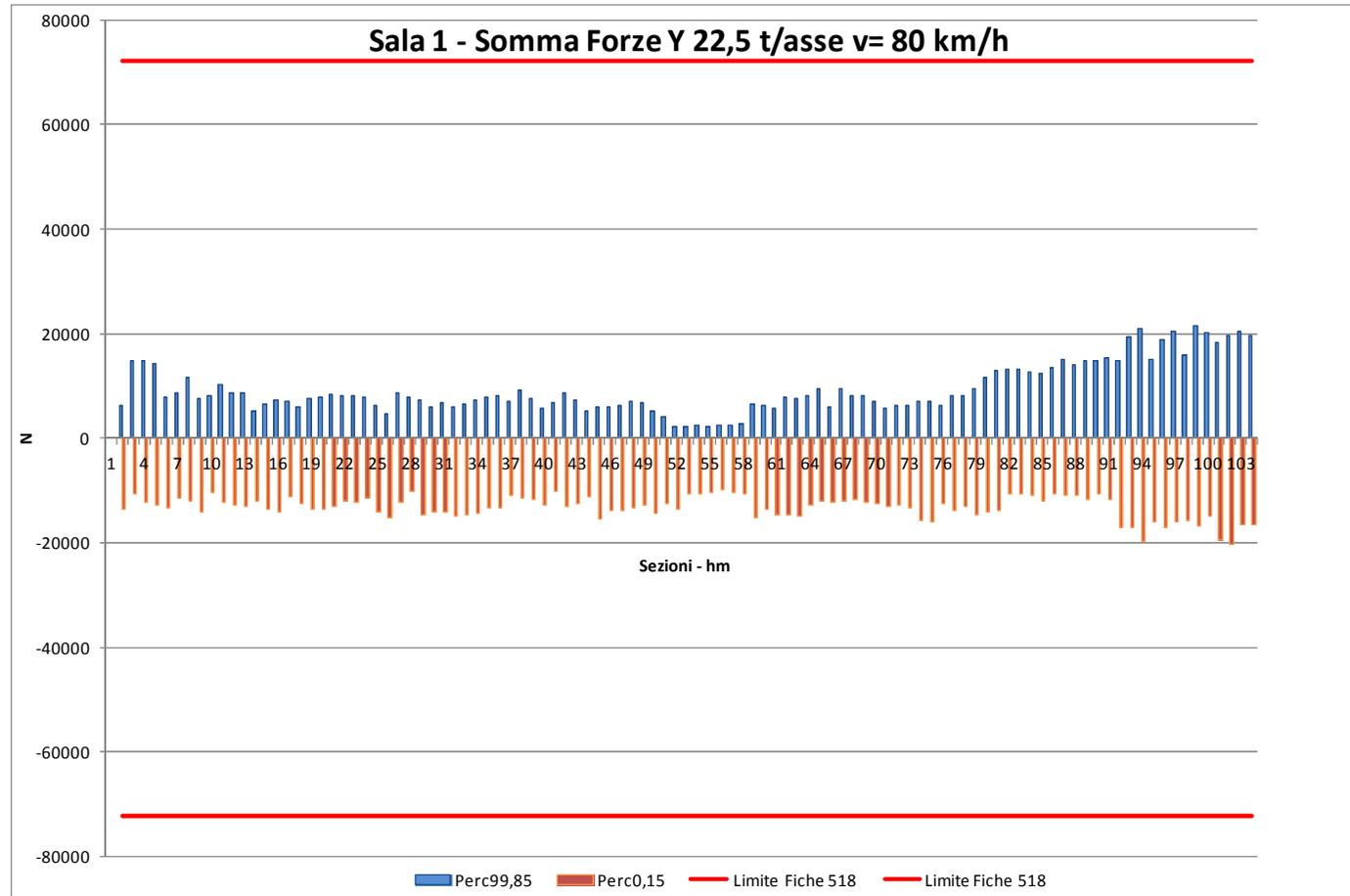
Figura 5.57-	Quasilinearizzazione del contatto ruota - rotaia.....	95
Figura 5.58 -	Curva di Johnson.....	100
Figura 5.59-	Diagramma limite per un acciaio da rotaia .....	101
Figura 6.1	Modello Multibody del Carrello assemblato sul tracciato.....	112
Figura 6.2 -	Sospensione primaria Lenoir - link.....	113
Figura 6.3 -	Sospensione secondaria: sezione del telaio del carrello.....	116
Figura 6.4-	Variazione delle grandezze di interesse rispetto al carico per asse alla velocità di 80 Km/h, grandezze rapportate al valore ottenuto per 22,5 t/asse.....	123
Figura 6.5 -	Variazione delle grandezze di interesse rispetto al carico per asse alla velocità di 120 Km/h, grandezze rapportate al valore ottenuto per 22,5 t/asse.....	124

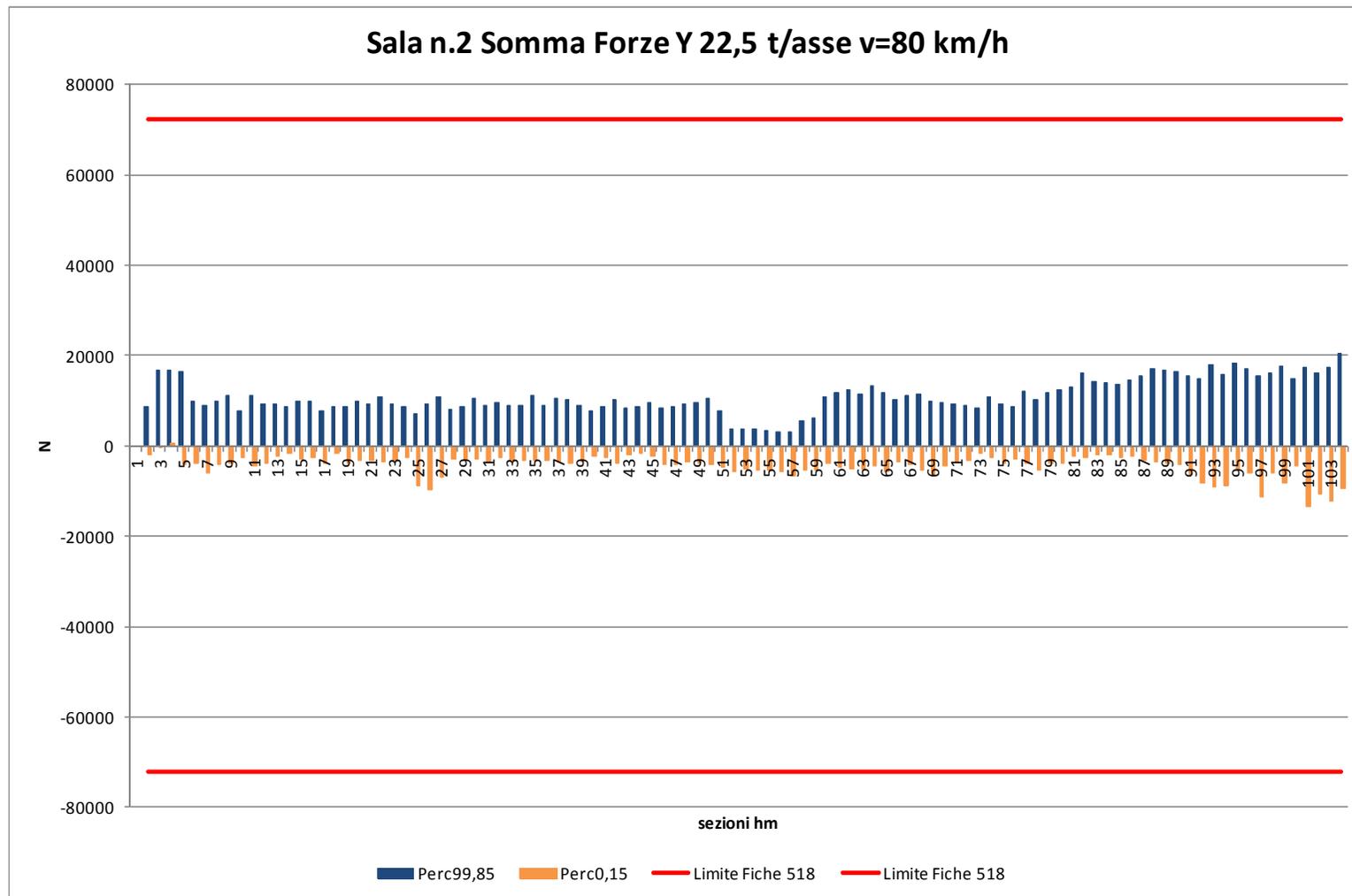
## Indice Delle Tabelle

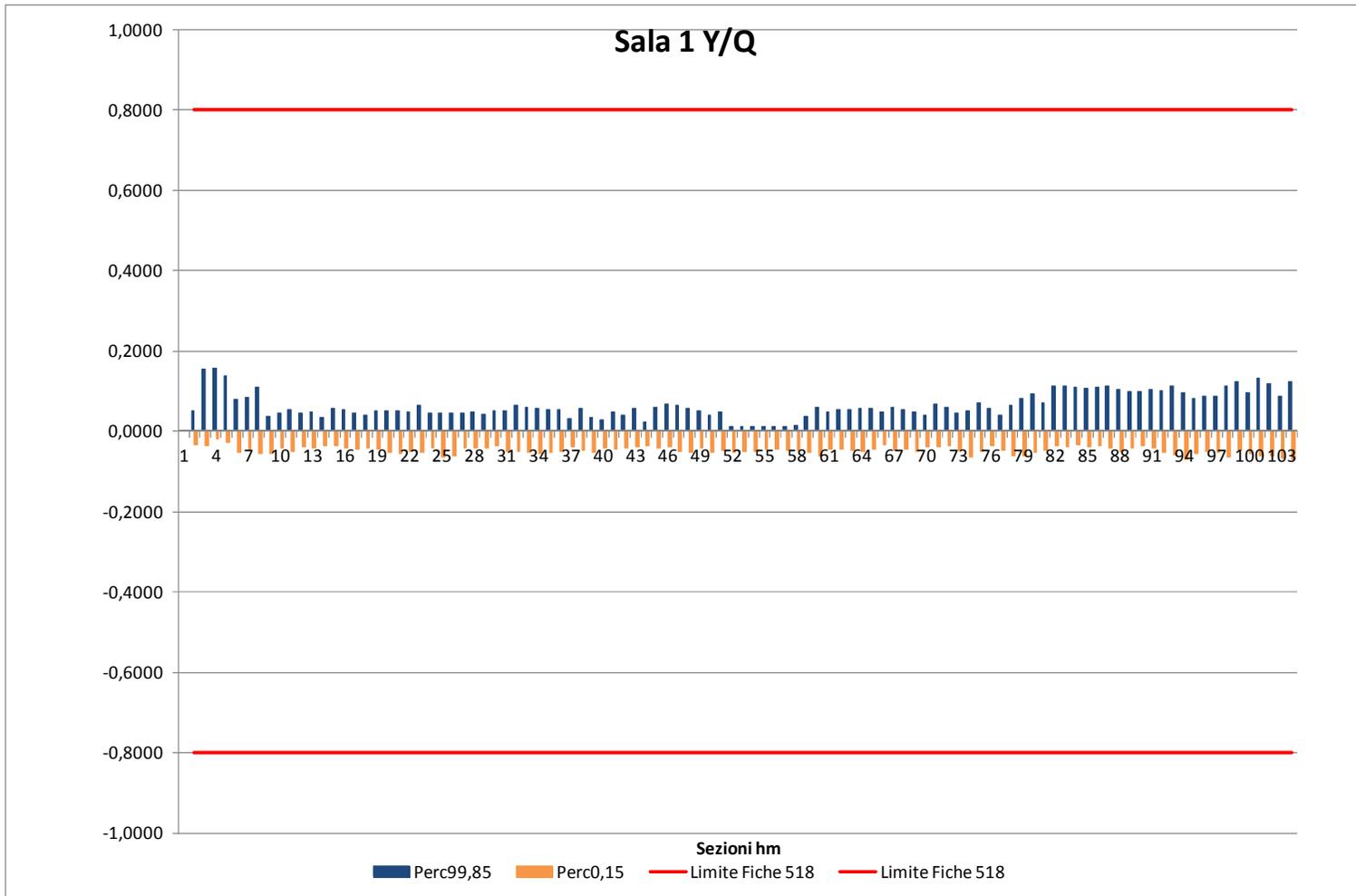
Tabella 2.1 - Ripartizione modale dei trasporti (%) negli anni 2000 e 2009. Fonte: Eurostat .....	12
Tabella 2.2 - Andamento del trasporto merci per ferrovia nei paesi della UE a 27 (Valori in milioni di ton/km). Fonte EUROSTAT 2011.....	15
Tabella 2.3 - Merci trasportate per tipo di trasporto e dimensione di impresa (a) – Anni 2004-2009 (tonnellate in valore assoluto, tonnellate-km in migliaia movimenti treni merci in migliaia di treni-km, percorrenza media in chilometri)) FONTE ISTAT ....	23
Tabella 3.1 - Velocità massime dei carri merci italiani. Fonte PGOS. ....	26
Tabella 3.2 - Carrelli a due assi per carri con velocità massima operativa di 100 km/h. Fonte STI carri merci .....	27
Tabella 3.3 - Carrelli a due assi per carri con velocità massima operativa di 100 km/h. Fonte STI .....	28
Tabella 3.4 - Carrelli a due assi per carri con velocità massima operativa di 120 km/h. Fonte STI .....	28
Tabella 3.5 - Carrelli a due assi con velocità massima operativa di 140 km/h. Fonte STI.....	29
Tabella 3.6 - Carrelli a due assi con velocità massima operativa di 160 km/h. Fonte STI.....	29
Tabella 3.7 - Carrellia tre assi per carri con velocità massima operativa di 100 km/h. Fonte STI .....	29
Tabella 3.8 - Sospensioni per carri a due assi. Fonte STI .....	30
Tabella 3.9 - Numero dei treni giornalieri previsti dall'HUB Bruxelles.....	34
Tabella 3.10 - Numero dei treni previsti da Francoforte .....	35
Tabella 3.11 - Numero dei treni previsti dall'Hub di Parigi.....	35
Tabella 3.12 - Tempi di percorrenza dall'hub principale dell'aeroporto di Charles de Gaulle .....	38
Tabella 3.13 - Tempi di percorrenza dall'hub principale dell'aeroporto di Charles de Gaulle .....	38
Tabella 4.1 - Differenti esigenze per la valutazione tradizionale della Capacità .....	42
Tabella 4.2 - Massa massima rimorchiata ammessa sulla rete ferroviaria italiana in funzione della resistenza degli organi di attacco. FONTE PGOS .....	44
Tabella 4.3 - Lunghezza massima dei treni sulla rete ferroviaria italiana in funzione della tipologia di frenatura. Fonte PGOS.....	45
Tabella 5.1 - Esempio di applicazione di fattore di qualità.....	97
Tabella 5.2 – Parametri proposti per la verifica della qualità del binario.....	98
Tabella 5.3 - Regimi di usura.....	103
Tabella 5.4 - Parametri da utilizzare per l'analisi dinamica .....	106
Tabella 5.5 - Elaborazione statistica per sezione.....	106

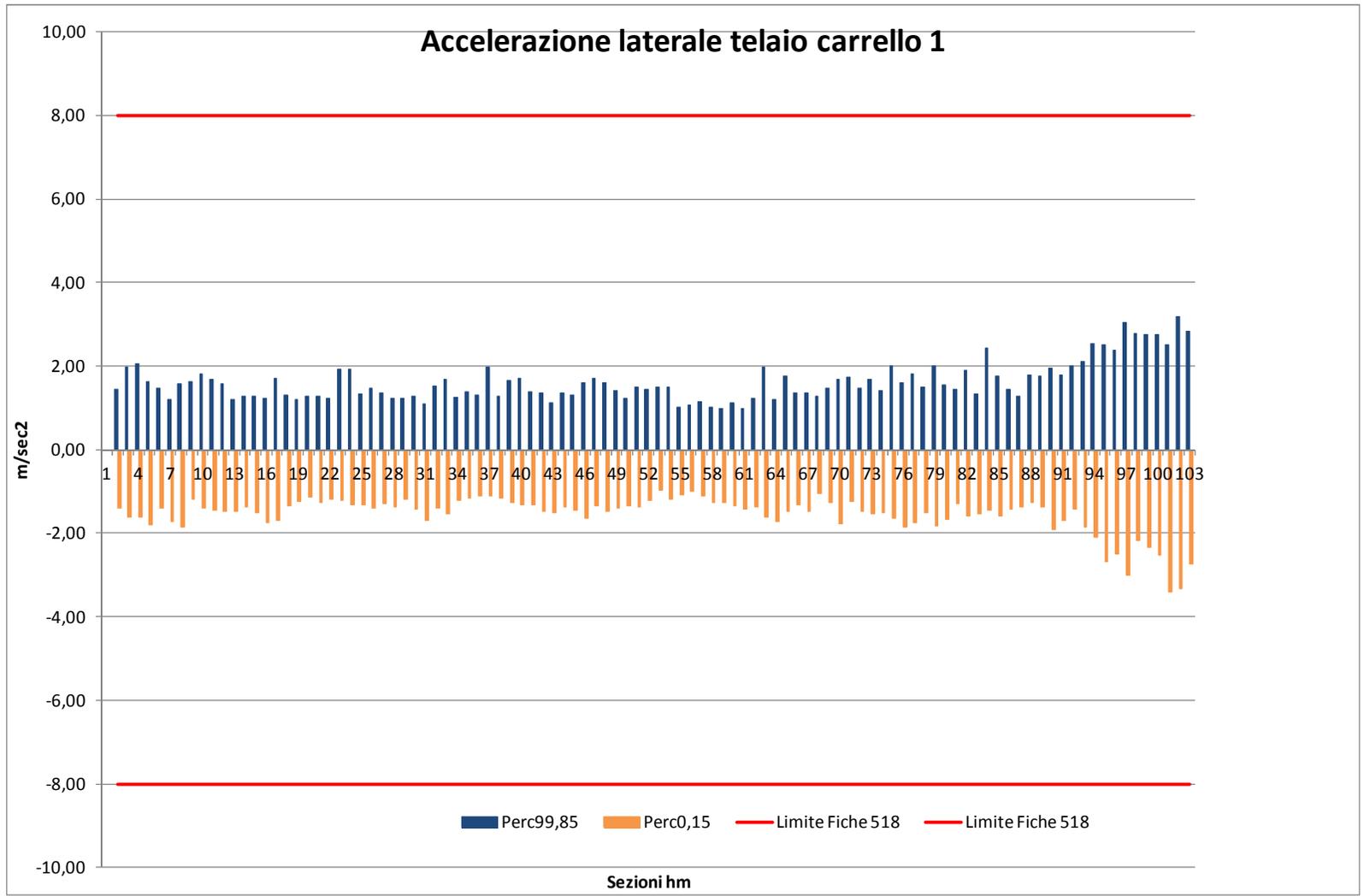
Tabella 6.1	Caratteristiche inerziali dei corpi .....	112
Tabella 6.2	Rigidezze della sospensione primaria (per gruppo) .....	116
Tabella 6.3 -	Rigidezze della sospensione secondaria.....	117
Tabella 6.4	Caratteristiche del tracciato planimetrico .....	118
Tabella 6.5	Andamento altimetrico del tracciato.....	119
Tabella 6.6	Sintesi dei risultati per $v=80$ Km/h .....	121
Tabella 6.7 -	Sintesi dei risultati per $v=120$ Km/h.....	122

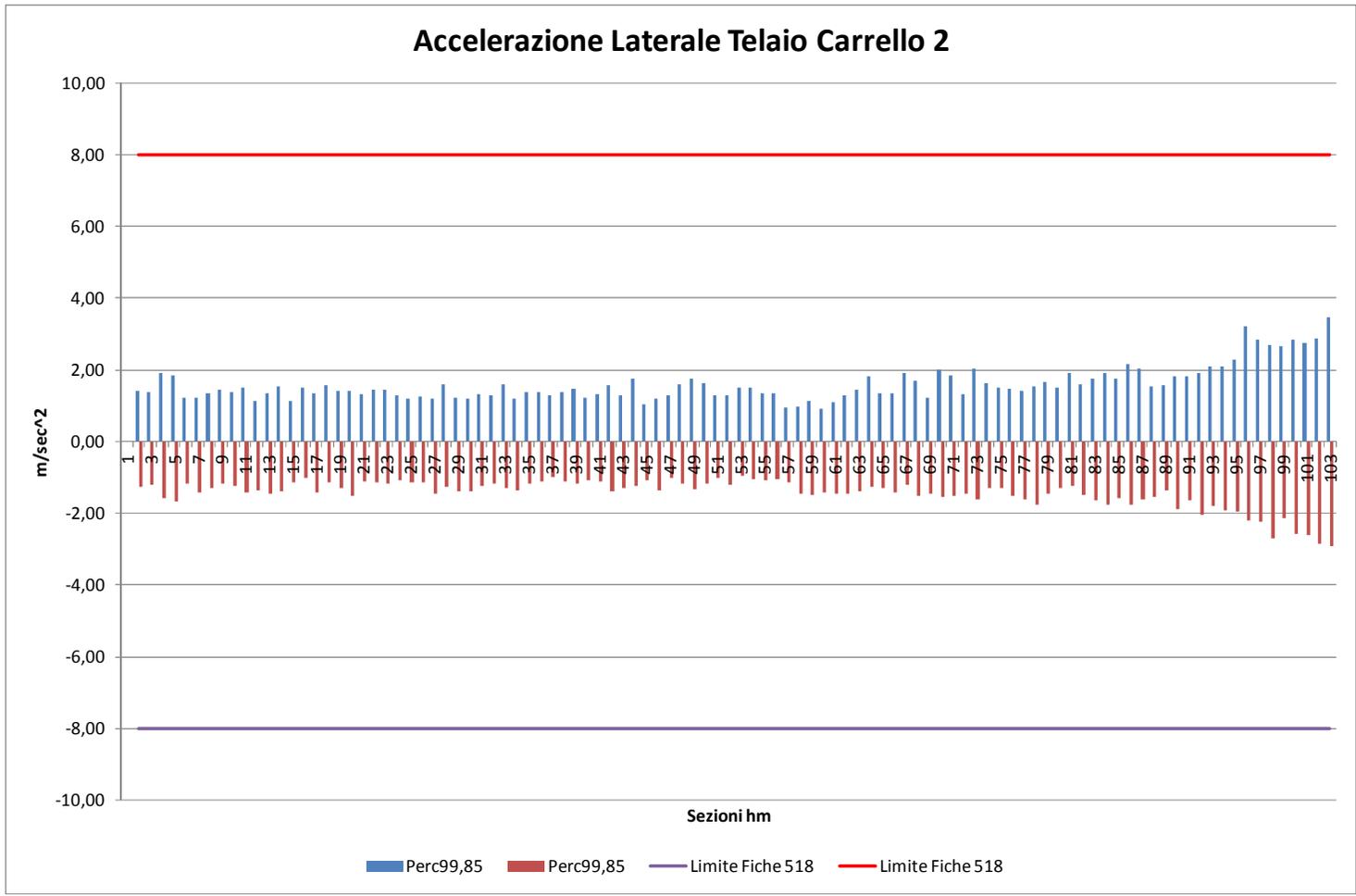
Allegato 1 - Risultati per 22,5 t/asse v = 80 km/h

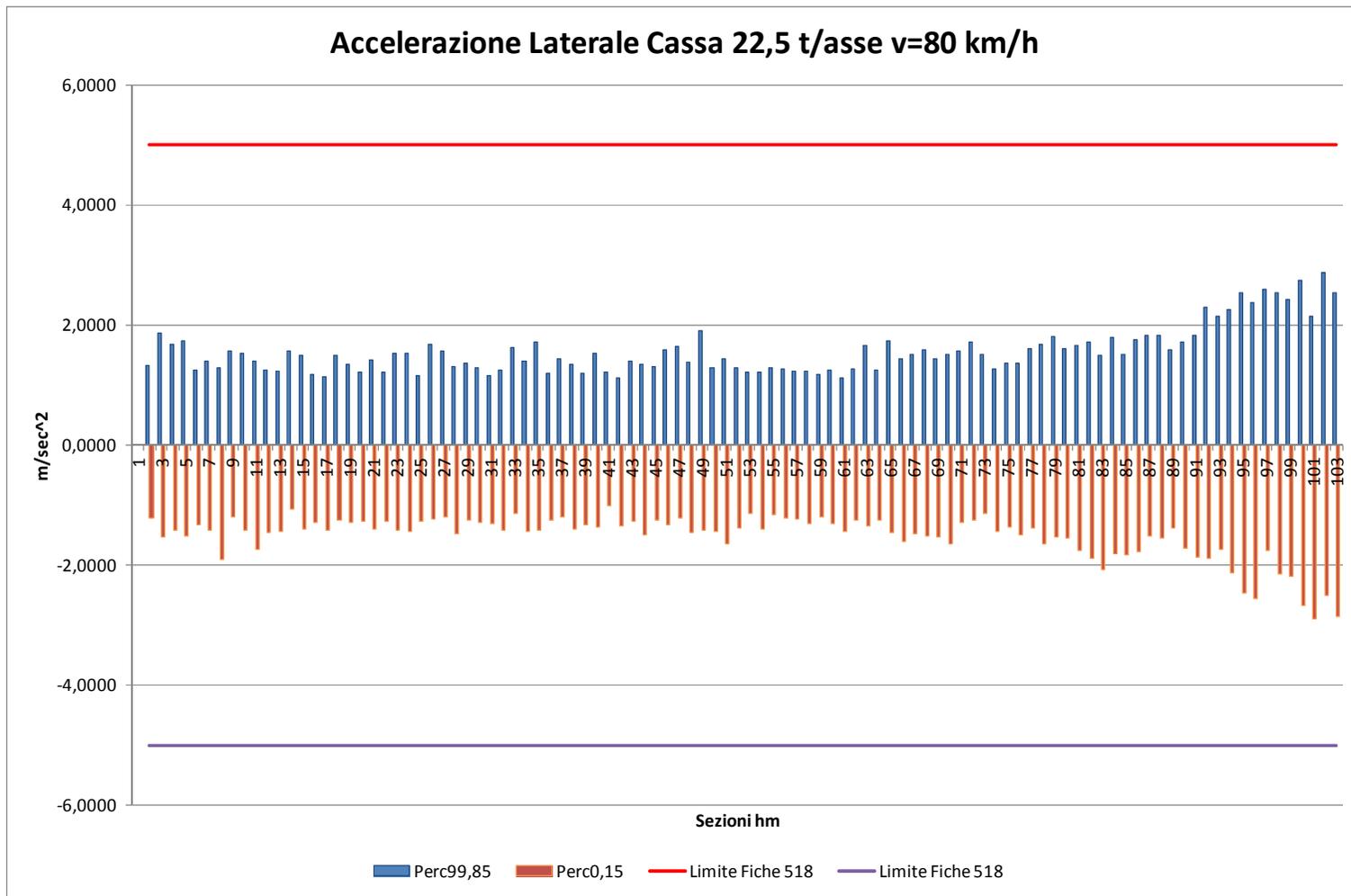




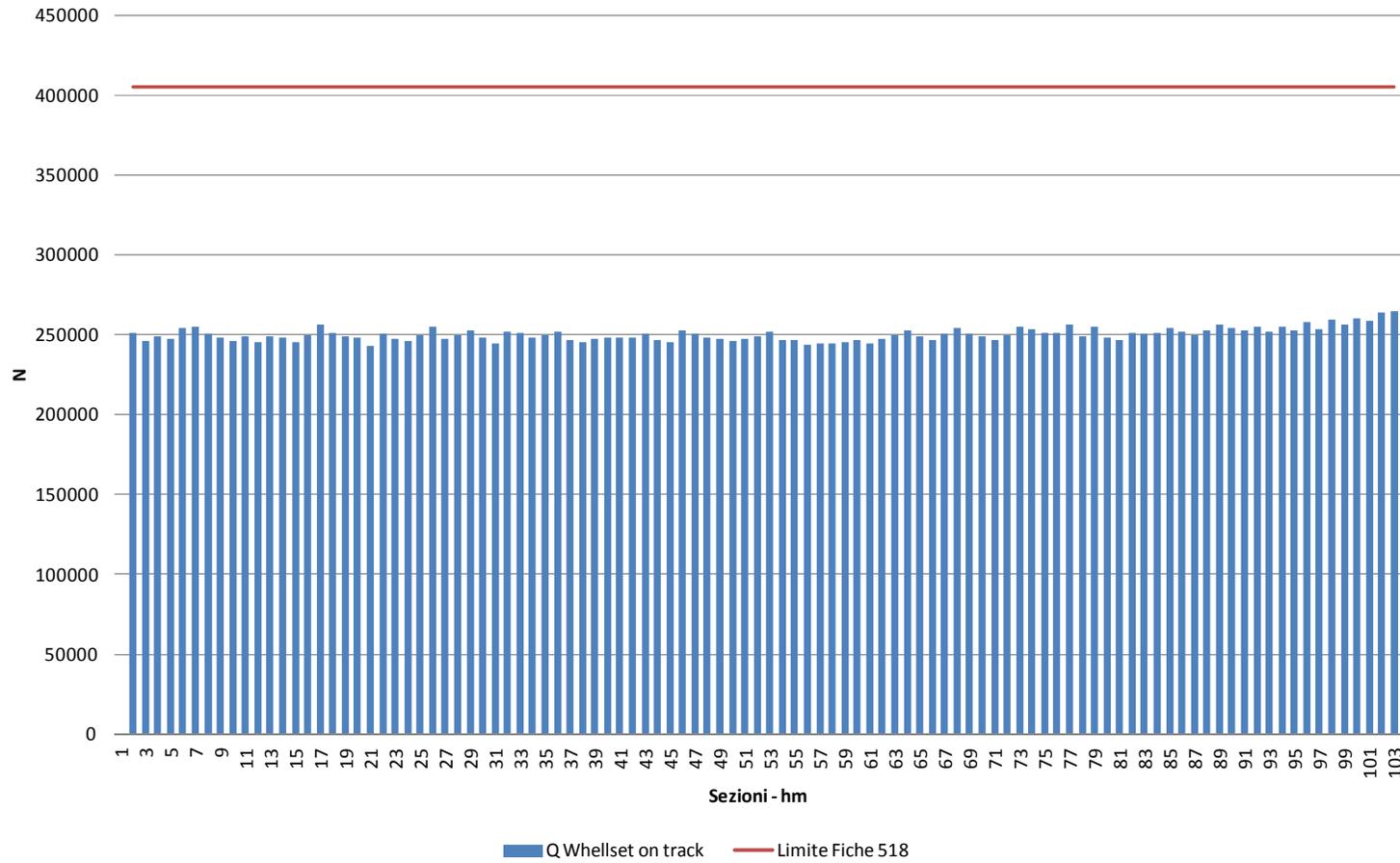




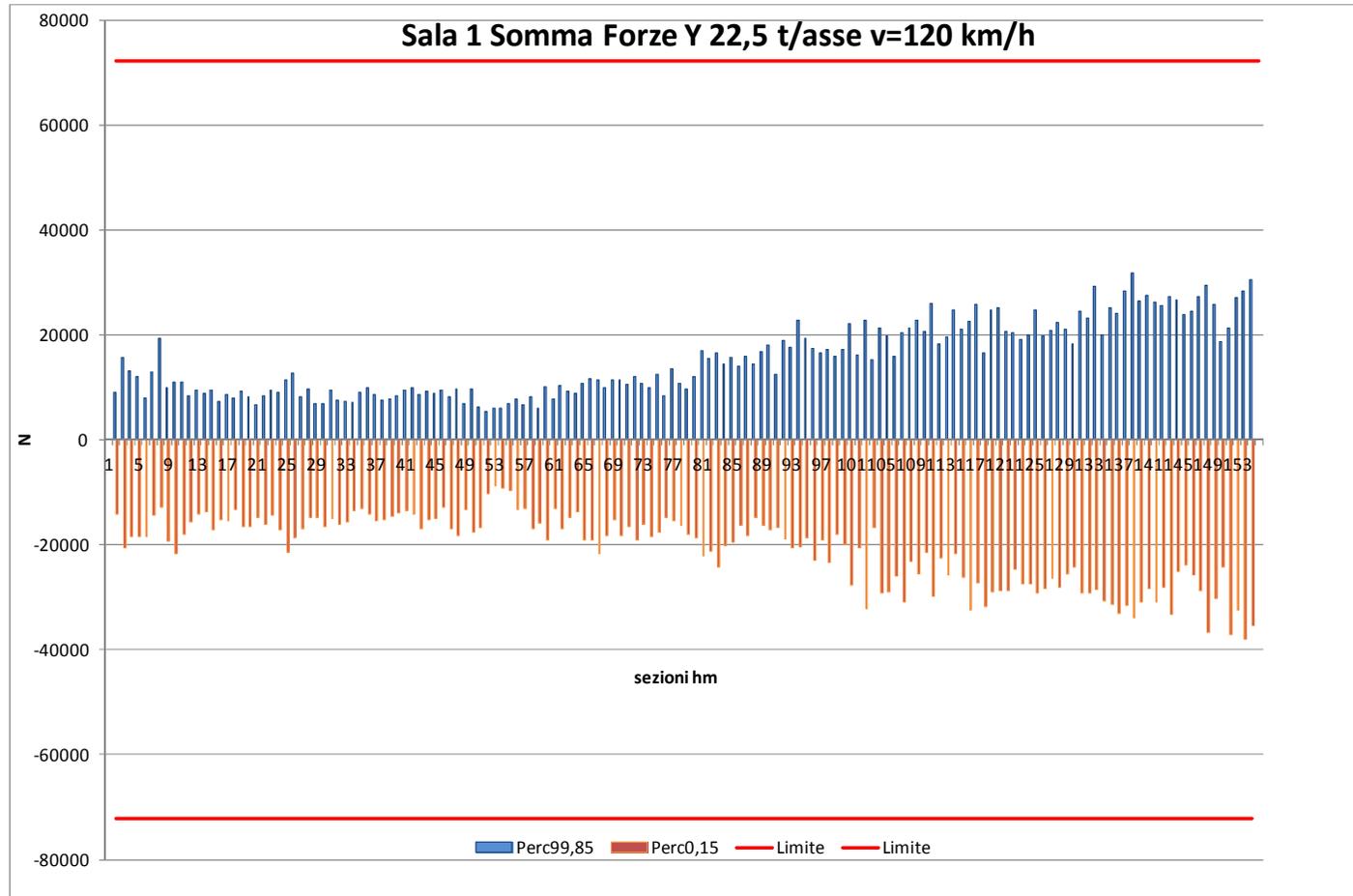


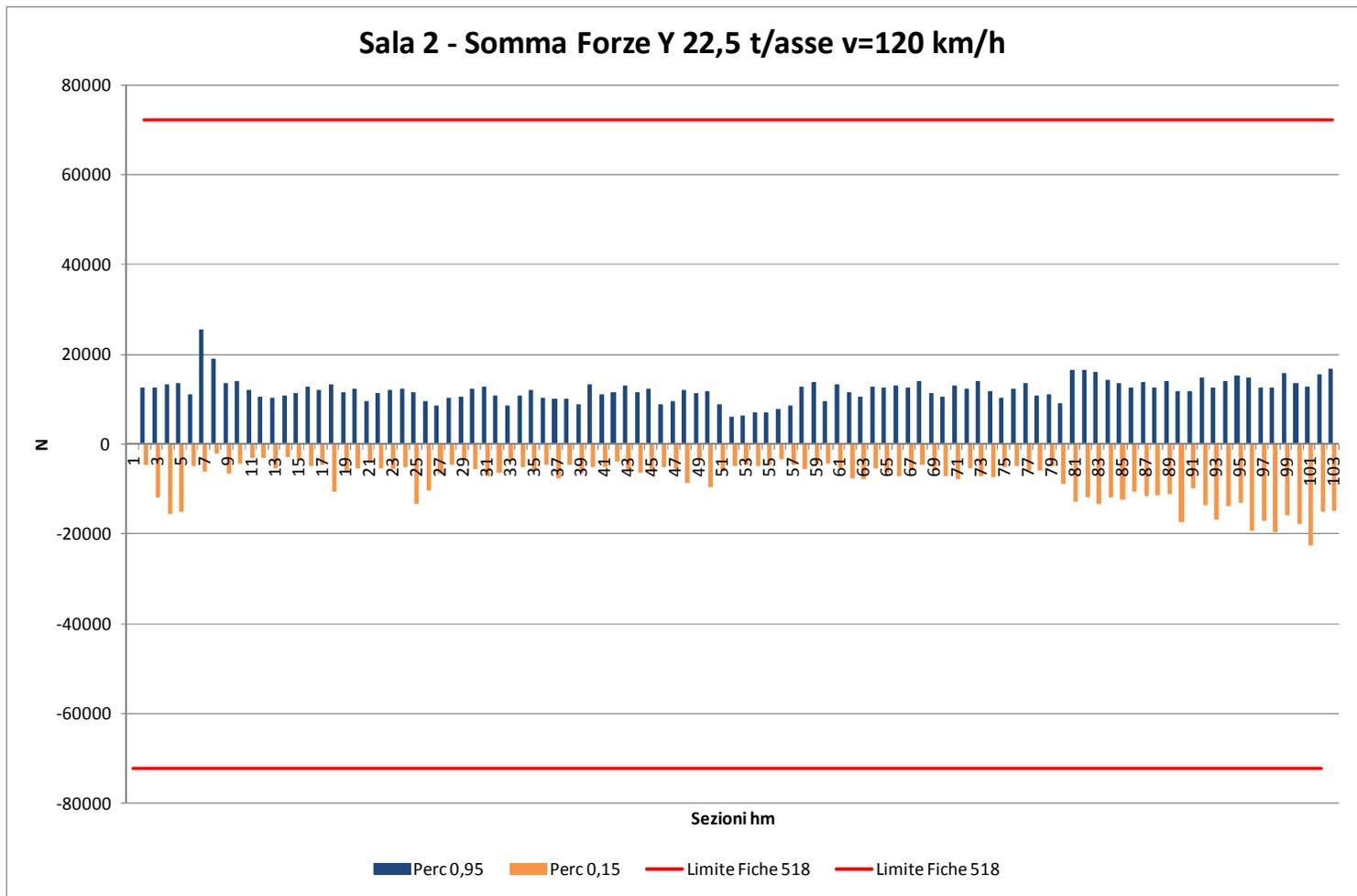


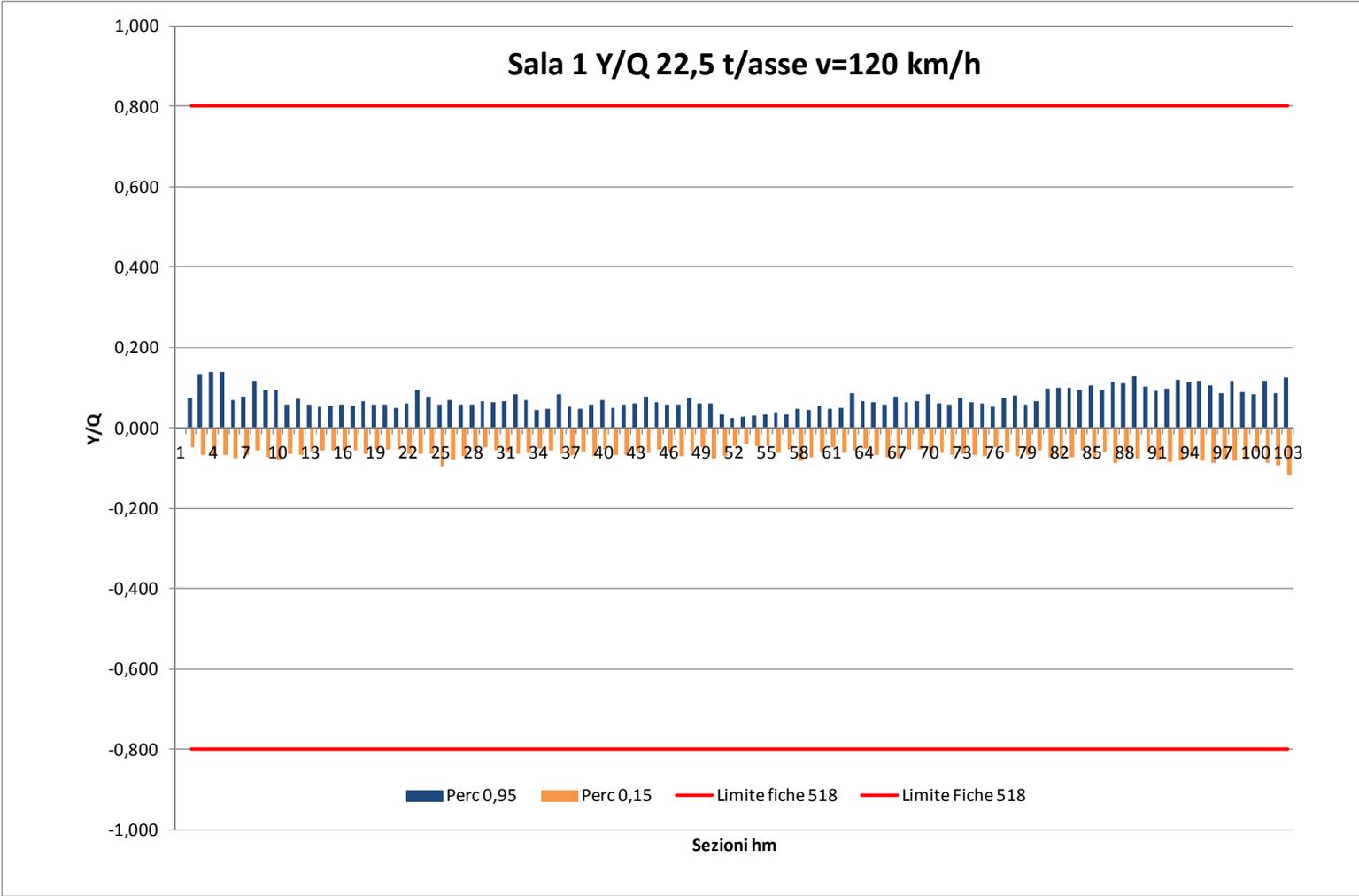
### 22,5 t/asse v= 80 km/h - Forze Q

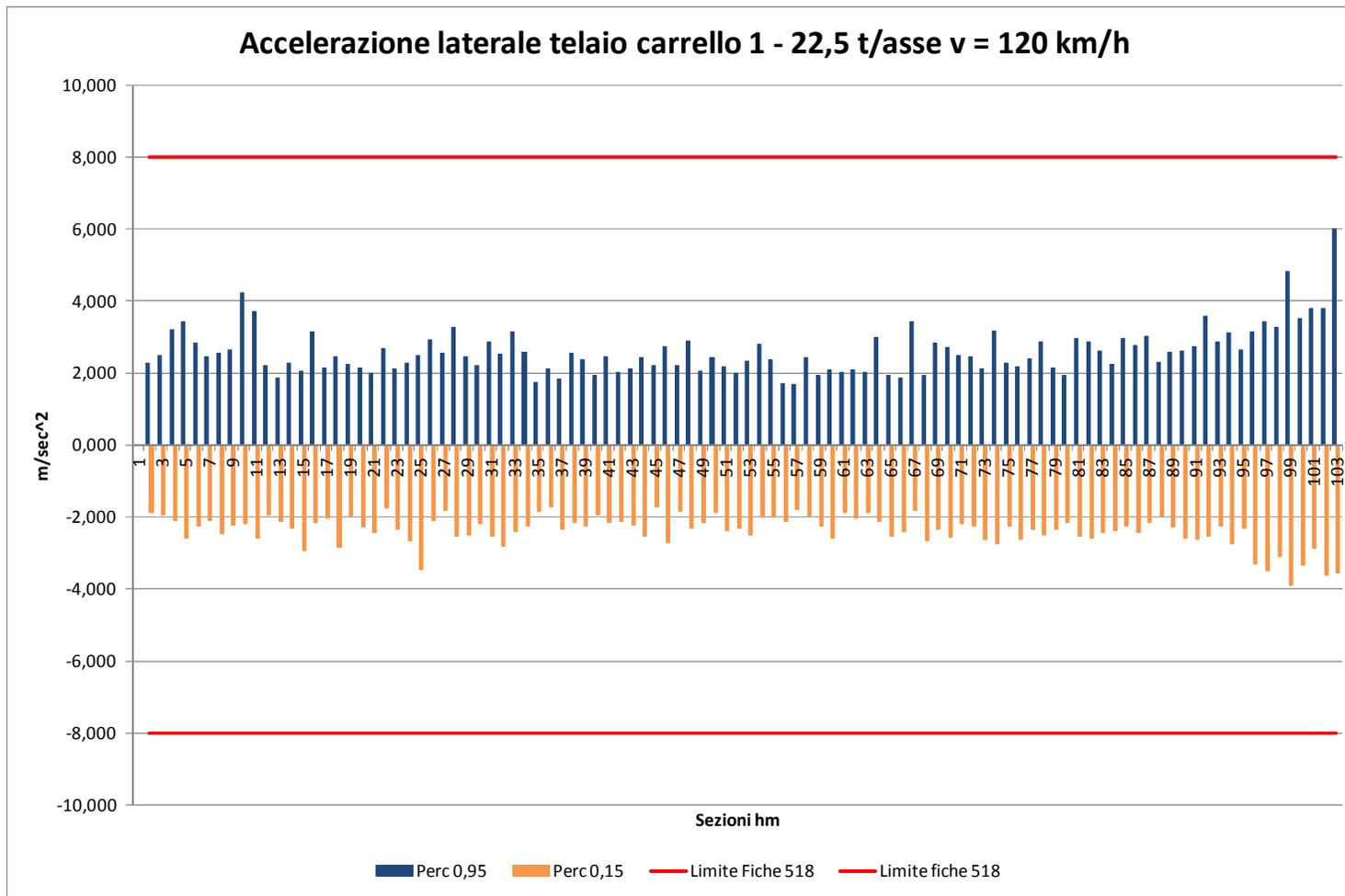


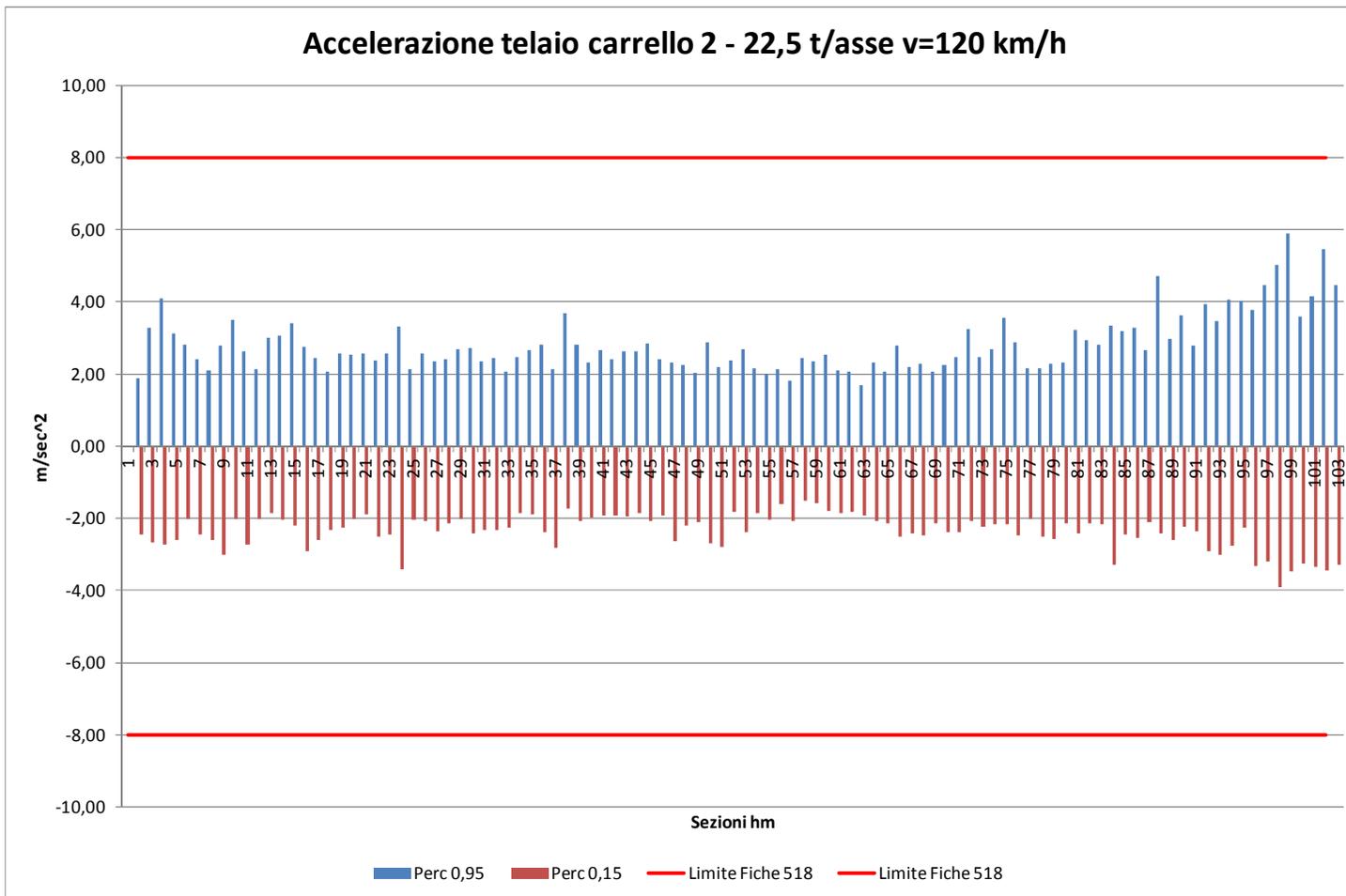
Allegato 2 - Risultati per 22,5 t/asse v=120 km/h

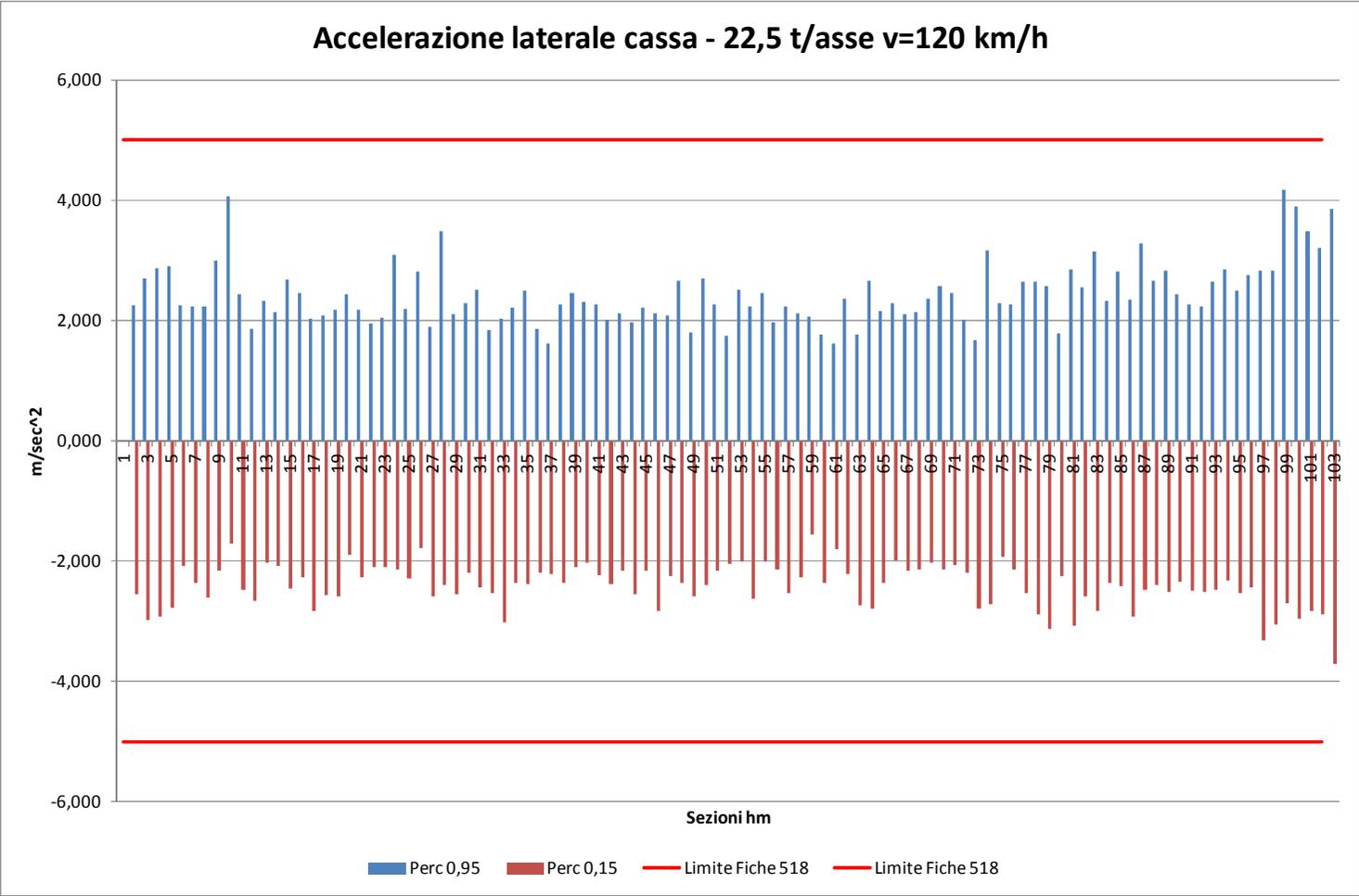


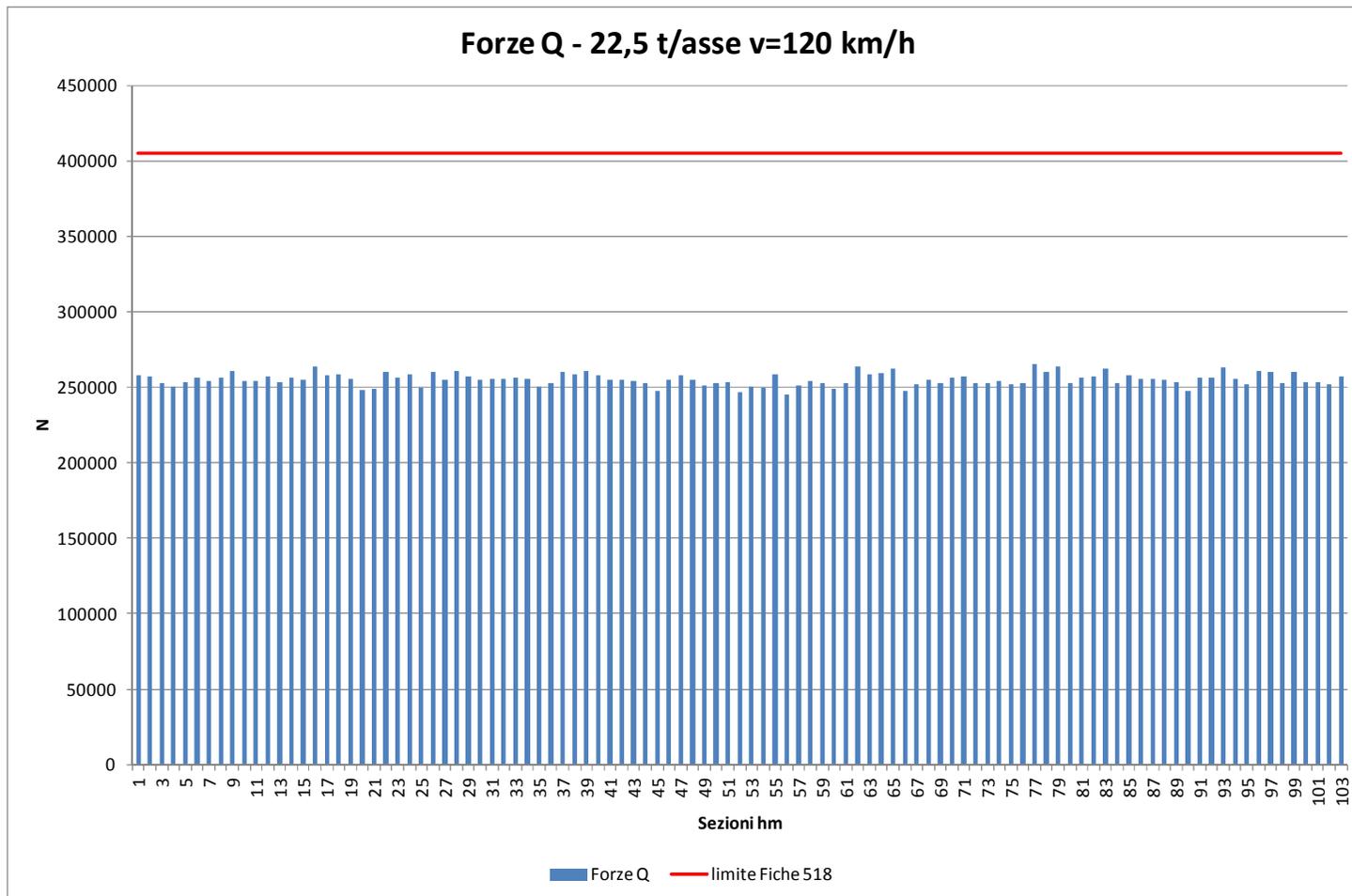




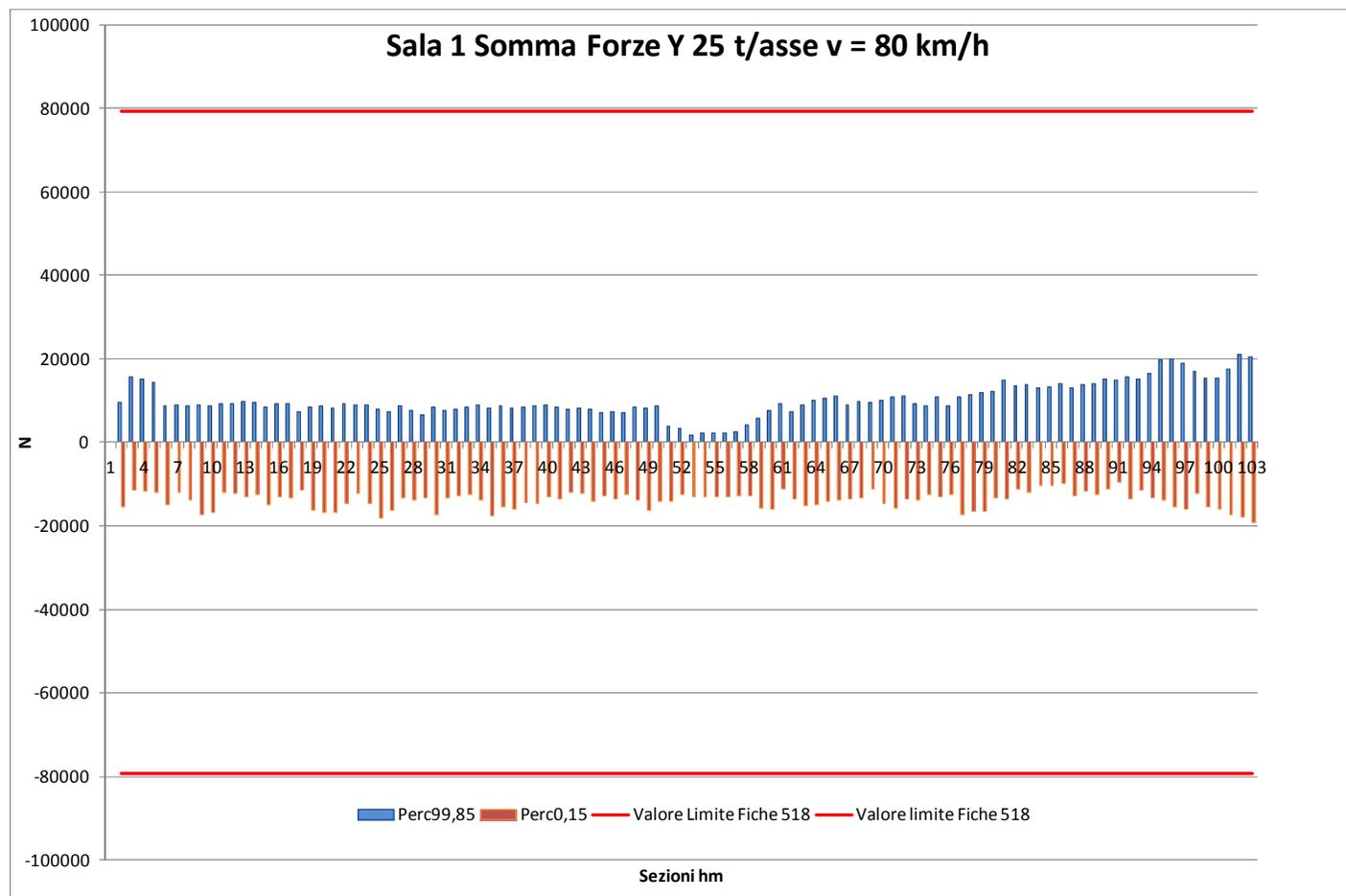


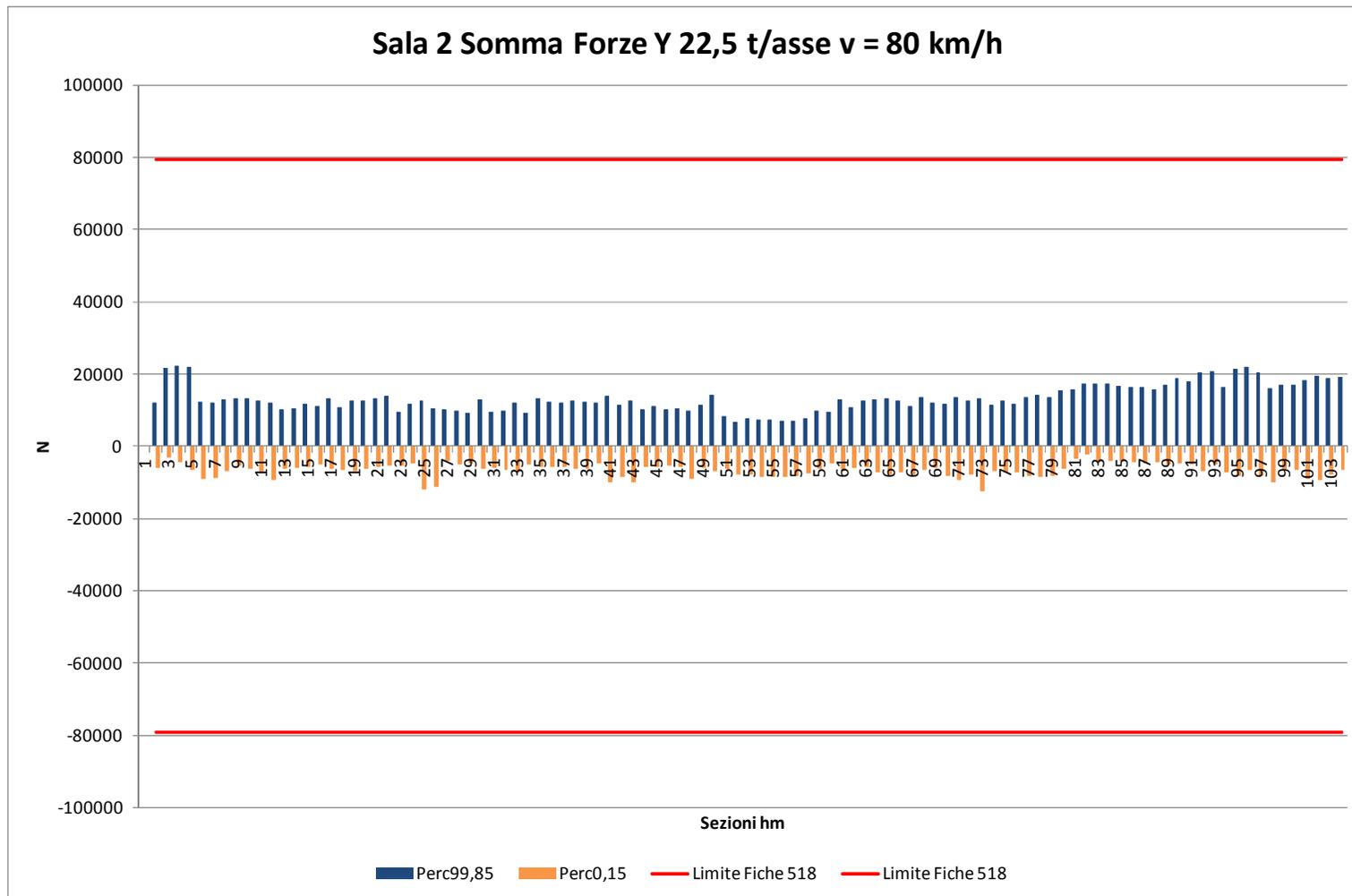


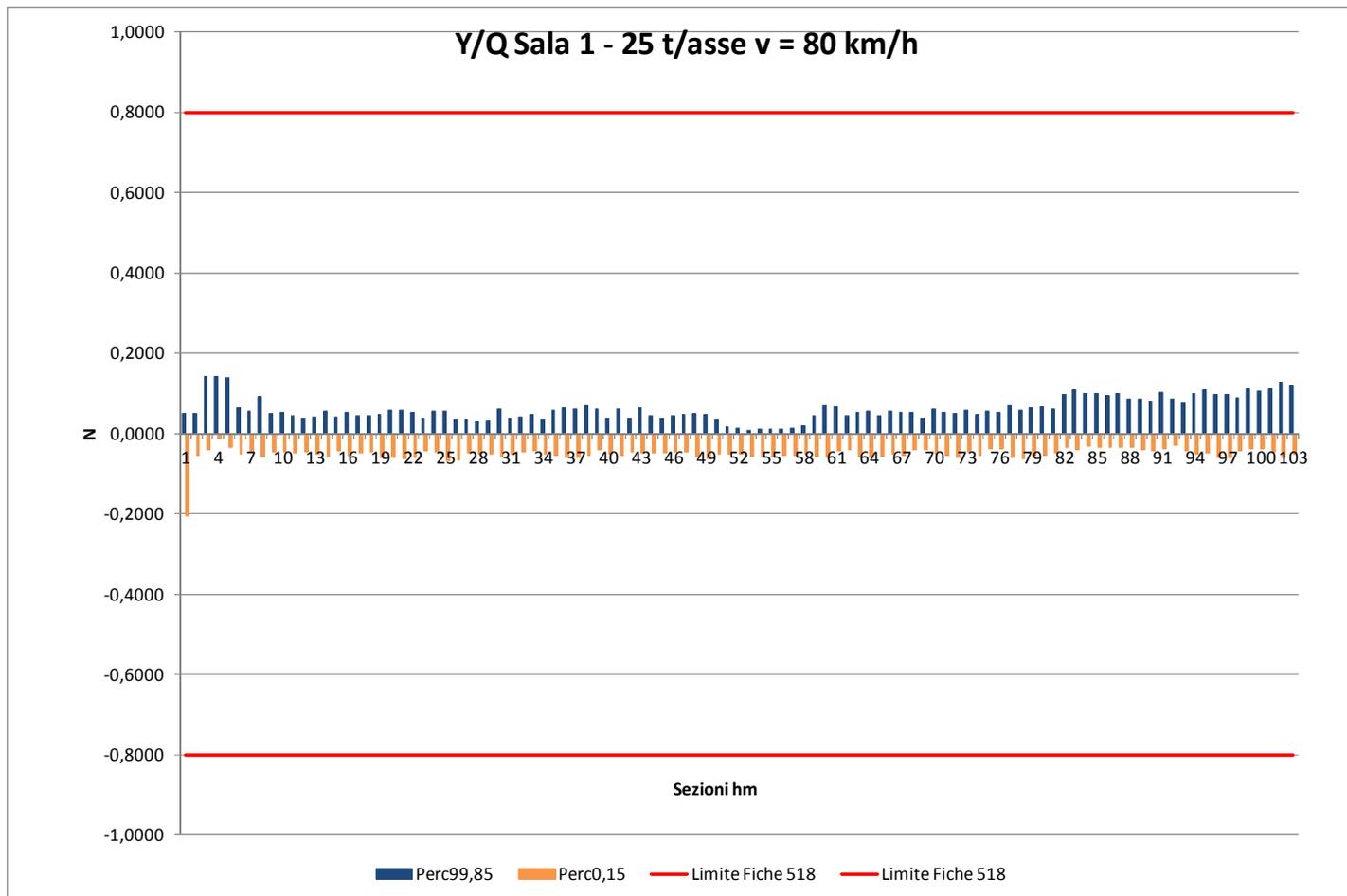


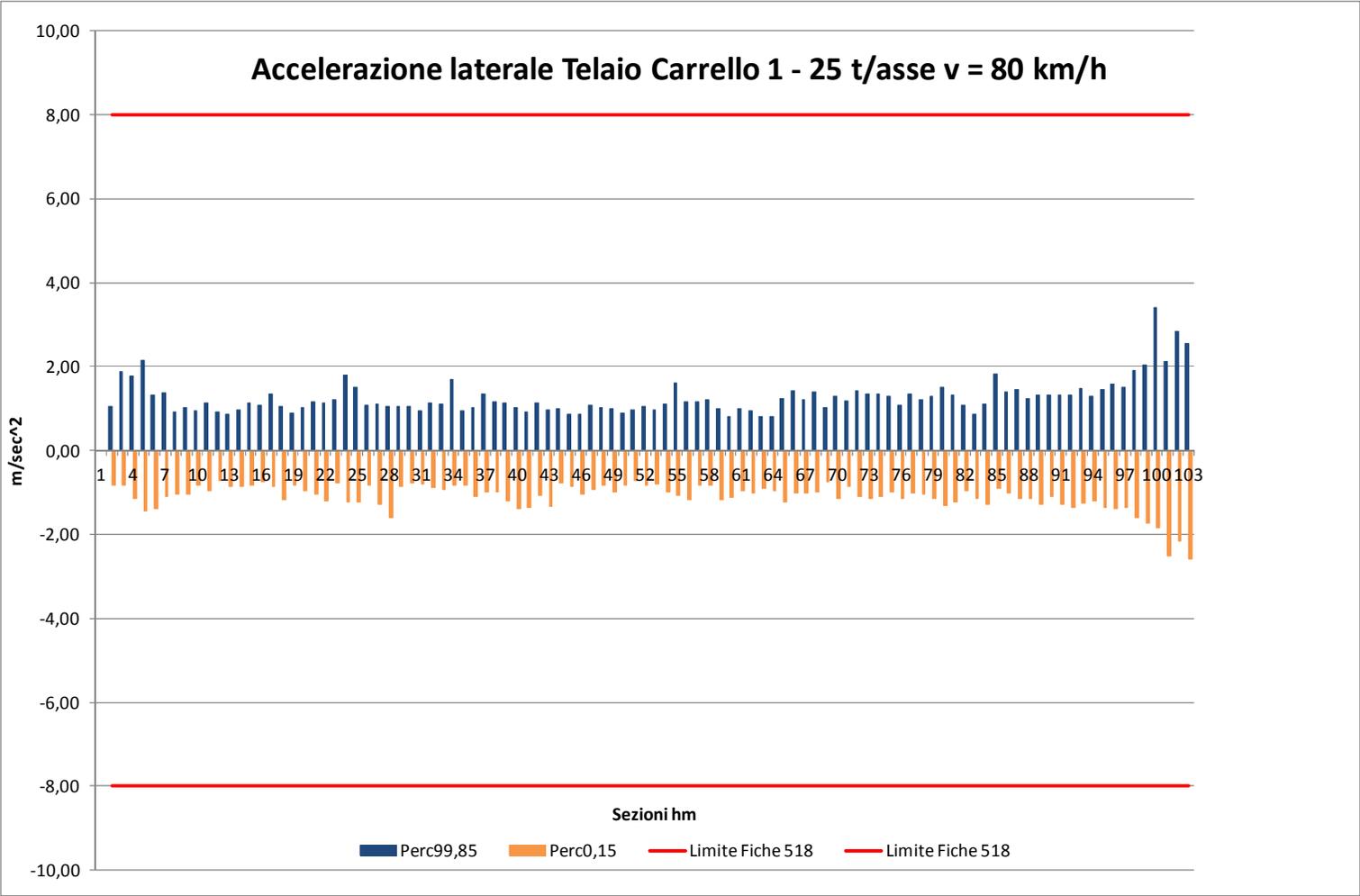


Allegato 3 - Risultati per 25 t/asse v = 80 km/h

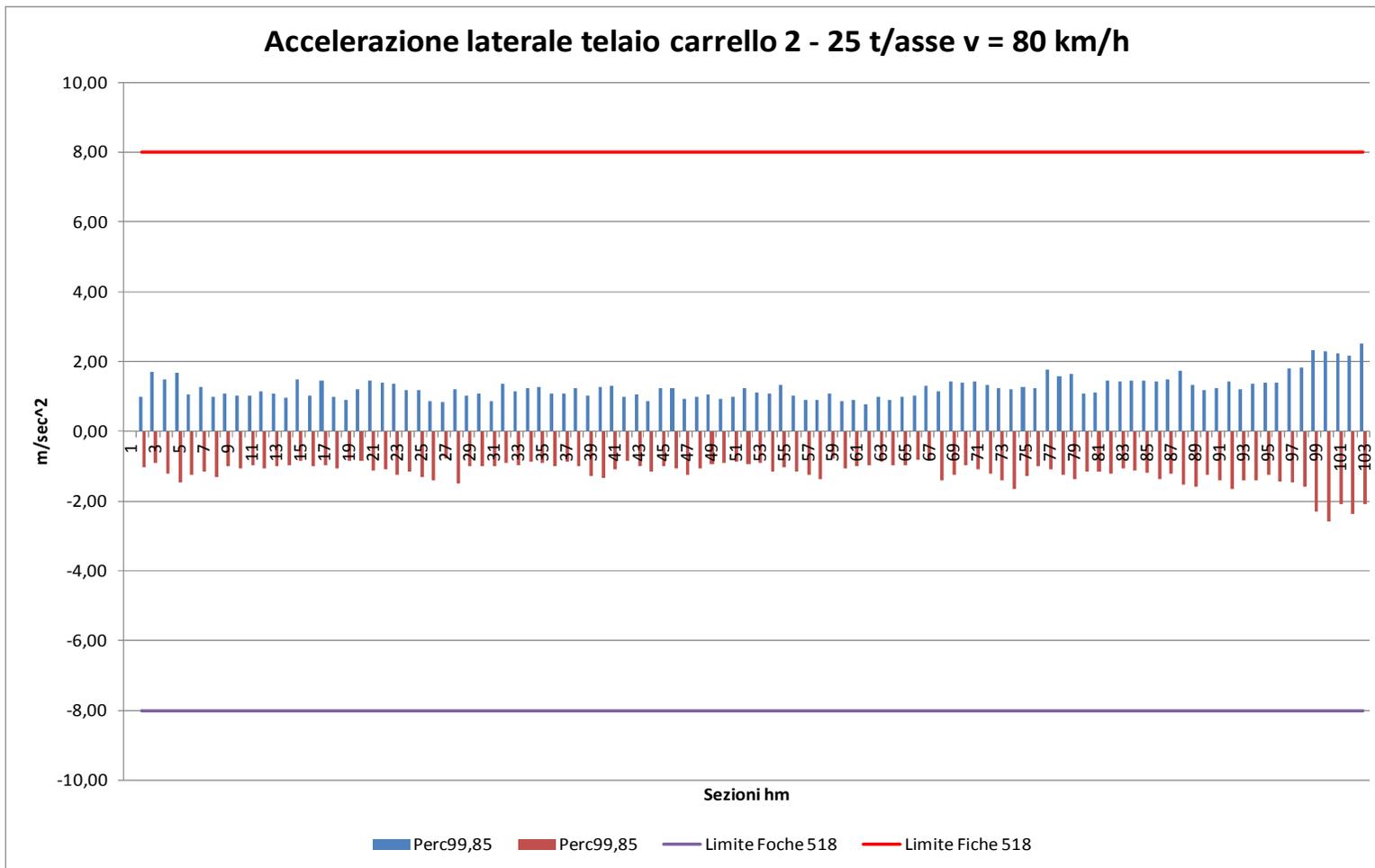


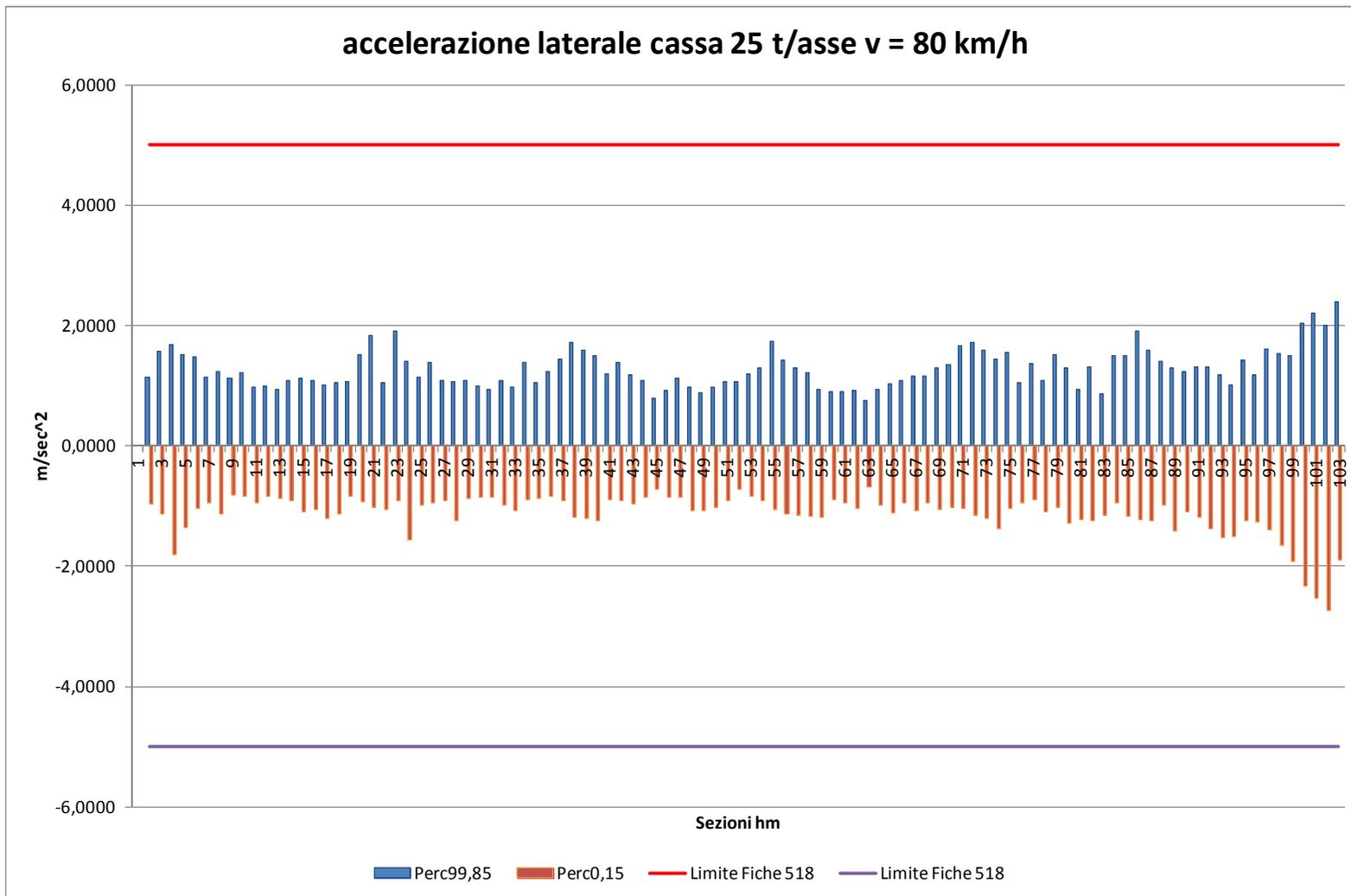


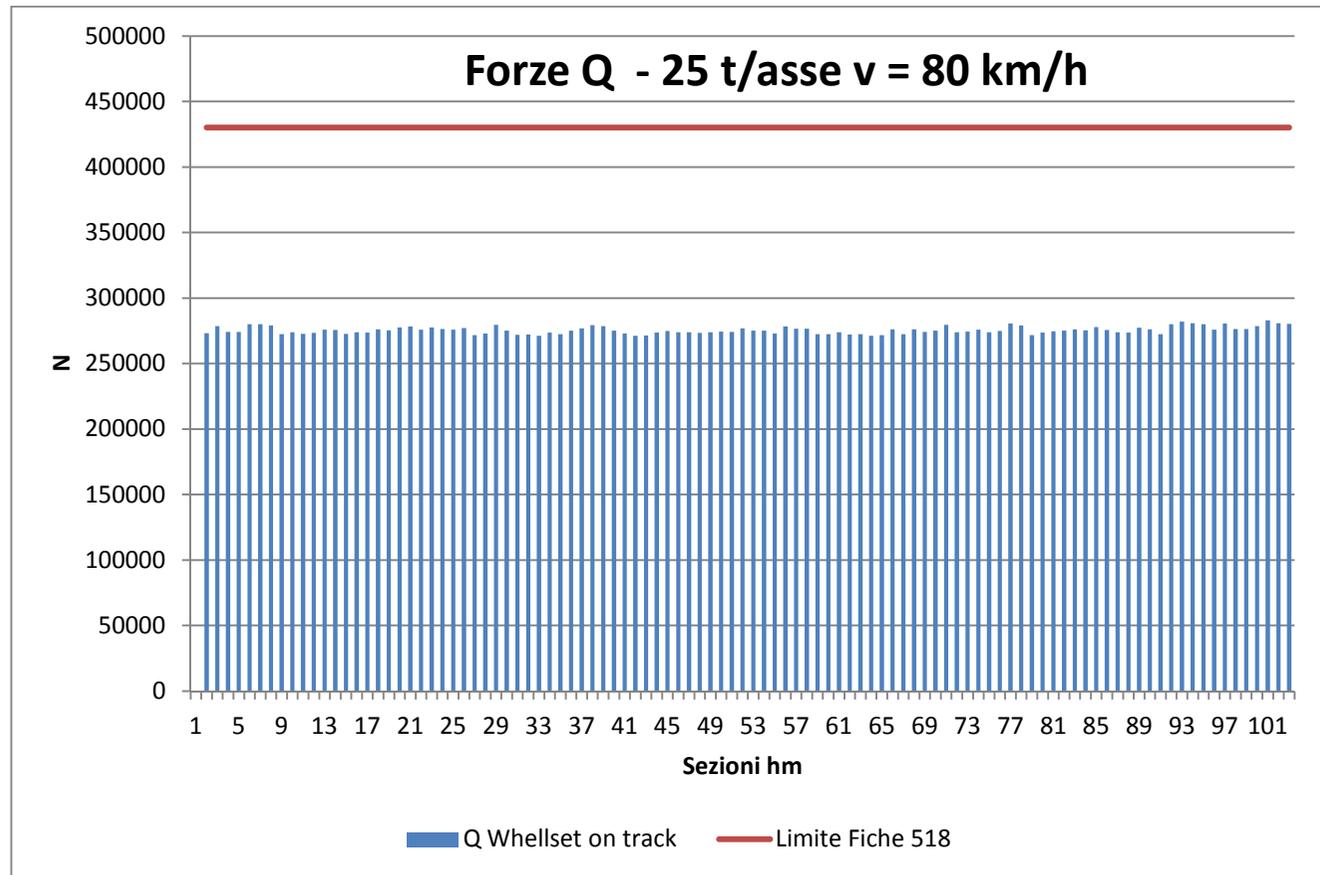




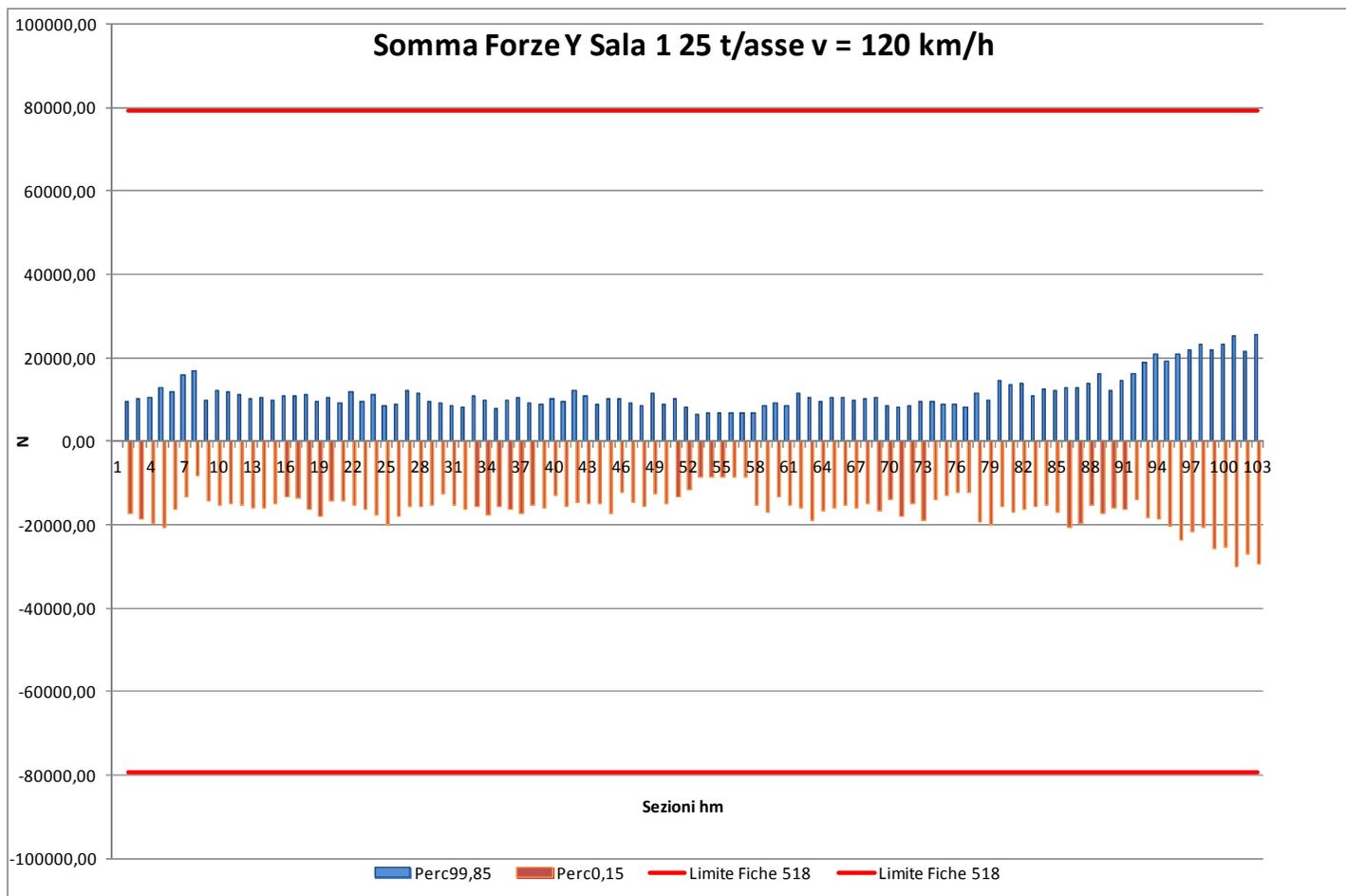
### Accelerazione laterale telaio carrello 2 - 25 t/asse v = 80 km/h

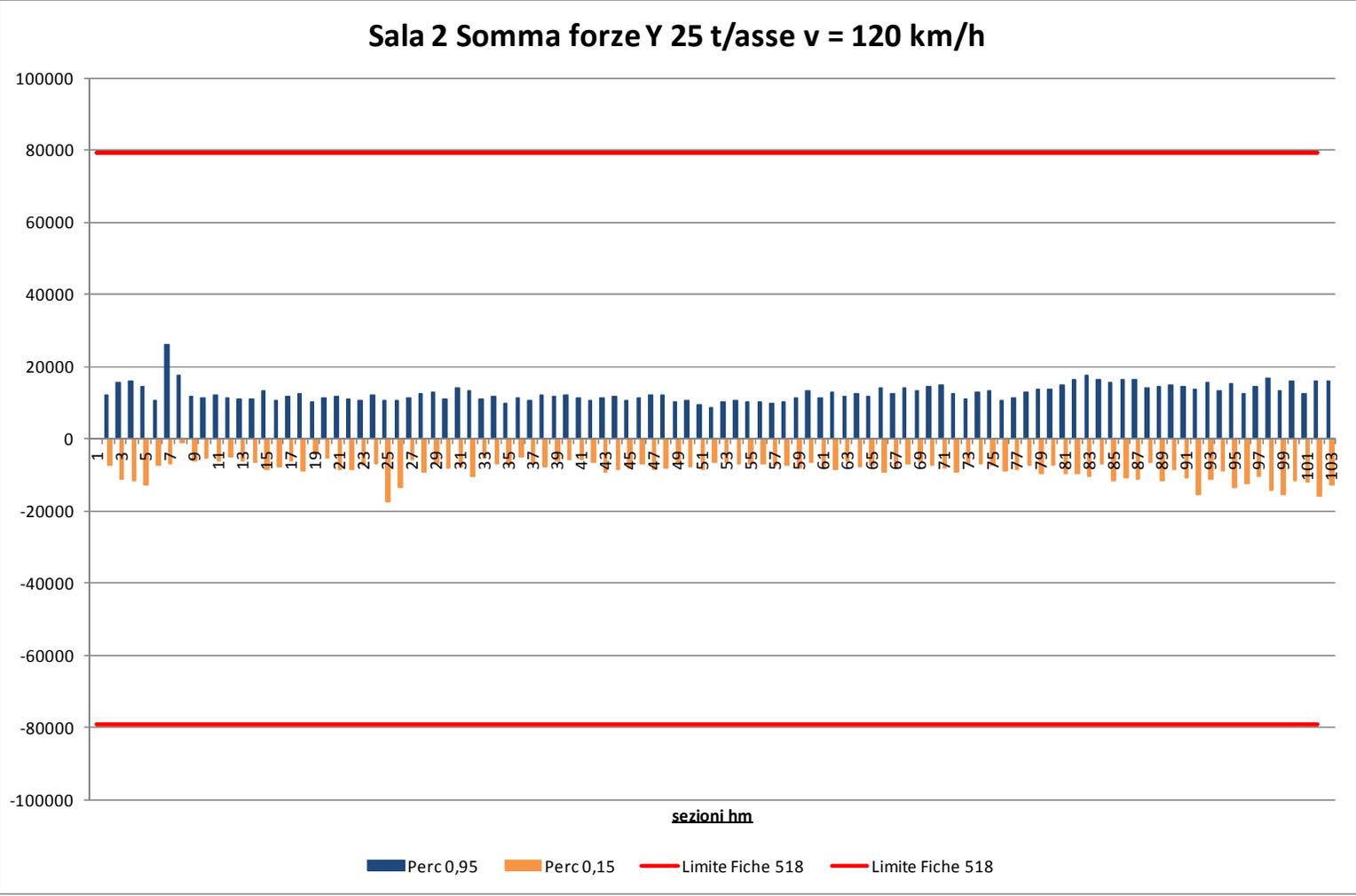


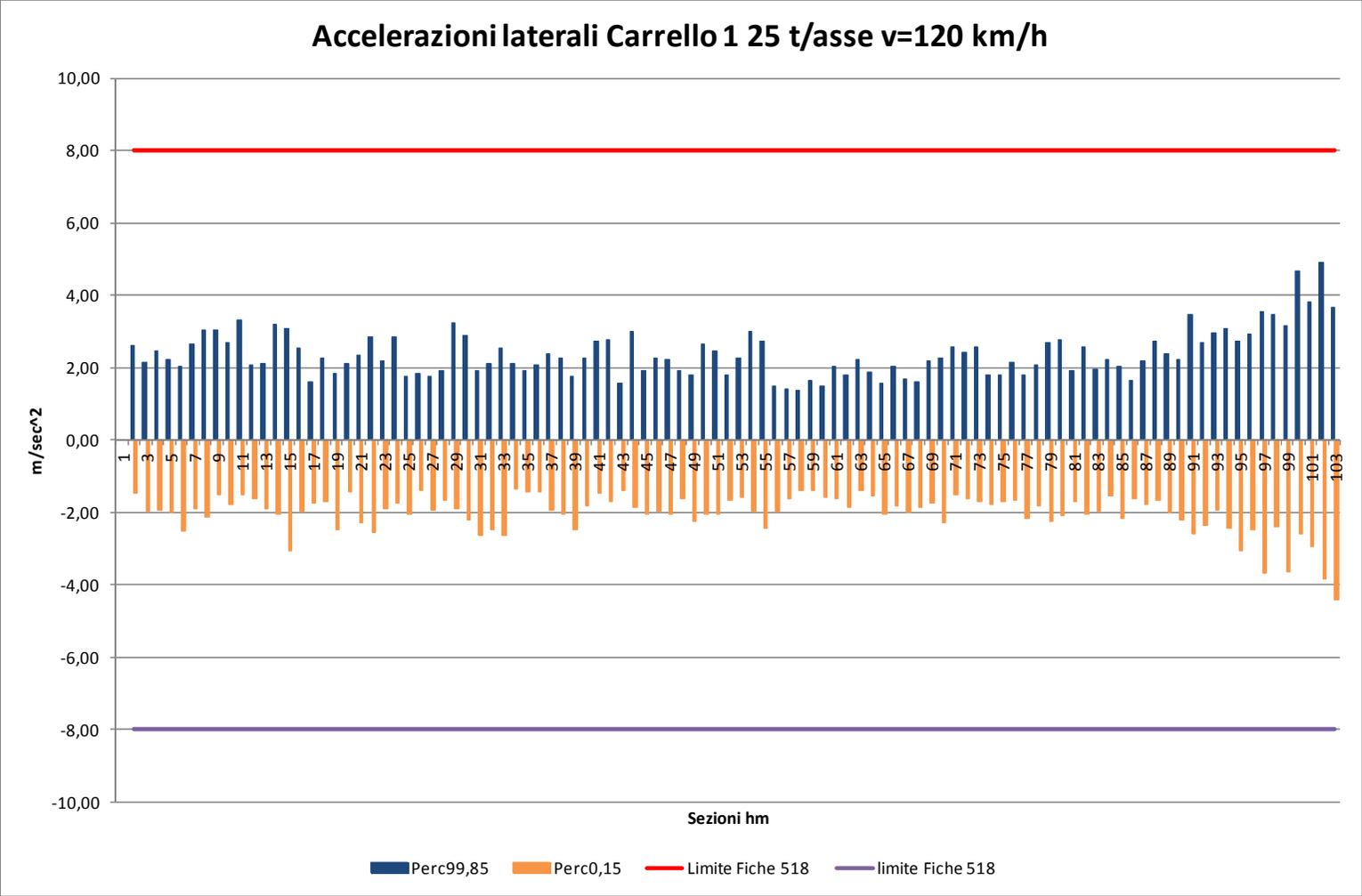


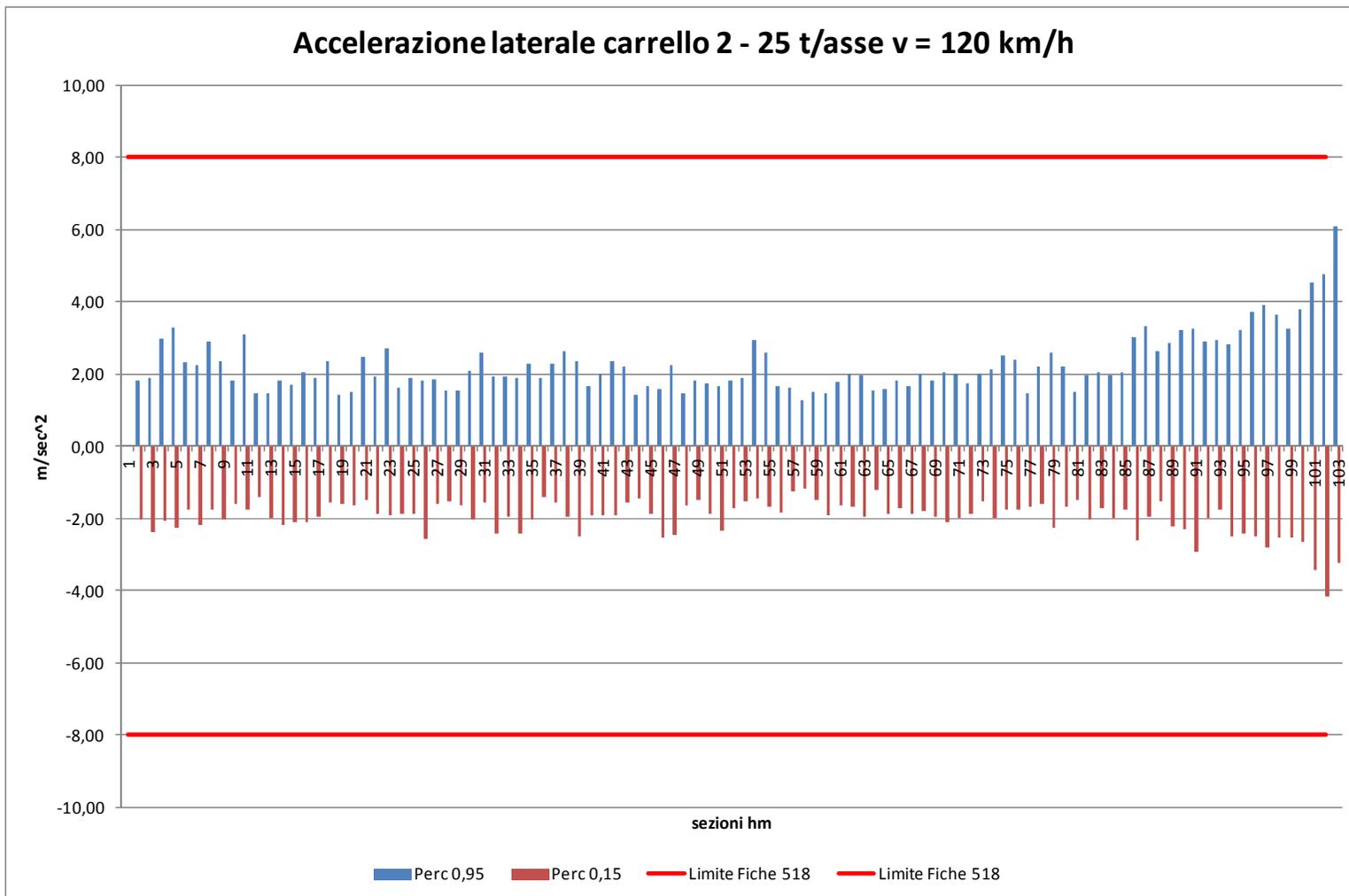


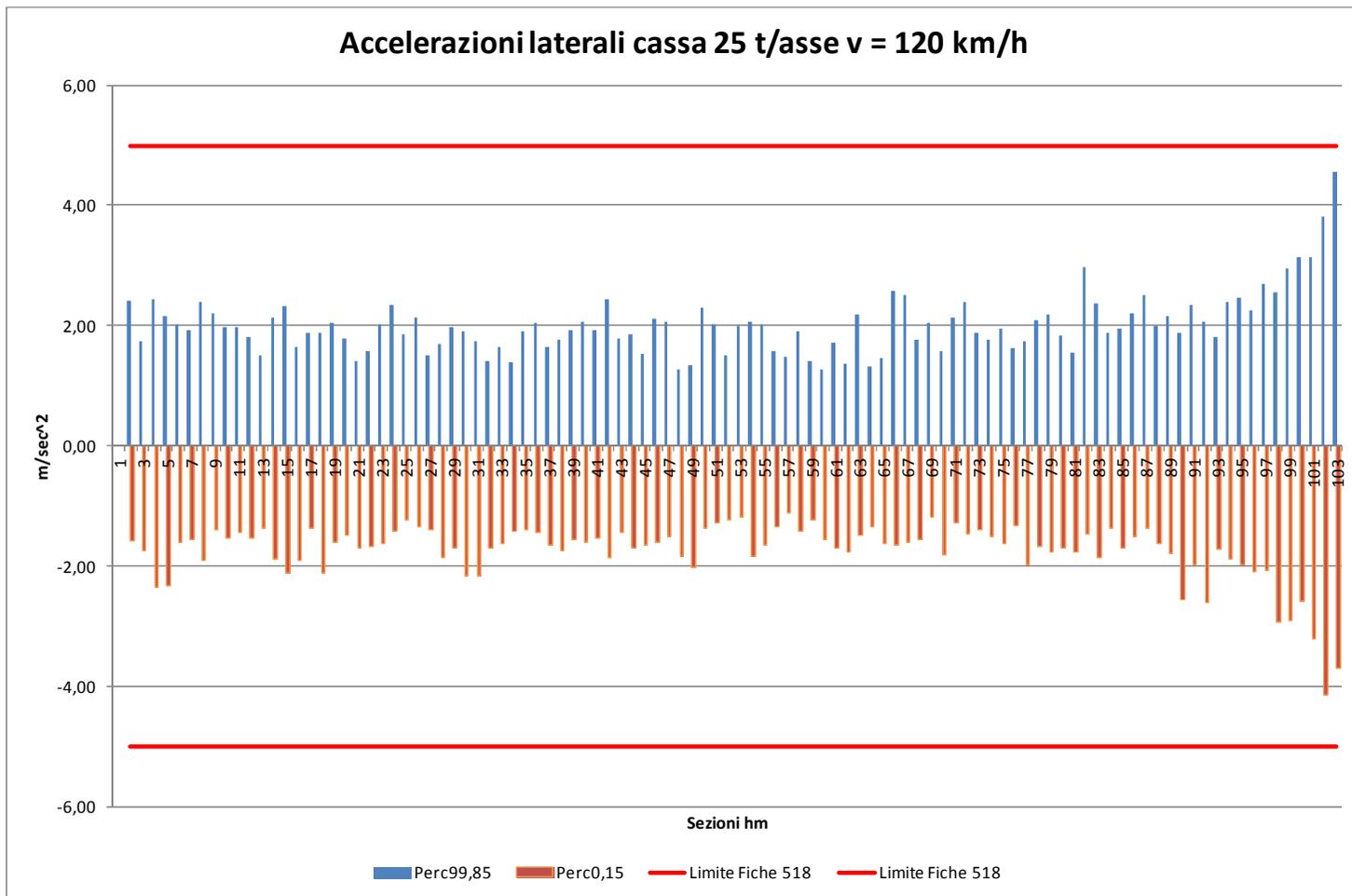
Allegato 4 – Risultati per 25 t/asse v = 120 km/h

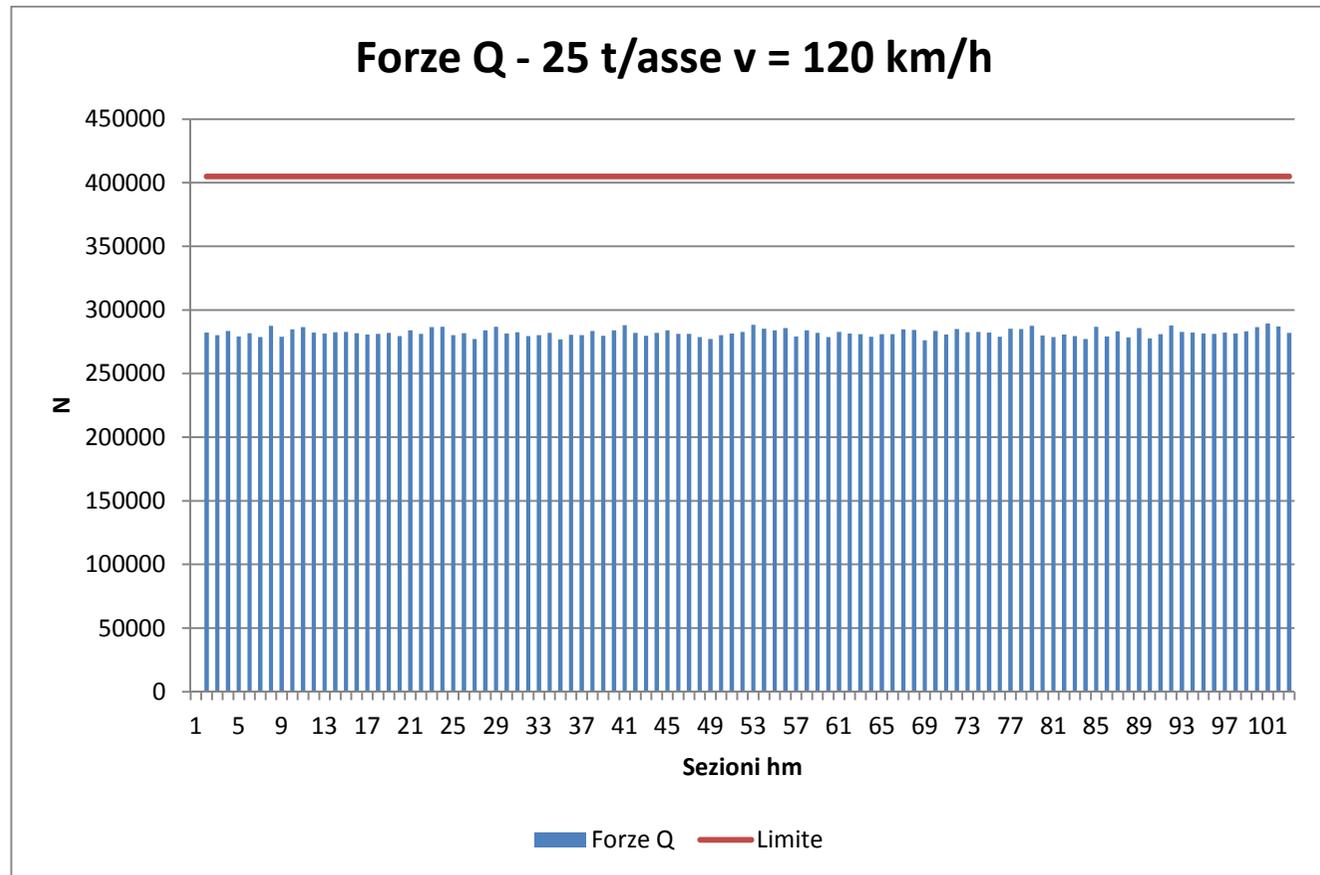




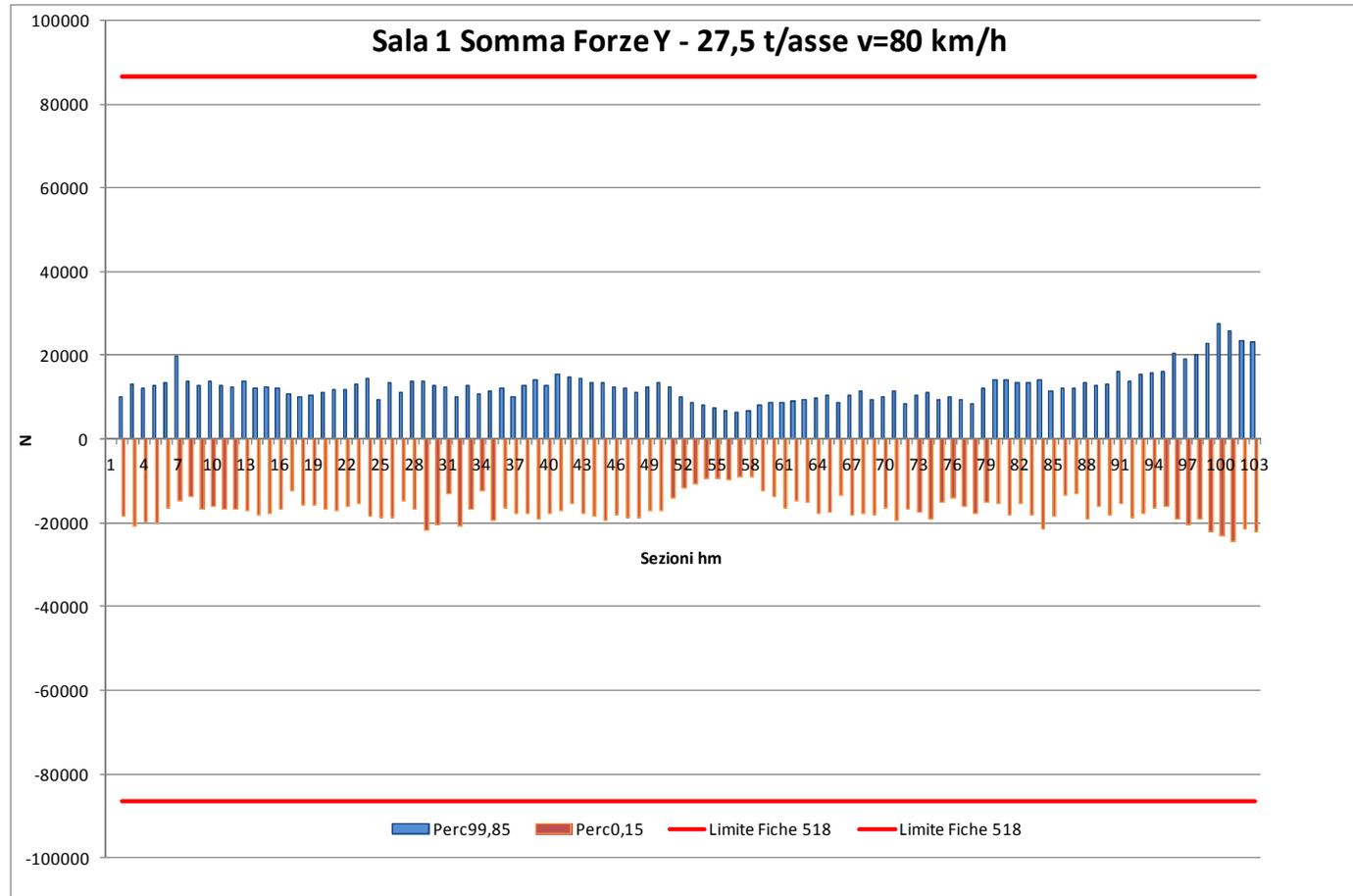




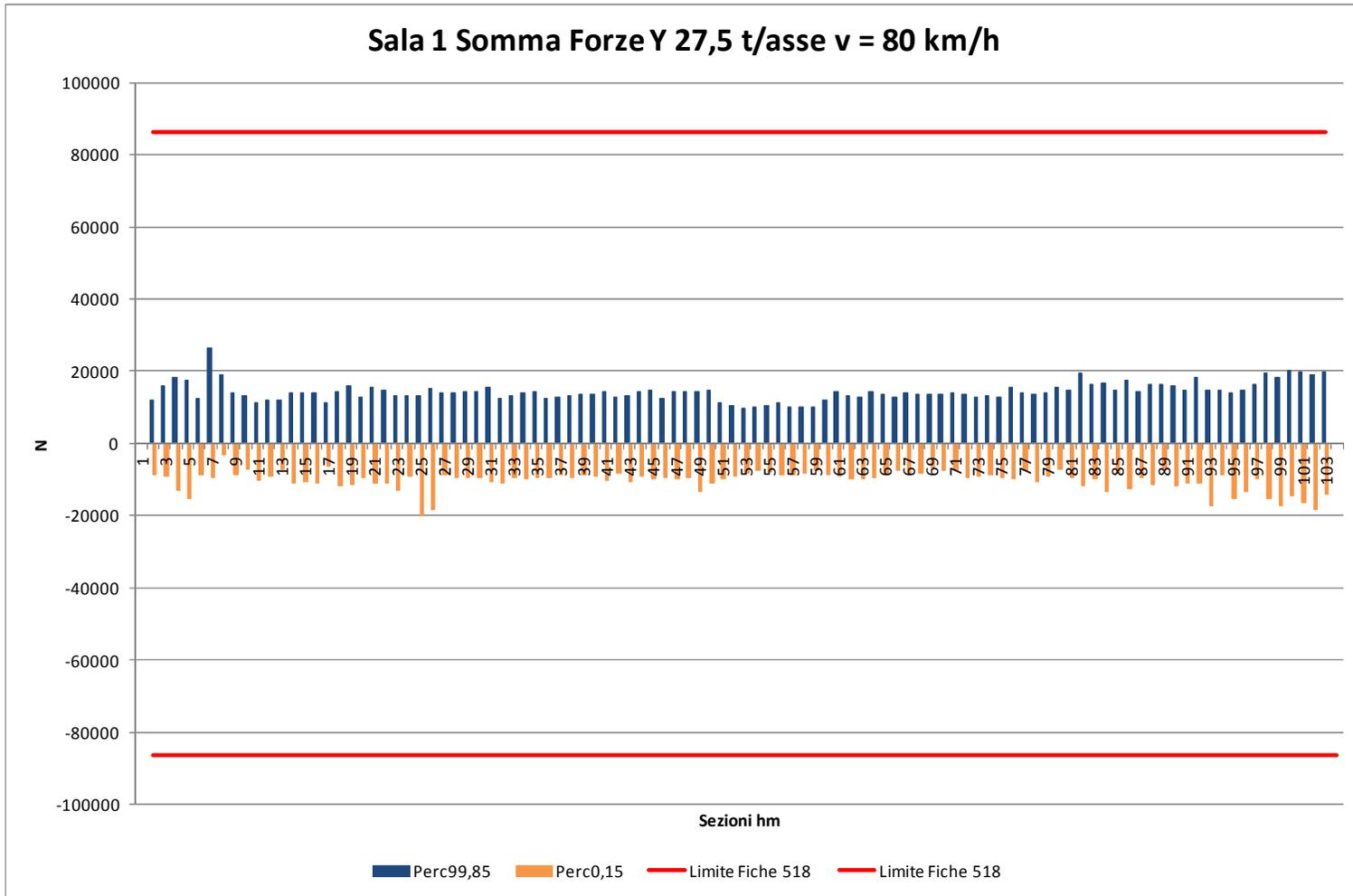


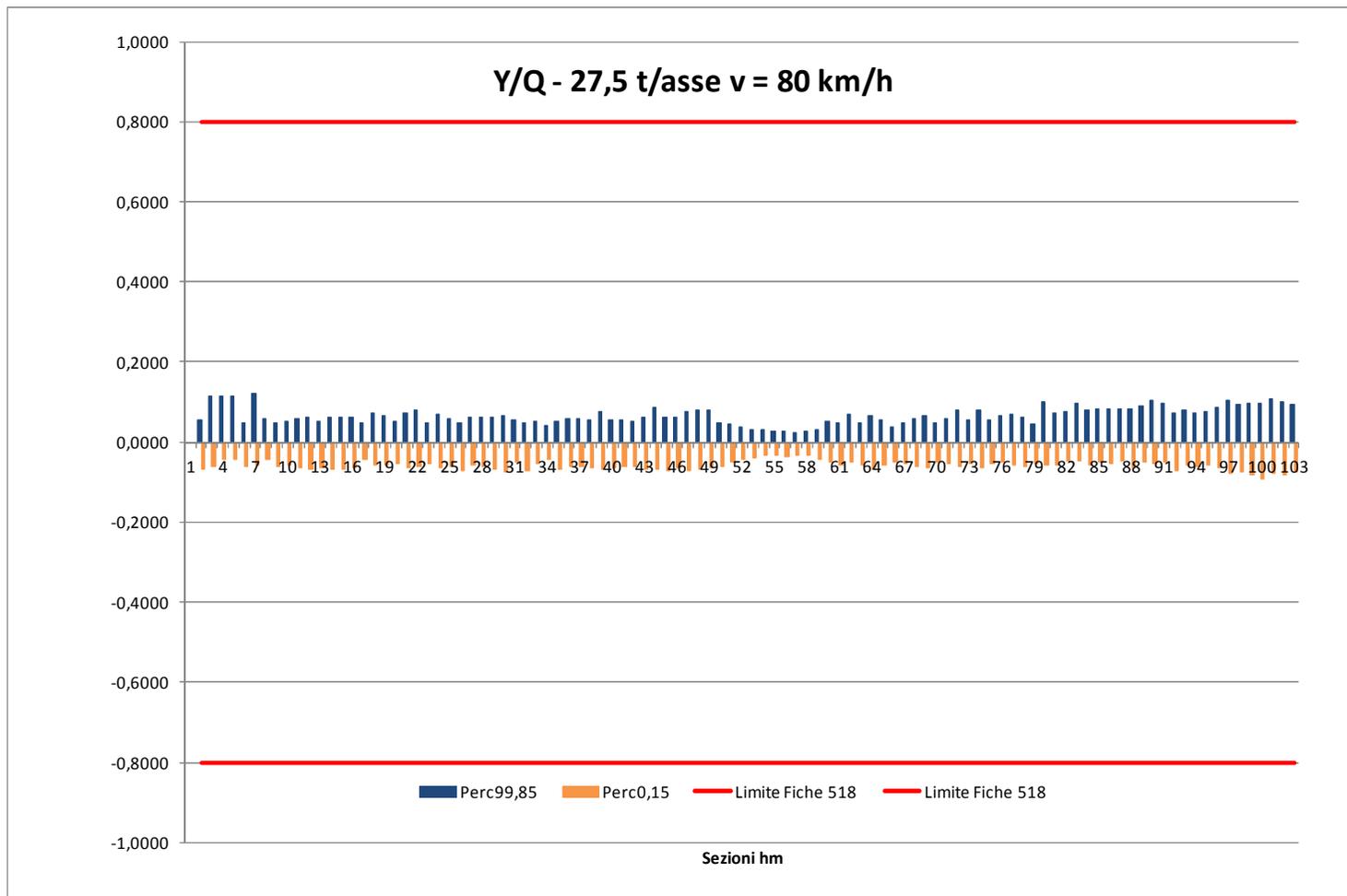


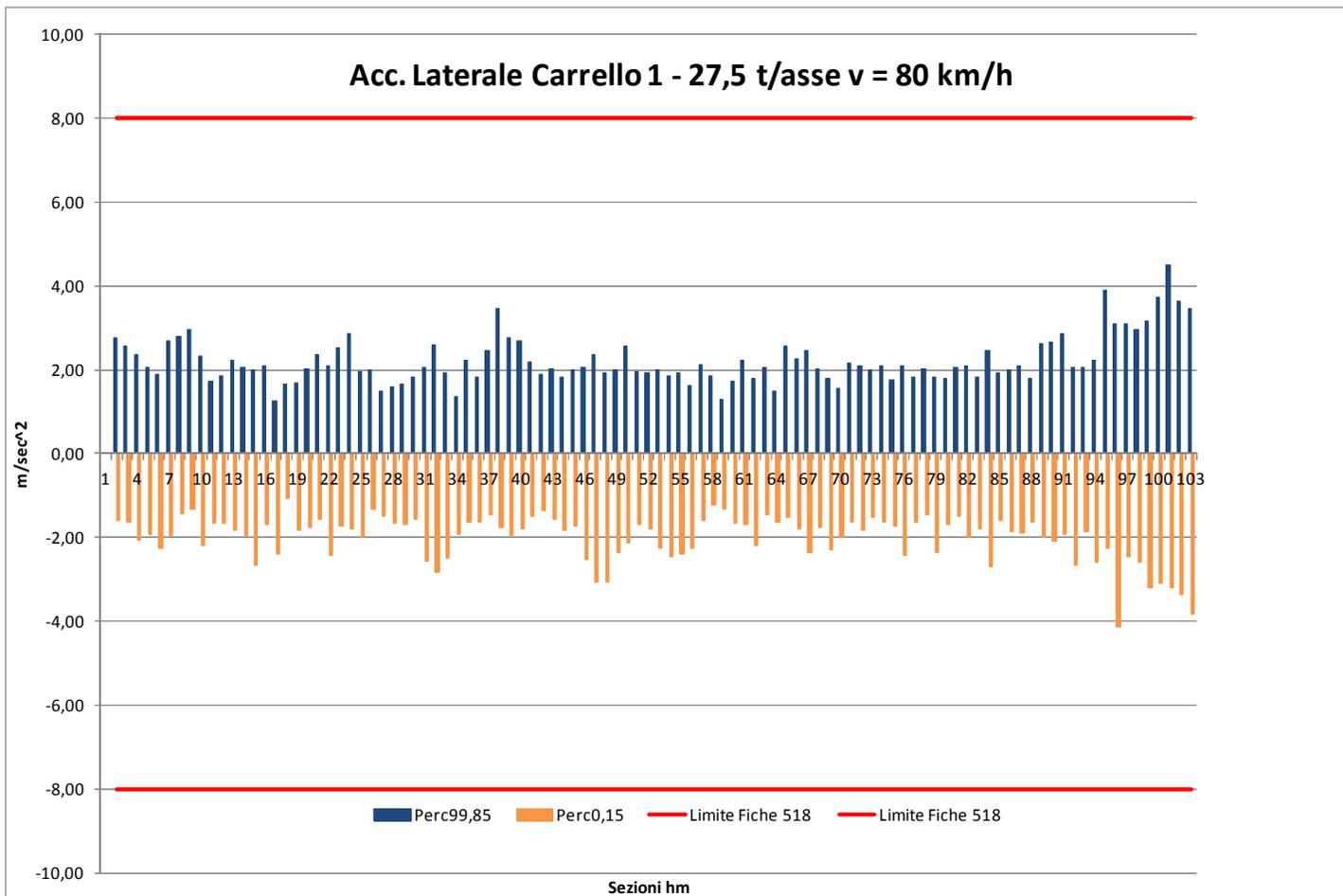
Allegato 5 – Risultati per 27,5 t/asse v = 80 km/h



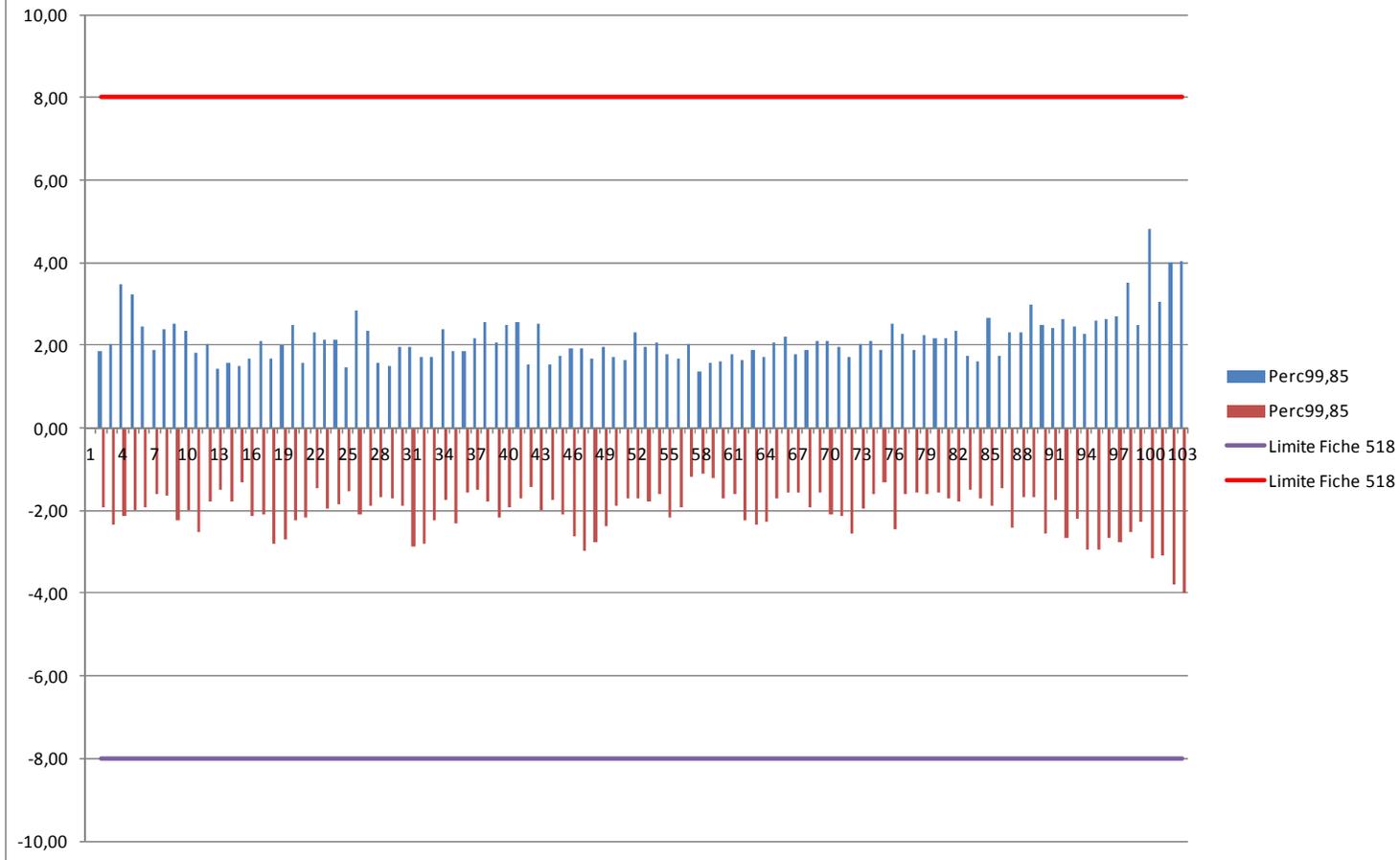
### Sala 1 Somma Forze Y 27,5 t/asse v = 80 km/h

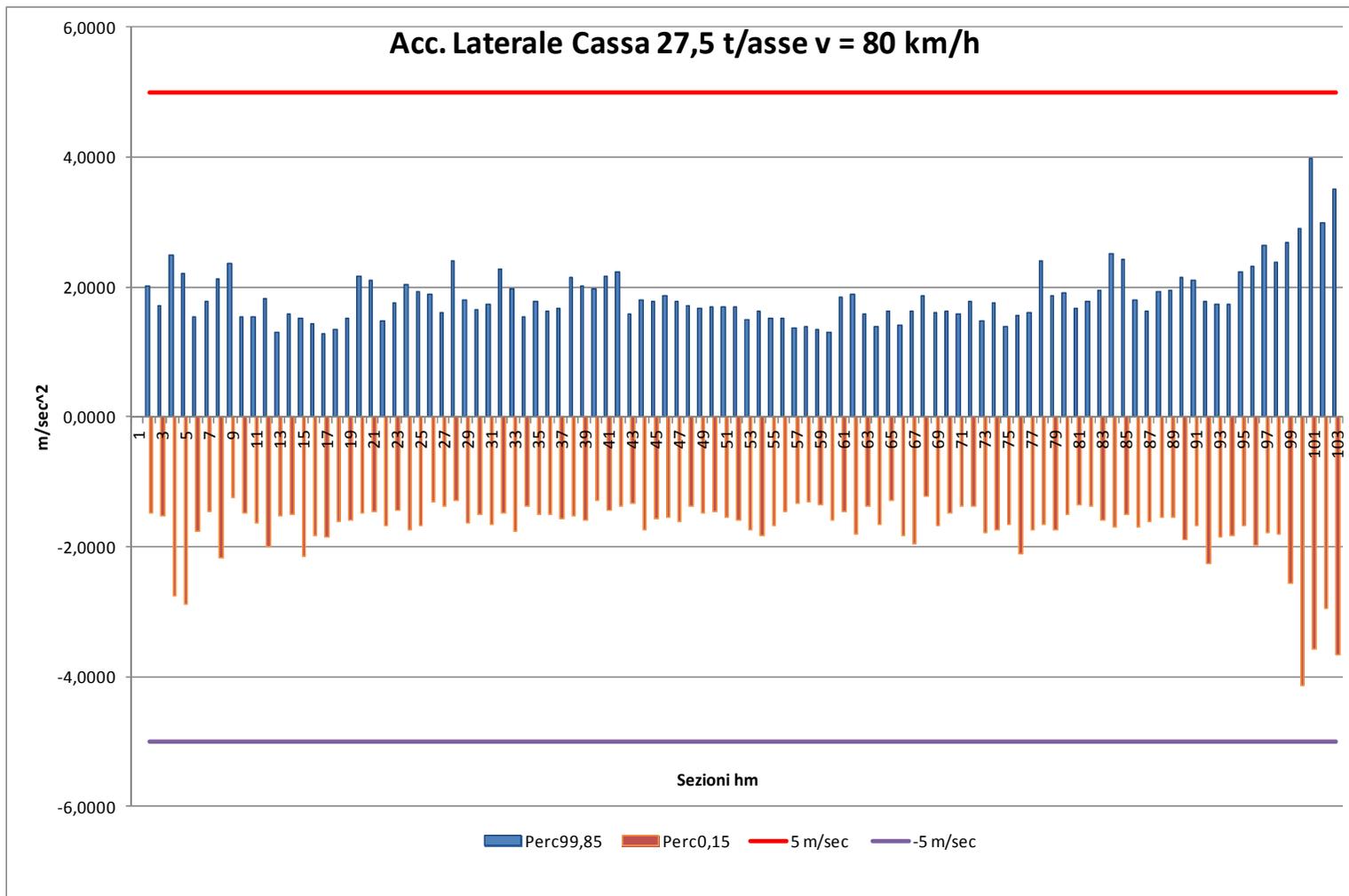


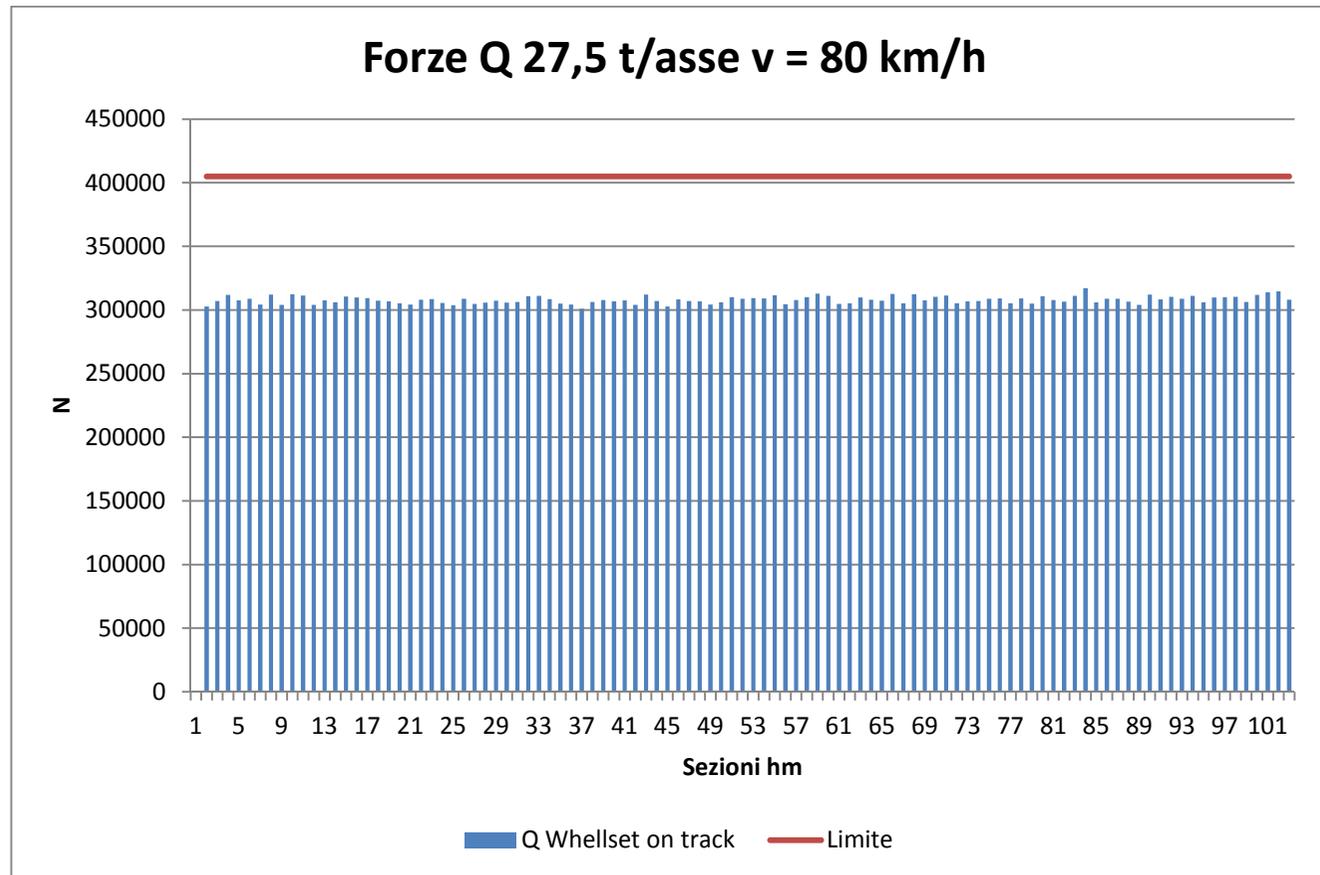




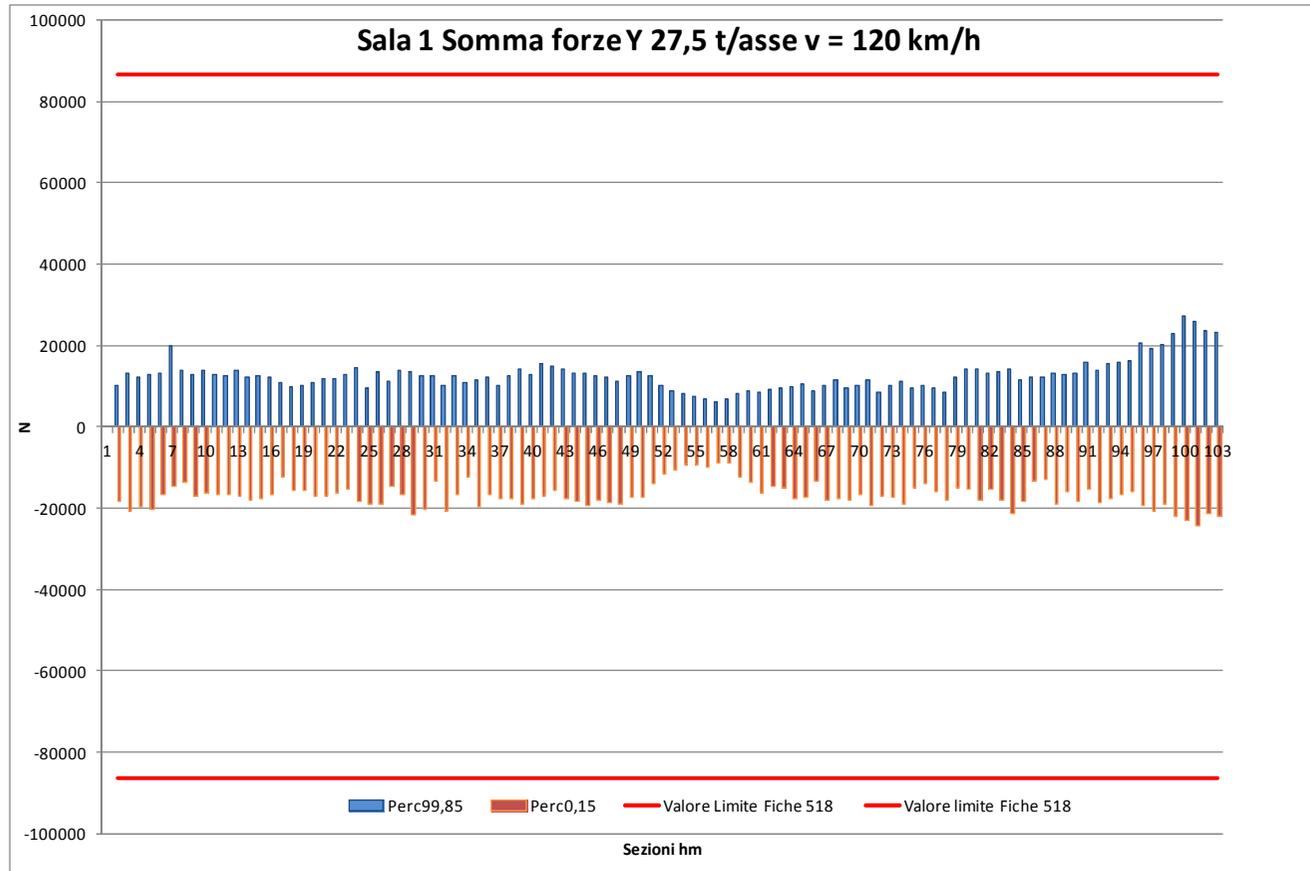
### Acc. Laterale carrello 2 27,5 t/asse v = 80 km/h

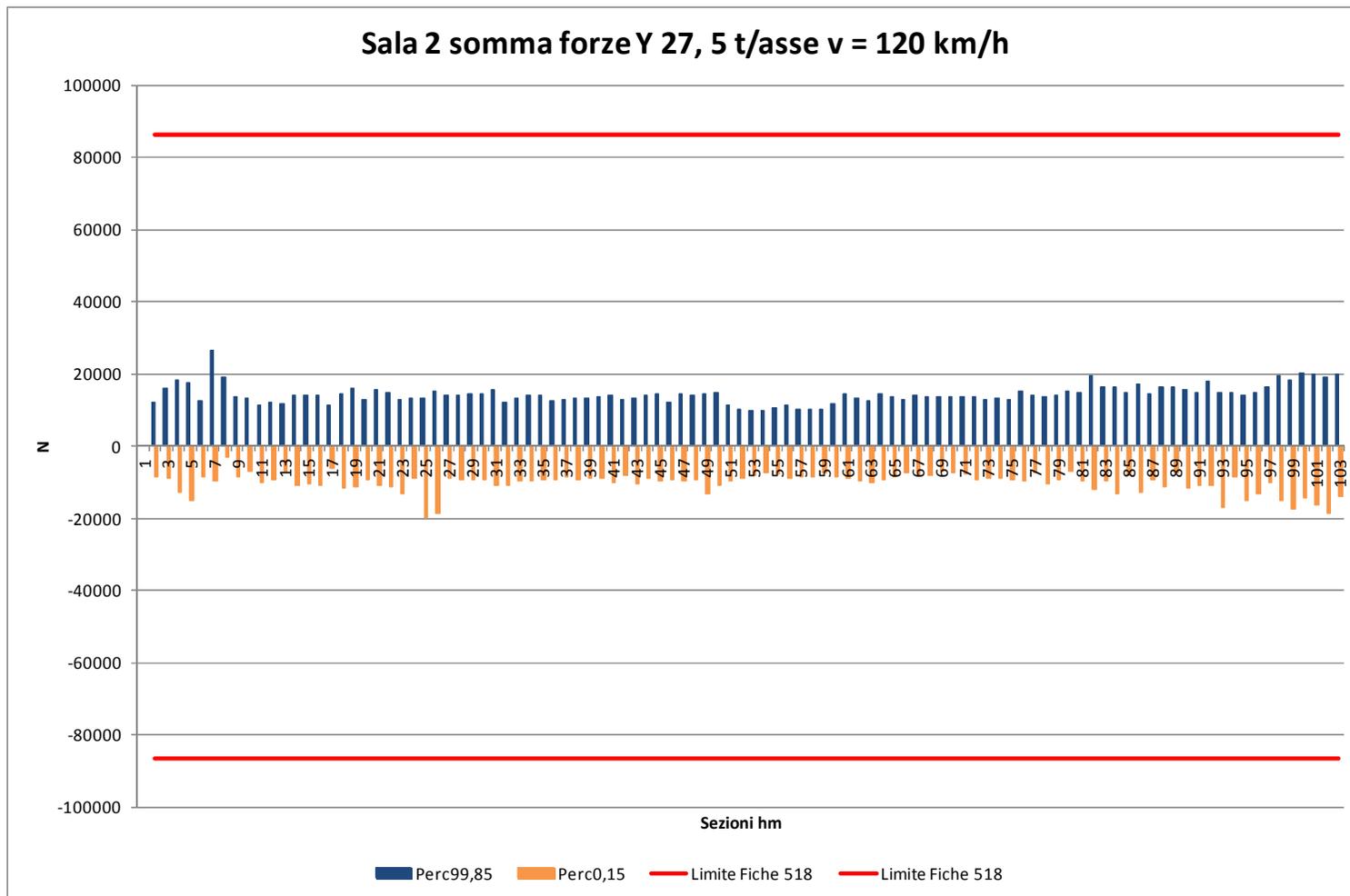


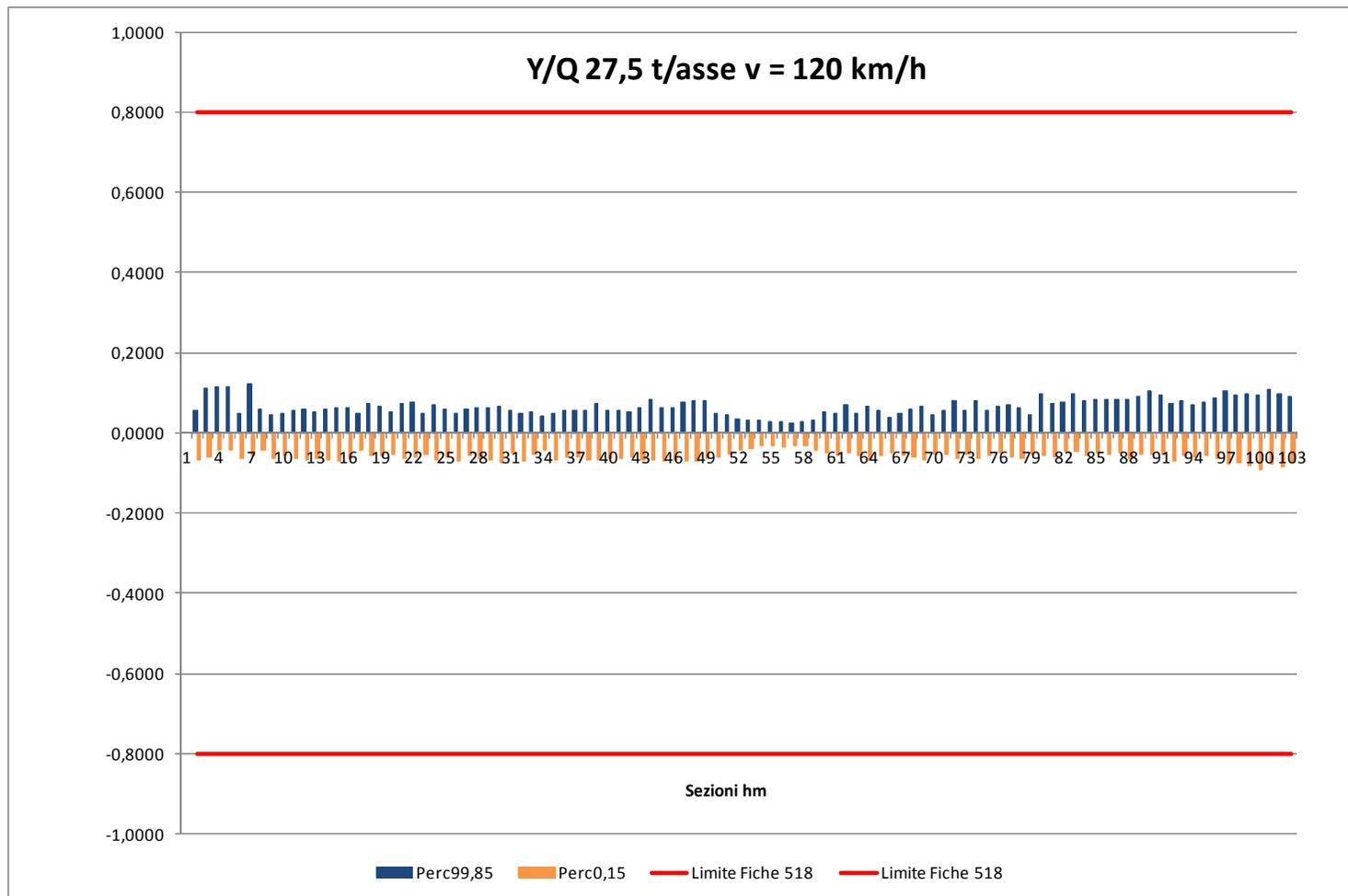


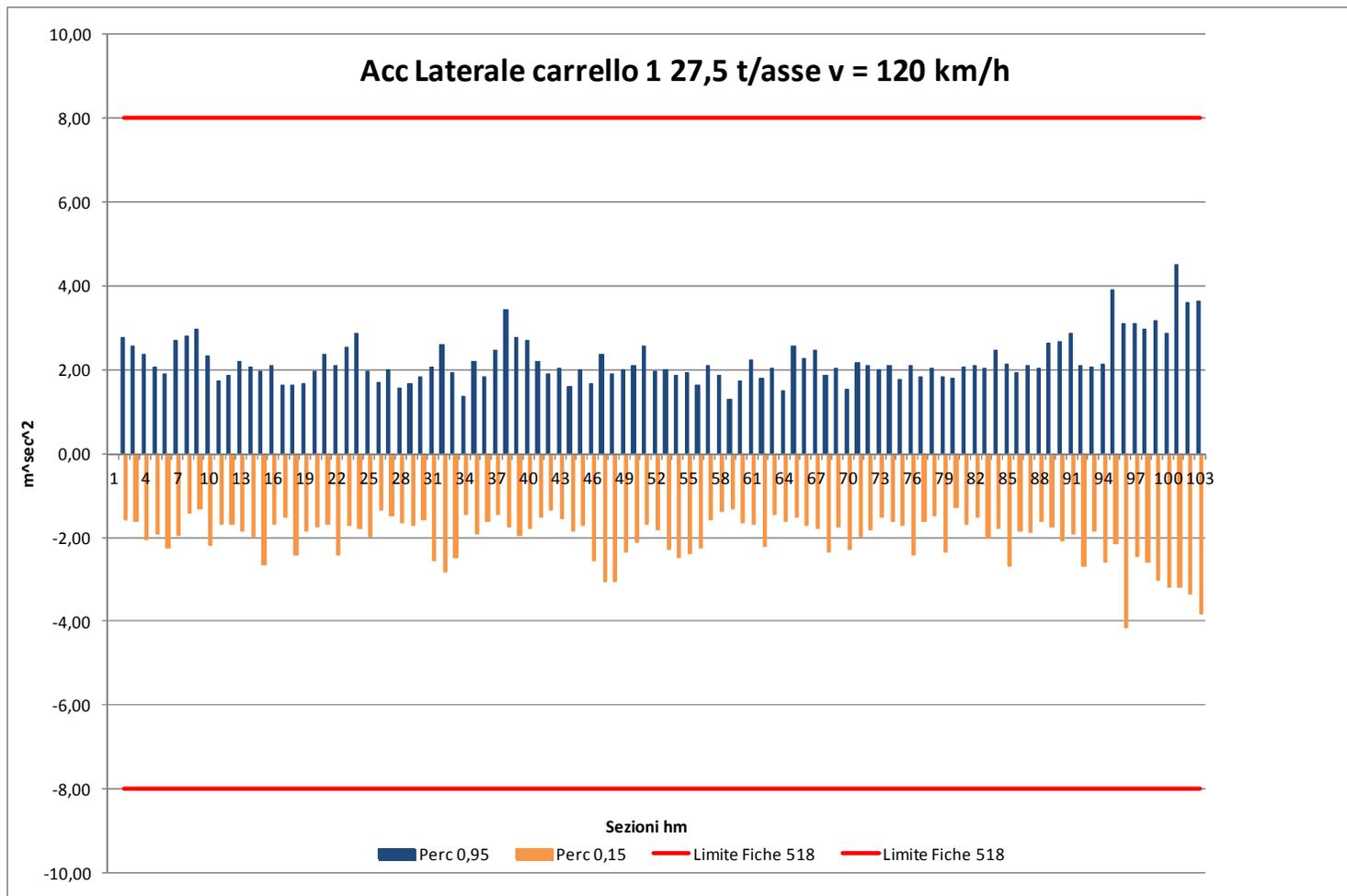


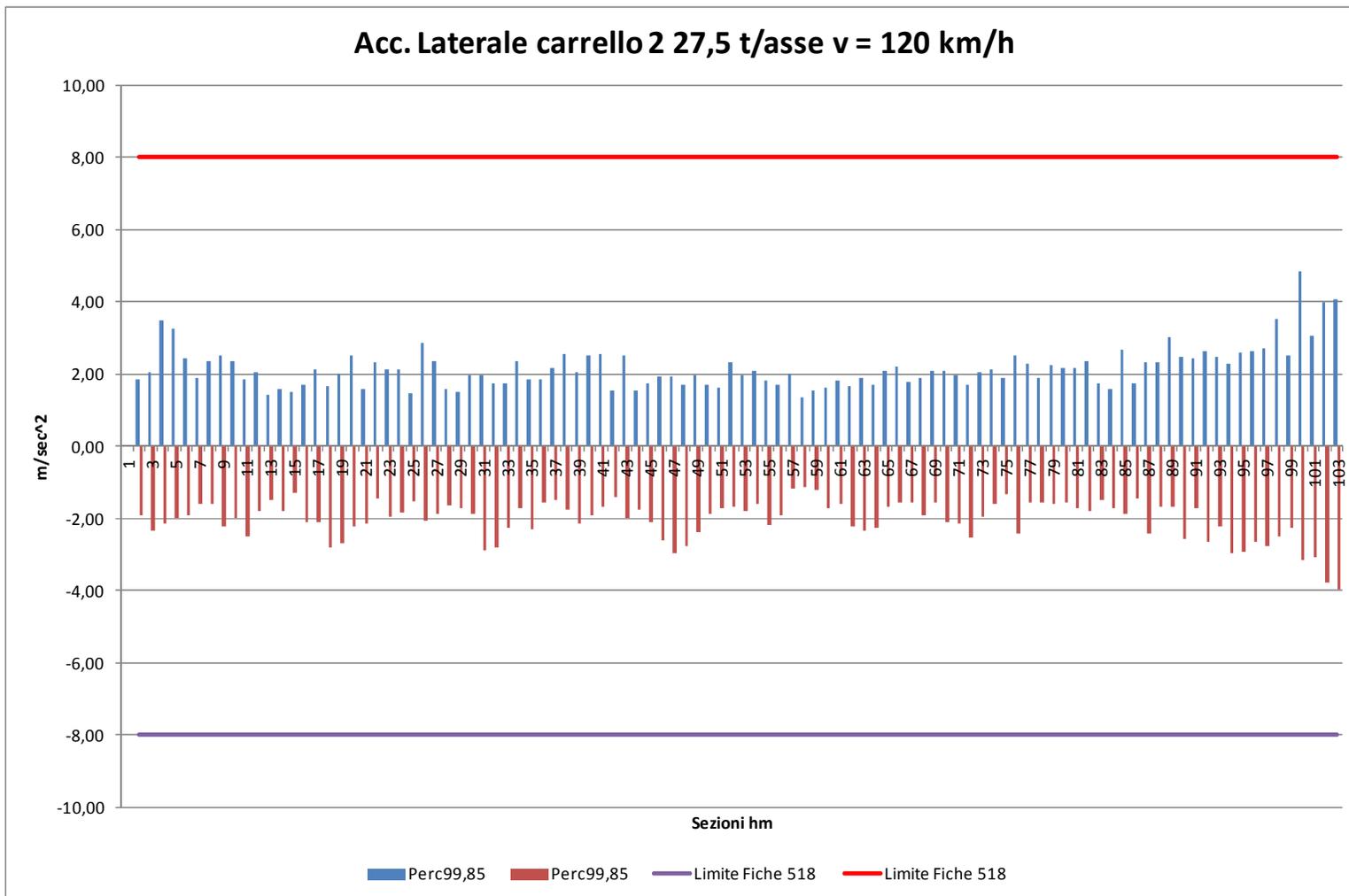
Allegato 6 – Risultati per 27,5 t/asse v = 120 km/h

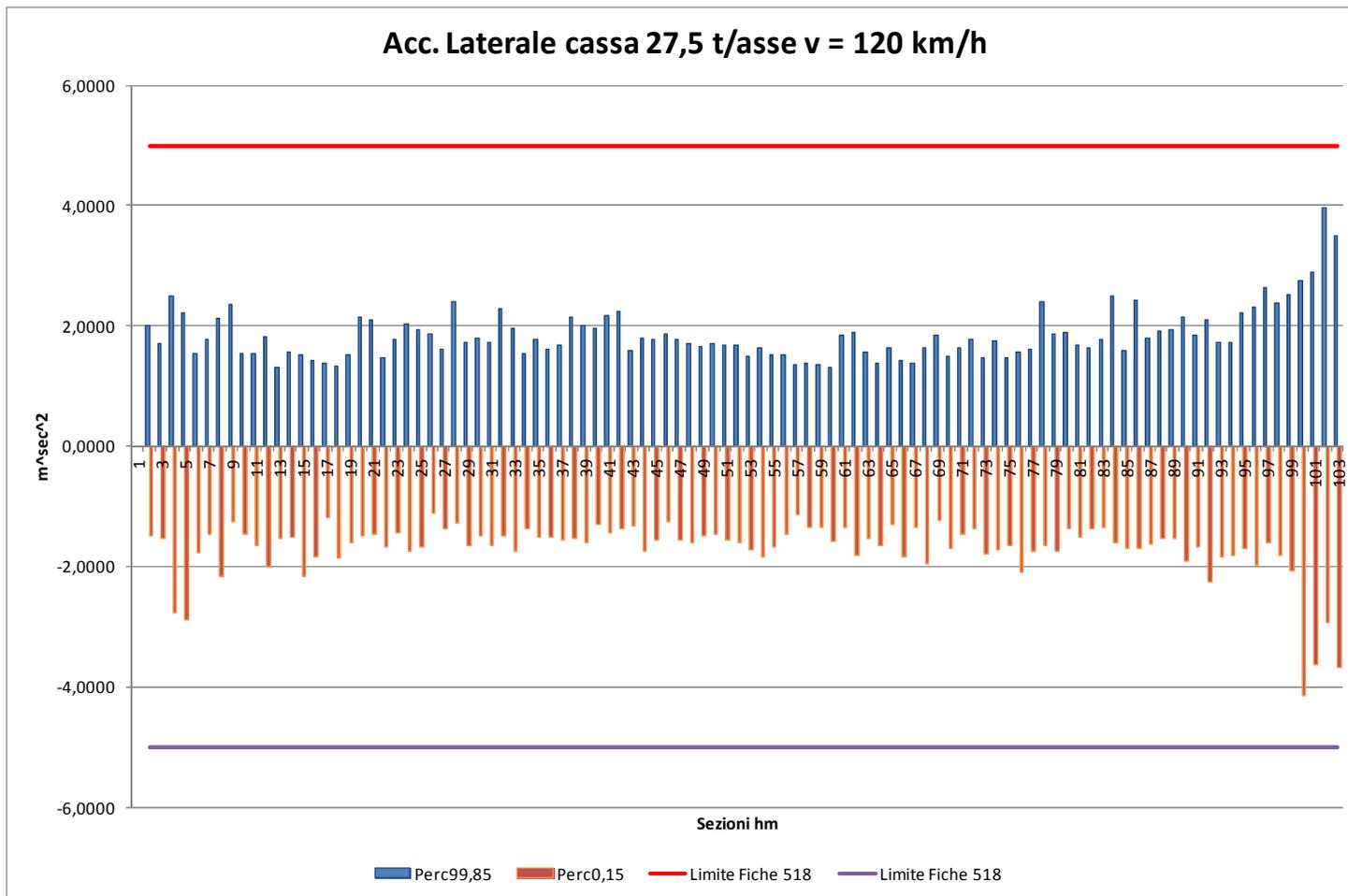


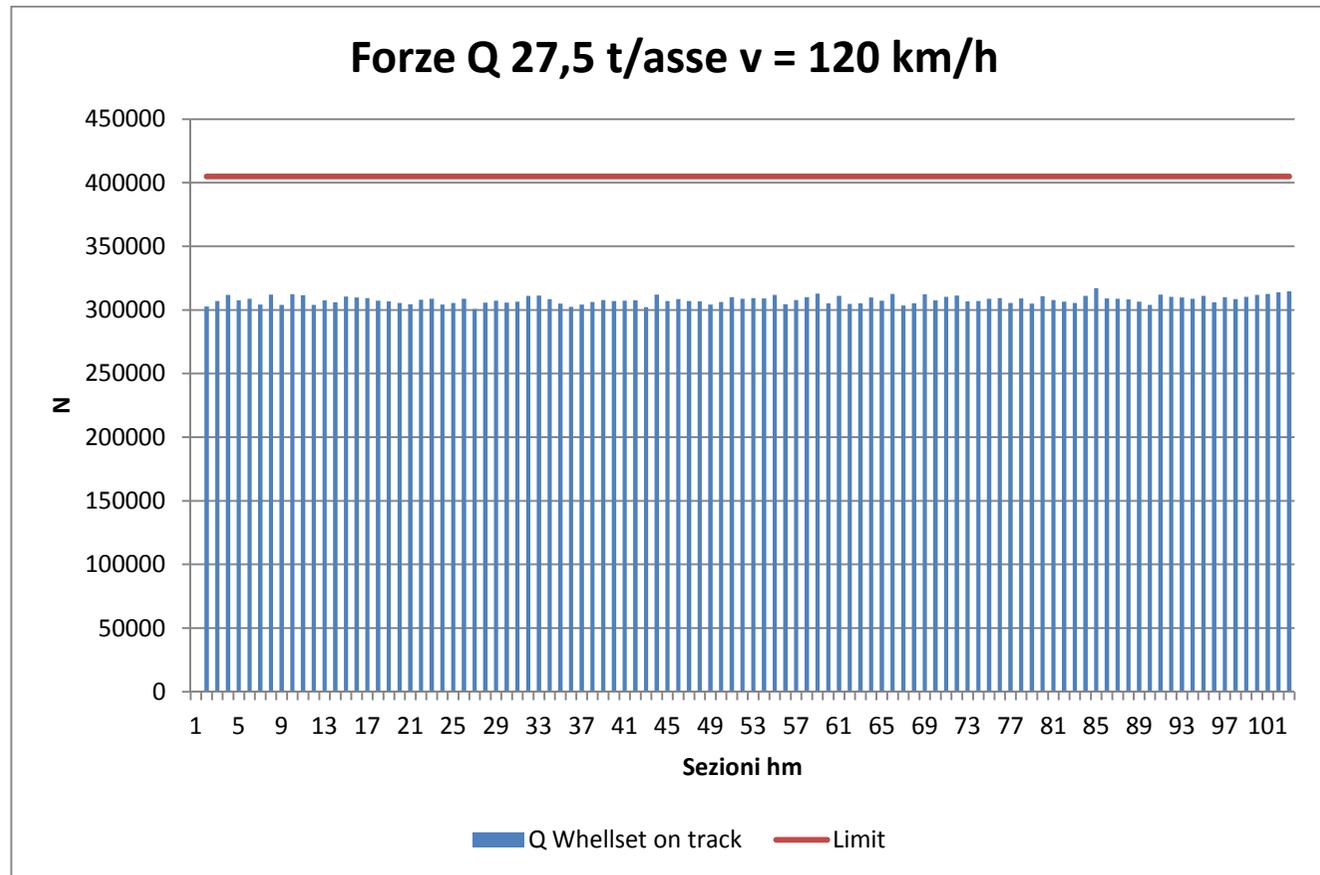




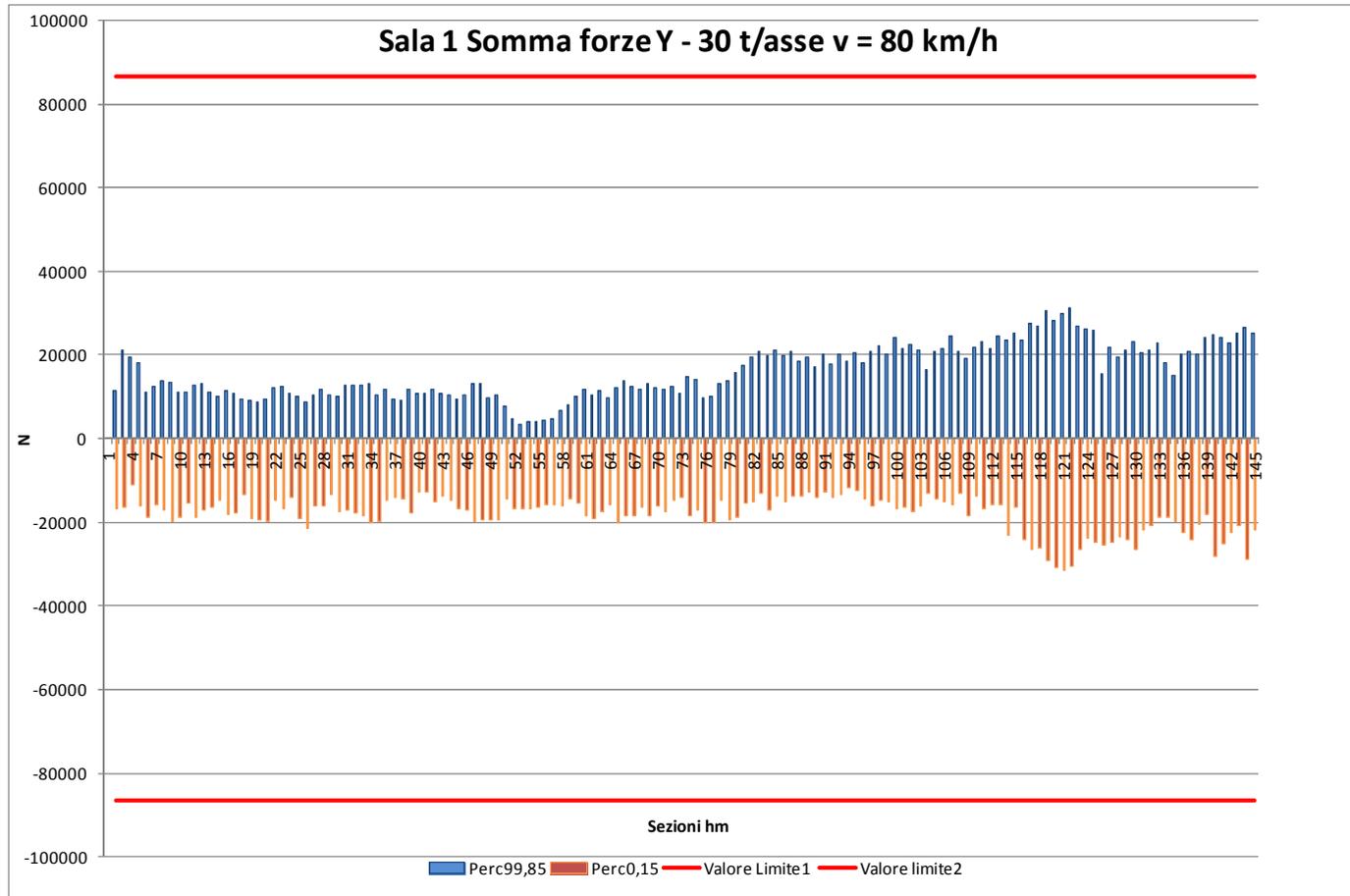


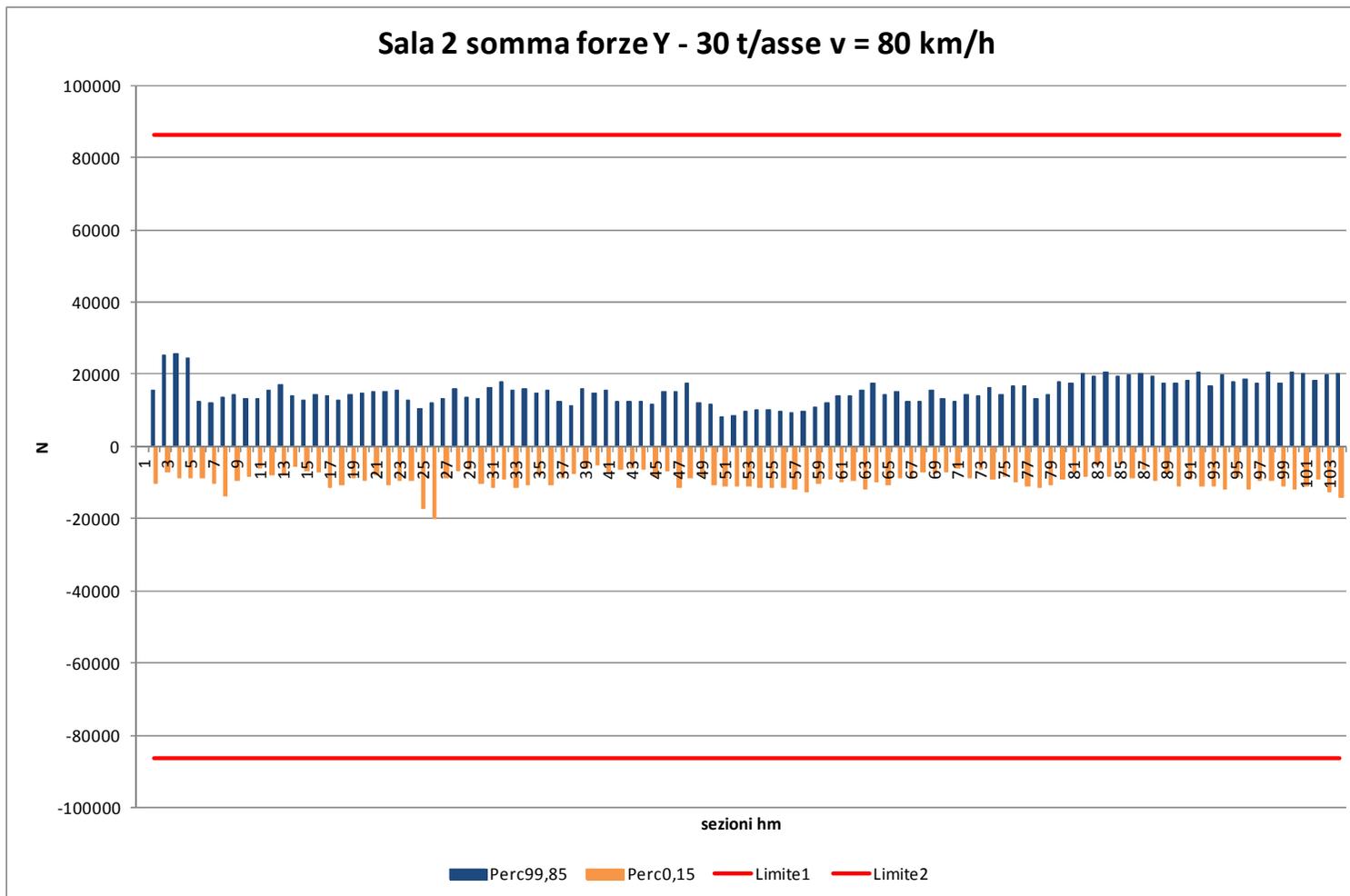


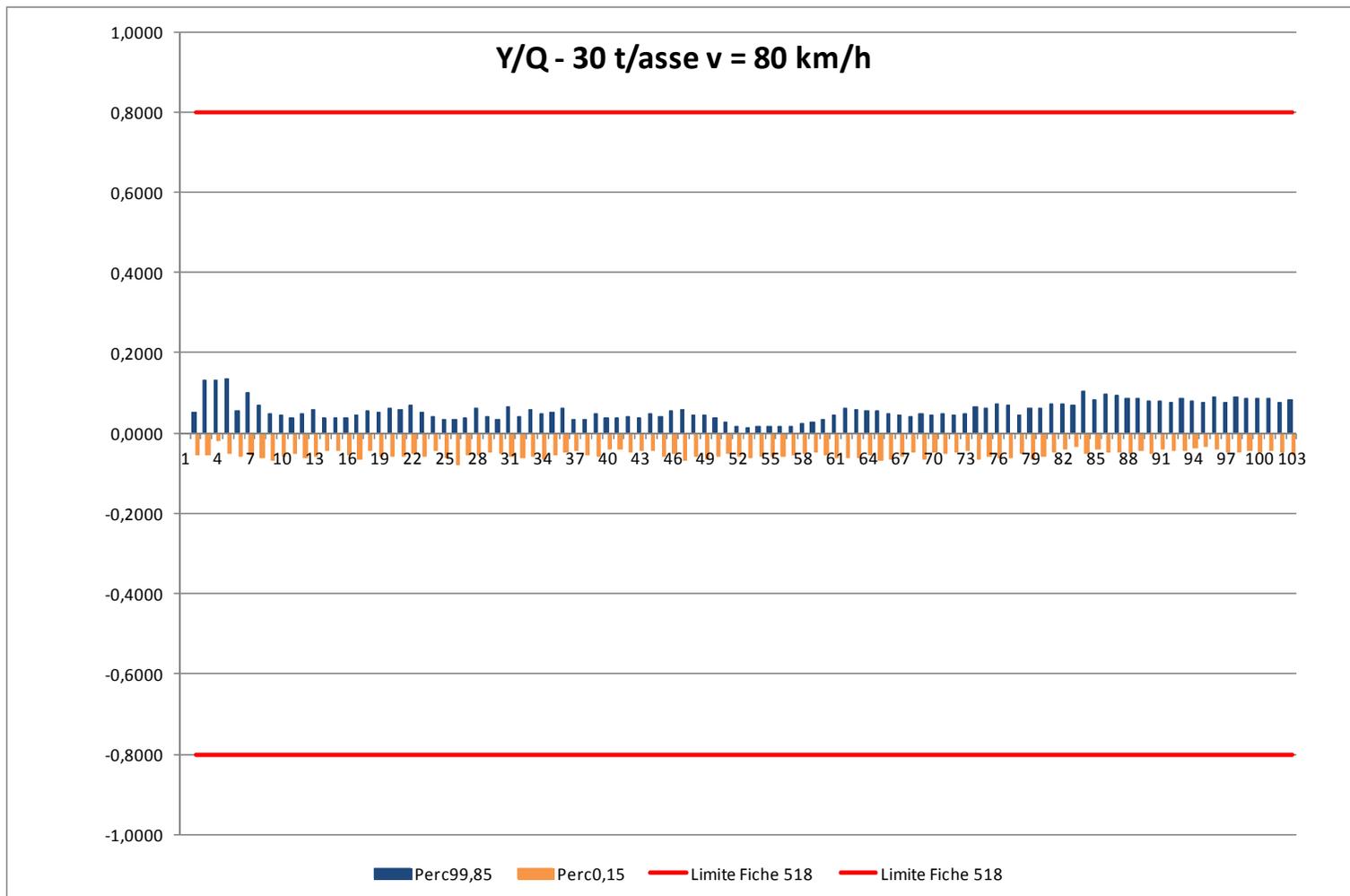


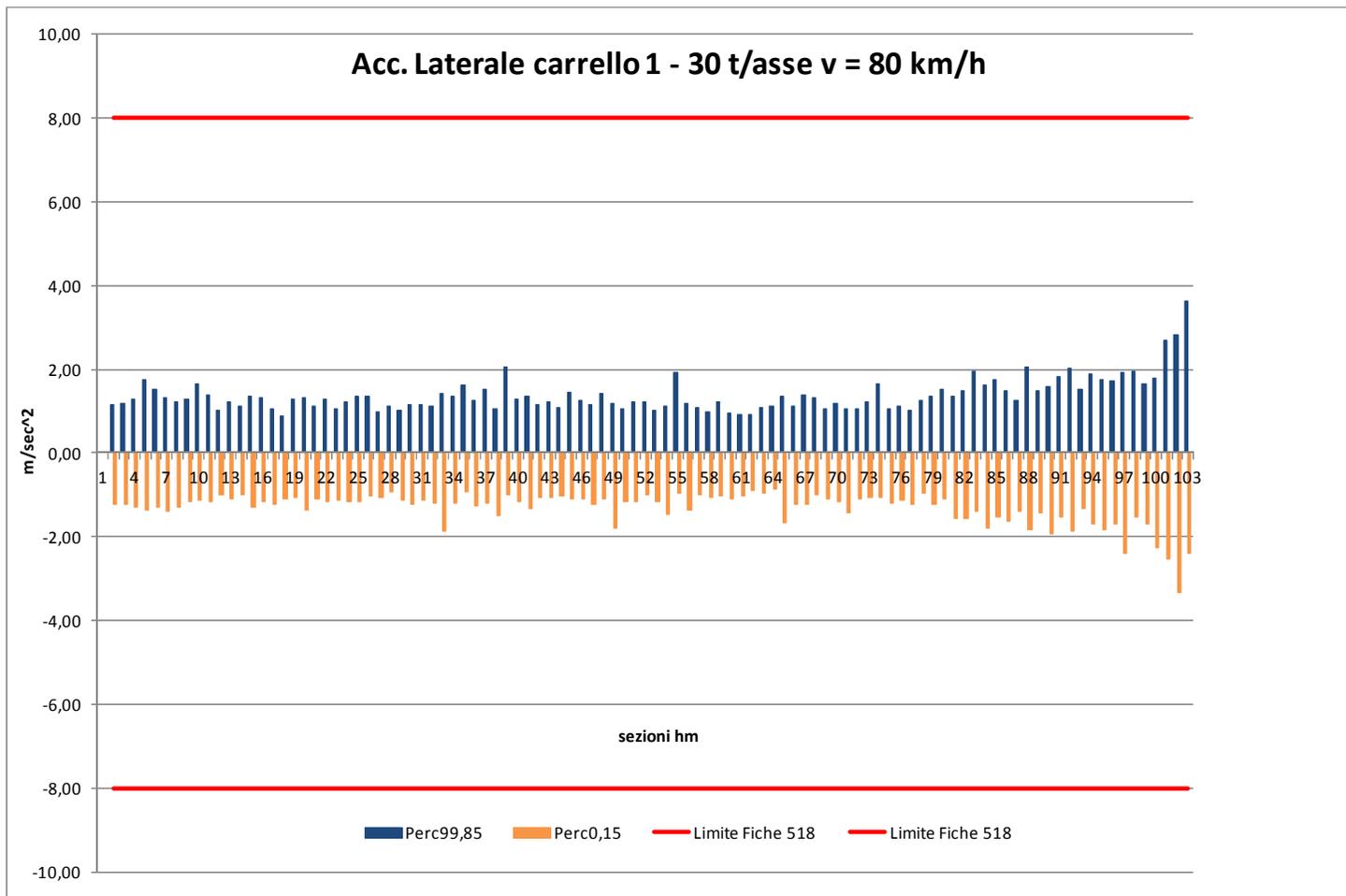


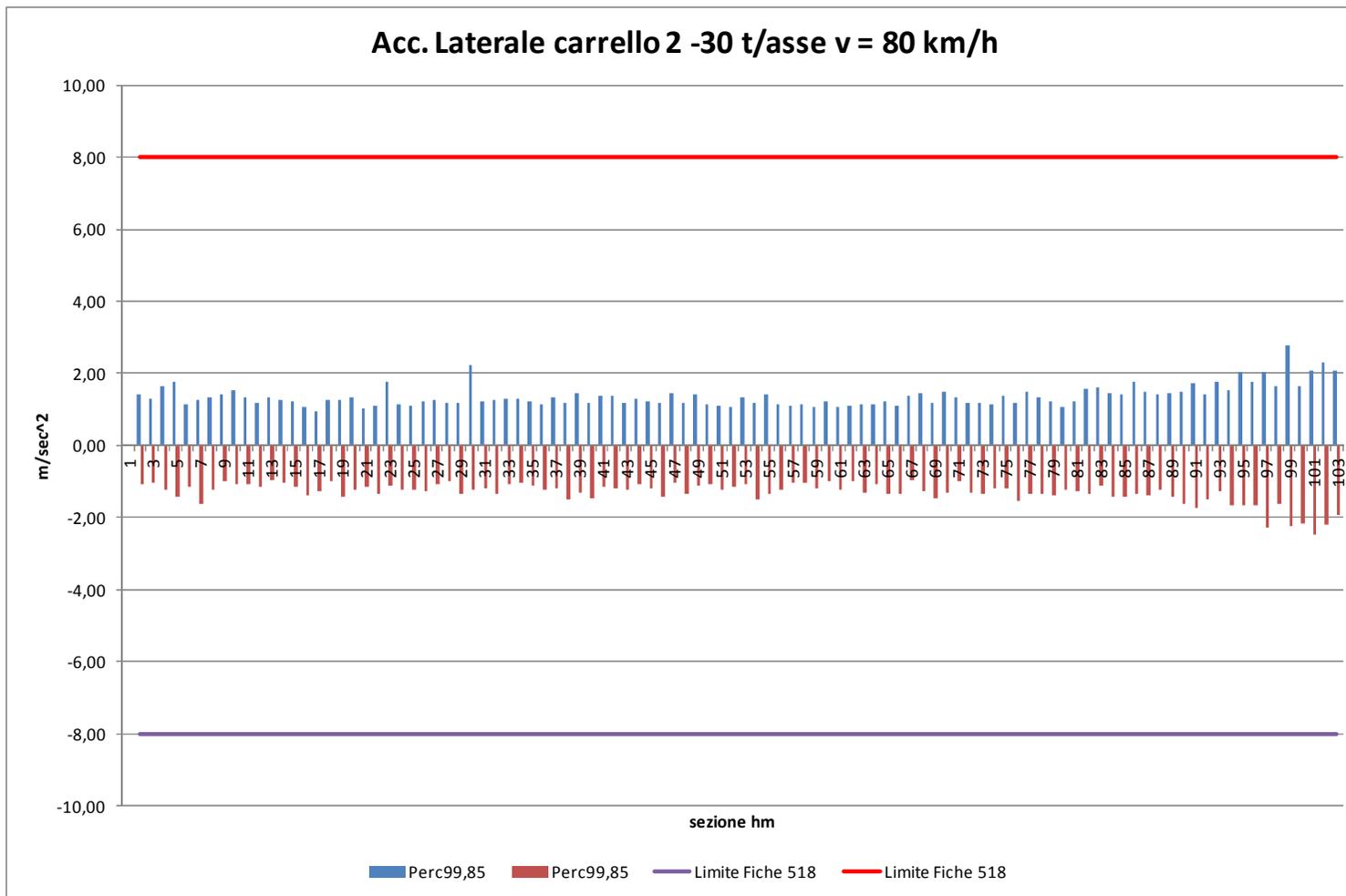
Allegato 7 – Risultati per 30 t/asse v = 80 km/h

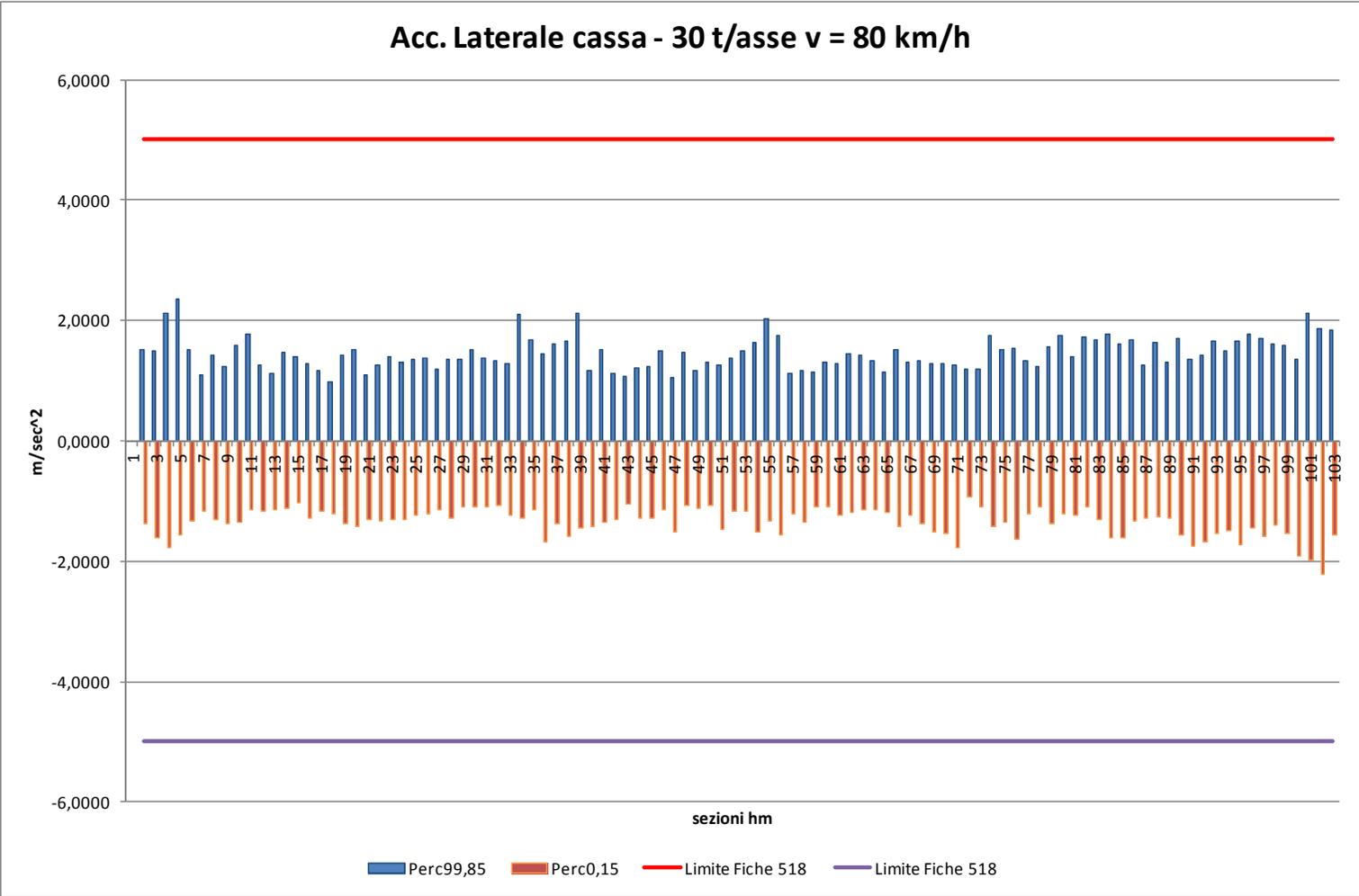


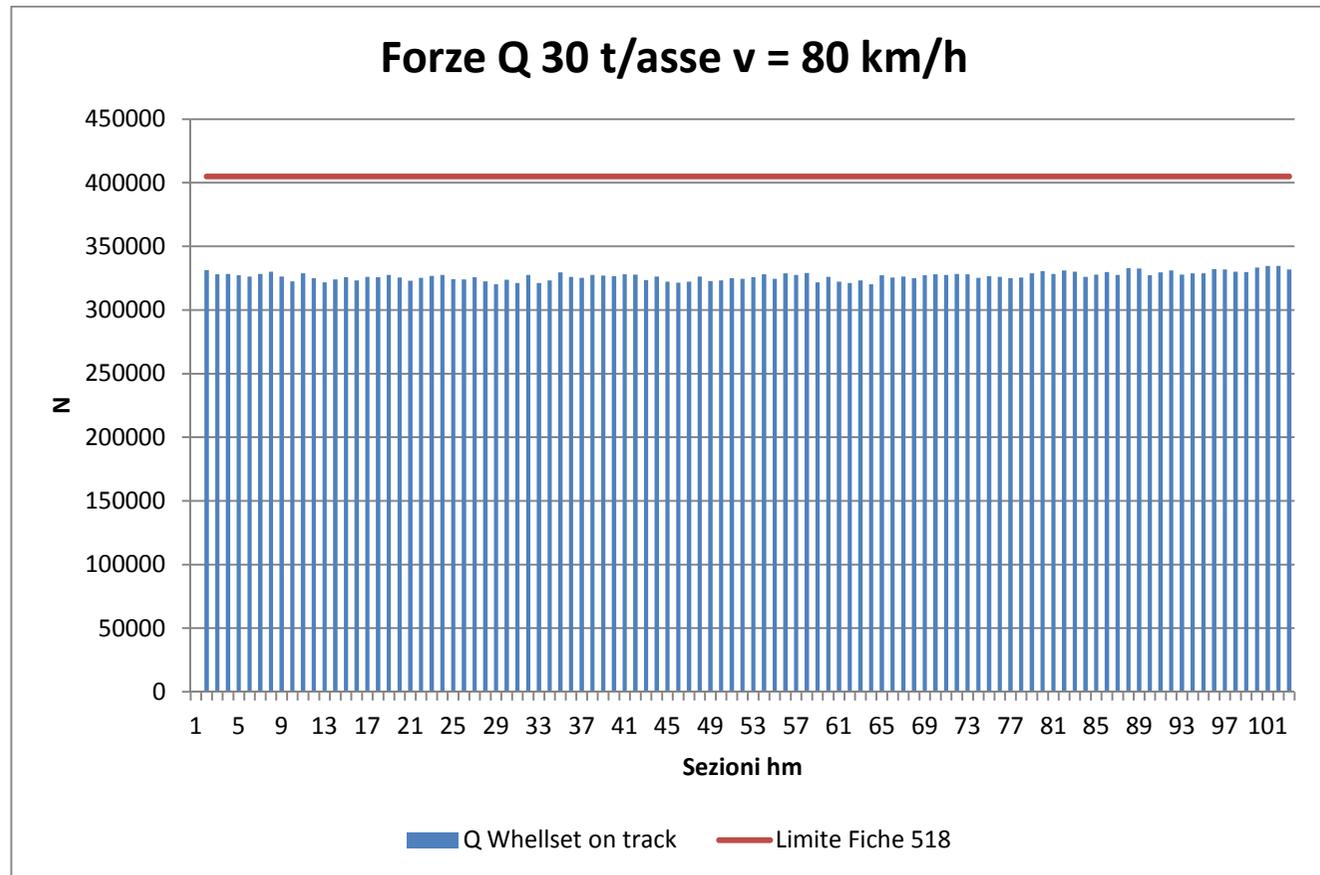




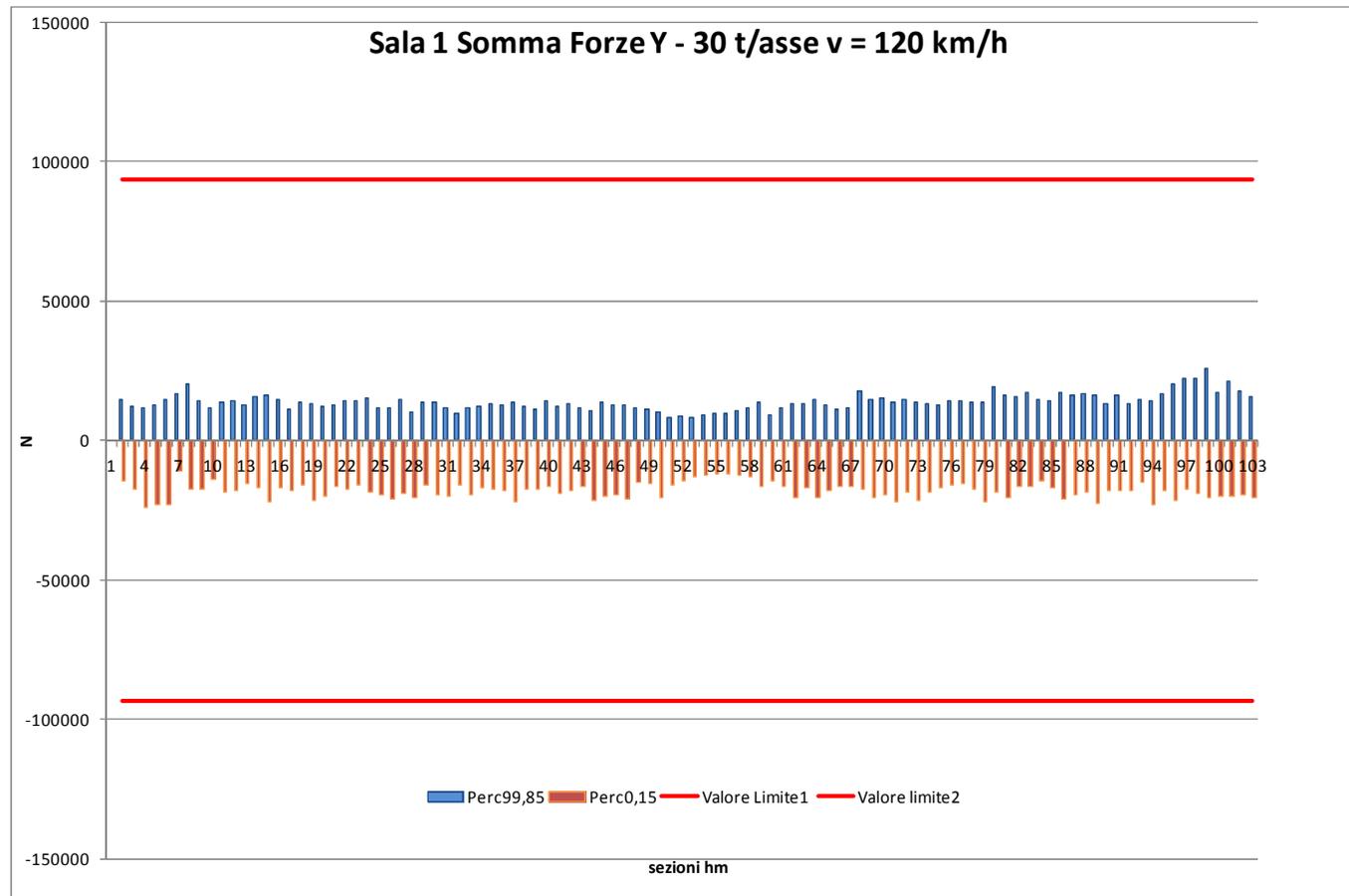


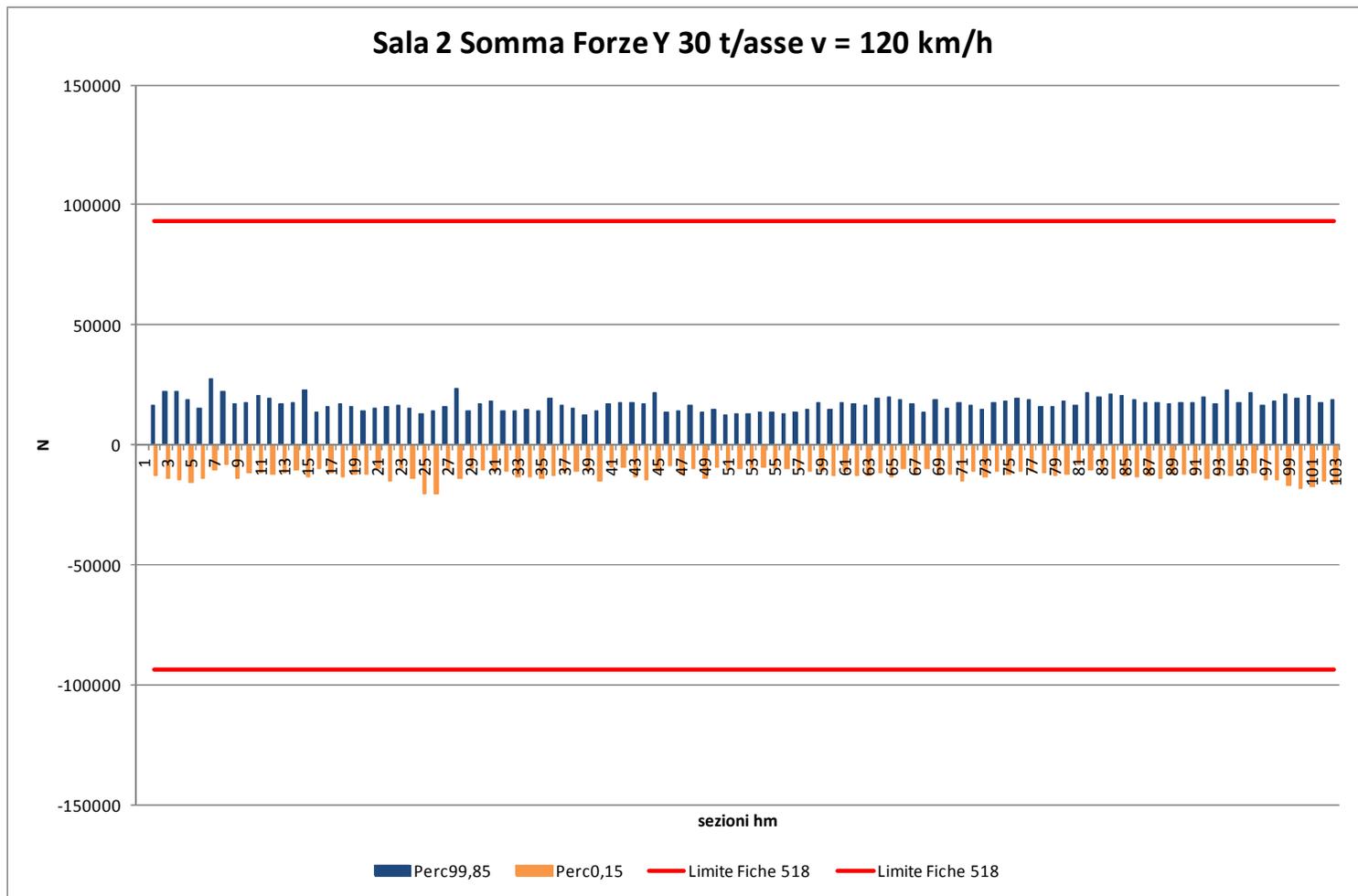


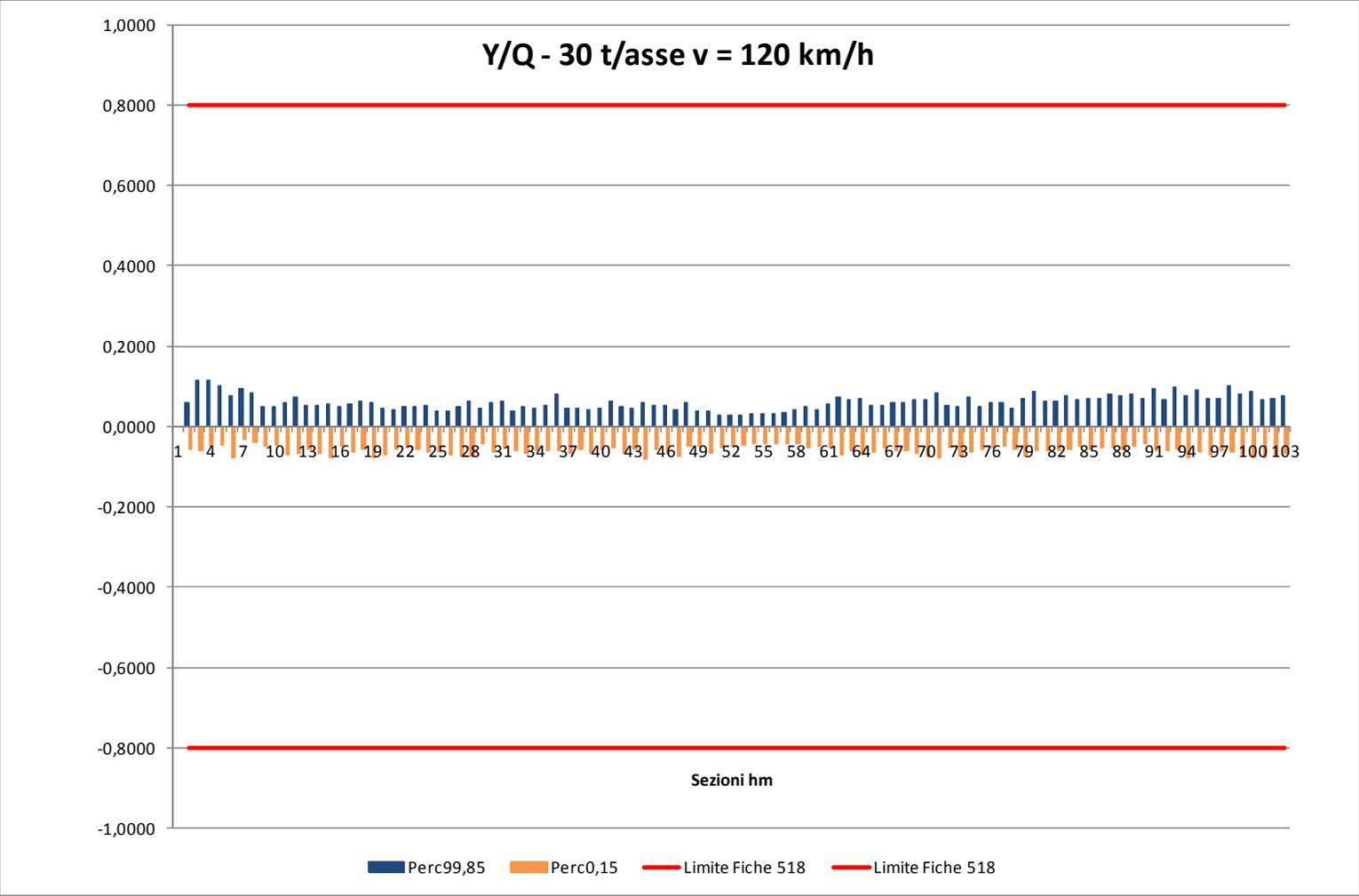


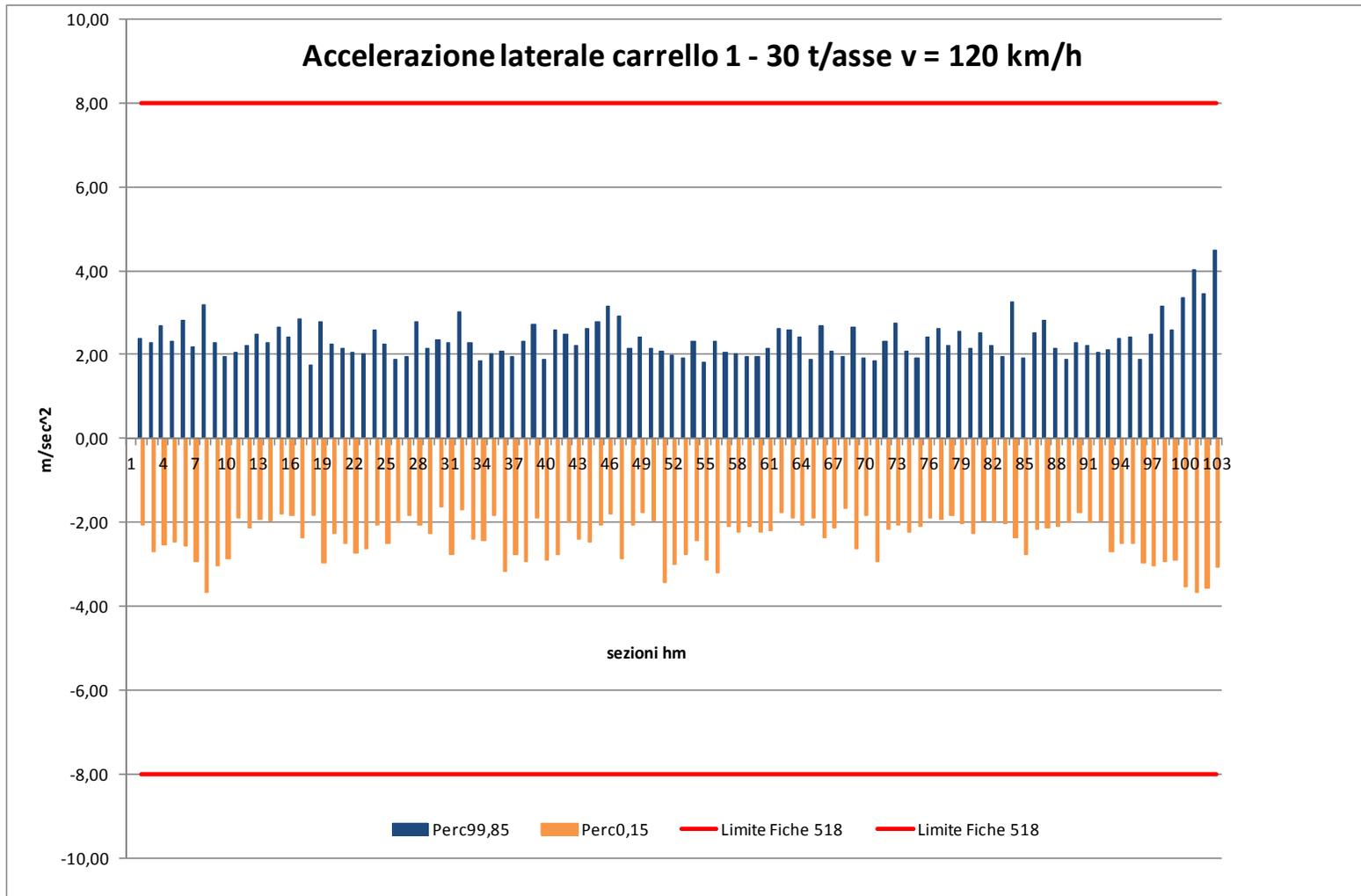


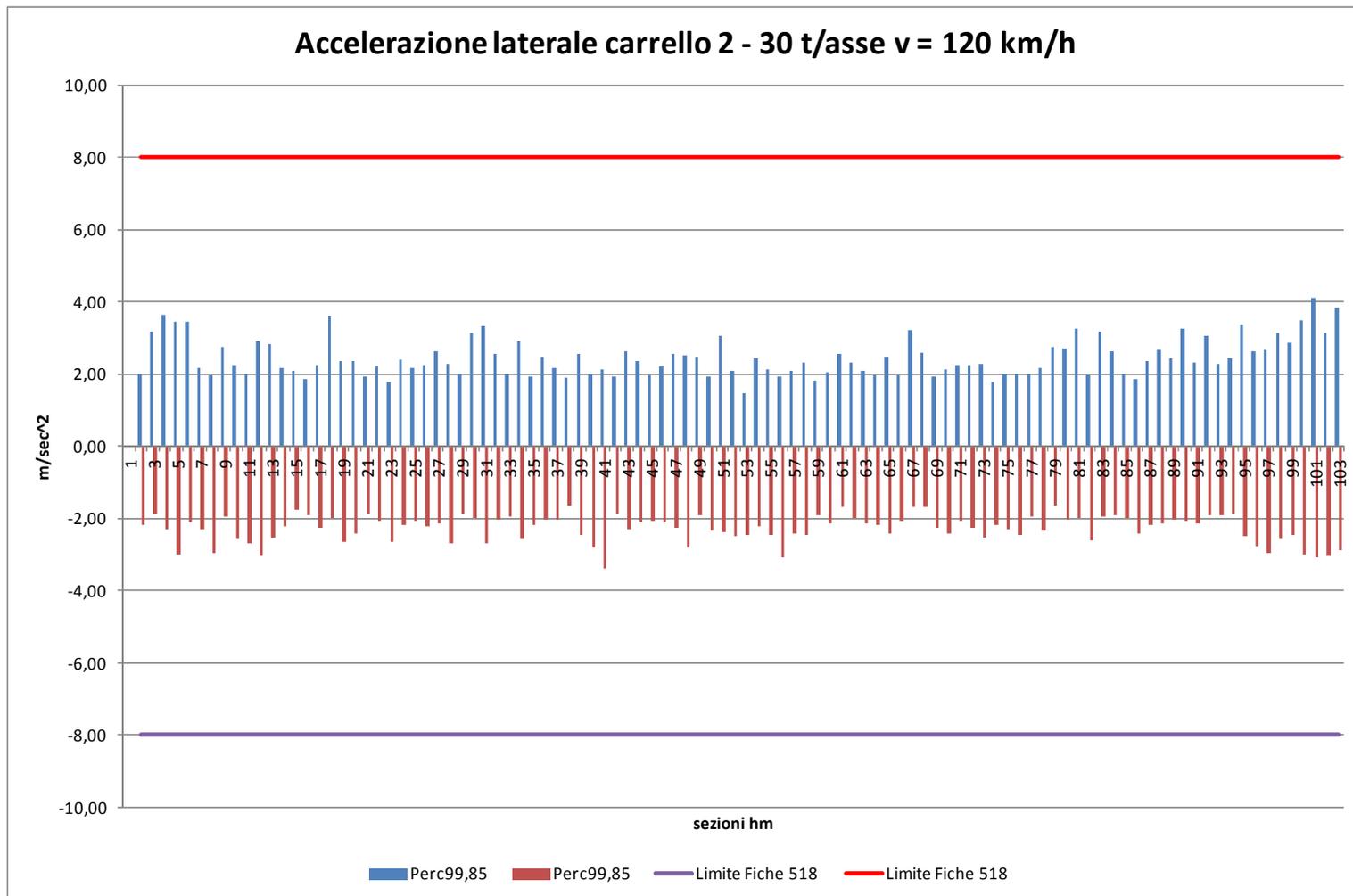
Allegato 8 – Risultati per 30 t/asse v = 120 km/h

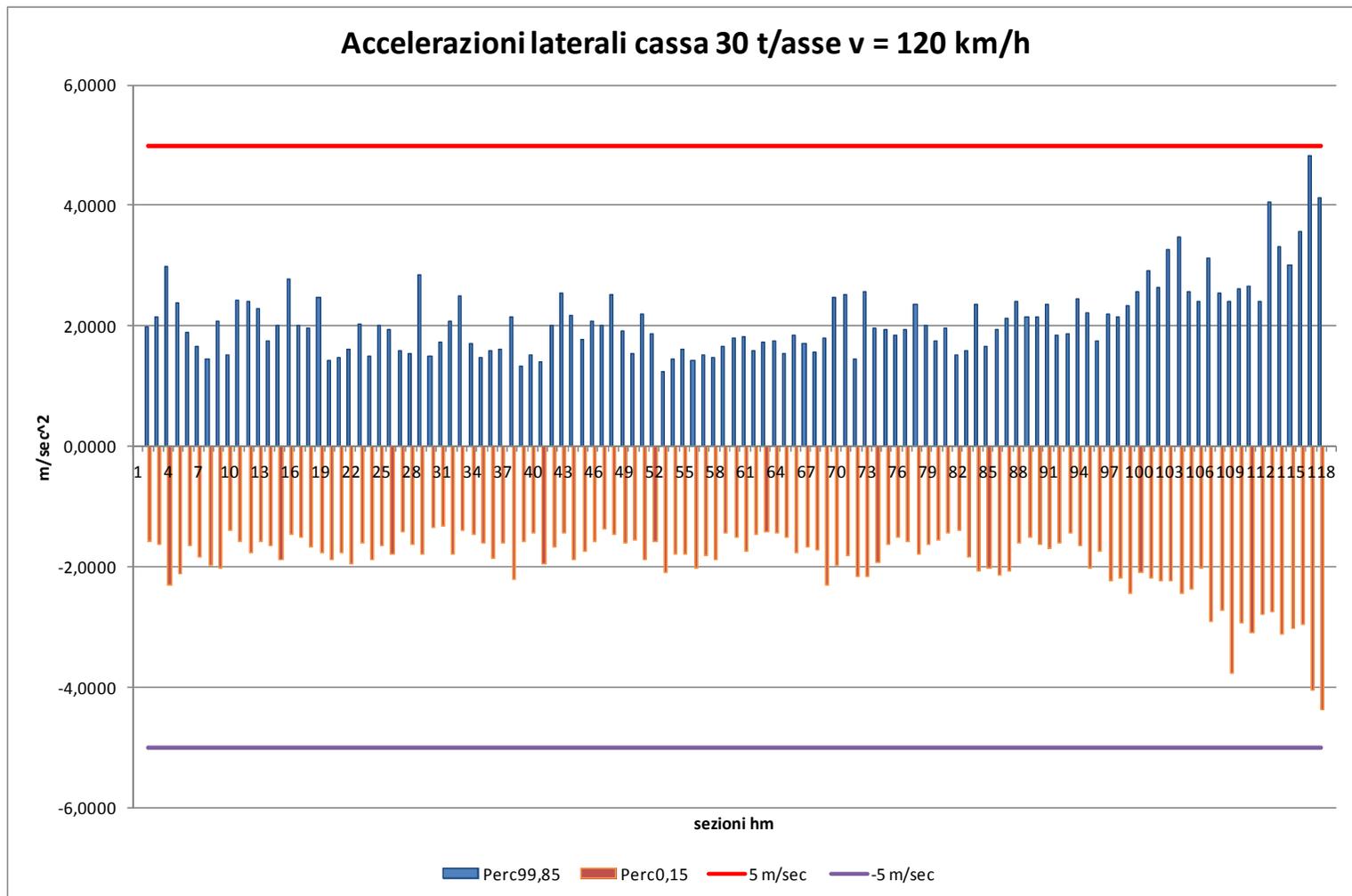


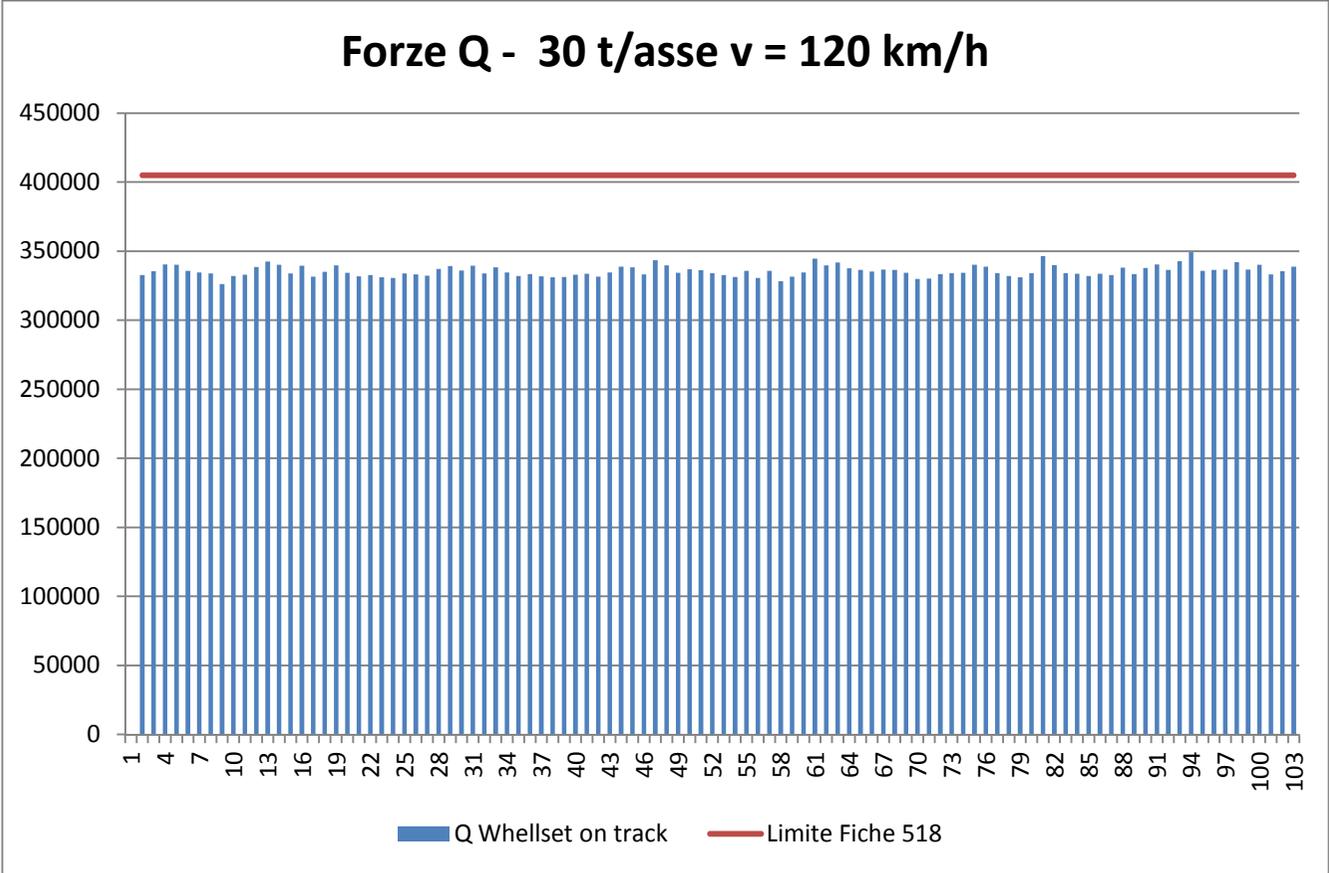




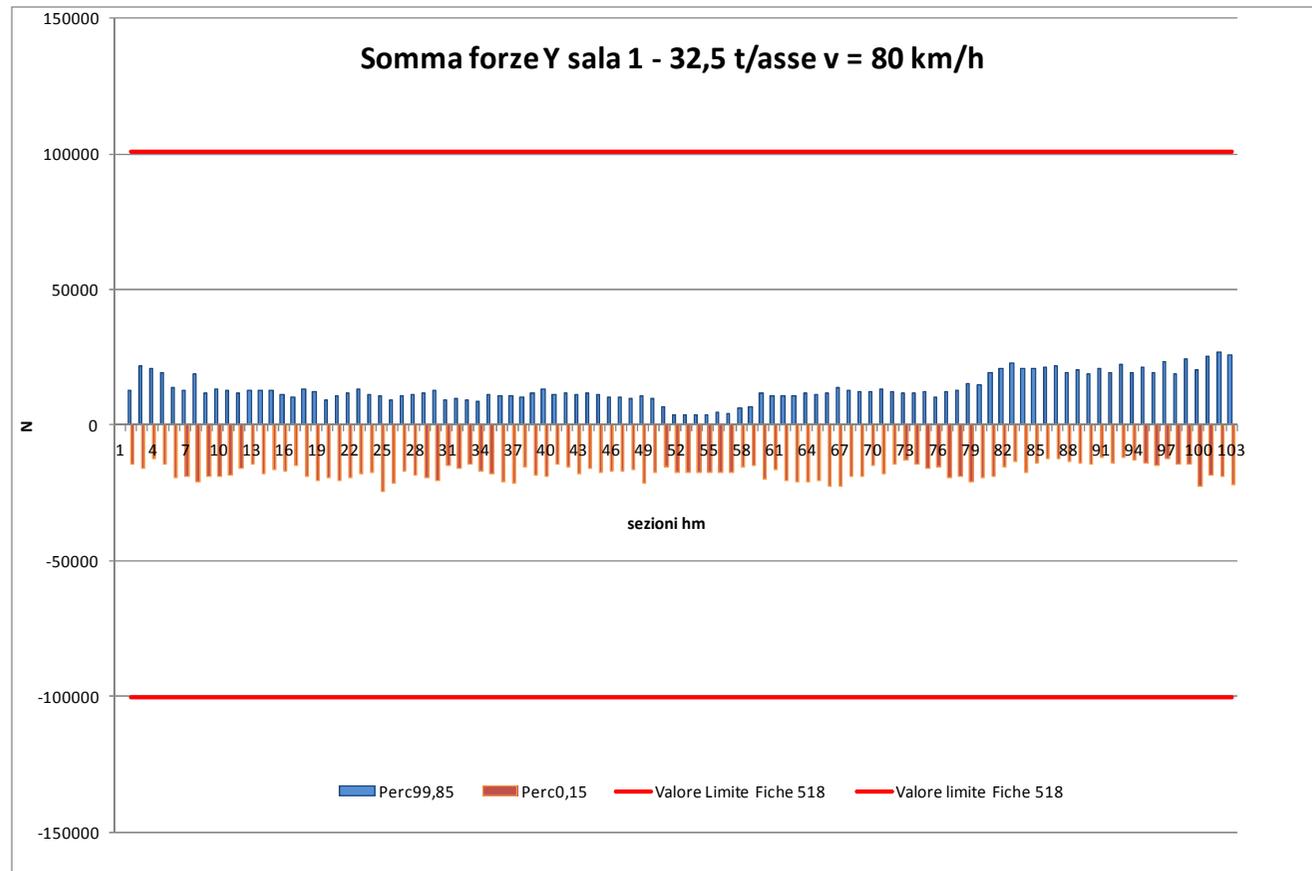


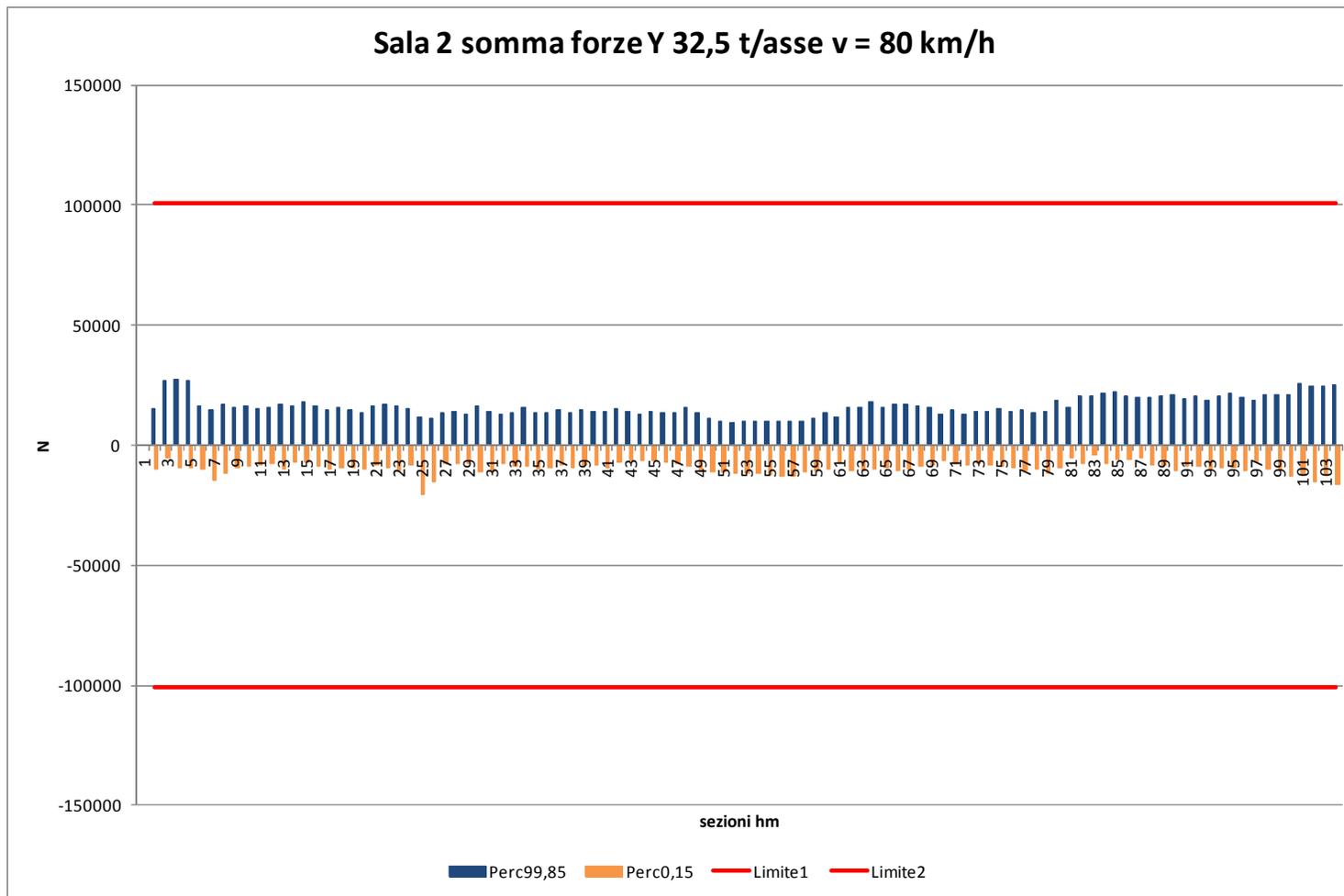


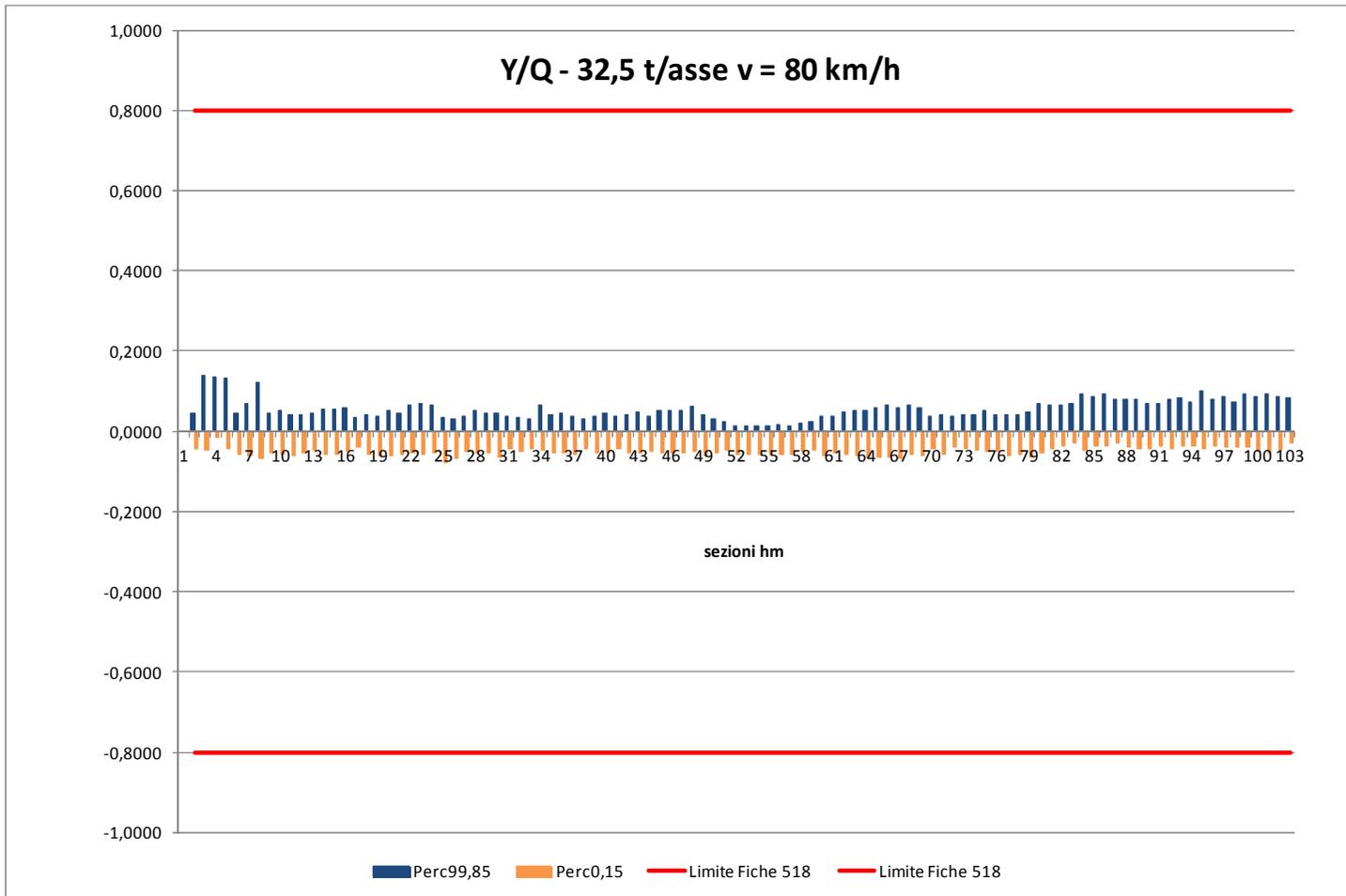


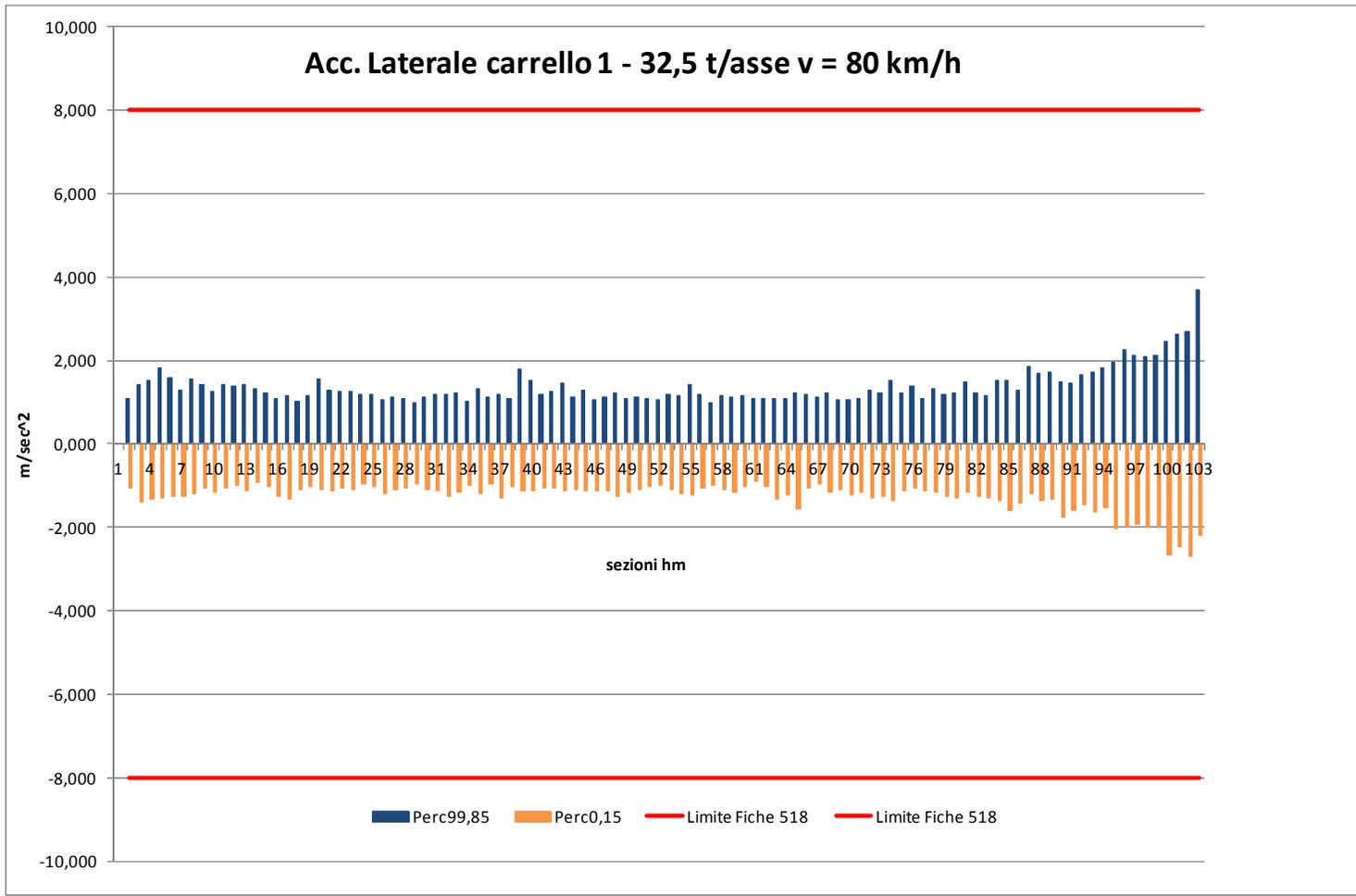


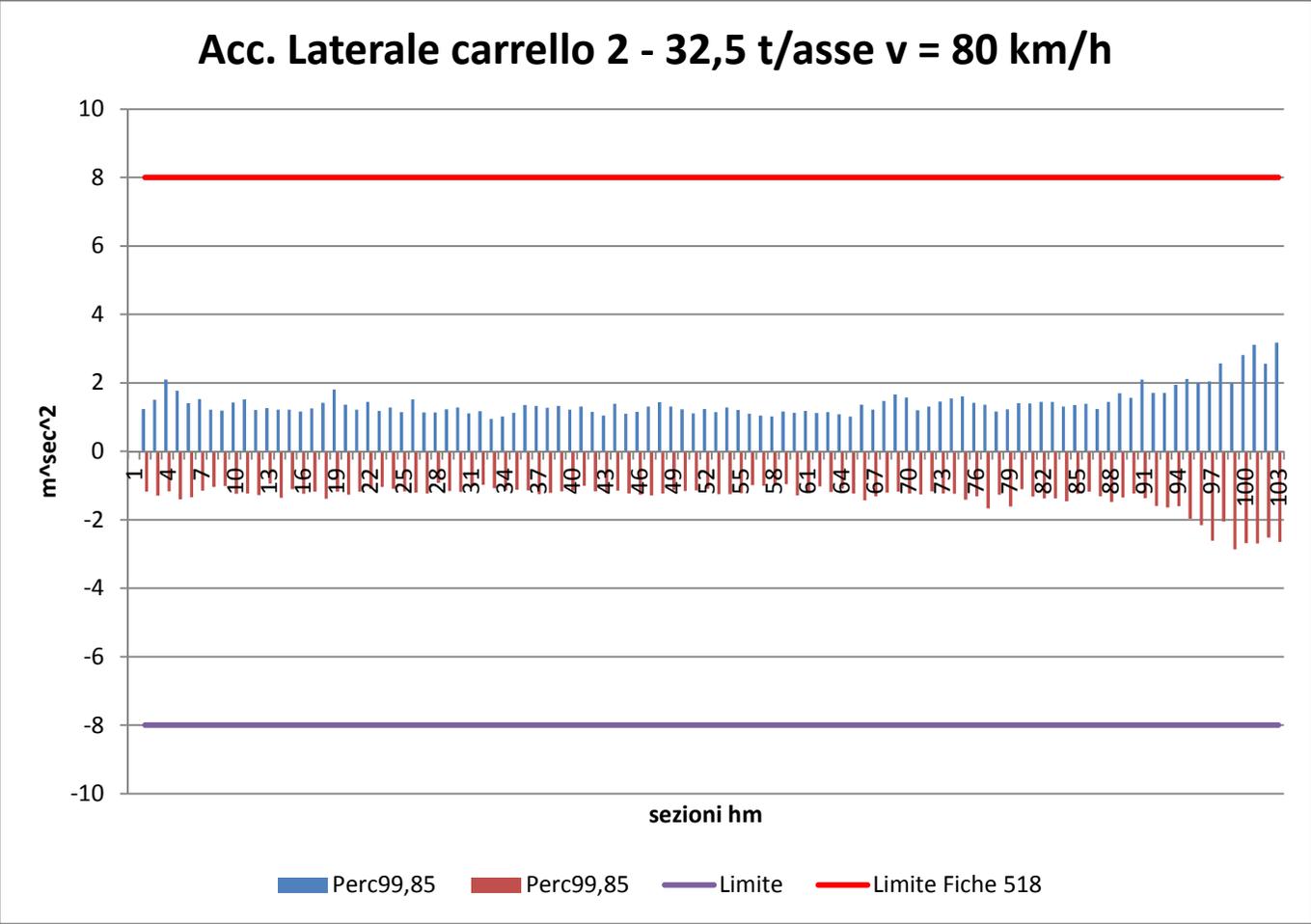
Allegato 9 – Risultati per 32,5 t/asse v = 80 km/h



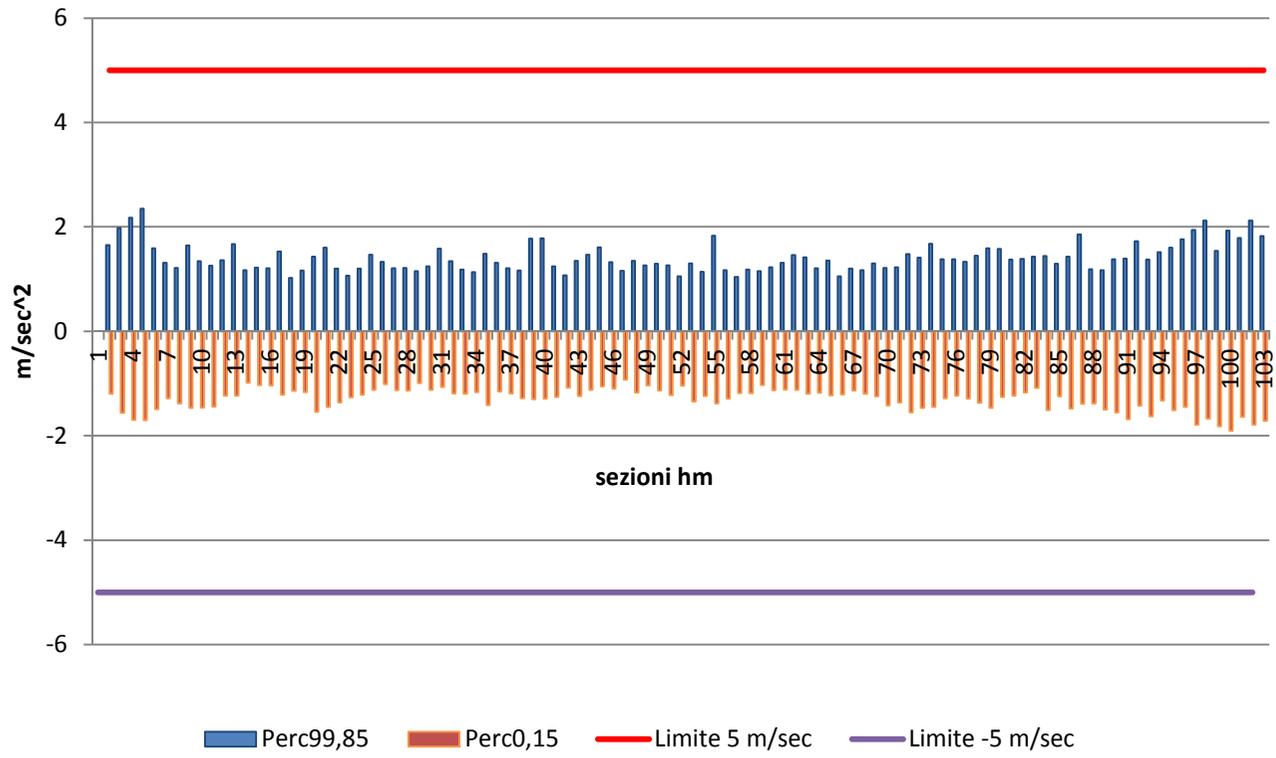


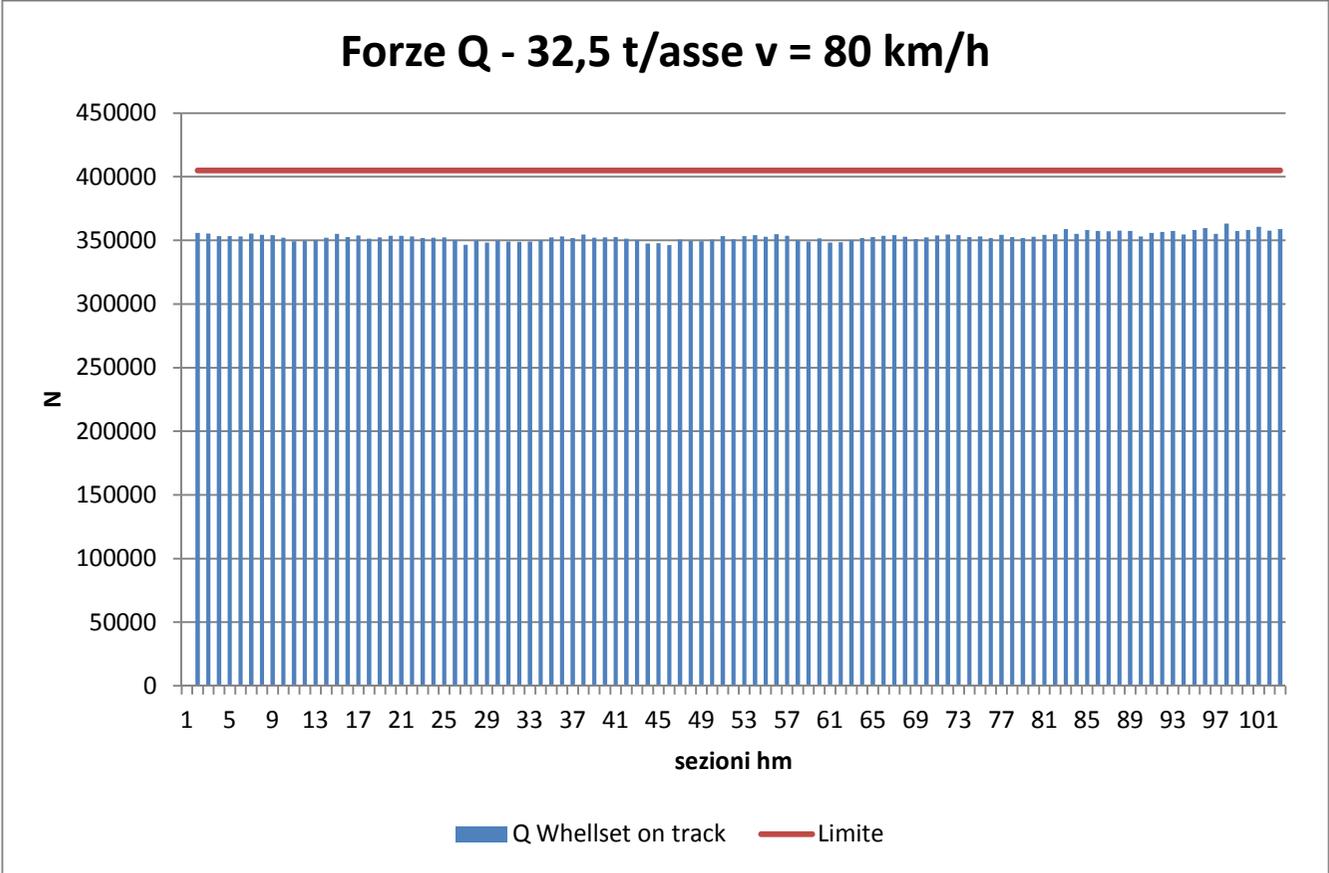




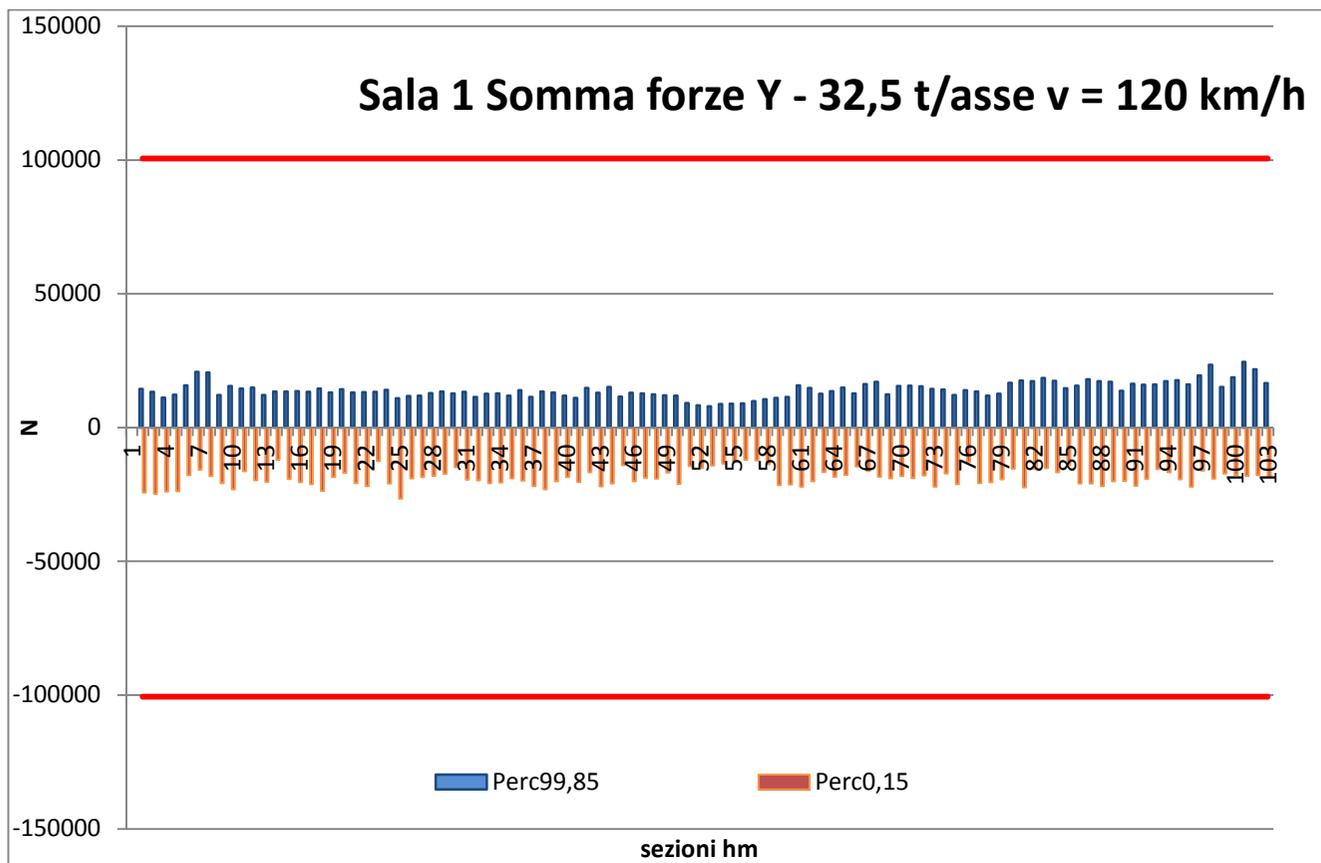


### Accelerazioni laterali cassa - 32,5 t/asse v= 80 km/h

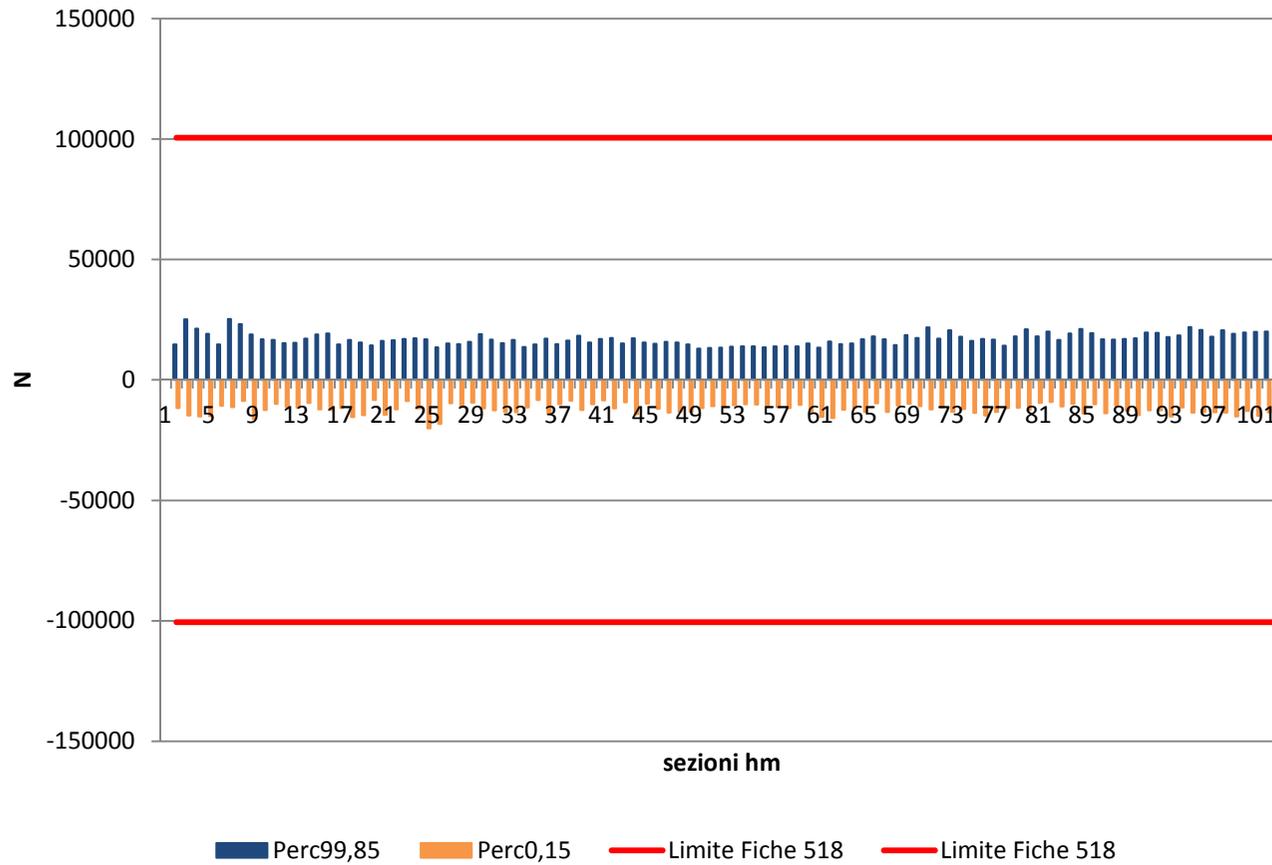


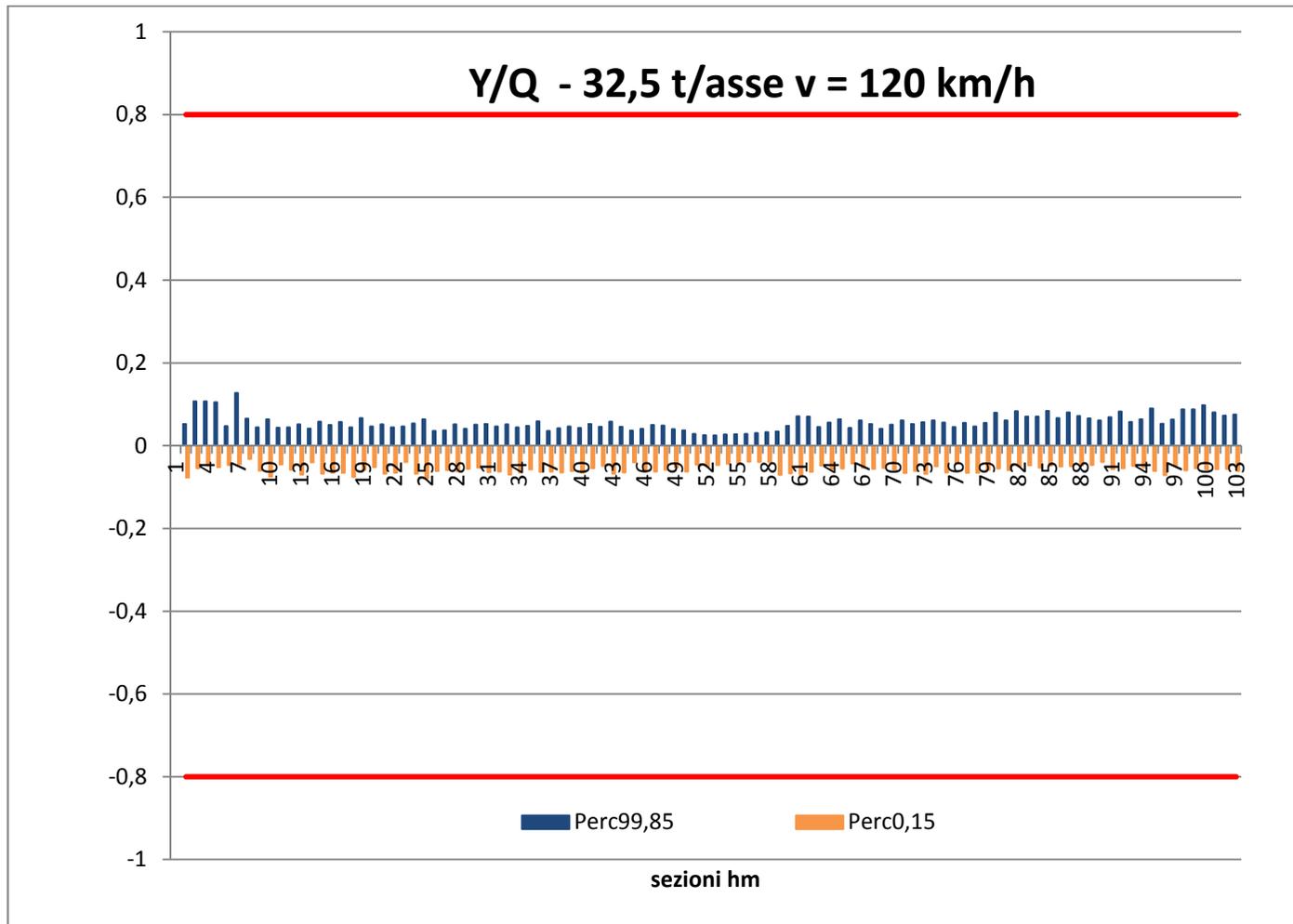


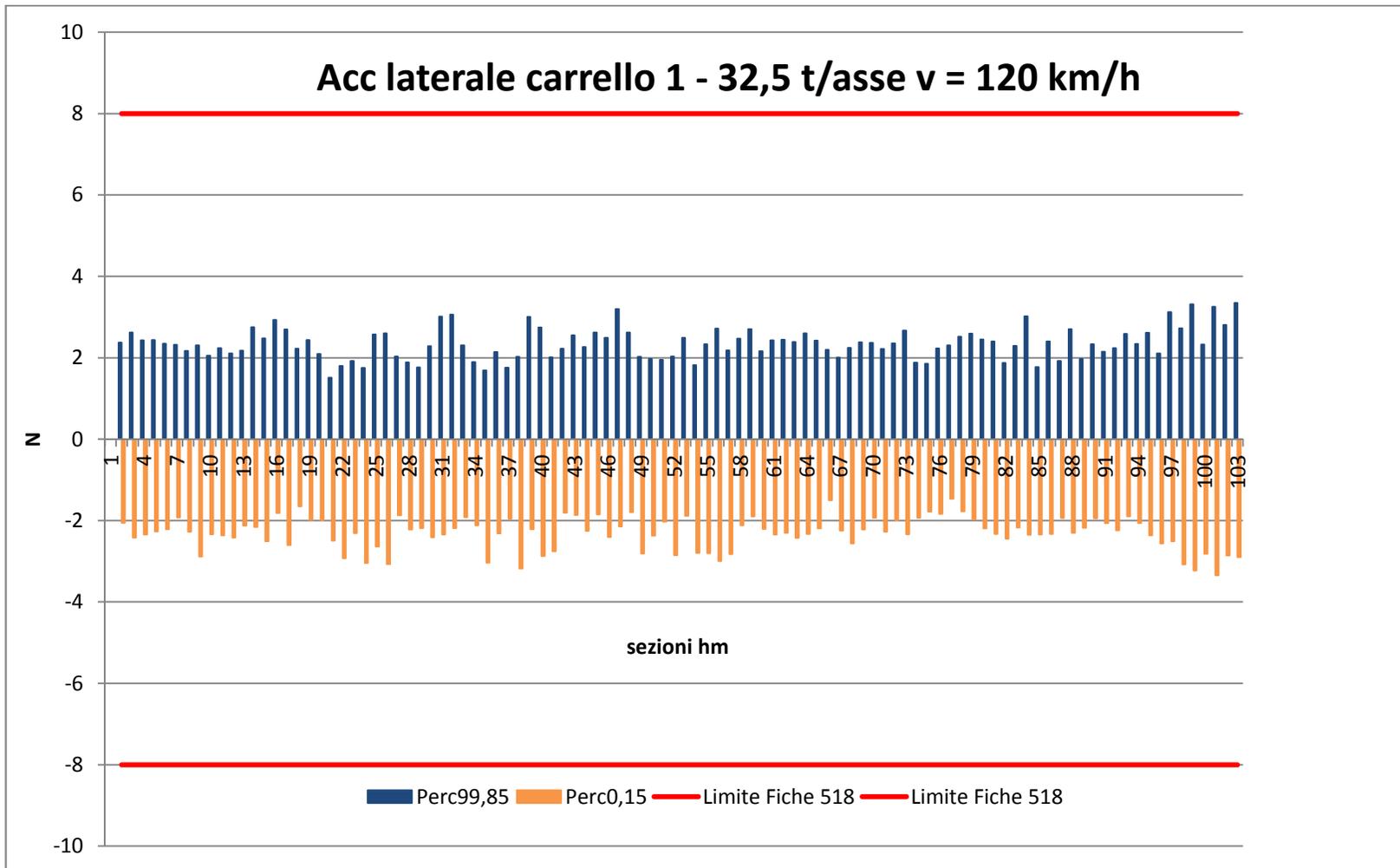
Allegato 10 – Risultati per 32,5 t/asse v = 120 km/h



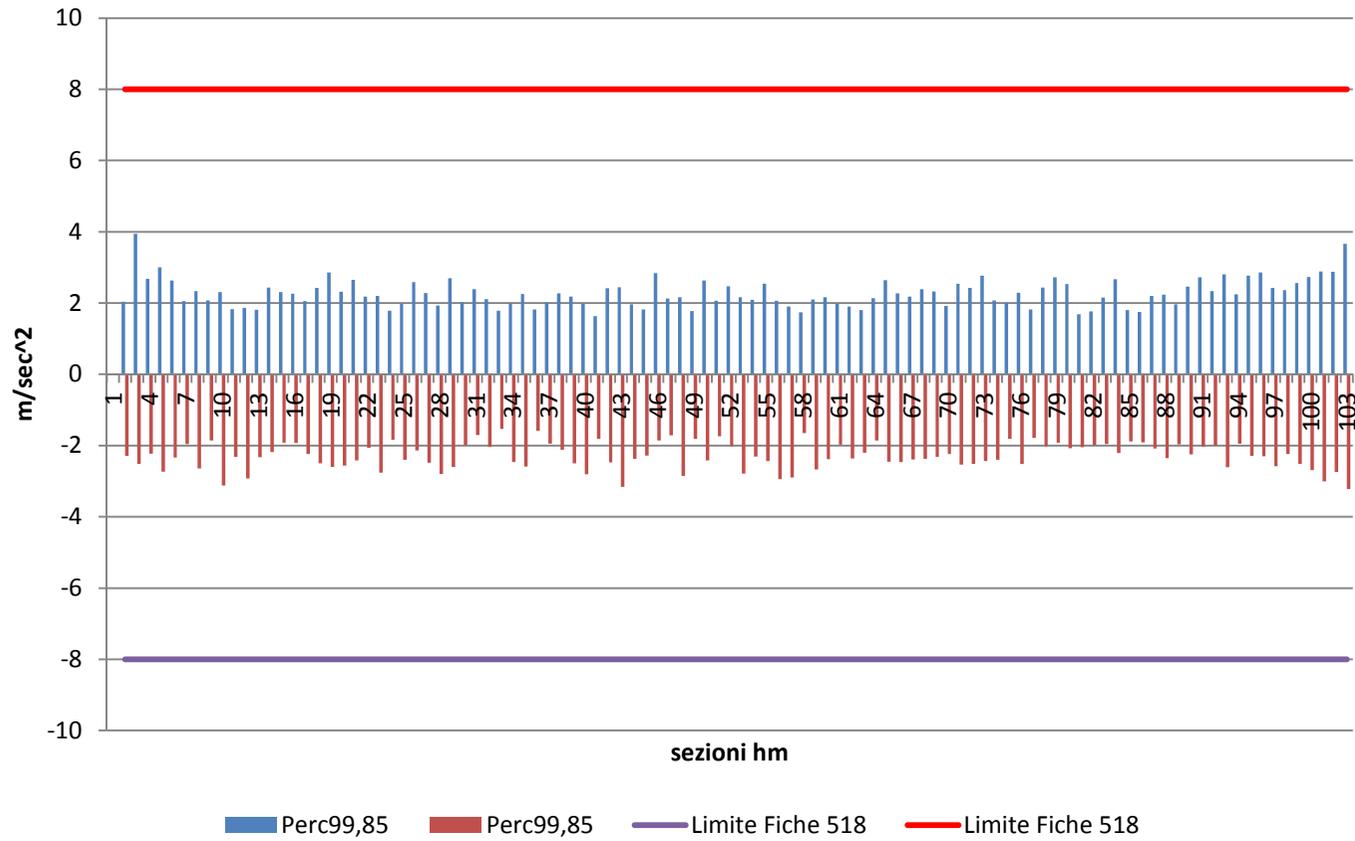
### Sala 2 somma forze Y ; 32,5 t/asse v = 120 km/h

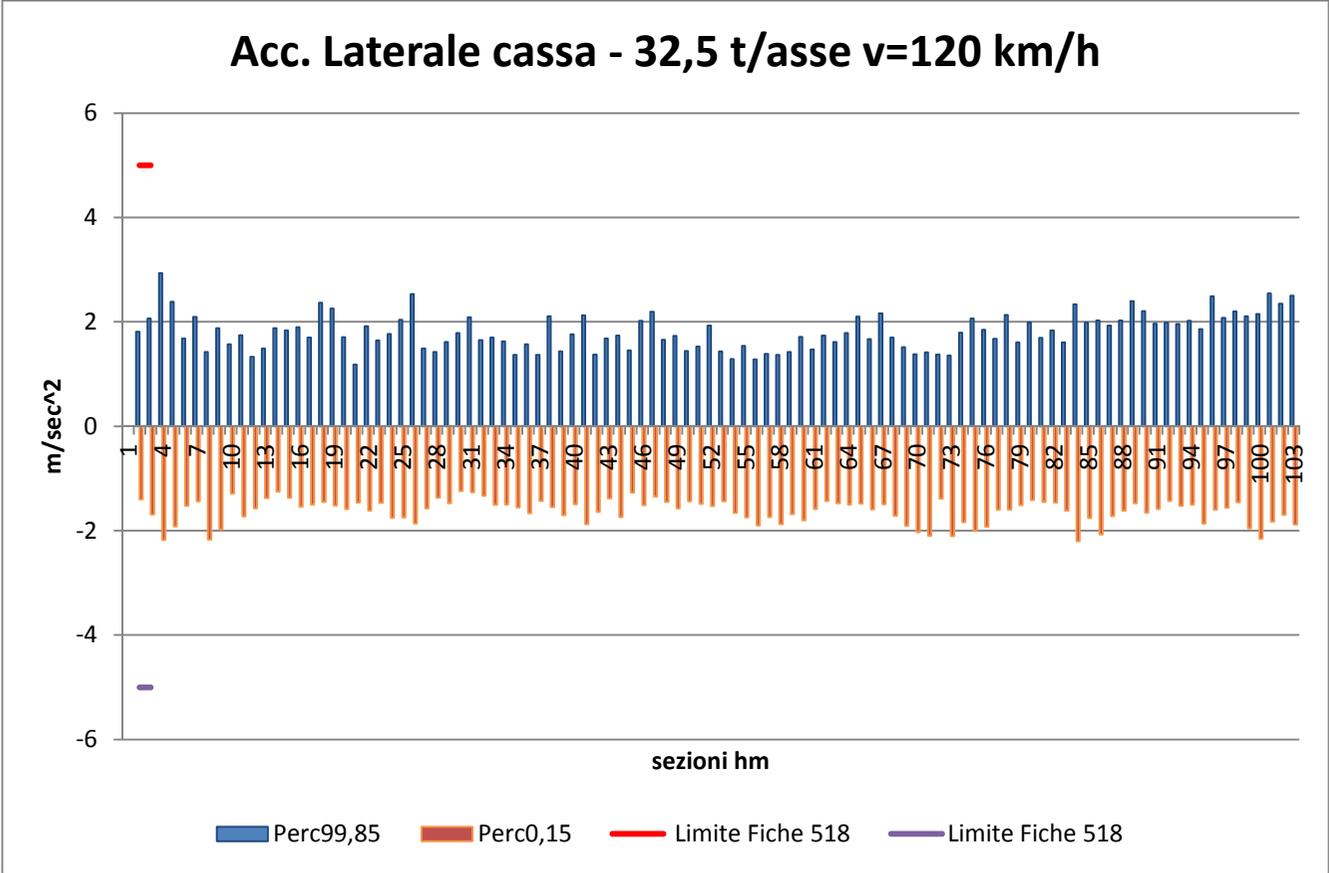


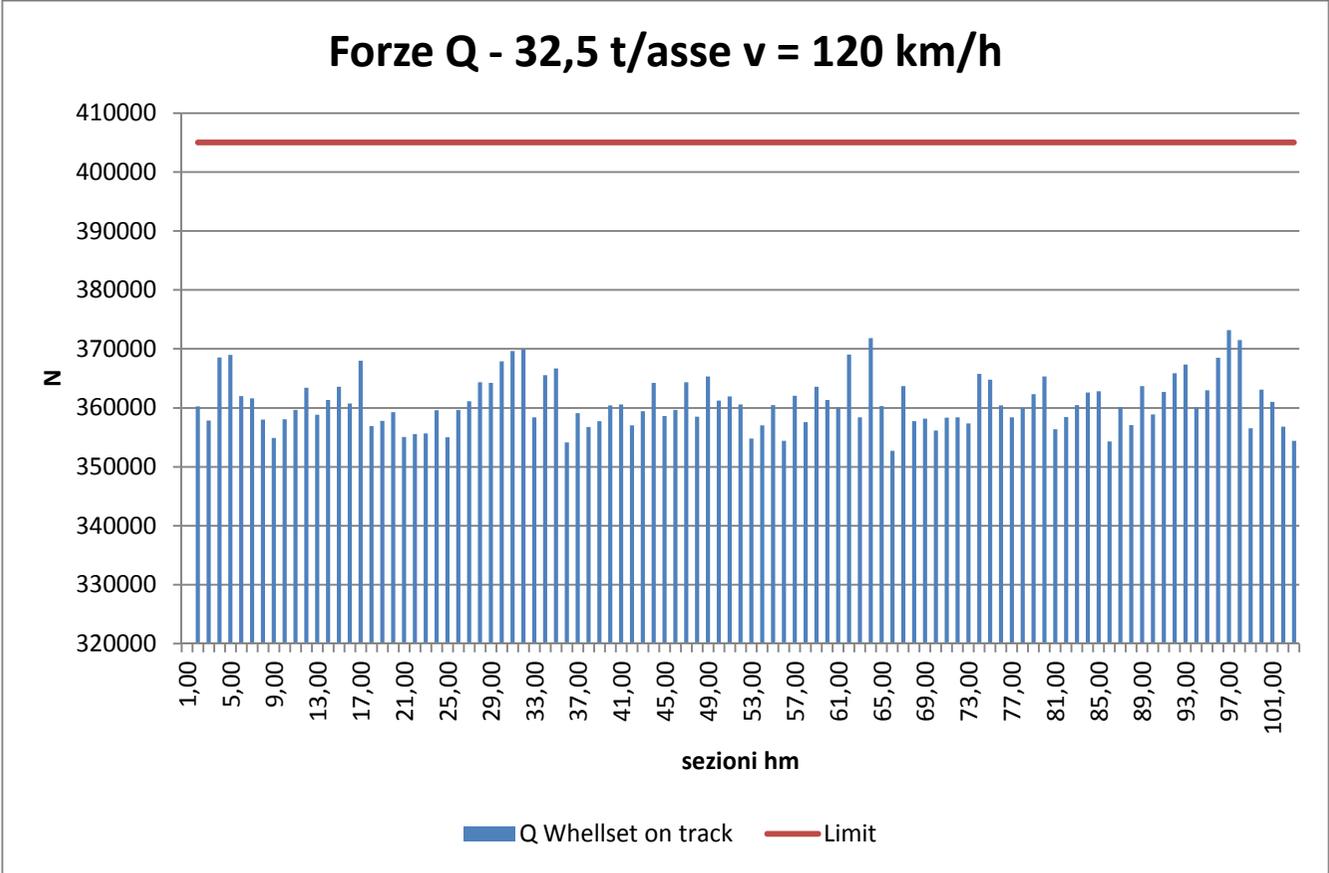


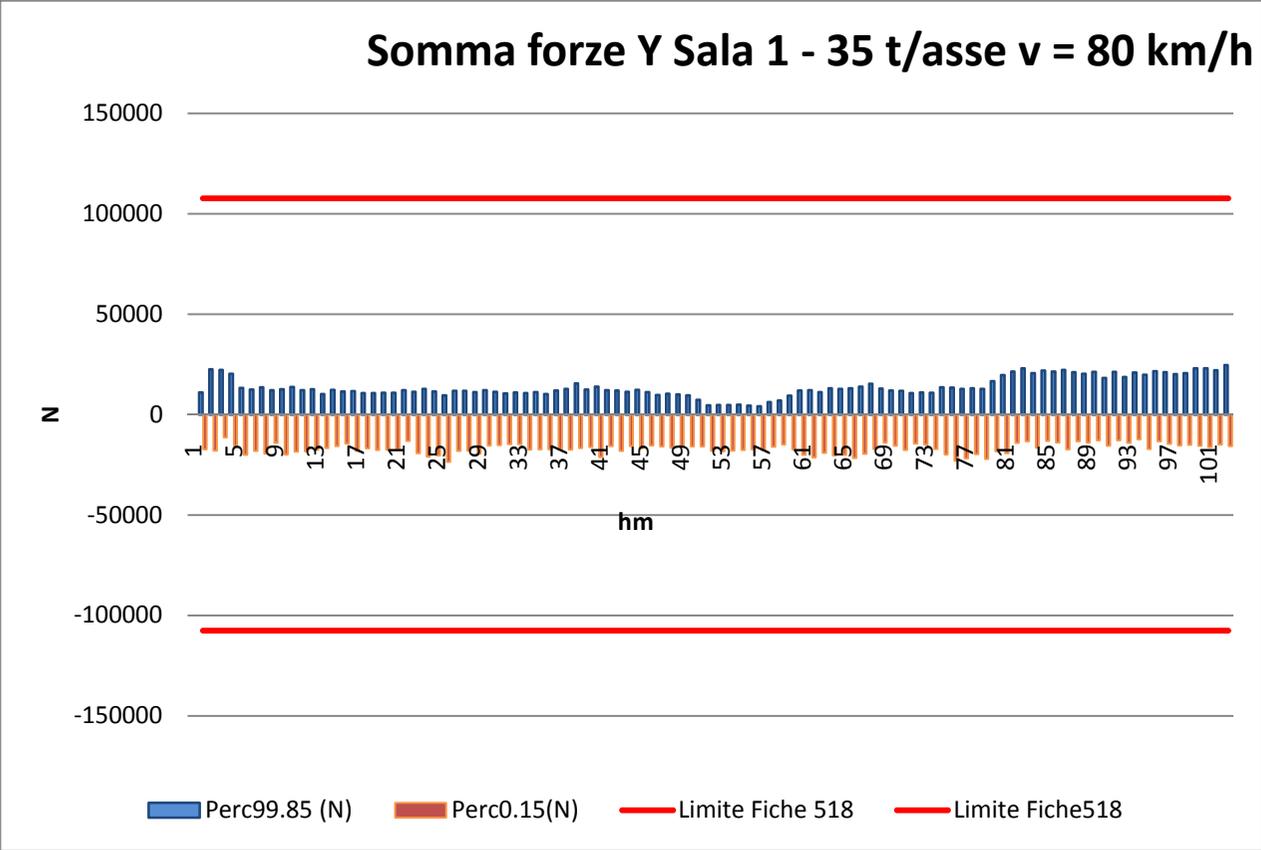


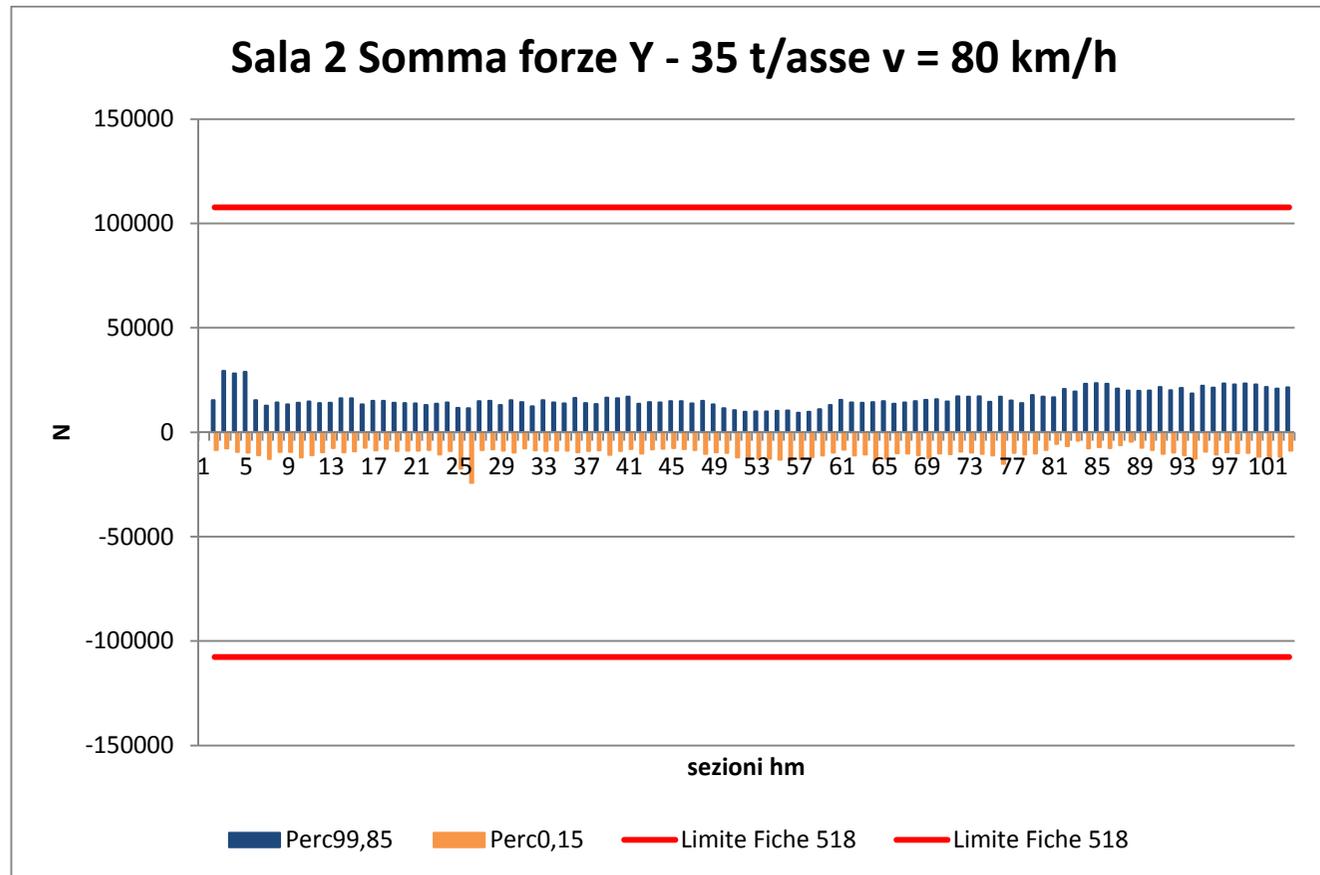
### Acc. Laterale carrello 2 - 32,5 t/asse v =120 km/h

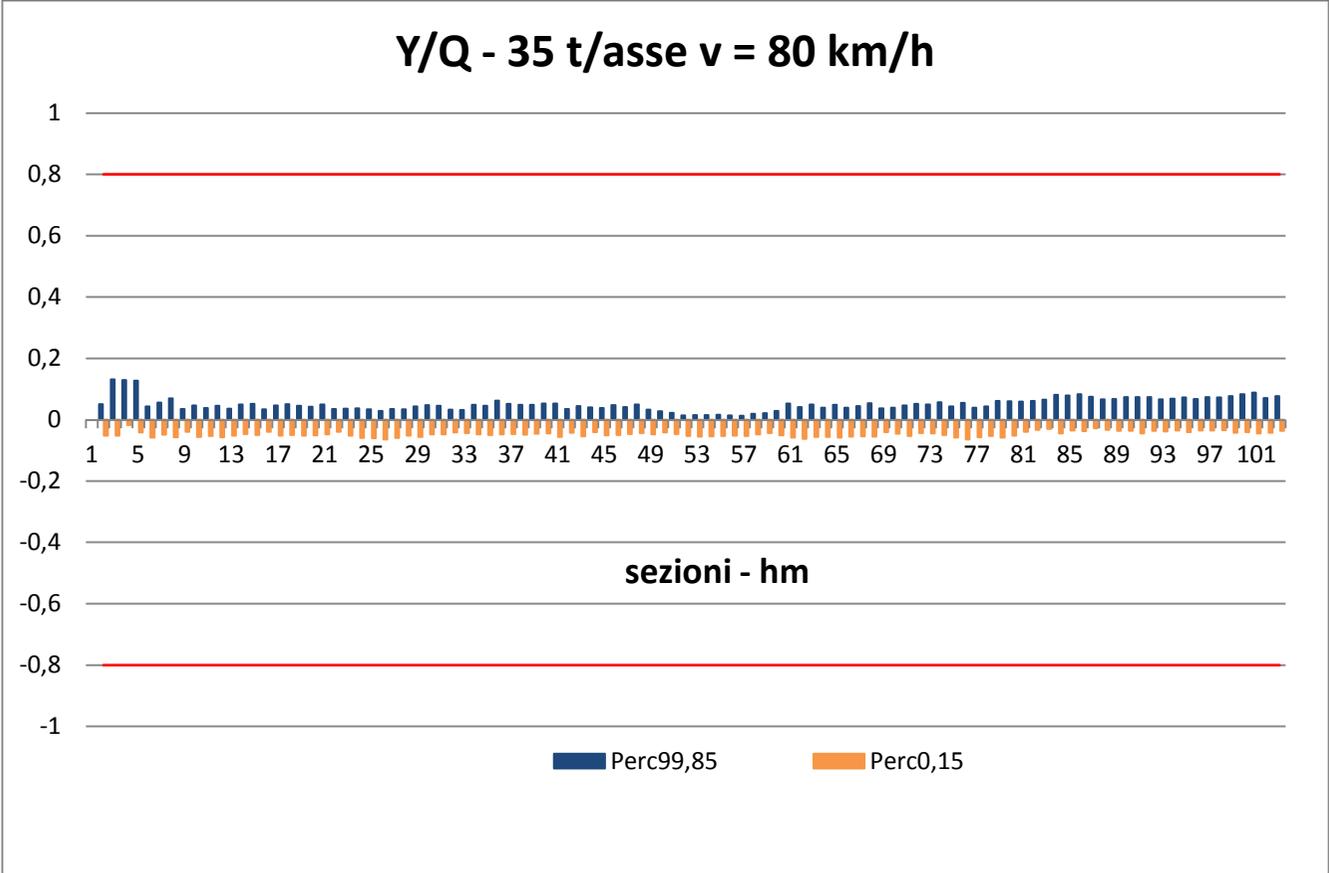


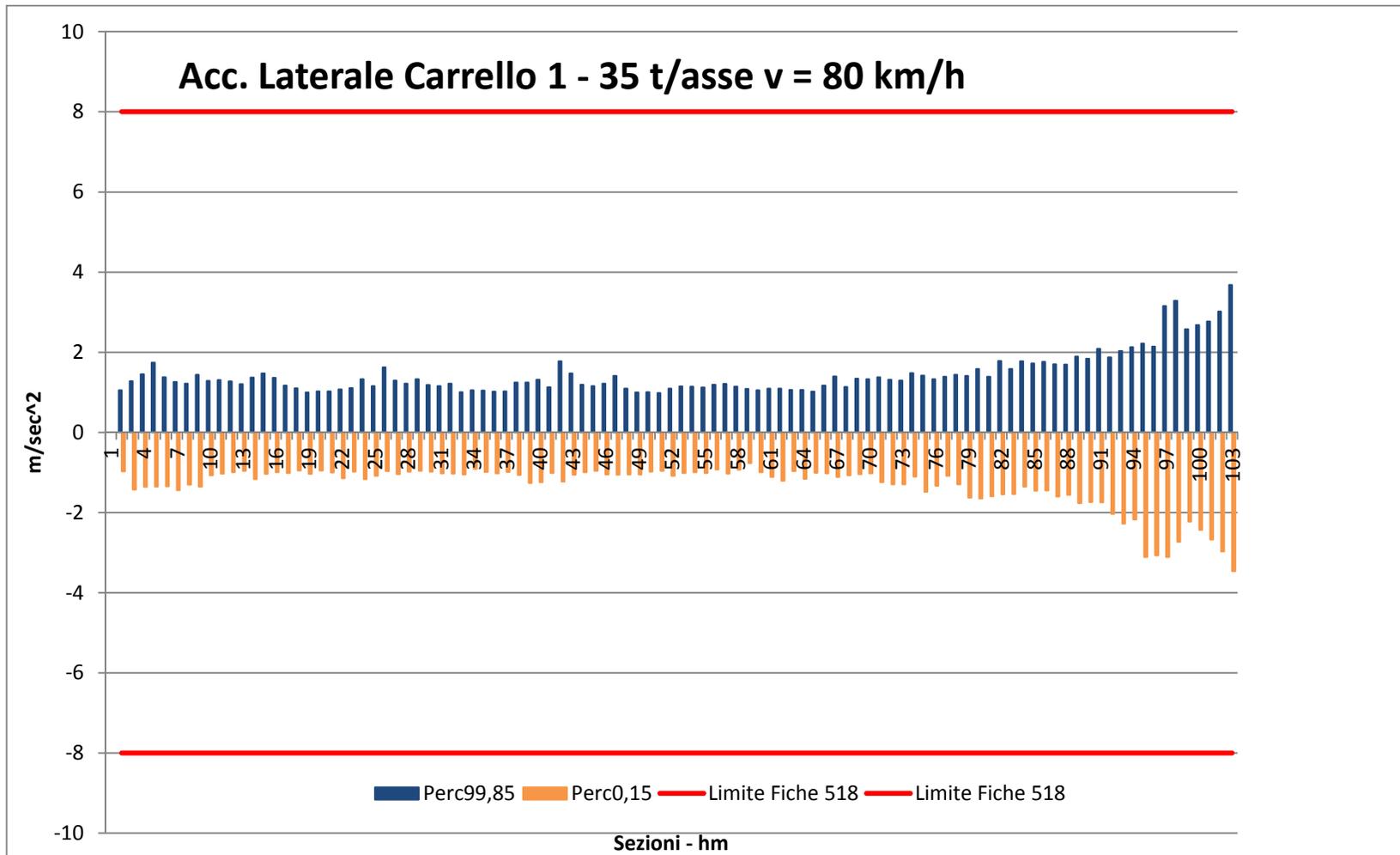


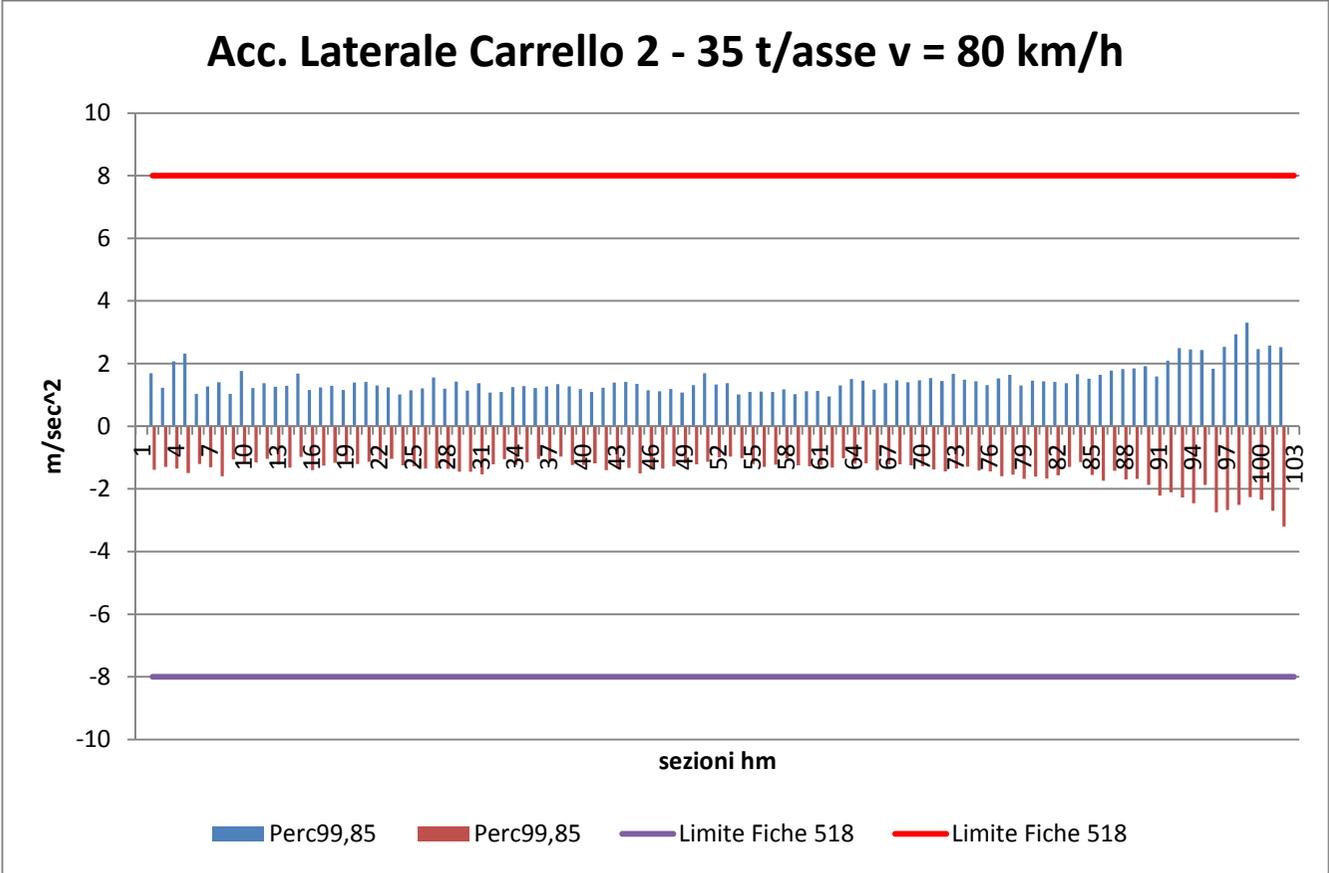


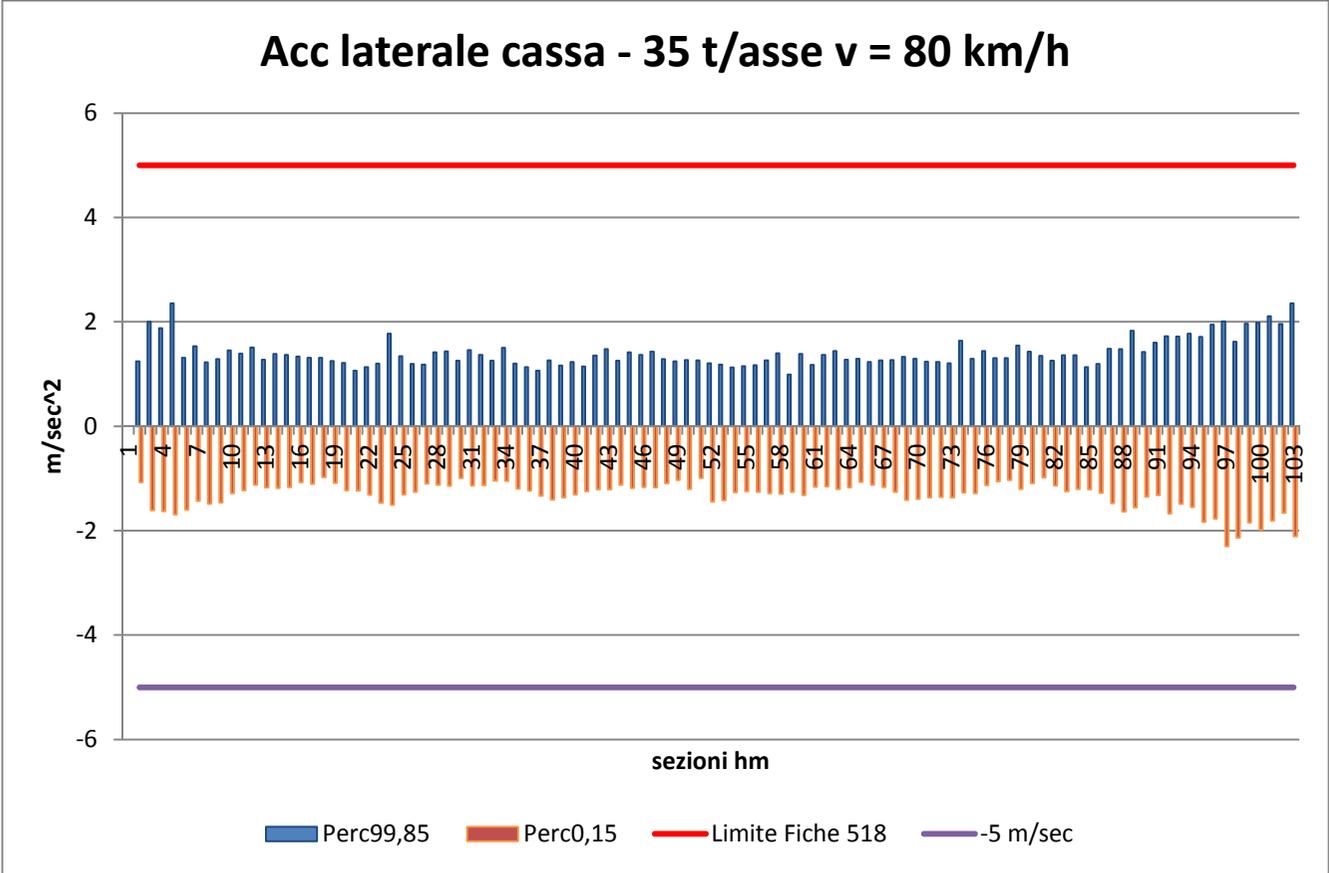




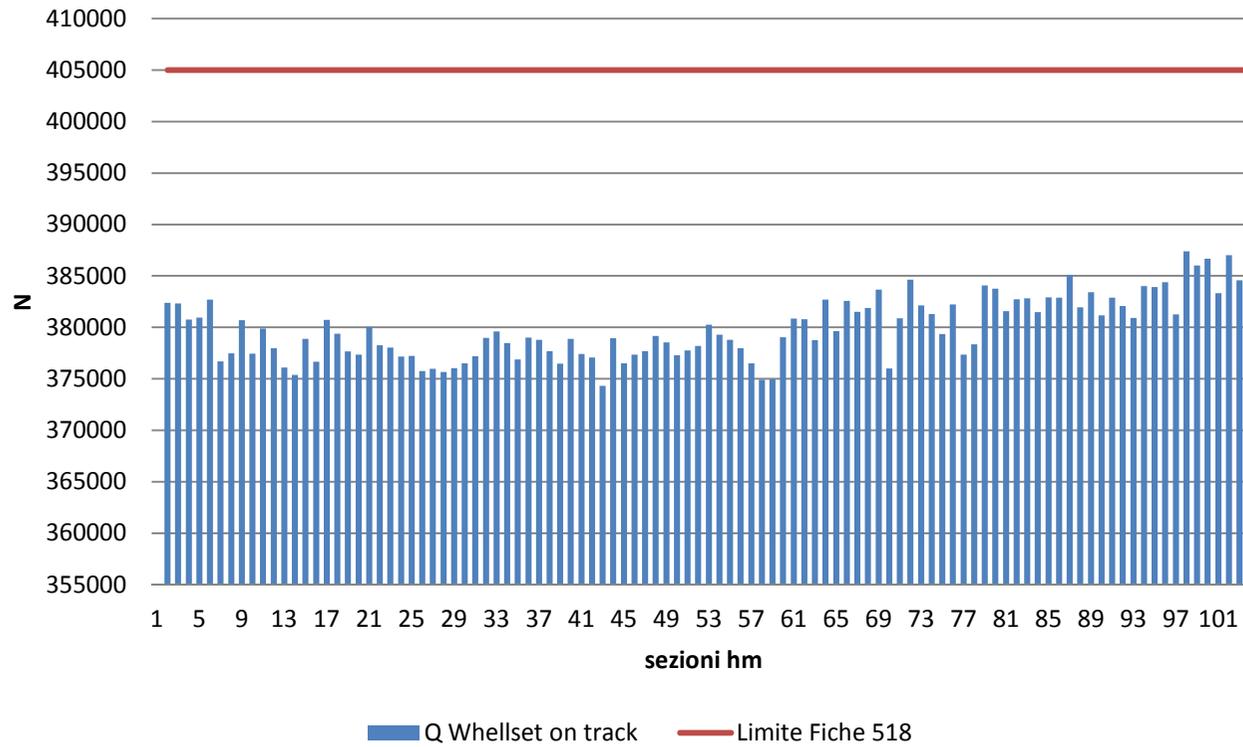


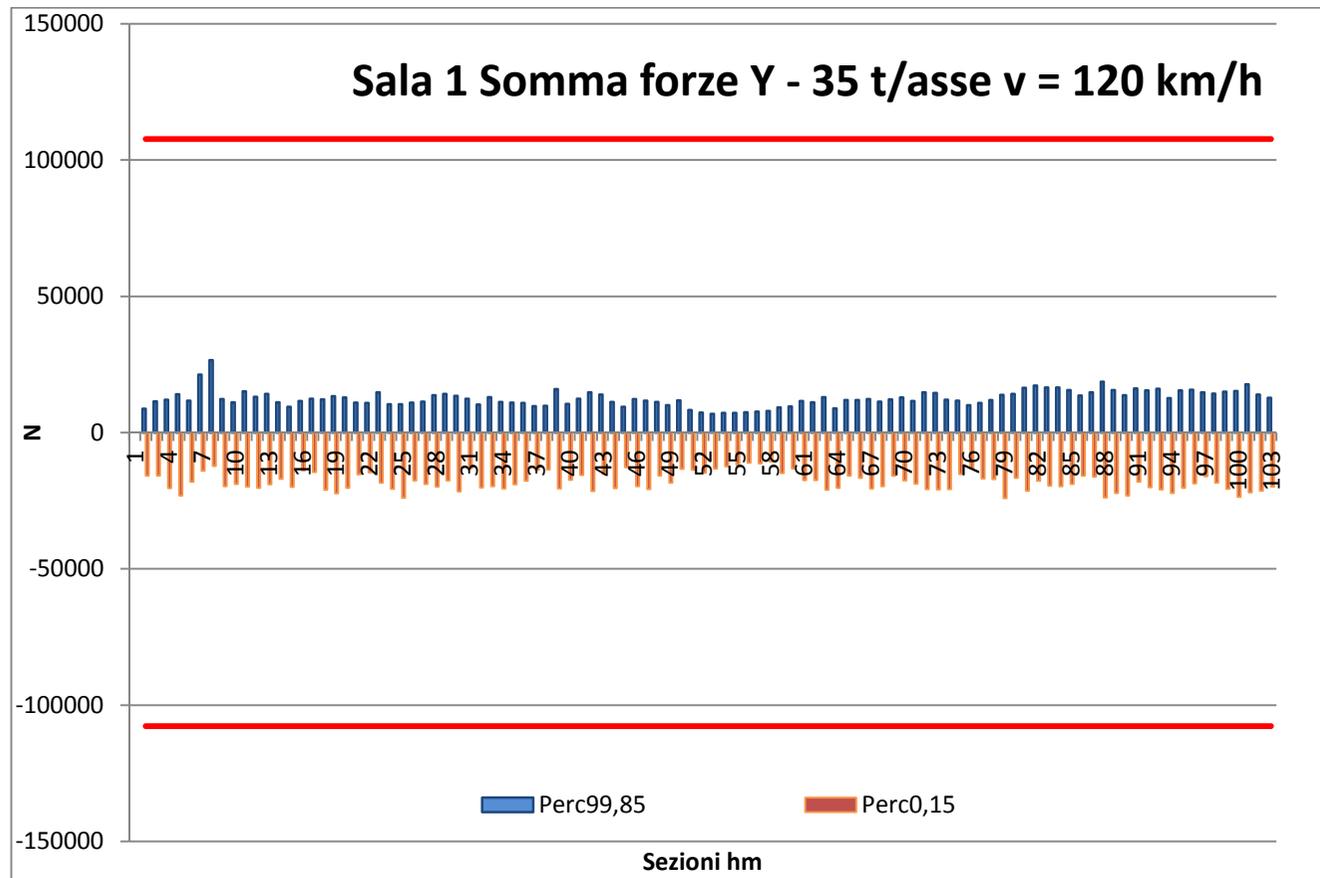




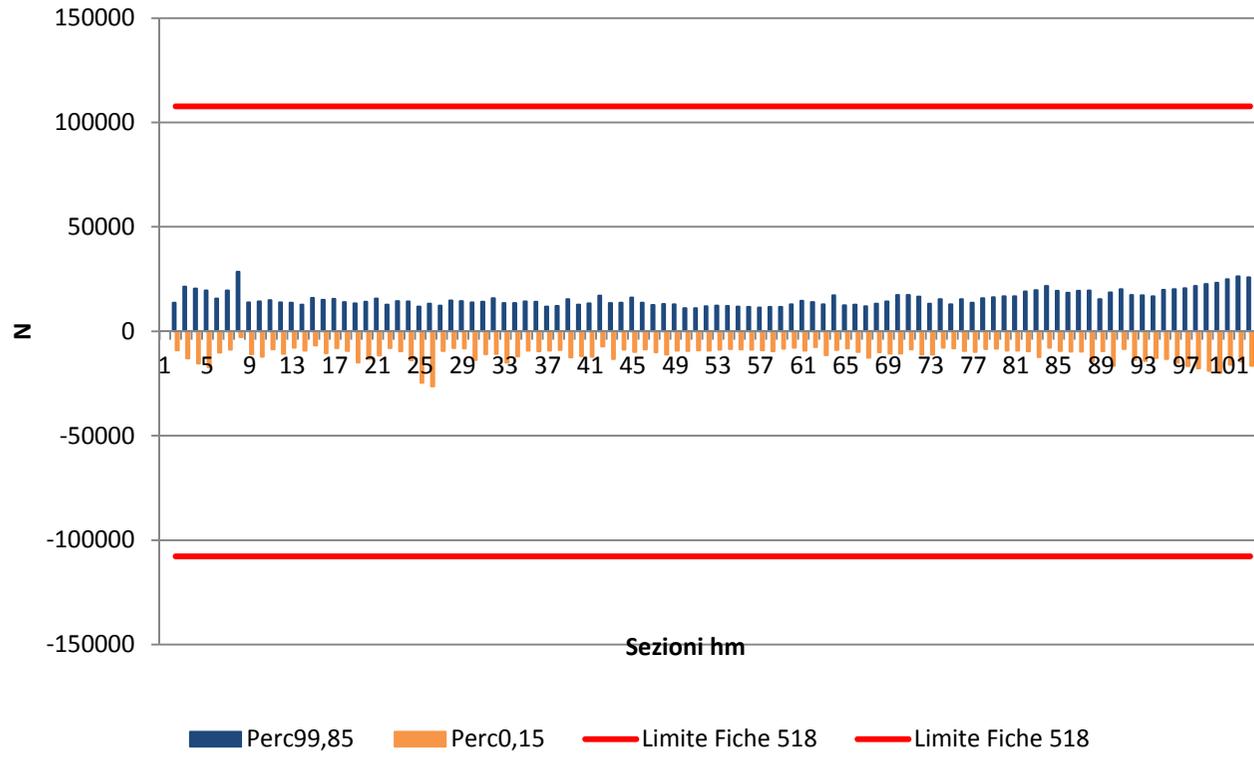


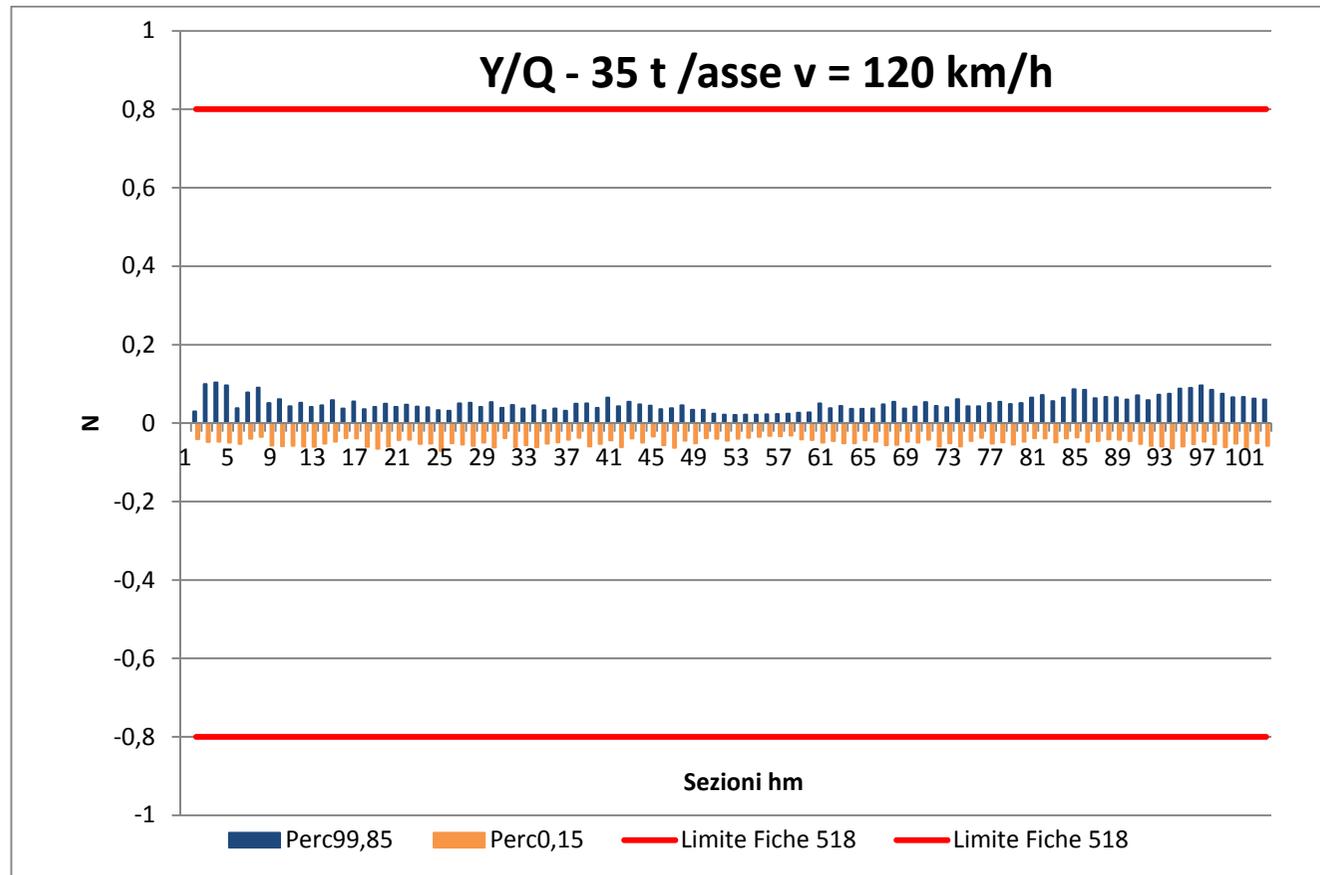
### Forze Q - 35 t/asse v = 80 km/h

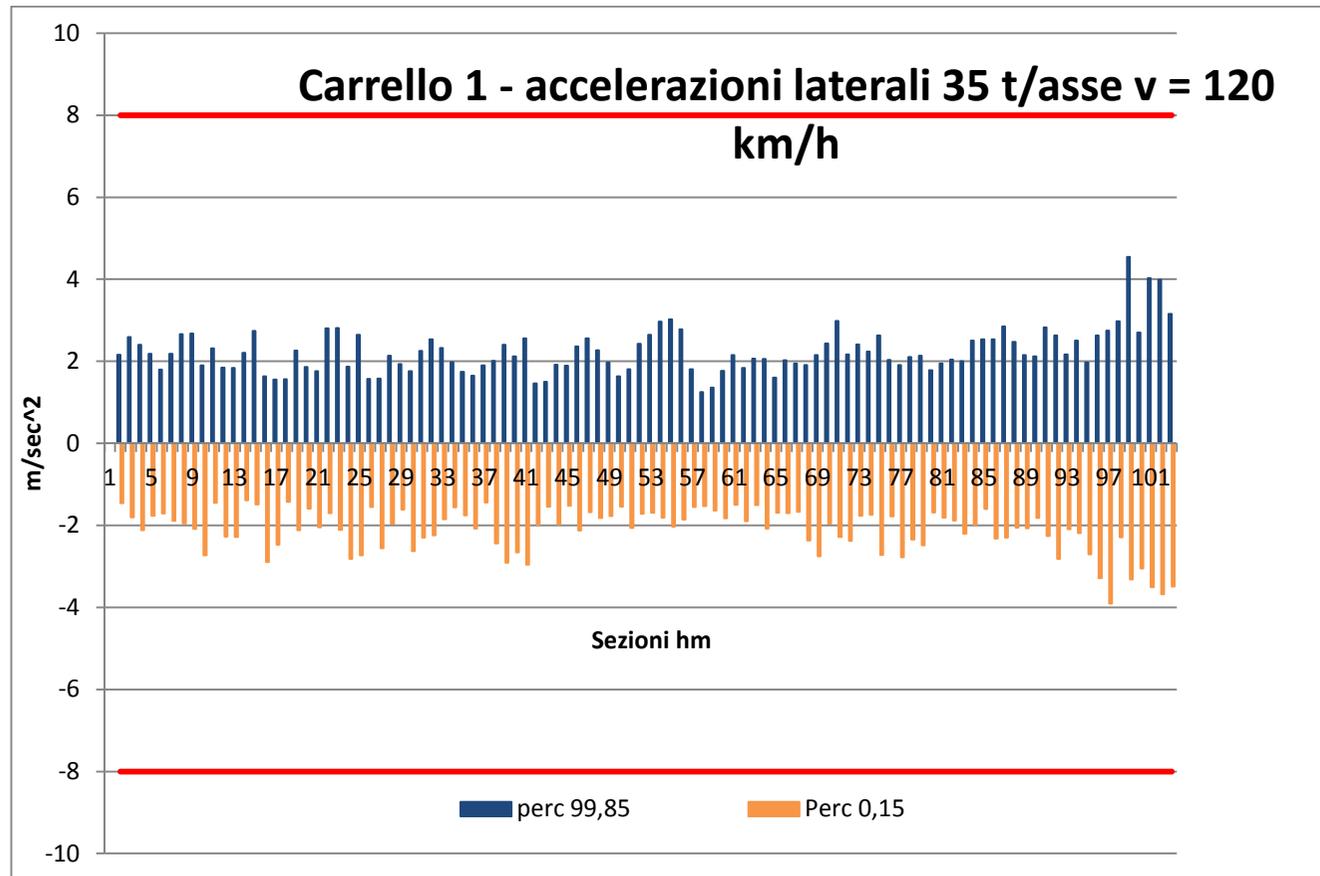




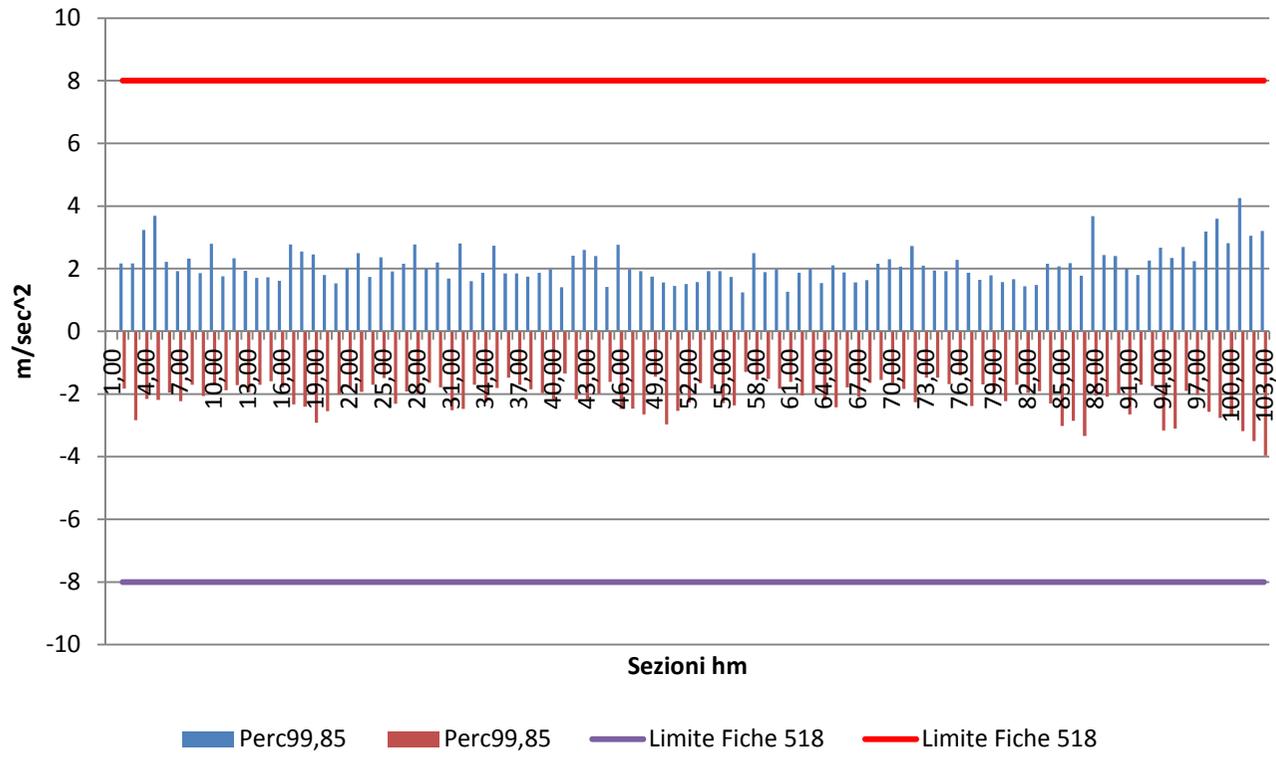
### Sala 2 Somma Forze Y - 35 t/asse v = 120 km/h

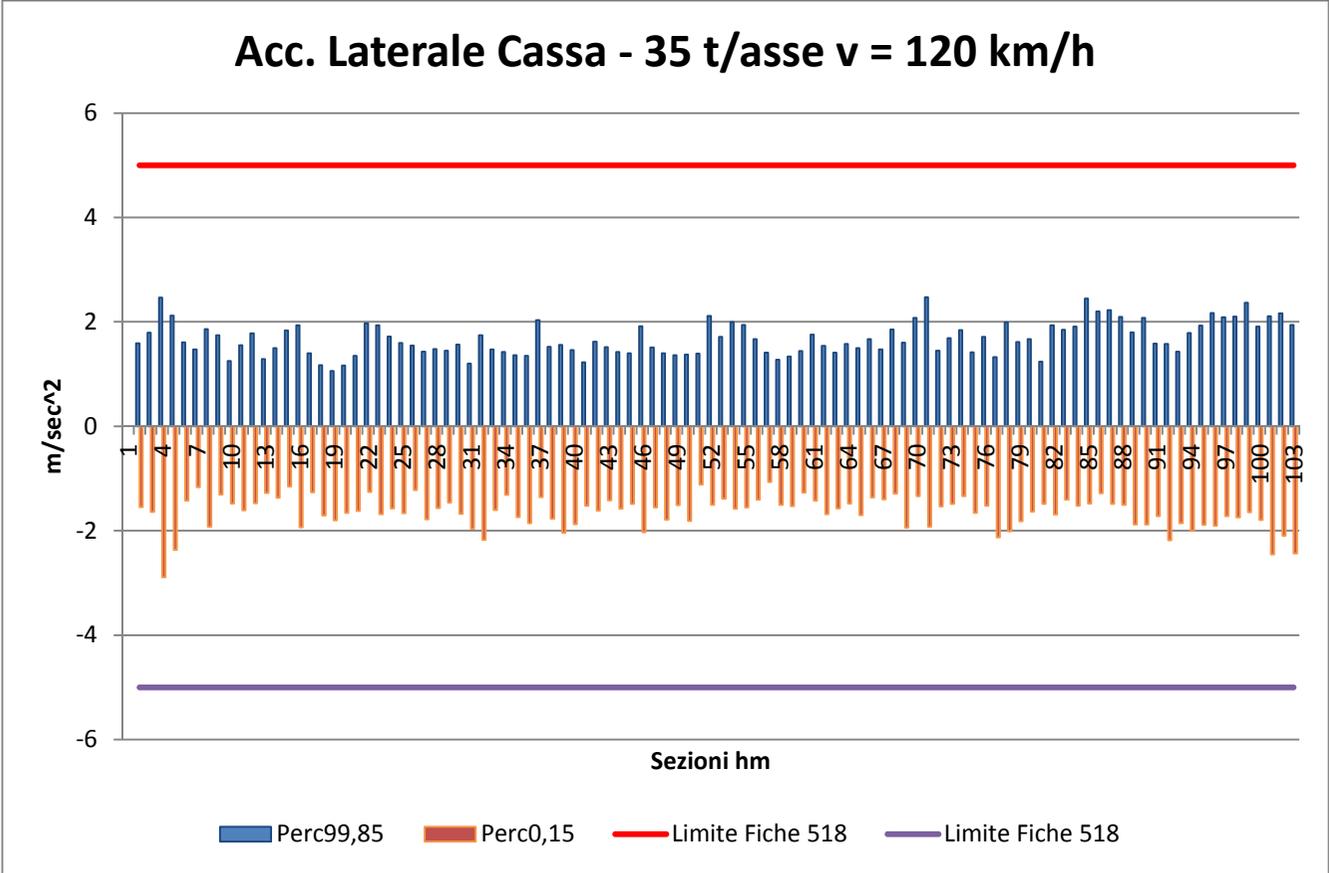






### Acc. Laterale Carrello 2 - 35 t/asse v = 120 km/h





### Forze Q - 35 t/asse v = 120 km/h

