

Studio sulla meccanica del binario a scartamento ridotto per velocità fino a 160 km/h (Parte seconda)

Study on narrow gauge track mechanics for speeding-up to 160 km/h (Second part)

Dott. Ing. Emilio CONLES^(*) – Dott. Ing. Margarita NOVALES^(**)

Parole chiave: binari a scartamento ridotto, meccanica del binario, incremento delle velocità, procedure analitiche per il progetto preliminare del binario e della linea, criteri di progetto preliminari, studi di fattibilità tecnica.

Nota preliminare: La prima parte del presente articolo è stata pubblicata nel precedente numero di *Ingegneria Ferroviaria*, e questa seconda parte costituisce il prosieguo di quanto presentato nel precedente numero.

6.3. Effetti meccanici sul letto di pietrisco

6.3.1. Limitazione della pressione all'appoggio traversina-massicciata

La pressione media trasmessa all'appoggio traversina-massicciata dalla traversina più fortemente caricata dovrebbe essere preferibilmente limitata a non più di 0.30 MPa ([5; p. 70], [15; p. 224]) – sebbene altre fonti considerano limiti più elevati, fino a 0.50 MPa [3; p. 92] – principalmente allo scopo di evitare un deterioramento eccessivamente accelerato del letto di pietrisco, che conduce ad un rapido degrado della qualità geometrica del binario e, quindi, alla necessità di interventi di manutenzione più frequenti.

Per contro, nel caso di un binario ideale in cui tutte le traversine hanno identiche condizioni di appoggio sul letto di pietrisco, la forza in direzione-z esercitata da una mezza-traversina sull'appoggio traversina-massicciata ($F_{z,0}^{s-b}$) può essere determinata sulla base della soluzione per la deflessione della rotaia fornita dal modello classico di binario di Winkler – Zimmermann – Timoshenko – Saller – Hanker mediante l'assunzione di proporzionalità lineare tra cedimento della rotaia e reazione verticale. In tal modo, la forza $F_{z,0}^{s-b}$ è data dalle seguenti espressioni ([9; pp. 270-271], [7; p. 190], [15; p. 44], [6; p. 3.57], [8; p. 45]; [12; p. 401], [16; p. 24]), in cui tutte le variabili coinvolte hanno il significato espresso nella prima parte del presente articolo:

Keywords: narrow gauge tracks, track mechanics, increase of speeds, analytical procedures for line and track pre-design, pre-design criteria, technical feasibility studies.

Preliminary note: The first part of this article has been published in the preceding issue of *Ingegneria Ferroviaria*, in such a way that the present part continues the sections contained there.

6.3. Mechanical effects on the ballast bed

6.3.1. Limitation of pressure in the sleeper-ballast support

The mean pressure transmitted to the ballast support by the most strongly loaded sleeper should be preferably restricted to no more than 0.30 MPa ([5; p. 70], [15; p. 224]) – although other sources consider higher limits, up to 0.50 MPa [3; p. 92] –, mainly with the aim to avoid an excessively accelerated deterioration of the ballast bed, which leads to fast degradation of the geometrical track quality and, hence, to the need for more frequent maintenance operations.

On the other hand, in case of an ideal track where all the sleepers have identical supporting conditions on the ballast bed, the force in z-direction exerted by half a sleeper on the ballast support ($F_{z,0}^{s-b}$) can be determined on the basis of the solution for rail deflection provided by the classic track model of Winkler – Zimmermann – Timoshenko – Saller – Hanker by means of the assumption of linear proportionality between rail settlement and vertical reaction. In this way, the force $F_{z,0}^{s-b}$ is given by the following expressions ([9; pp. 270-271], [7; p. 190], [15; p. 44], [6; p. 3.57], [8; p. 45]; [12; p. 401], [16; p. 24]), where all the involved variables have the same meaning as stated in the first part of this article:

$$F_{z,0}^{s-b} = \frac{Q_k \cdot s}{2} \sqrt[4]{\frac{C \cdot A_e}{4 \cdot E_r \cdot I_{ch} \cdot s}} \quad (34.a)$$

(*) Ricercatore.

(**) Professore Associato presso l'Università de A Coruña, Dipartimento Trasporti e Ferrovie. A Coruña (Spagna).

(*) Researcher.

(**) Associate Professor University of A Coruña, Railways and Transport Group. A Coruña (Spain).

$$F_{z,0}^{s-b} = \frac{Q_k \cdot s}{2} \sqrt[4]{\frac{C \cdot A_e}{4 \cdot E_r \cdot I_{rh} \cdot s}} \quad (34.a)$$

$$F_{z,0}^{s-b} = \frac{Q_k \cdot s}{4} \sqrt[3]{\frac{K_t}{E_r \cdot I_{rh}}} \quad (34.b)$$

Ciò nonostante, le condizioni degli appoggi traversine-massicciata esistenti in un binario reale non sono così perfette come supposto nel paragrafo di cui sopra. Pertanto, è necessario tenere in considerazione, in aggiunta, l'incremento della forza di reazione che potrebbe determinarsi in certe traversine come conseguenza di cavità, cedimenti non omogenei tra le traversine ed altre possibili irregolarità longitudinali nella superficie di appoggio. Questi difetti sono legati al progressivo degrado della massicciata e, in alcuni casi, alle non adeguate prestazioni delle macchine rincalzatrici. In pratica, questo incremento di carico è introdotto nella formula attraverso il fattore η_r , il cui valore numerico è usualmente stimato pari a 1.35 ([7; p. 214], [8; p. 31], [5; p. 185], [1; pp. 236-237]). Così, la pressione media sotto la traversina più fortemente caricata ($p_{sb,M}$) è calcolata come la reazione verticale incrementata esercitata su una mezza traversina ($F_{z,M}^{s-b}$) divisa per l'area di appoggio efficace (A_e). A tal riguardo, si deve rilevare che, per gli obiettivi di questo tipo di calcoli, si assume normalmente che la forza di reazione traversina-massicciata sia uniformemente distribuita sulla superficie di contatto efficace [3; pp. 91-92]. In sintesi:

$$p_{sb,M} = \frac{F_{z,M}^{s-b}}{A_e} = \frac{\eta_r \cdot F_{z,0}^{s-b}}{A_e} = \eta_r \cdot \frac{Q_k}{A_e} \cdot \frac{s}{2} \sqrt[4]{\frac{C \cdot A_e}{4 \cdot E_r \cdot I_{rh} \cdot s}} \quad (35.a)$$

$$p_{sb,M} = \frac{F_{z,M}^{s-b}}{A_e} = \frac{\eta_r \cdot F_{z,0}^{s-b}}{A_e} = \eta_r \cdot \frac{Q_k}{A_e} \cdot \frac{s}{4} \sqrt[3]{\frac{K_t}{E_r \cdot I_{rh}}} \quad (35.b)$$

In conclusione, questo criterio impone il rispetto della seguente condizione:

$$p_{sb,M} \leq 0.30 \text{ MPa} \quad (36)$$

In relazione all'applicazione di questa formula ai casi e ai veicoli allo studio, il carico di progetto per ruota Q_k da utilizzare in queste equazioni è stato scelto come quello corrispondente ad un livello di affidabilità del 90% nella valutazione delle oscillazioni dinamiche, poichè questo criterio riguarda il deterioramento graduale del letto di pietrisco e la conseguente necessità di manutenzione (sottosezione 5.1.2). In questo modo, il calcolo della pressione traversina-massicciata per diverse categorie di piattaforme della linea conduce ai risultati sintetizzati nella tabella 10, ove la quantificazione degli input è ancora basata sulla configurazione di binario descritta nella sottosezione 2.2. Inoltre, questi risultati sono presentati anche in fig. 14 in funzione della relativa rigidità verticale del binario.

Come mostrato nella tabella 10 e in fig. 14, nel caso di esercizio con i veicoli C, D ed E la pressione media esercitata dalle traversine sul letto di pietrisco in corrispon-

$$F_{z,0}^{s-b} = \frac{Q_k \cdot s}{4} \sqrt[3]{\frac{K_t}{E_r \cdot I_{rh}}} \quad (34.b)$$

Nevertheless, the conditions of the sleepers-ballast supports existing in a real track are not as perfect as supposed in the above paragraph. Therefore, it is necessary to take into consideration, additionally, the increase in the reaction force that could take place in certain sleepers as a consequence of cavities, uneven settlements between sleepers and other possible longitudinal irregularities in the supporting bed. These defects are linked to the progressive degradation of the ballast and, in some cases, to inefficient performance of the tamping machines. In practice, this load augmentation is introduced into the formulation through the factor η_r , whose numerical value is usually estimated at 1.35 ([7; p. 214], [8; p. 31], [5; p. 185], [1; pp. 236-237]). Thus, the mean pressure under the most heavily loaded sleeper ($p_{sb,M}$) is calculated as the increased vertical reaction exerted on half a sleeper ($F_{z,M}^{s-b}$) divided by its effective support area (A_e). In this regard, it must be observed that, for purposes related to this kind of calculations, the sleeper-ballast reaction force is normally assumed to be evenly distributed over the effective contact surface [3; pp. 91-92]. In summary:

$$p_{sb,M} = \frac{F_{z,M}^{s-b}}{A_e} = \frac{\eta_r \cdot F_{z,0}^{s-b}}{A_e} = \eta_r \cdot \frac{Q_k}{A_e} \cdot \frac{s}{2} \sqrt[4]{\frac{C \cdot A_e}{4 \cdot E_r \cdot I_{rh} \cdot s}} \quad (35.a)$$

$$p_{sb,M} = \frac{F_{z,M}^{s-b}}{A_e} = \frac{\eta_r \cdot F_{z,0}^{s-b}}{A_e} = \eta_r \cdot \frac{Q_k}{A_e} \cdot \frac{s}{4} \sqrt[3]{\frac{K_t}{E_r \cdot I_{rh}}} \quad (35.b)$$

In conclusion, this criterion imposes the compliance with the following restriction:

$$p_{sb,M} \leq 0.30 \text{ MPa} \quad (36)$$

Regarding the application of this formulation to the cases and vehicles under assessment, the design wheel load Q_k to use in these equations has been chosen as the corresponding to a reliability level of 90 % in the evaluation of dynamic oscillations, since this criterion concerns the gradual deterioration of the ballast bed and the consequent needs for maintenance (Subsection 5.1.2). In this way, the calculation of the sleeper-ballast pressure for several subgrade categories leads to the results summarized in table 10, where the inputs quantification is still fully based on the track configuration described in Subsection 2.2. Additionally, these results are also presented in fig. 14 as a function of the related vertical track stiffness.

As shown in table 10 and fig. 14, in case of operation with vehicles C, D and E the mean pressure exerted by the sleepers on the ballast bed in their contact surface can exceed, in those track sections where the vertical stiffness is relatively high, the recommended limit. Therefore, it is necessary, for such cases, to carry out a first provisional modification of the parameters characterizing the track configuration (particularly the sleeper dimensions) in order to make the operation of these vehicles more suitable in terms of track maintenance. For this purpose, it is convenient to perform firstly an analysis on how the sleeper-ballast pres-

denza della loro superficie di contatto può superare il limite raccomandato, in quei tratti di linea in cui la rigidità verticale è relativamente elevata. Pertanto, è necessario, in tali casi, effettuare una prima modifica provvisoria dei parametri che caratterizzano la configurazione di binario (in particolare modo le dimensioni della traversina) al fine di rendere l'esercizio di questi veicoli più idoneo in termini di manutenzione del binario. A tale scopo, è conveniente effettuare in primo luogo un'analisi delle modalità di variazione della pressione traversina-massicciata $p_{sb,M}$ al variare della lunghezza (L_s) e della larghezza (B_s) della traversina. I risultati grafici delle variazioni di questi parametri, che sono specificatamente applicati al modulo di elasticità più favorevole della piattaforma della linea ($E_{sg} = 30,000$ MPa), sono mostrati in fig. 15.

Così, alla luce delle variazioni dei parametri riportate in fig. 15, si può concludere che, in termini assoluti, un incremento della larghezza della traversina è più efficace ai fini della riduzione della pressione esercitata sulla massicciata di quanto non sia lo stesso incremento applicato alla lunghezza. Inoltre, un aumento della lunghezza della traversina determinerebbe una crescita molto più ripida del momento flettente agente sulle sezioni delle

TABELLA 10 – TABLE 10

PRESSIONE MEDIA ESERCITATA SULLA MASSICCIATA DALL'APPOGGIO DELLE TRAVERSINE (SOTTO LA TRAVERSINA PIÙ FORTEMENTE CARICATA) PER LA CONFIGURAZIONE DI PARTENZA DEL BINARIO
MEAN PRESSURE EXERTED ON THE BALLAST BY THE SLEEPERS SUPPORT (UNDER THE MOST STRONGLY LOADED SLEEPER) FOR THE STARTING TRACK CONFIGURATION

| Modulo di elasticità (sollecitazione-deformazione) della piattaforma della linea <i>Stress-strain modulus of the subgrade</i> | Valori massimi della pressione media all'appoggio traversina-massicciata $p_{sb,M}$ (MPa) <i>Top values of mean pressure in the sleeper-ballast support $p_{sb,M}$ (MPa)</i> | | | | |
|--|--|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| | Veicolo A <i>Vehicle A</i> | Veicolo B <i>Vehicle B</i> | Veicolo C <i>Vehicle C</i> | Veicolo D <i>Vehicle D</i> | Veicolo E <i>Vehicle E</i> |
| $E_{v2,sg} = 25$ MPa | 0.121 | 0.186 | 0.207 | 0.228 | 0.245 |
| $E_{v2,sg} = 40$ MPa | 0.130 | 0.201 | 0.222 | 0.245 | 0.262 |
| $E_{v2,sg} = 60$ MPa | 0.138 | 0.213 | 0.236 | 0.260 | 0.278 |
| $E_{v2,sg} = 80$ MPa | 0.144 | 0.222 | 0.246 | 0.270 | 0.289 |
| $E_{v2,sg} = 100$ MPa | 0.149 | 0.229 | 0.253 | 0.278 | 0.297 |
| $E_{v2,sg} = 125$ MPa | 0.153 | 0.236 | 0.261 | 0.286 | 0.306 |
| $E_{v2,sg} = 150$ MPa | 0.156 | 0.241 | 0.266 | 0.292 | 0.312 |
| $E_{v2,sg} = 200$ MPa | 0.162 | 0.250 | 0.275 | 0.302 | 0.322 |
| $E_{v2,sg} = 250$ MPa | 0.165 | 0.256 | 0.282 | 0.309 | 0.330 |
| $E_{sg} = 3,000$ MPa | 0.186 | 0.288 | 0.317 | 0.346 | 0.369 |
| $E_{sg} = 30,000$ MPa | 0.189 | 0.292 | 0.321 | 0.351 | 0.374 |

sure $p_{sb,M}$ would vary with changes in the sleeper length (L_s) and width (B_s). The graphical results of these parameter variations, which are particularly applied to the most unfavourable elasticity modulus of subgrade ($E_{sg} = 30,000$ MPa), are shown in fig. 15.

Thus, in view of the parameter variations performed in fig. 15, it could be concluded that, in absolute terms, an increase of sleeper width is more effective in reducing the pressure exerted on the ballast than the same increment applied to length. Moreover, an enlargement of sleeper length would result in a much more steep growth of the bending moment acting on the sleepers sections than a width increase, as will be seen in Subsection 5.4. Therefore, an excessive enlargement of the sleeper length should be preferably avoided in the determination of the new dimensions.

Finally, the new sleeper dimensions needed for compliance with the criterion of limitation of pressures exerted on the ballast are defined in table 11, where the main related results are also shown. In this regard, observe that the changes in sleeper dimensions imply modifications in the vertical track stiffness and this fact, in turn, affects the value of the design wheel load Q_k . On the other hand, note that the sleeper height (H_s) has been also slightly modified in the pertinent cases in order to preserve certain proportionality in their dimensions.

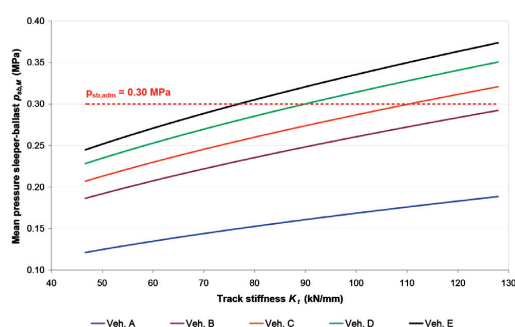


Fig. 14 – Variazione, per un binario in configurazione iniziale, della pressione media all'appoggio traversina-massicciata sotto la traversina più fortemente caricata in funzione della rigidità verticale del binario.

Fig. 14 - Variation, for a track with the starting configuration, of the mean pressure in the sleeper-ballast support under the most strongly loaded sleeper as a function of the vertical track stiffness.

traversine rispetto a quanto sarebbe prodotto da un incremento della larghezza, come sarà visto nella sottosezione 5.4. Pertanto, dovrebbe essere preferibilmente evitato, nella determinazione delle nuove dimensioni, un eccessivo aumento della lunghezza della traversina.

Infine, le nuove dimensioni della traversina necessarie per la conformità al criterio della limitazione della pressione esercitata sulla massicciata sono definite nella tabella 11, in cui sono anche mostrati i principali risultati. A tal riguardo, si deve osservare che variazioni nelle dimensioni della traversina implicano variazioni nella rigidità verticale del binario e ciò, a sua volta, condiziona il valore del carico per ruota di progetto Q_k . D'altro canto, occorre notare che, nei casi pertinenti, l'altezza della traversina (H_t) è stata anche leggermente modificata al fine di preservare una certa proporzionalità nelle loro dimensioni.

6.4. Effetti meccanici sulle traversine

Per quanto attiene a questa componente del binario, la questione principale da studiare riguarda i momenti flettenti agenti nelle diverse sezioni della traversina. A tal riguardo, le sezioni critiche sono quelle situate sotto la suola della rotaia ed al centro della traversina, ove si verificano il momento flettente massimo positivo ed il momento flettente massimo negativo. Conseguentemente, le seguenti sottosezioni sono destinate a determinare i necessari momenti flettenti di progetto delle traversine in tali sezioni.

6.4.1. Momento flettente di progetto nella sezione d'incavo della traversina

Il calcolo del momento flettente di progetto nella sezione sotto la suola della rotaia può essere sviluppato in accordo ad una metodologia basata sulle assunzioni originariamente considerate dal Comitato ORE/ERRI D-71 (vedi [6; pp. 5.20-5.25], [12; pp. 446-456], [1; pp. 235-238], [8; pp. 33-34]). Comunque, sono stati apportati alcuni aggiustamenti a tale metodologia con l'obiettivo di riflettere più correttamente l'influenza della proprietà elastica del binario sulla generazione del carico dinamico per ruota e sull'effetto di distribuzione del carico dovuto alla rigidità di flessione della rotaia.

In accordo con le assunzioni del Comitato ORE/ERRI D-71, la forza di reazione che si verifica all'appoggio traversina-massicciata è assunta, per gli scopi del calcolo, uniformemente distribuita sull'area efficace della traversina. Pertanto, la mancanza di accordo di questa premessa con le possibili situazioni reali determina la necessità di introdurre un nuovo coefficiente di sicurezza (η_i), che sia destinato a tenere in considerazione l'incremento del momento flettente prodotto sulla traversina dalla distribuzione non uniforme delle sollecitazioni di contatto dovuta alla presenza di irregolarità lungo la superficie d'appoggio traversina-massicciata. In conformità alle Norme UIC 713-R [17] ed EN 13230-1:2002 [2], il coefficiente η_i risulta pari a 1.6 (anche [5; p. 185], [7; p. 214], [8; p. 34],

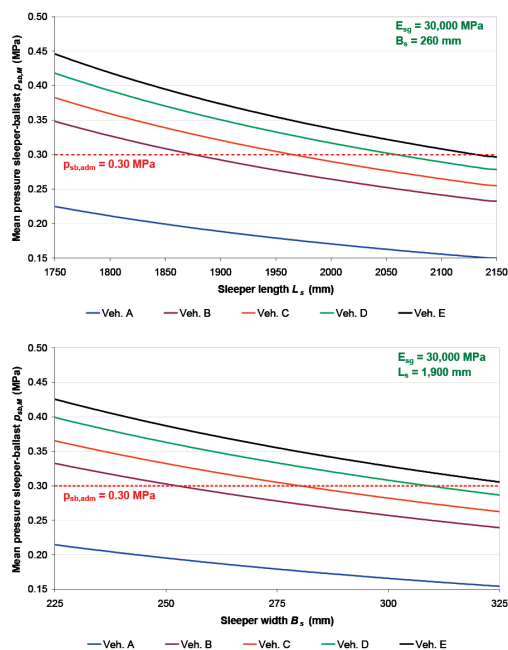


Fig. 15 - Variazione della pressione media all'appoggio traversina-massicciata sotto la traversina più fortemente caricata in funzione delle sue due dimensioni principali: lunghezza (sinistra) e larghezza (destra).

Fig. 15 - Variation of the mean pressure in the sleeper-ballast support under the most heavily loaded sleeper depending on its two most relevant dimensions: length (left) and width (right).

6.4. Mechanical effects on the sleepers

Concerning this track component, the main question to be studied deals with the bending moments acting at the diverse sections along the sleeper. In this regard, the critical sections are those located under the rail seat and at the centre of the sleeper, where the maximum positive and negative bending moments occur. Consequently, the following subsections are intended to determine the necessary design bending moments of the sleepers at such sections.

6.4.1 Design bending moment for rail seat section

The calculation of the design bending moment at the section under rail seat can be developed according to a methodology based on the proposed assumptions originally considered by the ORE/ERRI Committee D-71 (see [6; pp. 5.20-5.25], [12; pp. 446-456], [1; pp. 235-238], [8; pp. 33-34]). However, some adjustments are introduced on it with the aim to reflect more properly the influence of the elastic properties of the track on the generation of the dynamic wheel load and on the effect of load-distribution due to the rail's bending stiffness.

[1; p. 237]). Così, in considerazione del diagramma delle forze e delle sollecitazioni presentato in fig. 16 assieme alla necessaria inclusione del fattore di sicurezza η_i , il momento flettente nella sezione d'incavo della traversina ($M_{s,r}$) sarebbe dato dalla seguente espressione:

$$M_{s,r} = \eta_i \cdot F_{z,M} \cdot \frac{L_p}{L_e} \cdot \lambda = \eta_i \cdot \eta_r \cdot F_{z,0} \cdot \frac{L_p}{L_e} \cdot \lambda \quad (37)$$

In questa equazione, L_p rappresenta la distanza dall'asse centrale della rotaia alla sezione terminale della traversina ed L_e la lunghezza efficace della mezza traversina (definita nella sottosezione 5.1.1). Occorre osservare che, per definizione, il rapporto L_p/L_e è, fatta eccezione per i casi non comuni di traversine molto lunghe, pari a 0.5. D'altro canto, λ è il braccio della leva efficace, la cui lunghezza può essere derivata dalla fig. 16:

$$\lambda = \frac{L_p}{2} - \frac{f+H_s}{4} \quad (38)$$

Qui, f rappresenta la larghezza della suola della rotaia (140 mm per il profilo tipo UIC54) e H_s è l'altezza della traversina.

In sintesi, dalla combinazione delle equazioni (37), (34.a,b) e (38) discende che il momento flettente alla sezione d'incavo della traversina può essere valutato per mezzo delle seguenti espressioni:

$$M_{s,r} = \eta_i \cdot \eta_r \cdot Q_k \cdot \frac{s}{2} \cdot \sqrt{\frac{C \cdot A_e}{4 \cdot E_r \cdot I_{ch}}} \cdot \frac{L_p}{L_e} \cdot \left(\frac{L_p}{2} - \frac{f+H_s}{4} \right) \quad (39.a)$$

$$M_{s,r} = \eta_i \cdot \eta_r \cdot Q_k \cdot \frac{s}{4} \cdot \sqrt{\frac{K_i}{E_r \cdot I_{ch}}} \cdot \frac{L_p}{L_e} \cdot \left(\frac{L_p}{2} - \frac{f+H_s}{4} \right) \quad (39.b)$$

Così, l'applicazione pratica delle equazioni (39.a,b) ai veicoli e alle condizioni di esercizio allo studio conduce ai risultati mostrati in tabella 12, che sono anche presentati in modo grafico in fig. 17 in funzione della rigidezza verticale del binario. Occorre notare che le variazioni delle dimensioni della traversina indicate in tabella 11, per i casi dei veicoli C, D ed E sono state già introdotte in questi calcoli. Al contrario, poichè questa valutazione riguarda le traversine, il carico di progetto per ruota Q_k qui considerato deve corrispondere ad un livello di affidabilità del 98% nella stima delle oscillazioni dinamiche, in modo tale che i valori di Q_k siano ora maggiori di quelli inclusi in tale tabella.

Comunque, si dovrebbe rilevare che la principale carenza di questa metodologia risiede nel fatto che essa non tiene in considerazione le variazioni della rigidezza relativa tra le traversine ed il sistema combinato degli strati del piano di posa del binario e della piattaforma

TABELLA 11 – TABLE 11

DETERMINAZIONE, PER OGNI VEICOLO CONSIDERATO, DELLE DIMENSIONI DELLA TRAVERSINA NECESSARIE A SODDISFARE IL VINCOLO DELLE PRESSIONI ESERCITATE SUL LETTO DI PIETRISCO
DETERMINATION, FOR EACH CONSIDERED VEHICLE, OF THE NECESSARY SLEEPER DIMENSIONS FOR SATISFYING THE RESTRICTION OF PRESSURES EXERTED BY THEM ON THE BALLAST BED

| Parametri di progetto delle traversine <i>Design parameters of sleepers</i> | Veicolo <i>Vehicle</i> | | | | |
|--|---------------------------|-------|-------|-------|--------|
| | A | B | C | D | E |
| Lunghezza della traversina <i>Sleeper length L_s (mm)</i> | 1,900 | 1,900 | 1,925 | 1,975 | 2,025 |
| Larghezza della traversina <i>Sleeper width B_s (mm)</i> | 260 | 260 | 275 | 290 | 300 |
| Altezza della traversina <i>Sleeper height H_s (mm)</i> | 209 | 209 | 220 | 230 | 240 |
| Distanziamento delle traversine <i>Sleepers spacing s (mm)</i> | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 |
| Risultati (per $E_{sg} = 30,000$ MPa) <i>Results (for $E_{sg} = 30,000$ MPa)</i> | | | | | |
| K_i (kN/mm) | 127.9 | 127.9 | 130.5 | 133.8 | 136.4 |
| $Q_{k(90.0\%)}$ (kN) | 67.84 | 105.1 | 115.7 | 126.8 | 135.46 |
| $p_{sb,M}$ (MPa) | 0.189 | 0.292 | 0.297 | 0.294 | 0.290 |

In accordance with the assumptions of the ORE/ERRI Committee D-71, the reaction force occurring in the sleeper-ballast support is presupposed to be, for calculation purposes, uniformly distributed along the effective area of the sleeper. Therefore, the lack of concordance of this premise with possible real situations necessitates the introduction of a new safety coefficient (η_i), which is intended to take account of the increase of the bending moment produced on the sleeper due to the uneven distribution of contact stresses caused by the presence of irregularities along the sleeper-ballast supporting surface. According to the standards of UIC 713-R [17] and EN 13230-1:2002 [2], the coefficient η_i equals 1.6 (also [5; p. 185], [7; p. 214], [8; p. 34], [1; p. 237]). Thus, in consideration of the scheme of forces and stresses presented in fig. 16 along with the necessary inclusion of the safety factor η_p , the bending moment at rail seat section ($M_{s,r}$) would be given by the following expression:

$$M_{s,r} = \eta_i \cdot F_{z,M} \cdot \frac{L_p}{L_e} \cdot \lambda = \eta_i \cdot \eta_r \cdot F_{z,0} \cdot \frac{L_p}{L_e} \cdot \lambda \quad (37)$$

In this equation, L_p stands for the distance from the rail central axis to the extreme section of the sleeper and L_e is the effective length of half sleeper (defined in Subsection 5.1.1). Observe that, by definition, the ratio L_p/L_e is, except for uncommon cases of very long sleepers, equal to 0.5. On

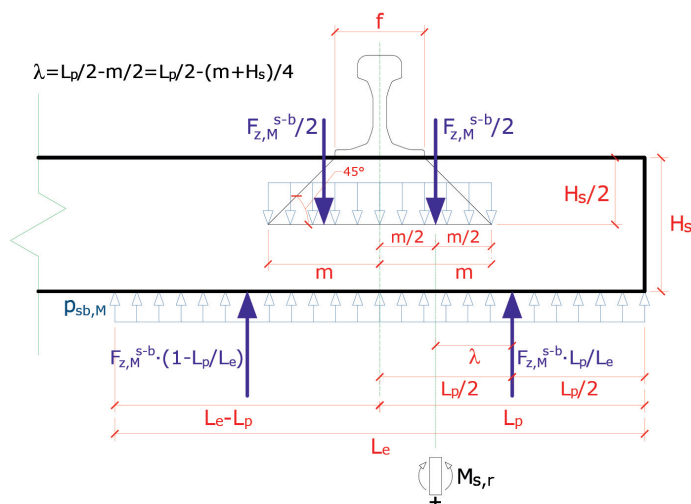


Fig. 16 – Diagramma semplificato delle forze e delle sollecitazioni sulla traversina per il calcolo del momento flettente di progetto alla sezione d'incavo della traversina, in accordo con le assunzioni del Comitato ORE/ERRI D-71.

Fig. 16 - Simplified scheme of forces and stresses on the sleeper for calculation of the design bending moment at rail seat section, in accordance with the assumptions of the ORE/ERRI Committee D-71.

della linea, che implicano significative variazioni della forma della distribuzione delle sollecitazioni lungo la superficie di contatto tra traversina e massicciata, traducendosi in variazioni del momento flettente esercitato in una certa sezione della traversina. Conseguentemente, questa formulazione, sebbene valida ed affidabile – come confermato dall'applicazione comune – per la stima del momento flettente di progetto necessario per una traversina, non sembra particolarmente idonea all'analisi della risposta del momento flettente nelle traversine alle variazioni della rigidità integrata del sistema massicciata – (strati bituminosi aggiuntivi) – piattaforma della linea.

In ogni caso, una conclusione di rilievo riguardante i momenti flettenti nelle traversine riguarda il grande aumento prodotto dall'esercizio dei veicoli B, C, D ed E in relazione al veicolo A. In realtà, per le condizioni più sfavorevoli ($E_{sg} = 30,000$ MPa), i tassi d'incres-

the other hand, λ is the effective lever arm, whose length can be derived from fig. 16:

$$\lambda = \frac{L_p}{2} - \frac{f + H_s}{4} \quad (38)$$

Here, f stands for the base width of the rail foot (140 mm for profile type UIC54) and H_s is the sleeper height.

In summary, the combination of equations (37), (34.a,b) and (38) results in that the bending moment at rail seat section can be evaluated by means of the following expressions:

$$M_{s,r} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot Q_k \cdot \frac{s}{2} \cdot \sqrt{\frac{C \cdot A_s}{4 \cdot E_s \cdot I_{sb} \cdot s}} \cdot \frac{L_p}{L_s} \cdot \left(\frac{L_p}{2} - \frac{f + H_s}{4} \right) \quad (39.a)$$

$$M_{s,r} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot Q_k \cdot \frac{s}{4} \cdot \sqrt{\frac{K_s}{E_s \cdot I_{sb}}} \cdot \frac{L_p}{L_s} \cdot \left(\frac{L_p}{2} - \frac{f + H_s}{4} \right) \quad (39.b)$$

Thus, the practical application of equations (39.a,b) to the vehicles and operating conditions under study leads to the results shown in table 12, which are also graphically presented in fig. 17 as a function of the vertical track stiffness. Note that the modifications of sleeper dimensions indicated in table

TABELLA 12 – TABLE 12

MOMENTO FLETTENTE ESERCITATO IN CORRISPONDENZA DELLA SEZIONE D'INCAVO DELLA TRAVERSINA (PER UN BINARIO CON DIMENSIONI MODIFICATE DELLA TRAVERSINA)
BENDING MOMENT EXERTED AT THE RAIL SEAT SECTION OF THE SLEEPERS (FOR A TRACK WITH THE MODIFIED SLEEPER DIMENSIONS)

| Modulo di elasticità (sollecitazione-deformazione) della piattaforma della linea Stress-strain modulus of the subgrade | Momento flettente alla sezione d'incavo della traversina Bending moment in the sleepers at rail seat section $M_{s,r}$ (kN·m) | | | | |
|---|---|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| | Veicolo A Vehicle A | Veicolo B Vehicle B | Veicolo C Vehicle C | Veicolo D Vehicle D | Veicolo E Vehicle E |
| $E_{v2,sg} = 25$ MPa | 2.81 | 4.40 | 5.00 | 5.95 | 6.85 |
| $E_{v2,sg} = 40$ MPa | 3.04 | 4.77 | 5.42 | 6.44 | 7.42 |
| $E_{v2,sg} = 60$ MPa | 3.25 | 5.10 | 5.78 | 6.87 | 7.92 |
| $E_{v2,sg} = 80$ MPa | 3.39 | 5.33 | 6.04 | 7.18 | 8.28 |
| $E_{v2,sg} = 100$ MPa | 3.51 | 5.51 | 6.25 | 7.42 | 8.56 |
| $E_{v2,sg} = 125$ MPa | 3.62 | 5.69 | 6.45 | 7.66 | 8.83 |
| $E_{v2,sg} = 150$ MPa | 3.71 | 5.84 | 6.61 | 7.85 | 9.05 |
| $E_{v2,sg} = 200$ MPa | 3.85 | 6.06 | 6.85 | 8.14 | 9.38 |
| $E_{v2,sg} = 250$ MPa | 3.95 | 6.22 | 7.03 | 8.35 | 9.62 |
| $E_{sg} = 3,000$ MPa | 4.50 | 7.10 | 8.01 | 9.49 | 10.92 |
| $E_{sg} = 30,000$ MPa | 4.56 | 7.21 | 8.12 | 9.62 | 11.06 |

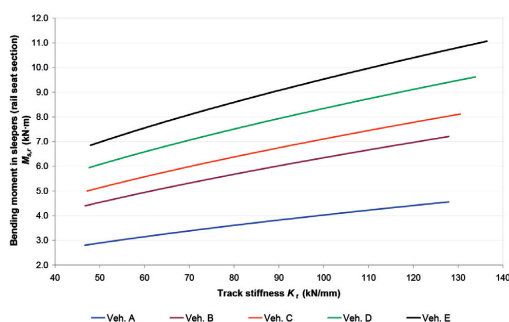


Fig. 17 – Variazione, per un binario con dimensioni modificate della traversina, del momento flettente alla sezione d'incavo della traversina in funzione della rigidità verticale del binario.
Fig. 17 - Variation, for a track with the modified sleeper dimensions, of the bending moment at the rail seat section of the sleepers depending on the vertical track stiffness.

mento sono quantificati al 58% per il veicolo B, al 78% per il veicolo C, al 111% per il veicolo D e al 143% per il veicolo E. Questi consistenti aumenti sono parzialmente dovuti all'incremento del carico di progetto per ruota Q_k , ma, nel caso dei veicoli C, D ed E, essi si verificano anche per l'aumento della lunghezza delle traversine, che ha un effetto molto consistente sul momento flettente (vedere al riguardo il grafico a sinistra in fig. 18).

A tal riguardo, la fig. 18 analizza il comportamento del momento flettente massimo alla sezione d'incavo della traversina in funzione delle possibili variazioni delle due dimensioni principali della traversina (lunghezza e larghezza). I risultati mostrati in questa fig. sono adattati al caso in cui la piattaforma della linea raggiunge il suo valore massimo del modulo di elasticità ($E_{sg} = 30,000$ MPa).

Come prevedibile, il momento flettente delle traversine è influenzato in modo molto più consistente dalla loro lunghezza di quanto non lo sia dalla loro larghezza. In effetti, la debole influenza della larghezza sul momento flettente si ha solo come conseguenza delle deboli variazioni della rigidità verticale del binario (K_t) causate dalla variazione della larghezza della traversina. A sua volta, ogni variazione della rigidità del binario si traduce anche in una moderata variazione del valore del carico di progetto per ruota Q_k . Entrambe le variabili, K_t e Q_k , condizionano il momento flettente calcolato nel modo stabilito dall'equazione (39.b).

6.4.2. Momento flettente di progetto nella sezione centrale

La valutazione teorica del momento flettente che si potrebbe avere nella sezione centrale della traversina presenta serie difficoltà e significative incertezze, poichè il suo segno (positivo o negativo) e il suo valore assoluto sono altamente sensibili alle variazioni delle condizioni di appoggio traversina-massiccata e all'effettiva disuniformità

11 for the cases of vehicles C, D and E have been already introduced in these calculations. On the contrary, as this evaluation concerns the sleepers, the design wheel load Q_k here considered has to correspond to a reliability level of 98% in the estimation of dynamic oscillations, in such a way that the values of Q_k are now greater than the ones included in that table.

However, it should be noted that the main deficiency of this methodology consists in that it does not take into account that the variations of relative stiffness between the sleepers and the combined system of track bed layers and subgrade where they lie imply significant modifications in the shape of the stresses distribution along the contact surface between sleeper and ballast, which results in changes in the bending moment exerted at a certain sleeper section. Consequently, this formulation, although valid and reliable – confirmed by common application – in the estimation of the design bending moment necessary for a sleeper, does not seem excessively suitable for purposes of analyzing the response of the bending moment in sleepers to variations in the integrated stiffness of the ballast – (additional blanket layers) – subgrade system.

In any case, an outstanding conclusion regarding bending moments in sleepers is the great augmentation pro-

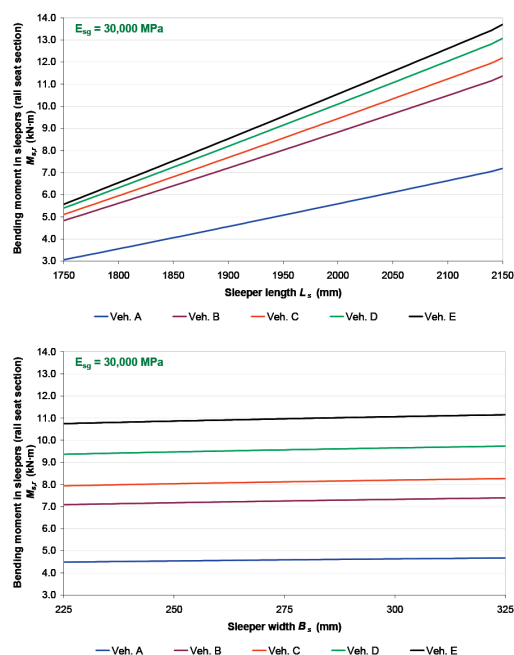


Fig. 18 - Variazione del momento flettente alla sezione d'incavo della traversina in funzione della sua lunghezza (sinistra) e larghezza (destra).

Fig. 18 - Variation of the bending moment at the rail seat section of the sleepers as a function of its length (left) and width (right).

mità del carico trasmesso dalle ruote sinistra e destra di una sala montata.

Così, in linea con queste considerazioni, il momento flettente massimo nella sezione centrale delle traversine è solitamente stimato in proporzione al momento ottenuto nella sezione d'incavo della traversina e alle proprietà geometriche e meccaniche di entrambe le sezioni.

Pertanto, il criterio di progetto proposto inizialmente dal Comitato ORE/ERRI D-71 assume, nell'ambito di un approccio sperimentale, che il valore assoluto massimo del momento flettente nella sezione centrale della traversina ($M_{s,c}$), il cui segno reale è normalmente negativo, sia approssimativamente limitato dalla seguente espressione ([1; p. 238], [6; p. 5.24], [12, p. 454]):

$$|M_{s,c}| \approx 1.2 \cdot M_{s,r} \cdot \frac{(E_s \cdot I_{s,h})_c}{(E_s \cdot I_{s,h})_r} \quad (40)$$

In questa equazione, $(E_s \cdot I_{s,h})_c$ e $(E_s \cdot I_{s,h})_r$ rappresentano la rigidità di flessione (cioè il prodotto del modulo di elasticità e del momento d'inerzia rispetto all'asse orizzontale principale) delle sezioni di traversina situate rispettivamente al centro e sotto la suola della rotaia.

Così, l'equazione (40) è ora applicata ai casi particolari allo studio al fine di stimare il limite superiore del momento flettente potenzialmente prodotto dall'esercizio di

duced by the operation of vehicles B, C, D and E in relation to A. In fact, for the most unfavourable conditions ($E_{sg} = 30,000$ MPa), the increase ratios are quantified at 58% for vehicle B, 78% for C, 111% for D and 143% for E. These large growths are partially caused by the increase of the design wheel load Q_k , but, in the case of vehicles C, D and E, they take place also due to the enlargement of the sleepers length, which has a very considerable effect on the bending moment (observe left chart in fig. 18).

In this regard, fig. 18 analyzes the behaviour of the maximum bending moment at the rail seat section of the sleepers depending on possible modifications in their two main dimensions (length and width). The results shown in this figure are particularized for the case where the subgrade reaches its top value of elasticity modulus ($E_{sg} = 30,000$ MPa).

As predictable, the bending moment in the sleepers is much more strongly affected by their length than by their width. Actually, the weak influence of this width on the bending moment appears only as consequence of the slight changes in the vertical track stiffness (K_t) caused by modification of the sleeper width. In turn, any alteration of the track stiffness also results in a moderate change in the value of the design wheel load Q_k . Both variables, K_t and Q_k , affect the calculated bending moment in the way established by Equation (39.b).

TABELLA 13 – TABLE 13 6.4.2. Design bending moment for central section

MOMENTO FLETTENTE MASSIMO, IN VALORE ASSOLUTO, ESERCITATO NELLA SEZIONE CENTRALE DELLE TRAVERSINE (PER UN BINARIO CON DIMENSIONI MODIFICATE DELLA TRAVERSINA)
MAXIMUM BENDING MOMENT, IN ABSOLUTE VALUE, EXERTED AT THE CENTRAL SECTION OF THE SLEEPERS (FOR A TRACK WITH THE MODIFIED SLEEPER DIMENSIONS)

| Modulo di elasticità (sollecitazione-deformazione) della piattaforma della linea Stress-strain modulus of the subgrade | Momento flettente massimo nelle sezione centrale delle traversine $M_{s,c}$ (kN·m), in valore assoluto Maximum bending moment in the sleepers at central section $M_{s,c}$ (kN·m), in absolute value | | | | |
|---|---|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| | Veicolo A Vehicle A | Veicolo B Vehicle B | Veicolo C Vehicle C | Veicolo D Vehicle D | Veicolo E Vehicle E |
| $E_{v2,sg} = 25$ MPa | 2.44 | 3.83 | 4.35 | 5.17 | 5.96 |
| $E_{v2,sg} = 40$ MPa | 2.65 | 4.15 | 4.72 | 5.60 | 6.46 |
| $E_{v2,sg} = 60$ MPa | 2.82 | 4.43 | 5.03 | 5.98 | 6.89 |
| $E_{v2,sg} = 80$ MPa | 2.95 | 4.64 | 5.26 | 6.25 | 7.20 |
| $E_{v2,sg} = 100$ MPa | 3.05 | 4.80 | 5.43 | 6.46 | 7.45 |
| $E_{v2,sg} = 125$ MPa | 3.15 | 4.95 | 5.61 | 6.66 | 7.68 |
| $E_{v2,sg} = 150$ MPa | 3.23 | 5.08 | 5.75 | 6.83 | 7.87 |
| $E_{v2,sg} = 200$ MPa | 3.35 | 5.27 | 5.96 | 7.08 | 8.16 |
| $E_{v2,sg} = 250$ MPa | 3.44 | 5.41 | 6.12 | 7.26 | 8.37 |
| $E_{sg} = 3,000$ MPa | 3.91 | 6.18 | 6.96 | 8.25 | 9.50 |
| $E_{sg} = 30,000$ MPa | 3.97 | 6.27 | 7.06 | 8.37 | 9.63 |

Theoretical evaluation of the bending moment that could occur at the central section of the sleeper is subjected to severe difficulties and significant uncertainties, since its sign (positive or negative) and absolute value are highly sensitive to variations in the sleeper-ballast supporting conditions and to the actual unevenness in the load transmitted by the left and right wheels of a wheelset. Thus, in line with these considerations, the maximum bending moment at the mid-section of the sleepers is usually estimated in proportion to the moment obtained at the rail seat section and to the geometric and mechanical properties of both sections.

Therefore, the design criterion proposed initially by the ORE/ERRI Committee D-71 assumes, from an experimental approach, that the maximum absolute value of the bending moment at the central section of the sleeper ($M_{s,c}$), whose real sign is

ogni singolo veicolo nella sezione centrale delle traversine, ottenendo i valori riportati in tabella 13. Le condizioni di applicazione sono qui le stesse di quelle dichiarate nella sottosezione 5.4.1; per quanto riguarda il rapporto $(E_s \cdot I_{s,h})_c / (E_s \cdot I_{s,h})_r$, si assume lo stesso modulo di elasticità per l'intero corpo della traversina, cosicché tale rapporto si riduce al rapporto dei momenti d'inerzia nella sezione centrale e sotto la suola della rotaia. Per le traversine monoblocco in calcestruzzo questo rapporto è stato stimato, in media, pari a 0.725.

Inoltre, per effetto del semplice metodo proposto per valutare il momento flettente nella sezione centrale, tale grandezza meccanica mostrerebbe, in termini relativi, un comportamento simile al momento calcolato per la sezione sotto la suola della rotaia nel caso in cui sia soggetto alle variazioni della rigidità del binario, della lunghezza e della larghezza delle traversine, ecc.

6.5. Effetti meccanici sulla piattaforma della linea

6.5.1. Limitazione della sollecitazione verticale sullo strato di terra della piattaforma o sulla piattaforma lavorata

La massima ammissibile sollecitazione di compressione sulla superficie superiore dello strato di terra della piattaforma o della piattaforma lavorata può essere utilizzata al fine di determinare lo spessore complessivo richiesto (e) degli strati granulari situati tra l'appoggio delle traversine e tale superficie, vale a dire la massicciata al disotto del fondo delle traversine e l'eventuale scudatura (sotto-massicciata e strati protettivi o drenanti se necessari).

A tal riguardo, la sollecitazione verticale trasmessa da un carico uniformemente distribuito applicato su un'area rettangolare in un punto qualsiasi al disotto degli spigoli del rettangolo è data dalla formula di Holl (see [13; p. 54]). Così, alcuni adattamenti sulla base di questa formula consentono il calcolo della sollecitazione verticale al disotto del punto centrale della superficie efficace di una mezza traversina (in cui questa sollecitazione raggiunge valori massimi), nell'ipotesi di un semispazio elastico omogeneo al di sotto della traversina. In tal modo, se le dimensioni generiche della superficie efficace sono $L_e \times B_e$ e z è la profondità al di sotto della base della traversina, la sollecitazione verticale σ_z potrebbe essere calcolata in accordo con la seguente espressione:

$$\sigma_z = p_{a,m} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \left[\arctan \left(\frac{L_e \cdot B_e}{z \cdot \sqrt{\frac{L_e^2}{4} + B_e^2 + z^2}} \right) + \frac{L_e \cdot B_e \cdot z}{\sqrt{\frac{L_e^2}{4} + B_e^2 + z^2}} \cdot \left(\frac{1}{\frac{L_e^2}{4} + z^2} + \frac{1}{\frac{B_e^2}{4} + z^2} \right) \right] \quad (41)$$

Occorre notare che, d'altro canto, il valore della pressione traversina-massicciata $p_{sb,M}$ può essere definito, per la traversina più fortemente caricata, in accordo alle equazioni (35.a,b).

Ciò nonostante, gli strati del piano di posa del binario e la sottostante piattaforma della linea non costituiscono certo un semi-spazio omogeneo ma rappresentano bensì un sistema multi-strato. Con l'obiettivo di tenere in consi-

normally negative, is bounded approximately by the following expression ([1; p. 238], [6; p. 5.24], [12, p. 454]):

$$|M_{s,c}| \approx 1.2 \cdot M_{s,r} \cdot \frac{(E_s \cdot I_{s,h})_c}{(E_s \cdot I_{s,h})_r} \quad (40)$$

In this equation, $(E_s \cdot I_{s,h})_c$ and $(E_s \cdot I_{s,h})_r$ compound the bending stiffness (i.e. the product of the modulus of elasticity multiplied by the inertia moment with respect to horizontal principal axis) of the sleeper sections located respectively at the centre and under the rail seat.

Thus, equation (40) is now applied to the particular cases under study in order to estimate the upper bound of the bending moment potentially produced by the operation of each vehicle at the central section of the sleepers, resulting in the values contained in table 13. The application conditions are here the same as stated in Subsection 5.4.1; as regards to the quotient $(E_s \cdot I_{s,h})_c / (E_s \cdot I_{s,h})_r$, it is assumed the same modulus of elasticity for the whole sleeper body, so such quotient is reduced to the ratio of inertia moments at central section and under the rail seat. For monoblock concrete sleepers this ratio has been estimated, on average, as 0.725.

Furthermore, because of the simple method proposed to evaluate the bending moment at the central section, such mechanical magnitude would show, in relative terms, a similar behaviour to the moment calculated for the section under rail seat in case of being subjected to variations of track stiffness, length and width of sleepers, etc.

6.5. Mechanical effects on the subgrade

6.5.1. Limitation of vertical stress on earth formation layer or prepared subgrade

The maximum permissible compressive stress on the top surface of the earth formation layer or prepared subgrade can be used in order to determine the required overall thickness (e) of the granular layers placed between sleepers support and such surface, namely ballast below sleepers bottom and contingent blanket layers (sub-ballast and protective or filtering layers, if necessary).

In this regard, the vertical stress transmitted from a uniformly distributed load applied on a rectangular area to any point beneath the corner of the rectangle is given by the Holl formulation (see [13; p. 54]). Thus, some adaptations on the basis of this formula enable the calculation of the vertical stress beneath the centre-point of the effective area of half a sleeper (where this stress reaches maximum values), in the assumption of a homogeneous elastic half-space below the sleeper. In this way, if the generic dimensions of the effective area are $L_e \times B_e$ and z is the depth beneath the sleeper base, the vertical stress σ_z could be calculated according to the following expression:

$$\sigma_z = p_{a,m} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \left[\arctan \left(\frac{L_e \cdot B_e}{z \cdot \sqrt{\frac{L_e^2}{4} + B_e^2 + z^2}} \right) + \frac{L_e \cdot B_e \cdot z}{\sqrt{\frac{L_e^2}{4} + B_e^2 + z^2}} \cdot \left(\frac{1}{\frac{L_e^2}{4} + z^2} + \frac{1}{\frac{B_e^2}{4} + z^2} \right) \right] \quad (41)$$

derazione gli effetti di tale eterogeneità sulla distribuzione delle sollecitazioni, sono stati sviluppati nel passato diversi metodi approssimati di equivalenza. Nel presente studio, sarà utilizzata una combinazione dei metodi di Odemark ([5; pp. 244-245], [3; pp. 93-94]) e Palmer e Barber ([13; p. 163], [4; pp. 525-529]) al fine di convertire virtualmente il sistema reale multi-strato in un semispazio equivalente in cui la sollecitazione verticale ad una profondità equivalente z_{eq} è approssimativamente pari a quella esistente alla profondità effettiva z nel sistema reale multi-strato. Così, se questa metodologia è applicata alla struttura del piano di posa del binario, composta in modo semplificato da due differenti strati (massicciata ed altri eventuali strati bituminosi (scudatura) e, dall'altro lato, piattaforma della linea), la funzione che lega z_{eq} e z è stabilita nel modo seguente (per i casi in cui il modulo di elasticità della piattaforma della linea è inferiore al modulo dello strato sovrastante):

$$z_{eq} = \left[0.9 + 0.1 \cdot \left(\frac{E_{sg}}{E_b} \cdot (1 - \nu_b^2) \right)^{1/3} \right] \cdot z \cdot \left(\frac{E_b}{E_{sg}} \cdot (1 - \nu_{sg}^2) \right)^{1/3} \text{ if } \frac{E_{sg}}{1 - \nu_{sg}^2} \leq \frac{E_b}{1 - \nu_b^2}; 0 \leq z \leq e \quad (42)$$

In sintesi, la sollecitazione verticale massima sulla superficie superiore della piattaforma della linea o sullo strato di terra della piattaforma ($\sigma_{z,sg}$) può essere calcolata sulla base dell'equazione (41), valutando tale espressione per lo spessore equivalente e_{eq} degli strati situati al di sopra della piattaforma della linea. A sua volta, questo spessore equivalente può essere determinato per mezzo dell'equazione (42). Pertanto:

$$\sigma_{z,sg} = \sigma_z (z = e_{eq}) \quad (43.a)$$

$$e_{eq} = \left[0.9 + 0.1 \cdot \left(\frac{E_{sg}}{E_b} \cdot (1 - \nu_b^2) \right)^{1/3} \right] \cdot e \cdot \left(\frac{E_b}{E_{sg}} \cdot (1 - \nu_{sg}^2) \right)^{1/3} \text{ if } \frac{E_{sg}}{1 - \nu_{sg}^2} \leq \frac{E_b}{1 - \nu_b^2} \quad (43.b)$$

Così, per i casi di piattaforme flessibili della linea con capacità portanti relativamente basse, la sollecitazione verticale massima $\sigma_{z,sg}$ ottenuta dalle equazioni (43.a,b) deve essere confrontata con la sollecitazione di compressione ammissibile di tale piattaforma ($\sigma_{sg,adm}$), al fine di garantire che quest'ultima non sia superata:

$$\sigma_{z,sg} \leq \sigma_{sg,adm} \quad (44)$$

D'altro canto, la valutazione della sollecitazione di compressione ammissibile della piattaforma della linea può essere effettuata in accordo alla formula empirica di Heukelom e Klomp ([1; p. 257], [5; pp. 216-217], [7; p. 223], [6; p. 5.82], [12; p. 329], [16; p. 25], [8; p. 46]):

$$\sigma_{sg,adm} = \frac{0.006 \cdot E_{d,sg}}{1 + 0.7 \cdot \log N} \quad (45)$$

Nell'equazione (45), N rappresenta il numero di cicli di carico (cioè il numero di assi in transito) che il tratto di linea allo studio è destinato a sopportare, la cui valutazione numerica è solitamente pari a $2 \cdot 10^6$ ([1; p. 257], [7; pp. 223-226], [6; p. 5.84], [16; p. 25], [8; p. 46]). Al contempo, $E_{d,sg}$ è il modulo di elasticità dinamico della piattaforma lavorata o dello strato della piattaforma, che può essere stimato attraverso l'indice CBR di tale strato in accordo con la relazione seguente ([16; p. 25], [1; p. 257], [12; p. 330], [5; p. 237]):

Note that, on the other hand, the value of the sleeper-ballast pressure $p_{sb,M}$ can be defined, for the most strongly loaded sleeper, in accordance with Equations (35.a,b).

Nevertheless, the track bed layers and underlying subgrade do not really compound a homogeneous half-space, but constitute a multi-layer system. With the aim of taking into account the effects of this heterogeneity on the stresses diffusion, several approximate equivalence methods have been developed in the past. In this study, a combination of the Odemark's ([5; pp. 244-245], [3; pp. 93-94]) and Palmer and Barber's ([13; p. 163], [4; pp. 525-529]) methods is going to be employed in order to virtually convert the real multi-layer system to an equivalent half-space, in which the vertical stress at an equivalent depth z_{eq} is approximately equal to the existing one at the actual depth z in the real multi-layer system. Thus, if this methodology is applied to the track bed structure, simplified as composed by two different layers (ballast along with other contingent blanket layers and, on the other hand, subgrade), the function relating z_{eq} and z is established as follows (for the cases where elasticity modulus of the subgrade is lower than the modulus of the overlying layer):

$$z_{eq} = \left[0.9 + 0.1 \cdot \left(\frac{E_{sg}}{E_b} \cdot (1 - \nu_b^2) \right)^{1/3} \right] \cdot z \cdot \left(\frac{E_b}{E_{sg}} \cdot (1 - \nu_{sg}^2) \right)^{1/3} \text{ if } \frac{E_{sg}}{1 - \nu_{sg}^2} \leq \frac{E_b}{1 - \nu_b^2}; 0 \leq z \leq e \quad (42)$$

In summary, the maximum vertical stress on the top surface of the subgrade or earth formation layer ($\sigma_{z,sg}$) can be calculated on the basis of equation (41), by evaluating that expression at the equivalent thickness e_{eq} of the layers placed above the subgrade. In turn, this equivalent thickness can be determined by means of equation (42). Therefore:

$$\sigma_{z,sg} = \sigma_z (z = e_{eq}) \quad (43.a)$$

$$e_{eq} = \left[0.9 + 0.1 \cdot \left(\frac{E_{sg}}{E_b} \cdot (1 - \nu_b^2) \right)^{1/3} \right] \cdot e \cdot \left(\frac{E_b}{E_{sg}} \cdot (1 - \nu_{sg}^2) \right)^{1/3} \text{ if } \frac{E_{sg}}{1 - \nu_{sg}^2} \leq \frac{E_b}{1 - \nu_b^2} \quad (43.b)$$

Thus, for the cases of flexible subgrades with relatively low bearing capacities, the maximum vertical stress $\sigma_{z,sg}$ obtained from equations (43.a,b) must be compared with the admissible compressive stress of such subgrade ($\sigma_{sg,adm}$), in order to ensure that the latter will be not exceeded:

$$\sigma_{z,sg} \leq \sigma_{sg,adm} \quad (44)$$

On the other hand, the estimation of the permissible compressive stress of the subgrade can be performed according to the Heukelom and Klomp empirical formula ([1; p. 257], [5; pp. 216-217], [7; p. 223], [6; p. 5.82], [12; p. 329], [16; p. 25], [8; p. 46]):

$$\sigma_{sg,adm} = \frac{0.006 \cdot E_{d,sg}}{1 + 0.7 \cdot \log N} \quad (45)$$

In equation (45), N stands for the number of load cycles (i.e. axles passing over) that the track section under study is intended to support, whose numerical value is normally taken as $2 \cdot 10^6$ ([1; p. 257], [7; pp. 223-226], [6; p. 5.84], [16; p. 25], [8; p. 46]). Meanwhile, $E_{d,sg}$ is the dynamic modulus of elasticity of the prepared subgrade or formation layer, which can be estimated through the CBR index of that layer in accordance with the following relation ([16; p. 25], [1; p. 257], [12; p. 330], [5; p. 237]):

$$E_{d,sg} [\text{MPa}] \approx 10 \cdot \text{CBR} \quad (46)$$

Comunque, poichè il parametro che è stato impiegato nel presente studio per caratterizzare la qualità della piattaforma della linea è il modulo di elasticità (direttamente o attraverso il modulo di deformazione al secondo caricamento nella prova di carico su piastra), sarebbe conveniente definire un legame tra tale modulo e l'indice CBR al fine di sviluppare una completa formulazione. A tal riguardo, gli studi condotti da Powell [14] hanno fornito l'espressione empirica più diffusamente accettata che mette in relazione entrambi i parametri [11; pp. 4418-4419]. Pertanto, in accordo con tale formula, è possibile ottenere, attraverso la corrispondente funzione inversa, la relazione seguente:

$$\text{CBR} \approx \left(\frac{E_{sg}}{17.58} \right)^{1.5625} \quad (47)$$

Occorre notare che il modulo di elasticità della piattaforma della linea E_{sg} deve essere espresso in MPa nell'equazione (47). Inoltre, si deve rammentare che, nel caso di piattaforme flessibili della linea, E_{sg} è legato al modulo di deformazione al secondo caricamento nella prova di carico su piastra ($E_{v2,sg}$) mediante l'equazione (20). In tal modo è stata formulata una relazione che lega la sollecitazione di compressione ammissibile della piattaforma della linea al suo modulo di deformazione $E_{v2,sg}$.

L'applicazione pratica di questo criterio ai casi oggetto del presente studio inizia con il calcolo della sollecitazione verticale massima sulla superficie superiore di diverse classi di piattaforme della linea, focalizzando tale valutazione sulle piattaforme con capacità portante relativamente bassa (ad esempio, $E_{v2,sg}$ variabile tra 25 e 125 MPa). Così, i risultati ottenuti sono presentati in tabella

SOLLECITAZIONE VERTICALE MASSIMA TRASMESSA ALLA SUPERFICIE SUPERIORE DELLA PIATTAFORMA DELLA LINEA (PER UN BINARIO CON DIMENSIONI MODIFICATE DELLA TRAVERSINA E 30 CM DI SPESSORE DEL LETTO DI PIETRISCO)

MAXIMUM VERTICAL STRESS TRANSMITTED TO THE TOP SURFACE OF THE SUBGRADE (FOR A TRACK WITH THE MODIFIED SLEEPER DIMENSIONS AND 30 CM OF BALLAST BED THICKNESS)

| Modulo di deformazione della piattaforma della linea Subgrade's modulus of deformation $E_{v2,sg}$ | Sollecitazione verticale sulla superficie superiore della piattaforma della linea Vertical stress on the top surface of the subgrade $\sigma_{z,sg}$ (kPa) | | | | |
|---|---|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| | Veicolo A Vehicle A | Veicolo B Vehicle B | Veicolo C Vehicle C | Veicolo D Vehicle D | Veicolo E Vehicle E |
| $E_{v2,sg} = 25 \text{ MPa}$ | 34.5 | 53.1 | 57.8 | 61.2 | 63.2 |
| $E_{v2,sg} = 40 \text{ MPa}$ | 44.8 | 69.0 | 74.7 | 78.6 | 80.7 |
| $E_{v2,sg} = 60 \text{ MPa}$ | 54.8 | 84.4 | 91.0 | 95.3 | 97.5 |
| $E_{v2,sg} = 80 \text{ MPa}$ | 62.0 | 95.6 | 102.8 | 107.3 | 109.5 |
| $E_{v2,sg} = 100 \text{ MPa}$ | 67.2 | 103.6 | 111.2 | 115.9 | 118.0 |
| $E_{v2,sg} = 125 \text{ MPa}$ | 71.1 | 109.7 | 117.6 | 122.4 | 124.6 |

$$E_{d,sg} [\text{MPa}] \approx 10 \cdot \text{CBR} \quad (46)$$

However, since the parameter that has been employed in the present study for characterizing the subgrade's quality is the modulus of elasticity (either directly or through the modulus of deformation at the second loading in the plate load bearing test), the establishment of a connection between such modulus and the CBR index would be convenient in order to develop a complete formulation. In this regard, the studies conducted by Powell [14] have provided the most widely accepted empirical expression relating both parameters [11; pp. 4418-4419]. Therefore, according to such formula, it is possible to obtain, through the corresponding inverse function, the following relation:

$$\text{CBR} \approx \left(\frac{E_{sg}}{17.58} \right)^{1.5625} \quad (47)$$

Note that the elasticity modulus of the subgrade E_{sg} must be entered into equation (47) expressed in MPa. Furthermore, it should be reminded that, in case of flexible subgrades, E_{sg} is related to the modulus of deformation at the second loading in the plate load bearing test ($E_{v2,sg}$) by means of equation (20). In this way, a formulation relating the admissible compressive stress of the subgrade to its modulus of deformation $E_{v2,sg}$ has been completed.

The practical application of this criterion to the cases object of this study begins with the calculation of the maximum vertical stress on the top surface of several subgrade classes, focusing this evaluation on those with relatively low bearing capacity (for instance, $E_{v2,sg}$ ranging from 25 to 125 MPa). Thus, the obtained results are presented in table 14. The track configuration adopted for the referred calculation considers a single track bed layer composed of ballast with a thickness (e) of 30 cm (as stated in Subsection 2.2), but with the introduction of the modified sleeper dimensions defined in table 11. As regards to the reliability level in the evaluation of dynamic wheel load oscillations, in conformity with the observations of Subsection 5.1.2 the 90% value must be employed in the quantification of the sleeper-ballast pressure $p_{sb,M}$ applied as source of the stresses diffusion.

The next step consists in estimating the admissible compressive stress $\sigma_{sg,adm}$ of each class of flexible subgrade according to its modulus of deformation $E_{v2,sg}$. This assessment, evaluated for a number of load cycles N equal to $2 \cdot 10^6$, leads to the results included in table 15. Moreover, fig. 19 is aimed to counterpose the permissible and the maximum transmitted stresses in order to visualize the range of subgrade's moduli of deformation $E_{v2,sg}$.

TABELLA 15 – TABLE 15

STIMA DELLA SOLLECITAZIONE DI COMPRESSIONE AMMISSIBILE DELLA PIATTAFORMA DELLA LINEA IN FUNZIONE DEL SUO MODULO DI DEFORMAZIONE AL SECONDO CARICAMENTO
 ESTIMATION OF THE ADMISSIBLE COMPRESSIVE STRESS OF THE SUBGRADE DEPENDING ON ITS MODULUS OF DEFORMATION AT THE SECOND LOADING IN THE PLATE LOAD BEARING TEST

| Modulo di deformazione della piattaforma della linea al secondo caricamento Subgrade's modulus of deformation at the second loading | Sollecitazione di compressione ammissibile Admissible compressive stress |
|--|---|
| $E_{v2,sg} = 25 \text{ MPa}$ | $\sigma_{sg,adm} = 17.8 \text{ kPa}$ |
| $E_{v2,sg} = 40 \text{ MPa}$ | $\sigma_{sg,adm} = 37.2 \text{ kPa}$ |
| $E_{v2,sg} = 60 \text{ MPa}$ | $\sigma_{sg,adm} = 70.0 \text{ kPa}$ |
| $E_{v2,sg} = 80 \text{ MPa}$ | $\sigma_{sg,adm} = 109.8 \text{ kPa}$ |
| $E_{v2,sg} = 100 \text{ MPa}$ | $\sigma_{sg,adm} = 155.5 \text{ kPa}$ |
| $E_{v2,sg} = 125 \text{ MPa}$ | $\sigma_{sg,adm} = 220.4 \text{ kPa}$ |

14. La configurazione di binario adottata per il calcolo riferito considera un singolo strato del piano di posa del binario composto da massicciata con uno spessore (e) di 30 cm (come dichiarato nella sottosezione 2.2), ma con l'introduzione delle dimensioni modificate della traversina definite in tabella 11. Per quanto riguarda il livello di affidabilità della valutazione delle oscillazioni dinamiche del carico per ruota, in conformità con le osservazioni della sottosezione 5.1.2 deve essere impiegato il valore del 90% nella quantificazione della pressione traversina-massicciata $p_{sb,M}$ applicata come origine della distribuzione delle sollecitazioni.

La fase successiva consiste nella valutazione della sollecitazione di compressione ammissibile $\sigma_{sg,adm}$ di ogni classe di piattaforma flessibile della linea in funzione del suo modulo di deformazione $E_{v2,sg}$. Questa valutazione, effettuata per un numero di cicli di carico N pari a $2 \cdot 10^6$, conduce ai risultati inclusi in tabella 15. Inoltre la fig. 19 illustra il confronto tra le sollecitazioni trasmesse massima e permissibile al fine di visualizzare l'intervallo del modulo di deformazione della piattaforma della linea $E_{v2,sg}$ in cui tale strato sarebbe sovraccaricato. Occorre notare che questo tipo di calcolo non è necessario per il caso delle piattaforme rigide, poichè la loro capacità portante è molto più che sufficiente per sopportare senza danni o deterioramenti i carichi trasmessi dai veicoli.

La fig. 19 evidenzia che, con la configurazione di binario finora considerata, situazioni in cui la sollecitazione verticale massima trasmessa alla superficie superiore della piattaforma della linea supera abbondantemente il limite ammissibile, si verificherebbero in quei tratti di bi-

where this layer would be overloaded. Note that this kind of calculation is unnecessary for the case of rigid subgrades, since their bearing capacity is much more than enough to withstand the loads transmitted from the vehicles without damage or deterioration.

Fig. 19 evidences that, with the track configuration heretofore considered, situations in which the maximum vertical stress transmitted to the top surface of the subgrade exceeds amply the admissible limit would take place in those track sections where the subgrade's modulus $E_{v2,sg}$ is lower than certain values which depend on the operational and vehicles' characteristics. Therefore, some modifications or restrictions should be imposed in order to prevent the possibility of such subgrade overloading. In this regard, two different kinds of measures could be taken into consideration, one of them acting on the track bed layers and the other one on the subgrade:

- increase of the track bed layers' thickness in order to attain a greater attenuation of the stresses transmitted from the sleeper and, consequently, to reduce the value of vertical stress that reaches the top surface of the subgrade;
- as regards to the works of subgrade compaction, improvement, reinforcement, etc., imposition on the modulus of deformation at the second loading in the plate load bearing test to be high enough to ensure a compressive strength greater than the maximum transmitted stress.

In the framework of the present study, and usually in general, a proper combination of both kinds of measures is considered as the most efficient solution. Thus, a subgrade's modulus of deformation $E_{v2,sg}$ of at least 50 MPa is

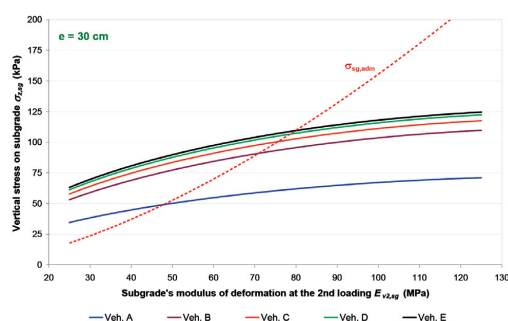


Fig. 19 – Variazione, per un binario con dimensioni modificate della traversina e 30 cm di spessore di letto di pietrisco, della sollecitazione verticale massima sulla superficie superiore della piattaforma della linea in funzione del suo modulo di deformazione al secondo caricamento nella prova di carico su piastra, e confronto con la sollecitazione di compressione ammissibile.
 Fig. 19 - Variation, for a track with the modified sleeper dimensions and 30 cm of ballast bed thickness, of the maximum vertical stress on the top surface of the subgrade as a function of its modulus of deformation at the second loading in the plate load bearing test, and comparison with the permissible compressive stress.

nario dove il modulo della piattaforma della linea $E_{v2,sg}$ è inferiore a certi valori che dipendono dalle caratteristiche di esercizio e da quelle dei veicoli. Pertanto, dovrebbero essere imposte alcune modifiche e restrizioni al fine di prevenire la possibilità di tale sovraccarico della piattaforma. A tal riguardo, possono essere prese in considerazione due differenti tipologie di misure, una agente sugli strati del piano di posa del binario e l'altra sulla piattaforma della linea:

- incremento dello spessore degli strati del piano di posa del binario al fine di conseguire una maggiore attenuazione delle sollecitazioni trasmesse dalla traversina e, conseguentemente, ridurre il valore della sollecitazione verticale che raggiunge la superficie superiore della piattaforma della linea;
- per quanto riguarda i lavori di compattazione, miglioramento, armatura, ecc. della piattaforma, imposizione sul modulo di deformazione al secondo caricamento nella prova di carico su piastra affinché lo stesso sia sufficientemente elevato da garantire una resistenza a compressione maggiore della massima sollecitazione trasmessa.

Nell'ambito della struttura del presente studio, e solitamente in generale, un'opportuna combinazione di entrambe le tipologie di misura è considerata la soluzione più efficace. Così, un modulo di deformazione della piattaforma della linea $E_{v2,sg}$ di almeno 50 MPa sarà in primo luogo imposto per ognuno dei casi allo studio. Una volta fissata questa condizione è analizzata in fig. 20 l'evoluzione della massima sollecitazione sulla superficie superiore della piattaforma della linea in funzione dell'aumento dello spessore degli strati del piano di posa del binario.

SPESORE COMPLESSIVO RICHIESTO DEGLI STRATI DEL PIANO DI POSA DEL BINARIO NEL CASO DI IMPOSIZIONE DI UN MODULO DI DEFORMAZIONE DELLA PIATTAFORMA DELLA LINEA $E_{v2,sg}$ NON INFERIORE A 50 MPa (BINARIO CON DIMENSIONI MODIFICATE DELLA TRAVERSINA)

REQUIRED OVERALL THICKNESS OF TRACK BED LAYERS IN CASE OF IMPOSITION OF A SUBGRADE'S MODULUS OF DEFORMATION $E_{v2,sg}$ NOT LOWER THAN 50 MPa (TRACK WITH THE MODIFIED SLEEPER DIMENSIONS)

| Prescrizioni relative alla struttura del binario <i>Requirements in track structure</i> | Veicolo <i>Vehicle</i> | | | | |
|---|---------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | A | B | C | D | E |
| Modulo di deformazione della piattaforma della linea $E_{v2,sg}$ <i>Subgrade's modulus of deformation $E_{v2,sg}$</i> | ≥ 50 MPa | ≥ 50 MPa | ≥ 50 MPa | ≥ 50 MPa | ≥ 50 MPa |
| Spessore complessivo degli strati del piano di posa del binario e <i>Overall thickness of track bed layers e</i> | ≥ 28.7 cm | ≥ 41.9 cm | ≥ 44.8 cm | ≥ 47.1 cm | ≥ 48.6 cm |

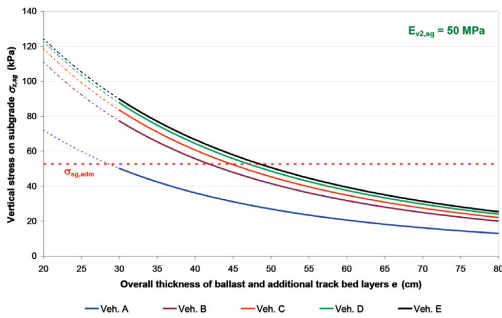


Fig. 20 - Variazione della sollecitazione verticale massima sulla superficie superiore della piattaforma della linea in funzione dello spessore totale degli strati del piano di posa del binario e confronto con la sollecitazione di compressione ammissibile (per il caso particolare di un modulo di deformazione della piattaforma della linea $E_{v2,sg}$ pari a 50 MPa).

Fig. 20 - Variation of the maximum vertical stress on the top surface of the subgrade depending on the total thickness of track bed layers and comparison with the admissible compressive stress (for the particular case of a subgrade's modulus of deformation $E_{v2,sg}$ equal to 50 MPa).

going to be firstly imposed for every one of the cases under examination. Once this condition has been fixed, the evolution of the maximum stress on the top surface of the subgrade is analyzed in fig. 20 as a function of the increase in the thickness of the track bed layers.

The calculations on which fig. 20 is based enable the determination of the minimum thickness of track bed layers for subgrades whose modulus of deformation $E_{v2,sg}$ has been required to be mandatorily not lower than 50 MPa. In this regard, the resulting thicknesses are presented in table 16.

TABELLA 16 – TABLE 16

7. Track mechanis regarding longitudinal forces (x-direction)

As regards to the forces experienced in longitudinal direction, the most relevant subject to analyse is the horizontal stability of the track in order to avoid any risk of buckling in the use of continuous welded rails (CWR). In this field, the main forces that might be able to cause the track buckling derive from thermal origin. Although passing trains transmit to the track certain longitudinal loads, which are exerted more intensely during phases of acceleration and braking, measures developed by several railway administrations have evidenced that their effects

I calcoli su cui si basa la fig. 20 consentono la determinazione dello spessore minimo degli strati del piano di posa del binario per piattaforme della linea per le quali è richiesto obbligatoriamente che il modulo di deformazione $E_{v2,sg}$ sia non inferiore a 50 MPa. A tal riguardo gli spessori risultanti sono presentati in tabella 16.

7. Meccanica del binario – forze longitudinali (in direzione x)

Per quanto riguarda le forze sperimentate in direzione longitudinale, la questione più rilevante da analizzare è la stabilità orizzontale del binario al fine di evitare qualsiasi rischio di deformazione (slineamento) nell'utilizzo delle lunghe rotaie saldate (CWR). In questo campo, le forze principali che possono essere in grado di causare la deformazione del binario hanno origine termica. Sebbene i treni in transito trasmettano al binario certi carichi longitudinali, che sono esercitati più intensamente durante le fasi di accelerazione e frenatura, misure effettuate da diverse amministrazioni ferroviarie hanno evidenziato che i loro effetti sono, per quanto attiene alle condizioni di slineamento, di scarso rilievo se confrontate con le forze termiche [6; p. 4-45]. Pertanto, i carichi applicati dalle ruote nelle fasi di trazione e frenatura saranno trascurate in questo studio.

Così, l'analisi sviluppata riguardante il comportamento meccanico del binario in presenza di forze longitudinali avrà lo scopo, in generale, di determinare le relazioni tra le seguenti grandezze fondamentali:

- aumento di temperatura in grado dar luogo alla deformazione del binario;
- forza assiale corrispondente a tale aumento di temperatura;
- ampiezza del difetto critico della geometria del binario e lunghezza della deformazione (slineamento);
- minimo raggio di curvatura (nel binario in curva) che consente un sicuro utilizzo della lunghe rotaie saldate senza rischio significativo di deformazione del binario.

A tal riguardo, lo studio delle condizioni di deformazione (slineamento) critica è effettuato separatamente per i tratti di binario in rettilineo e per quelli in curva (fig. 21).

7.1. Deformazione laterale (slineamento) del binario in rettilineo

La formulazione teorica delle condizioni critiche di deformazione (slineamento) del binario nel piano xy è stata sviluppata da Meier. Per il caso dei tratti di binario in rettilineo, è stato proposto, in accordo con tali teorie, il seguente insieme di espressioni ([5; pp. 78-79], [7; p. 271], [16; p. 64], [12, p. 432], [8; pp. 113-114]):

are, as far as the buckling conditions are concerned, slightly relevant if compared with the thermal forces [6; p. 4-45]. Therefore, loads applied by tractioning or braking wheels will be neglected in this study.

Thus, the developed analysis dealing with the mechanical behaviour of the track under longitudinal forces will be aimed, in general, to determine the relations between the following basic magnitudes:

- temperature increase able to give rise to track buckling;
- axial force corresponding to such temperature increase;
- amplitude of the critical defect in track geometry and length of buckling;
- minimum radius (in curved track) that enables a safe use of continuous welded rails without significant risk of track buckling.
- In this regard, the study of the critical buckling conditions is separately treated for tangent alignment and for curved track (fig. 21).

7.1.1. Lateral track buckling in tangent track

The theoretical formulation of critical conditions for track buckling in the xy-plane was developed by Meier. For the case of tracks with tangent alignment, the following set of expressions was proposed according to those theories ([5; pp. 78-79], [7; p. 271], [16; p. 64], [12, p. 432], [8; pp. 113-114]):

$$\Delta T = \sqrt{\frac{8.7 \cdot I_{eq,z} \cdot \omega}{\alpha_r \cdot (2 \cdot \Omega)^2 \cdot E_r \cdot f_{B,t}}} \quad (48.a)$$

$$F_{x,B} = \alpha_r \cdot \Delta T \cdot E_r \cdot (2 \cdot \Omega) \quad (48.b)$$

$$L_B = 3 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E_r \cdot I_{eq,z}}{F_{x,B}}} \quad (48.c)$$

$$f_{B,t} = 8.7 \cdot \omega \cdot \frac{E_r \cdot I_{eq,z}}{F_{x,B}} \quad (48.d)$$

In these equations, ΔT is the temperature increase above neutral that would be able to initiate the track buckling; $F_{x,B}$ is the critical axial force of the track; L_B stands for the length of track buckling; $f_{B,t}$ is the critical defect of misalignment in tangent track; Ω stands for the sectional area of one rail; $I_{eq,z}$ is the equivalent moment of inertia of the track grid (both rails, sleepers and fastening components)

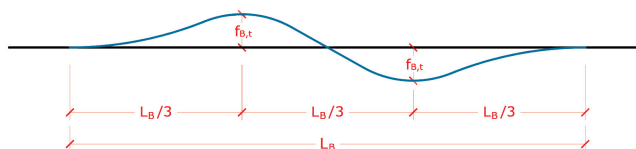


Fig. 21 - Difetto critico della geometria del binario e lunghezza della deformazione (slineamento) in rettilineo.

Fig. 21 - Critical defect of track geometry and length of buckling in tangent track.

$$\Delta T = \sqrt{\frac{8.7 \cdot I_{eq,z} \cdot \omega}{\alpha_r \cdot (2 \cdot \Omega)^2 \cdot E_r \cdot f_{B,t}}} \quad (48.a)$$

$$F_{x,B} = \alpha_r \cdot \Delta T \cdot E_r \cdot (2 \cdot \Omega) \quad (48.b)$$

$$L_B = 3 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E_r \cdot I_{eq,z}}{F_{x,B}}} \quad (48.c)$$

$$f_{B,t} = 8.7 \cdot \omega \cdot \frac{E_r \cdot I_{eq,z}}{F_{x,B}} \quad (48.d)$$

In queste equazioni, ΔT è l'aumento di temperatura al disopra della temperatura neutra che sarebbe in grado di dare avvio alla deformazione del binario; $F_{x,B}$ è la forza assiale critica del binario; L_B rappresenta la lunghezza della deformazione (slineamento) del binario; $f_{B,t}$ è il difetto critico del disallineamento in rettilineo; Ω rappresenta l'area della sezione di una rotaia; $I_{eq,z}$ è il momento d'inerzia equivalente della struttura di armamento (rotaie, traversine e componenti di attacco) rispetto all'asse z (v. fig. 2); e ω è l'opposizione del binario (forza per unità di lunghezza) allo spostamento laterale. Inoltre, E_r e α_r mantengono gli stessi valori e gli stessi significati delle sezioni precedenti.

Nella valutazione dell'aumento di temperatura che potrebbe condurre alla deformazione del binario, si considera solitamente un difetto di allineamento $f_{B,t}$ di circa 20 o 25 mm ([5; p. 78], [8; p. 114]).

Per quanto riguarda il momento d'inerzia equivalente $I_{eq,z}$ della struttura di armamento, il suo valore non è facile da quantificare in modo accurato e può presentare una significativa variabilità, essendo generalmente compreso tra 1,000 e 3,000 cm⁴ ([8; p. 114], [6; p. 4.63]). In effetti, la sua reale ampiezza dipende in modo consistente dall'intensità o dal livello della tensione esercitata dagli attacchi della rotaia.

D'altro canto, il valore minimo dell'opposizione del binario allo spostamento laterale per unità di lunghezza (ω) si verifica nella situazione di binario scarico. Questa opposizione può essere stimata come la somma delle resistenze causate dalla pressione laterale della massicciata sulle traversine e dall'attrito tra estremità delle traversine e massicciata. Pertanto:

$$\omega = \omega_p + \omega_{Eb} + \omega_{El} \quad (49)$$

In questa equazione, ω_p è l'opposizione per unità di lunghezza di binario allo spostamento in direzione y generato dalla pressione laterale della massicciata esercitata sui lati più piccoli delle traversine (cioè sui lati le cui dimensioni sono $B_s \times H_s$). Per le traversine monoblocco, essa può essere calcolata per mezzo della seguente espressione [16; p.57]:

$$\omega_p = \frac{1}{2} \rho_b \cdot g \cdot H_s^2 \cdot B_s \cdot (K_p - K_a) \cdot \frac{1}{S} \quad (50)$$

Ciò nonostante, occorre notare che il valore restituito dall'equazione (50) dovrebbe essere moltiplicato per due nei casi in cui sono impiegate traversine biblocco.

with respect to the z -axis (see fig. 2); and ω is the opposition of the track (force per length unit) to lateral displacement. Moreover, E_r and α_r maintain the same meanings and values as in previous sections.

In the evaluation of the temperature increase that could lead to track buckling, a line defect $f_{B,t}$ about 20 or 25 mm is usually considered ([5; p. 78], [8; p. 114]).

As regards to the equivalent moment of inertia $I_{eq,z}$ of the track grid, its value is not easy to quantify accurately and can present a significant variability, being generally ranged between 1,000 and 3,000 cm⁴ ([8; p. 114], [6; p. 4.63]). In fact, its real magnitude depends to a large extent on the intensity or level of tension exerted by the rail fastenings.

On the other hand, the minimum value of the track opposition to lateral displacement per length unit (ω) takes place in the situation of discharged track. This opposition can be estimated as the sum of the resistances caused by the lateral pressure of the ballast on the sleepers and due to friction between sleeper sides and ballast. Thus:

$$\omega = \omega_p + \omega_{Eb} + \omega_{El} \quad (49)$$

In this equation, ω_p is the opposition per length unit of track to displacement in y -direction generated by the lateral ballast pressure exerted on the smallest sides of the sleepers (i.e. those whose dimensions are $B_s \times H_s$). For monoblock sleepers, it can be calculated by means of the following expression [16; p.57]:

$$\omega_p = \frac{1}{2} \rho_b \cdot g \cdot H_s^2 \cdot B_s \cdot (K_p - K_a) \cdot \frac{1}{S} \quad (50)$$

Nevertheless, note that the value given by equation (50) should be multiplied by two in those cases where twin-block sleepers are employed.

In the mentioned equation, ρ_b stands for the bulk density of the ballast, and κ_p and κ_a are, respectively, the passive and active soil pressure coefficients of such material. Their values can be obtained through the ballast's angle of internal friction (φ_b) in accordance with the Rankine's formulae:

$$K_p = \tan^2 \left(45^\circ + \frac{\varphi_b}{2} \right) \quad (51.a)$$

$$K_a = \tan^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_b}{2} \right) \quad (51.b)$$

In equation (49), ω_{Eb} is the opposition (per length unit) to lateral track displacement due to frictional shear resistance between the ballast and the bottom side of the sleepers. The lowest value of this term, obtained in case of unloaded track, is given by the following expression [16; p. 58]:

$$\omega_{Eb} = \rho_{Lg} \cdot g \cdot \tan \delta \quad (52)$$

Here, ρ_{Lg} is the average mass of the track grid per length unit and δ stands for the angle of friction between sleeper (concrete in this case) and ballast.

As regards to the last term in equation (49), ω_{El} is the opposition per length unit of track to lateral displacement resulting from the frictional shear resistance between bal-

Nell'Equazione menzionata, ρ_b rappresenta la densità di massa della massicciata, e κ_p e κ_a sono, rispettivamente, il coefficiente di pressione passiva e attiva di tale materiale sul terreno. I loro valori possono essere ottenuti attraverso angolo di attrito interno (φ_b) della massicciata in accordo con le formule di Rankine:

$$\kappa_p = \tan^2 \left(45^\circ + \frac{\varphi_b}{2} \right) \quad (51.a)$$

$$\kappa_a = \tan^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_b}{2} \right) \quad (51.b)$$

Nell'equazione (49), ω_{fb} è l'opposizione (per unità di lunghezza) allo spostamento laterale del binario dovuta alla resistenza di taglio per attrito tra la massicciata ed il lato inferiore delle traversine. Il valore più basso di tale termine, ottenuto nel caso di binario scarico, è dato dalla seguente espressione [16; p. 58]:

$$\omega_{fb} = \rho_{L,g} \cdot g \cdot \tan \delta \quad (52)$$

$\rho_{L,g}$ è qui la massa media della struttura di armamento per unità di lunghezza e δ rappresenta l'angolo di attrito tra traversina (calcestruzzo in questo caso) e massicciata.

Per quanto riguarda l'ultimo termine dell'equazione (49), ω_{fl} è l'opposizione per unità di lunghezza di binario allo spostamento laterale derivante dalla resistenza di taglio per attrito tra la massicciata e i lati delle traversine che sono perpendicolari all'asse longitudinale del binario (cioè quei lati le cui dimensioni sono $L_s \times H_s$). Il valore di questa opposizione può essere determinato come di seguito [9; p. 371]:

$$\omega_{fl} = \tan \delta \cdot K_0 \cdot \rho_b \cdot g \cdot L_s \cdot H_s^2 \cdot \frac{1}{s} \quad (54)$$

Infine, κ_0 è in questa equazione il coefficiente di pressione laterale a riposo della massicciata, il cui valore è usualmente stimato in accordo con la formula di Jaky:

$$\kappa_0 = 1 - \sin \varphi_b \quad (55)$$

Al fine di applicare la formula illustrata per le condizioni di deformazione (slineamento) del binario in rettilineo ai casi particolari oggetto del presente studio, le proprietà dei componenti della struttura del binario saranno adottate come definito nella sottosezione 2.2, fatta eccezione per le dimensioni della traversina, poiché a tal riguardo devono essere considerate le modifiche introdotte nella tabella 11. Inoltre, per la piena definizione delle condizioni di applicazione, devono essere anche tenute in debito conto le seguenti considerazioni aggiuntive.

- Nella stima della massa delle traversine, il riferimento adottato è una traversina monoblocco in calcestruzzo di dimensioni 1,900 x 260 x 209 mm (cioè quella corrispondente alla configurazione di partenza del binario). La massa di questa traversina è nota: essa ammonta a 190 kg [16; p. 61]. In linea con questo dato, la massa di ogni differente traversina è ipotizzata essere

last and the sleepers sides that are perpendicular to the longitudinal axis of the track (i.e. those sides whose dimensions are $L_s \times H_s$). The value of this opposition can be determined as follows [9; p. 371]:

$$\omega_{fl} = \tan \delta \cdot K_0 \cdot \rho_b \cdot g \cdot L_s \cdot H_s^2 \cdot \frac{1}{s} \quad (54)$$

Finally, κ_0 is in this equation the ballast's coefficient of lateral pressure at rest, whose value is usually estimated in accordance with the Jaky's formulation:

$$\kappa_0 = 1 - \sin \varphi_b \quad (55)$$

In order to apply the presented formulation of track buckling conditions in tangent alignment to the particular cases object of this study, the properties of the track structure components will be adopted as defined in Subsection 2.2, except for the sleeper dimensions, since in this regard the modifications introduced in table 11 must be assumed. Furthermore, the following additional considerations have to be also taken into account for the full definition of the application conditions:

- In the estimation of the sleepers' mass, the adopted reference is a monoblock concrete sleeper of dimensions 1,900 x 260 x 209 mm (i.e. the corresponding one to the starting track configuration). The mass of this sleeper type is known: it amounts to 190 kg [16; p. 61]. In line with this datum, the mass of any different sleeper is assumed as directly proportional to that one as a function of the product of their three principal dimensions.
- The mass of fastenings per length unit of track is supposed to be 5% of the sum of rails' and sleepers' masses.
- The angle of friction between a concrete foundation and a granular soil is often assumed as two thirds of the internal friction angle of such soil. Since the angle of internal friction for the ballast φ_b is 45 ° according to Subsection 2.2, a value of 30 ° will be adopted for δ .
- The assessment of the value of the track grid's equivalent moment of inertia $I_{eq,z}$ will be based on the following interpolation expression:

$$I_{eq,z}(MG,UIC54) \approx 2 \cdot I_{r,v}(UIC54) + \frac{I_{eq,z}(SIG,UIC60) - 2 \cdot I_{r,v}(UIC60)}{\Omega_{(UIC60)} \cdot d_{0(SIG)}^2} \cdot \Omega_{(UIC54)} \cdot d_{0(MG)}^2 \quad (56)$$

Regarding the level of tension in the rail fastenings, it will be accepted the possibility of mild-tensioned fastenings (i.e. moderate loss of tension in some fastenings). For this circumstance, Eisenmann had indicated an equivalent moment of inertia of the track grid $I_{eq,z}$ equal to 2,200 cm⁴ for the particular case of standard gauge (1,435 mm), rails profile UIC60 and sleepers B70 [6; p. 4.63]. Then, it must be taken into account that the sectional area Ω and the moment of inertia with respect to vertical principal axis $I_{r,v}$ of rails are respectively 76.87 cm² and 512.9 cm⁴ for UIC60 profiles, and 69.34 cm² and 417.5 cm⁴ for UIC54 profiles. On the other hand, the distance between central axes of the rails d_0 is 1,507 mm for standard gauge and 1,070 mm for metre gauge. Therefore, the estimated equivalent moment of inertia of the track grid for the aimed case of metre gauge and rails UIC54 would result in 1,369 cm⁴.

direttamente proporzionale a quella di riferimento e funzione del prodotto delle tre dimensioni principali.

- La massa degli attacchi per unità di lunghezza del binario è supposta pari al 5% della somma delle masse delle rotaie e delle traversine.
- L'angolo di attrito tra una fondazione in calcestruzzo e un terreno granulare è spesso assunto pari ai due terzi dell'angolo di attrito interno di tale terreno. Poiché l'angolo di attrito interno della massicciata φ_b è pari a 45° in accordo alla sottosezione 2.2, per δ sarà adottato un valore di 30° .
- La valutazione del valore del momento d'inerzia equivalente della struttura di armamento $I_{eq,z}$ sarà basata sulla seguente espressione d'interpolazione:

$$I_{eq,z(MG,UIC54)} \approx 2 \cdot I_{r,v(UIC54)} + \frac{I_{eq,z(SIG,UIC60)} - 2 \cdot I_{r,v(UIC60)}}{\Omega_{(UIC60)} \cdot d_{0(SIG)}^2} \cdot \Omega_{(UIC54)} \cdot d_{0(MG)}^2 \quad (56)$$

In relazione al livello di tensione negli attacchi della rotaia, sarà accettata la possibilità di attacchi debolmente tensionati (cioè di moderata perdita di tensione in alcuni attacchi). Per questa circostanza, Eisenmann ha indicato un momento d'inerzia equivalente della struttura di armamento $I_{eq,z}$ pari a $2,200 \text{ cm}^4$ per il particolare caso di scartamento standard (1,435 mm), profilo delle rotaie UIC60 e traversine B70 [6; p. 4.63]. Quindi, si deve tenere in considerazione che l'area della sezione Ω ed il momento d'inerzia rispetto all'asse verticale principale $I_{r,v}$ delle rotaie sono rispettivamente 76.87 cm^2 e 512.9 cm^4 per i profili UIC60, e 69.34 cm^2 e 417.5 cm^4 per i profili UIC54. D'altro canto, la distanza tra assi centrali delle rotaie d_0 è 1,507 mm per lo scartamento standard e 1,070 mm per lo scartamento metrico. Pertanto, il momento d'inerzia equivalente stimato della struttura di armamento per il caso d'interesse di scartamento metrico e rotaie UIC54 risulterebbe di $1,369 \text{ cm}^4$.

TABELLA 17 – TABLE 17

PRINCIPALI RISULTATI DEL CALCOLO DELL'OPPOSIZIONE DEL BINARIO PER UNITÀ DI LUNGHEZZA ALLO SPOSTAMENTO LATERALE (PER LE CONFIGURAZIONI DI ARMAMENTO MODIFICATE)
MAIN RESULTS IN THE CALCULATION OF THE OPPOSITION OF THE TRACK PER LENGTH UNIT TO LATERAL DISPLACEMENT (FOR THE MODIFIED TRACK GRID CONFIGURATIONS)

| Opposizione per unità di lunghezza allo spostamento laterale <i>Opposition per length unit to lateral displacement</i> | Configurazione di armamento per il ... <i>Track grid configuration for ...</i> | | | | |
|---|---|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| | Veicolo A <i>Vehicle A</i> | Veicolo B <i>Vehicle B</i> | Veicolo C <i>Vehicle C</i> | Veicolo D <i>Vehicle D</i> | Veicolo E <i>Vehicle E</i> |
| ω_p (kN/m) | 0.84 | 0.84 | 0.98 | 1.13 | 1.28 |
| ω_{Eb} (kN/m) | 2.53 | 2.53 | 2.77 | 3.05 | 3.30 |
| ω_{El} (kN/m) | 0.37 | 0.37 | 0.41 | 0.46 | 0.52 |
| ω (kN/m) | 3.73 | 3.73 | 4.16 | 4.64 | 5.10 |

In this way, as regards to the calculation of the opposition of the track per length unit to lateral displacement (ω), the results summarized in table 17 are obtained for each one of the track grid configurations corresponding to the operation of the analyzed vehicles.

Thus, the application of equation (48.a) enables to obtain the critical temperature increases that correspond to sev-

TABELLA 18 – TABLE 18

AUMENTO DI TEMPERATURA CRITICO AL DISOPRA DELLA TEMPERATURA NEUTRA CAPACE DI CAUSARE LA DEFORMAZIONE DEL BINARIO IN RETTIFILO (PER OGNUNA DELLE CONFIGURAZIONI DI ARMAMENTO MODIFICATE)
CRITICAL TEMPERATURE INCREASE ABOVE NEUTRAL ABLE TO CAUSE TRACK BUCKLING IN TANGENT ALIGNMENT (FOR EACH ONE OF THE MODIFIED TRACK GRID CONFIGURATIONS)

| Difetto di allineamento del binario <i>Track line defect</i> | Aumento di temperatura critico al disopra della temperatura neutra T ($^\circ\text{C}$) <i>Critical temperature increase above neutral T ($^\circ\text{C}$)</i> | | | | |
|---|--|---|---|---|---|
| | Binario per il veicolo A <i>Track for veh. A</i> | Binario per il veicolo B <i>Track for veh. B</i> | Binario per il veicolo C <i>Track for veh. C</i> | Binario per il veicolo D <i>Track for veh. D</i> | Binario per il veicolo E <i>Track for veh. E</i> |
| $f_{B,t} = 10.0 \text{ mm}$ | 91.3 | 91.3 | 96.4 | 101.7 | 106.6 |
| $f_{B,t} = 12.5 \text{ mm}$ | 81.6 | 81.6 | 86.2 | 91.0 | 95.3 |
| $f_{B,t} = 15.0 \text{ mm}$ | 74.5 | 74.5 | 78.7 | 83.1 | 87.0 |
| $f_{B,t} = 17.5 \text{ mm}$ | 69.0 | 69.0 | 72.8 | 76.9 | 80.6 |
| $f_{B,t} = 20.0 \text{ mm}$ | 64.5 | 64.5 | 68.1 | 71.9 | 75.4 |
| $f_{B,t} = 22.5 \text{ mm}$ | 60.8 | 60.8 | 64.2 | 67.8 | 71.1 |
| $f_{B,t} = 25.0 \text{ mm}$ | 57.7 | 57.7 | 60.9 | 64.4 | 67.4 |
| $f_{B,t} = 27.5 \text{ mm}$ | 55.0 | 55.0 | 58.1 | 61.4 | 64.3 |
| $f_{B,t} = 30.0 \text{ mm}$ | 52.7 | 52.7 | 55.6 | 58.7 | 61.5 |

In tal modo, per quanto riguarda il calcolo dell'opposizione del binario per unità di lunghezza allo spostamento laterale (ω), sono ottenuti i risultati sintetizzati nella tabella 17 per ognuna delle configurazioni di armamento corrispondenti all'esercizio dei veicoli analizzati.

Così, l'applicazione dell'equazione (48.a) consente di ottenere gli incrementi di temperatura critici che corrispondono a diversi possibili valori del difetto di allineamento del binario $f_{B,l}$, che qui sono stati inizialmente assunti variabili tra 10 e 30 mm. Questi risultati sono presentati in tabella 18 e graficamente mostrati in fig. 22.

D'altro canto, i risultati per la forza assiale critica di deformazione del binario $F_{x,B}$ relativi ai calcoli riportati in tabella 18 mostrano che tale grandezza varierebbe tra 1,764 kN (struttura di armamento per i veicoli A e B con $f_{B,l}$ pari a 30 mm) e 3,570 kN (veicolo E e $f_{B,l}$ pari a 10 mm). A sua volta, la corrispondente lunghezza di deformazione del binario L_B varierebbe da 11.96 m (veicolo E, $f_{B,l}$ pari a 10 mm) a 17.01 m (veicoli A e B, $f_{B,l}$ pari a 30 mm).

In sintesi, come illustrato nella fig. 23, per le normali misure del difetto di allineamento del binario (per lo scopo di valutazione delle condizioni di slineamento è tipicamente assunto un valore di 20 mm), gli aumenti di temperatura che potrebbero originare la deformazione del binario sono più elevati dei valori che possono essere usualmente raggiunti. A tal riguardo, si è accettato che il massimo incremento di temperatura al di sopra della temperatura neutra sia limitato a non più di 40 °C nei casi ordinari, poiché sono state considerate come prevedibili una temperatura neutra non inferiore a 15 °C e una temperatura massima nelle rotaie di 55 °C.

Conseguentemente, si può concludere che il rischio di deformazione (slineamento) per il binario a scartamento metrico in rettilineo sarebbe praticamente trascurabile, fatta forse eccezione per alcuni casi unusuali.

7.2. Deformazione (slineamento) laterale del binario in curva

Nei tratti in curva, le condizioni critiche per la deformazione del binario nel piano xy sono definite mediante il seguente insieme di equazioni, formulate da Meier ([5; pp. 79-80], [7; p. 271], [16; p. 64], [12; p. 432], [8; pp. 113-114]):

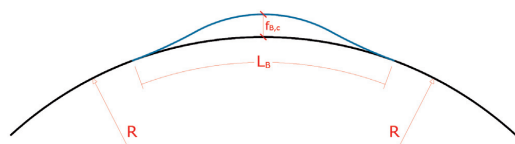


Fig. 23 - Difetto critico della geometria del binario e lunghezza di slineamento nei tratti in curva.

Fig. 23 - Critical defect of track geometry and length of buckling in curved track.

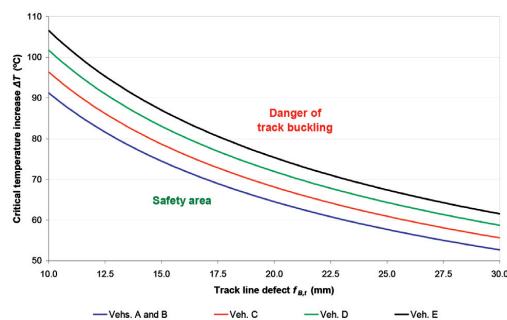


Fig. 22 - Variazione dell'aumento di temperatura critico al disopra della temperatura neutra per deformazione del binario in rettilineo in funzione del massimo difetto di allineamento del binario (considerate le configurazioni di armamento modificate).
Fig. 22 - Variation of the critical temperature increase above neutral for track buckling in tangent alignment depending on the maximum track line defect (considered the modified track grid configurations).

eral possible values of track line defect $f_{B,l}$, which here have been initially ranged between 10 and 30 mm. These results are presented in table 18 and graphically shown in fig. 22.

On the other hand, the results for the critical axial force of track buckling $F_{x,B}$ related to the calculations performed in table 18 show that this magnitude would be ranged between 1,764 kN (track grid for vehicles A and B with $f_{B,l}$ equal to 30 mm) and 3,570 kN (vehicle E and $f_{B,l}$ equal to 10 mm). In turn, the corresponding length of track buckling L_B would range from 11.96 m (vehicle E, $f_{B,l}$ equal to 10 mm) to 17.01 m (vehicles A and B, $f_{B,l}$ equal to 30 mm).

In summary, as fig. 23 reflects, for normal measures of track misalignment defect (for the purpose of evaluating the buckling conditions a value of 20 mm is typically assumed), the temperature increases that could give rise to track buckling are higher than the magnitudes usually able to be reached. In this regard, it has been accepted that the maximum temperature increase above neutral would be limited to no more than 40 °C in unexceptional cases, since a neutral temperature not lower than 15 °C and a maximum temperature in rails of 55 °C have been considered to be expectable. Consequently, it can be concluded that the risk of buckling for metre gauge track in tangent alignment would be, except perhaps for some unusual cases, practically negligible.

7.2. Lateral track buckling in curves

In a curved alignment, the critical conditions for track buckling in the xy-plane are defined by means of the following set of equations, formulated by Meier ([5; pp. 79-80], [7; p. 271], [16; p. 64], [12; p. 432], [8; pp. 113-114]):

$$\Delta T = -\frac{8 \cdot I_{eq,z}}{\alpha_r \cdot (2 \cdot \Omega) \cdot R \cdot f_{B,c}} + \sqrt{\left(\frac{8.7 \cdot I_{eq,z}}{\alpha_r \cdot (2 \cdot \Omega) \cdot R \cdot f_{B,c}}\right)^2 + \frac{16 \cdot I_{eq,z} \cdot \omega}{\alpha_r^2 \cdot (2 \cdot \Omega)^2 \cdot E_r \cdot f_{B,c}}} \quad (57.a)$$

$$F_{x,B} = \alpha_r \cdot \Delta T \cdot E_r \cdot (2 \cdot \Omega) \quad (57.b)$$

$$L_B = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E_r \cdot I_{eq,z}}{F_{x,B}}} \quad (57.c)$$

$$f_{B,c} = \left(\omega - \frac{F_{x,B}}{R} \right) \cdot \frac{16 \cdot E_r \cdot I_{eq,z}}{F_{x,B}^2} \quad (57.d)$$

In queste formule, R rappresenta il raggio di curvatura e $f_{B,c}$ è l'ampiezza del difetto di allineamento del binario in curva (cioè il disallineamento della curva di deformazione rispetto all'arco circolare). Per quanto riguarda il resto delle variabili coinvolte in queste equazioni, esse mantengono lo stesso significato assunto nella sottosezione 6.1.

Così, nella pratica applicazione della formula dello slineamento in curva alle configurazioni di armamento relative ad ogni singolo veicolo considerato, sono ipotizzate condizioni identiche al caso del rettilineo (sottosezione 6.1). Con l'utilizzo di questi dati, sono stati calcolati in tabella 19 i raggi di curvatura minimi richiesti per evitare il rischio di deformazione del binario per differenti incrementi di temperatura al disopra della temperatura neutra. Occorre notare che questo insieme di risultati, che sono presentati anche nella fig. 24, sono stati ottenuti per un difetto massimo di allineamento del binario in curva $f_{B,c}$ pari a 20 mm.

Ciò nonostante, è consigliabile tenere in considerazione che i raggi di curvatura definiti in tabella 19 e nella fig. 24, come pure, in generale, tutti i risultati ottenuti nella valutazione analitica delle condizioni di deformazione del binario, sono soggetti a considerevoli incertezze derivate dall'incertezza dei valori dell'opposizione per unità di lunghezza del binario allo spostamento laterale (ω) e, principalmente, dalle difficoltà della valutazione teorica del momento d'inerzia equivalente della struttura di armamento ($I_{eq,z}$). Questi parametri dovrebbero essere preferibilmente misurati per mezzo di prove sperimentali eseguite in sito. Inoltre, alcune fonti evidenziano che i modelli analitici della deformazione del binario possono condurre ad una significativa carenza di precisione quando sono applicati a raggi di curvatura inferiori a 500 m [3; p. 176].

Comunque, l'esperienza pratica di alcune amministrazioni ferroviarie rivela che l'applicazione locale di una o più misure destinate a far aumentare l'opposizione del binario allo spostamento laterale rende fattibile l'utilizzo delle lunghe rotaie saldate nelle

$$\Delta T = -\frac{8 \cdot I_{eq,z}}{\alpha_r \cdot (2 \cdot \Omega) \cdot R \cdot f_{B,c}} + \sqrt{\left(\frac{8.7 \cdot I_{eq,z}}{\alpha_r \cdot (2 \cdot \Omega) \cdot R \cdot f_{B,c}}\right)^2 + \frac{16 \cdot I_{eq,z} \cdot \omega}{\alpha_r^2 \cdot (2 \cdot \Omega)^2 \cdot E_r \cdot f_{B,c}}} \quad (57.a)$$

$$F_{x,B} = \alpha_r \cdot \Delta T \cdot E_r \cdot (2 \cdot \Omega) \quad (57.b)$$

$$L_B = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E_r \cdot I_{eq,z}}{F_{x,B}}} \quad (57.c)$$

$$f_{B,c} = \left(\omega - \frac{F_{x,B}}{R} \right) \cdot \frac{16 \cdot E_r \cdot I_{eq,z}}{F_{x,B}^2} \quad (57.d)$$

In these formulae, R stands for the curve radius and $f_{B,c}$ is the magnitude of track line defect in curve (i.e. the misalignment of the warping wave with respect to the circular arc). As regards to the rest of variables involved in these equations, they maintain the same meanings as in Subsection 6.1.

Thus, in the practical application of the buckling formulation for curves to the track grid configurations pertinent to each considered vehicle, identical conditions to the case of tangent alignment (Subsection 6.1) are assumed. With the usage of these data, the minimum curve radii required for avoidance of the risk of track buckling under several temperature increases above neutral have been calculated in table 19. Note that this set of results, which are also presented in fig. 24, have been obtained for a maximum track line defect in curve $f_{B,c}$ fixed at 20 mm.

Nevertheless, it is advisable to take into account that the radii defined in table 19 and fig. 24, as well as, in general, all the results obtained in the analytical evaluation of the track buckling conditions, are subjected to considerable uncertainties derived from the uncertainty in the values of the opposition of the track per length unit to lateral displacement (ω) and, mainly, from the difficulties in the theoretical estimation of the equivalent moment of inertia of the track grid ($I_{eq,z}$). These parameters should be preferably measured by means of experimental tests performed on-

TABELLA 19 – TABLE 19

RAGGI DI CURVATURA MINIMI RICHIESTI PER PREVENIRE LA DEFORMAZIONE DEL BINARIO CON OGNUNA DELLE CONFIGURAZIONI DI ARMAMENTO MODIFICATE (PER UN DIFETTO DI ALLINEAMENTO PARI A 20 mm)

MINIMUM REQUIRED CURVE RADII FOR PREVENTION OF TRACK BUCKLING WITH EACH ONE OF THE MODIFIED TRACK GRID CONFIGURATIONS (FOR A LINE DEFECT IN CURVE EQUAL TO 20 mm)

| Incremento di temperatura al disopra della temperatura neutra Temperature increase above neutral | Raggi di curvatura minimi R (m) richiesti con $f_{B,c} = 20$ mm Minimum radii R (m) required with $f_{B,c} = 20$ mm | | | | |
|---|--|--|--|--|--|
| | Binario per il veicolo A Track for veh. A | Binario per il veicolo B Track for veh. B | Binario per il veicolo C Track for veh. C | Binario per il veicolo D Track for veh. D | Binario per il veicolo E Track for veh. E |
| T = 20 °C | ≥ 189.3 | ≥ 189.3 | ≥ 168.8 | ≥ 150.6 | ≥ 136.7 |
| T = 30 °C | ≥ 304.9 | ≥ 304.9 | ≥ 269.7 | ≥ 239.0 | ≥ 215.7 |
| T = 40 °C | ≥ 453.5 | ≥ 453.5 | ≥ 395.9 | ≥ 346.8 | ≥ 310.4 |
| T = 50 °C | ≥ 665.8 | ≥ 665.8 | ≥ 568.6 | ≥ 489.1 | ≥ 431.9 |
| T = 60 °C | ≥ 1,015.7 | ≥ 1,015.7 | ≥ 834.3 | ≥ 696.0 | ≥ 601.6 |

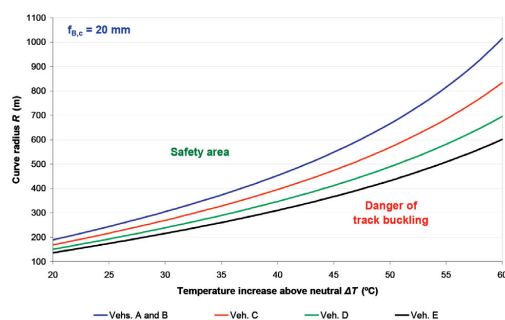


Fig. 24 - Relazione tra l'aumento di temperatura al disopra della temperatura neutra ed il raggio minimo di curvatura per la conformità al criterio della prevenzione dello slineamento del binario (con le configurazioni di armamento modificate e un difetto di allineamento in curva pari a 20 mm).

Fig. 24 - Relation between temperature increase above neutral and minimum curve radius for compliance with the criterion of track buckling prevention (with the modified track grid configurations and a line defect in curve equal to 20 mm).

curve strette di linee a scartamento metrico, anche con raggi di curvatura non molto superiori a circa 250 o 150 m ([10], [16; p. 66]). Tra queste misure possono essere segnalate le seguenti azioni:

- dispositivi di ancoraggio delle traversine nelle curve critiche [5; p. 163];
- impiego di traversine caricate o più pesanti;
- incremento di quota del rinfiango laterale (delle traversine) con massiciata.

Inoltre, l'implementazione di questo tipo di misure contribuirebbe anche a migliorare la resistenza del binario alle forze trasversali di spostamento esercitate dalle sale montate dei veicoli (sottosezione 4.1, nella prima parte dell'articolo).

Infine, è importante chiarire che, in accordo con la formula applicata, le condizioni di deformazione del binario dipendono solo dalle configurazioni di armamento, e non dalle caratteristiche di esercizio dei veicoli. Così, i raggi di curvatura minimi richiesti decrescono per le configurazioni di armamento modificate corrispondenti ai veicoli C, D ed E come conseguenza dell'aumento dell'opposizione allo spostamento laterale di tali configurazioni di armamento dovuto all'incremento delle dimensioni della traversina.

8. Conclusioni

8.1. Caratteristiche e dimensioni proposte per il tracciato e la struttura del binario

La presente sottosezione sintetizza le principali caratteristiche, proprietà e dimensioni riguardanti sia il tracciato (tabella 20) sia la configurazione della struttura del

site. Moreover, some sources point out that analytical models of track buckling can lead to a significant lack of accuracy when they are applied to curve radii shorter than 500 m [3; p. 176].

However, the practical experience of some railway administrations reveals that the local application of one or more measures intended to increase the opposition of the track to lateral displacement makes the use of continuous welded rails feasible in tight curves of metre gauge lines, even with radii not larger than approximately 250 or 150 m ([10], [16; p. 66]). The following actions can be remarked among these measures:

- attachment of sleeper anchors in critical curves [5; p. 163];
- employment of weighted or heavier sleepers;
- increase of height in the lateral ballast shoulder;

Furthermore, the implementation of this kind of measures would contribute also to improve the resistance of the track to the transversal shift forces exerted by the vehicles' wheelsets (Subsection 4.1, in the first part of the article).

Finally, it is important to make clear that, according to the applied formulation, the track buckling conditions depend only on the track grid configurations, not on the characteristics of the vehicles' operation by themselves. Thus, the minimum required radii decrease for the modified track grid configurations corresponding to vehicles C, D and E as a consequence of the gain in the opposition to lateral displacement of those track grids due to the enlargement of the sleeper dimensions.

8. Conclusions

8.1. Proposal of characteristics and dimensions for alignment-layout and track structure

The present subsection summarizes the main characteristics, properties and dimensions concerning both the alignment-layout (table 20) and the configuration of track structure (table 21) that, in compliance with the whole set of criteria expounded along this study, would be advisable to satisfy the requirements derived from the operational conditions proposed for each one of the considered vehicles.

With respect to table 20, it must be specified that the minimum radii detailed here for track buckling prevention have been determined for a maximum temperature increase above neutral ΔT valued at 40 °C and a track line defect in curve $f_{B,C}$ of 20 mm. Furthermore, it should be noticed that the definitive minimum radius indicated for operation of vehicle A has been established by excluding the condition of track buckling in curves, because it is assumed that this hypothetical limitation could be bypassed through the application of suitable measures in the tightest curves, such as the above mentioned.

binario (tabella 21) che, in conformità con l'insieme globale dei criteri esposti in questo studio, sarebbero consigliabili per soddisfare le prescrizioni derivate dalle condizioni di esercizio proposte per ognuno dei veicoli considerati.

Rispetto alla Tabella 20, deve essere specificato che i raggi di curvatura minimi qui dettagliati per la prevenzione della deformazione del binario sono stati determinati per un incremento di temperatura massimo al di sopra della temperatura neutra ΔT valutato pari a 40 °C e un difetto di allineamento del binario in curva $f_{B,c}$ di 20 mm. Inoltre, si dovrebbe notare che il raggio di curvatura definitivo minimo indicato per l'esercizio del veicolo A è stato stabilito escludendo la condizione di deformazione del binario in curva, poiché si assume che questa ipotetica limitazione possa essere superata mediante l'applicazione di misure idonee nelle curve più strette, come quelle sopra menzionate.

Per quanto riguarda la tabella 21, si deve osservare che è stato possibile ridurre leggermente le dimensioni della traversina in relazione ai valori previsionali calcolati in tabella 11 (nei casi dei veicoli C, D ed E) grazie all'aumento dello spessore degli strati del piano di posa del binario introdotti nella sottosezione 5.5.1. Occorre notare che questo aumento restringe il campo di variabilità della rigidità verticale del binario, che condiziona inoltre il carico di progetto per ruota Q_k attraverso il termine dinamico.

Infine, la tabella 22 dettaglia i risultati ottenuti per le principali variabili coinvolte nell'analisi della meccanica del binario, in relazione alle forze verticali, una volta che i parametri di progetto definitivi specificati in tabella 21 sono stati introdotti nell'insieme complessivo dei calcoli.

8.2. Note conclusive

Gli studi effettuati sul comportamento meccanico dei binari a scartamento ridotto rivelano, come conclusione generale, che questo tipo di linee ha in realtà la capacità potenziale di garantire servizi ferroviari passeggeri con velocità di esercizio considerevolmente più elevate rispetto a quelle correnti, potendo raggiungere velocità massime anche fino a 160 km/h. Comunque, per rendere questo tipo di progetti di velocizzazione fattibili ed affidabili, risulta normalmente necessaria l'attuazione di specifici ammodernamenti delle linee, riguardanti il tracciato come pure la configurazione strutturale della sezione tra-

TABELLA 20 – TABLE 20

COMPENDIO DELLE CONDIZIONI E DELLE PRESCRIZIONI FINALI
RELATIVE AL TRACCIATO PER L'ESERCIZIO DEI DIVERSI VEICOLI ALLO
STUDIO
COMPENDIUM OF CONDITIONS AND FINAL REQUIREMENTS IN
ALIGNMENT-LAYOUT FOR OPERATION OF THE SEVERAL VEHICLES UNDER
CONSIDERATION

| Parametri di progetto <i>Design parameters</i> | Veicolo A <i>Vehicle A</i> | Veicolo B <i>Vehicle B</i> | Veicolo C <i>Vehicle C</i> | Veicolo D <i>Vehicle D</i> | Veicolo E <i>Vehicle E</i> |
|---|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| V_{max} | 100 km/h | 160 km/h | 160 km/h | 160 km/h | 160 km/h |
| V_{min} (curve più strette) V_{min} (tightest curves) | 75 km/h | 125 km/h | 125 km/h | 125 km/h | 125 km/h |
| R_{min} (comfort dei passeggeri) R_{min} (passengers' comfort) | 287.9 m | 628.5 m | 534.5 m | 487.4 m | 448.9 m |
| R_{min} (spostamento laterale del binario) R_{min} (lateral track displacement) | 129.9 m | 443.2 m | 448.7 m | 456.8 m | 463.7 m |
| R_{min} (slineamento del binario) R_{min} (track buckling) | 453.5 m | 453.5 m | 416.7 m | 364.1 m | 323.1 m |
| R_{min} | 287.9 m ⁽¹⁾ | 628.5 m | 534.5 m | 487.4 m | 463.7 m |

⁽¹⁾ La condizione di slineamento del binario non è considerata in questo caso nella misura in cui tale condizione può essere facilmente bypassata attraverso l'adozione di opportune misure locali (ancoraggi delle traversine, ecc.).

⁽¹⁾ The condition of track buckling has been excluded from consideration in this case inasmuch as it could be easily bypassed through the proper local measures (sleeper anchors, etc.).

As regards to table 21, it must be observed that it has been possible to reduce slightly the sleeper dimensions in relation to the values provisionally calculated in table 11 (in the cases of the vehicles C, D and E) thanks to the increase of thickness of the track bed layers introduced in Subsection 5.5.1. Note that this growth narrows the variability range of the vertical track stiffness, which affects additionally the design wheel load Q_k through the dynamic term.

Finally, table 22 details the results obtained for the main variables involved in the analysis of track mechanics regarding vertical forces once the definitive design parameters specified in table 21 have been introduced into the whole set of calculations.

8.2. Concluding remarks

The developed studies on the mechanical behaviour of narrow gauge tracks reveal, as general conclusion, that this sort of lines has indeed the potential capability to perform passenger' rail services with operational speeds considerably higher than the usually current ones, being able to reach top velocities even up to 160 km/h. However, the implementation of certain upgrades in the lines, involving alignment-layout as well as the structural configuration of the track cross section, would be normally required to make this kind of speeding-up projects feasible and reliable. The quantification of the necessary improvements has been defined in detail in Subsection 7.1 depending on the technical characteristics of the vehicle that would be expected to

sversale del binario. La quantificazione dei necessari miglioramenti è stata definita nel dettaglio nella sottosezione 7.1 in funzione delle caratteristiche tecniche del veicolo destinato all'esercizio sulla linea ferroviaria in considerazione. In ogni caso, l'ordine di grandezza di queste prescrizioni continua entro limiti ragionevoli ad essere accettato.

Così, sono state in primo luogo specificate le caratteristiche tecniche dei diversi tipi generici di veicolo capaci di garantire questi servizi; ciò allo scopo di rendere possibile lo sviluppo dell'analisi comparativa dei diversi carichi trasmessi al binario dai treni convenzionali attualmente in esercizio su questa classe di linee e da quelli futuri richiesti per conseguire le velocità programmate.

A tal riguardo, il veicolo A, che è stato adottato come rappresentativo dell'attuale esercizio con treni convenzionali, è caratterizzato principalmente da una massa per sala montata di 8.50 t, da un coefficiente di flessibilità delle sospensioni stimato pari a 0.30 e da una massima velocità di 100 km/h. D'altro canto, le possibilità di esercizio potenziato sono state esemplificate attraverso quattro differenti veicoli a cassa pendolante: uno passivo (veicolo B) e tre attivi (C, D ed E). Tutti questi veicoli si distinguono per le differenti masse per sala montata, sia sospese sia non sospese, per l'altezza dei baricentri, per il coefficiente di flessibilità delle sospensioni, per l'angolo di pendolamento della cassa e per il diametro delle ruote.

La necessità di apportare modifiche al tracciato è stata valutata nell'ipotesi iniziale di una velocità in curva di 50 km/h per i traffici più lenti (generalmente i treni merci).

Questa condizione si traduce nel fatto che la sopraelevazione massima del binario usualmente ammessa nelle linee a scartamento metrico (110 mm) potrebbe essere adottata solo nelle curve con raggio di curvatura inferiore a 526.5 m. Al contrario, la sopraelevazione dovrebbe diminuire progressivamente per raggi di curvatura maggiori (ad esempio, per un raggio di curvatura di 1,500 m è

operate on the railway line. In any case, the order of magnitude of these requirements keeps within reasonable limits to be undertaken.

Thus, the technical characteristics of several generic types of vehicles able to perform these services have been firstly specified with the aim to enable the development of the comparative analysis of the several loads transmitted to the track by the conventional trains currently in operation in this class of lines and the future ones needed to achieve the targeted speeds. In this regard, the vehicle A, which has been adopted as representative of the current operation

TABELLA 21 – TABLE 21

COMPENDIO DELLE PRESCRIZIONI FINALI RELATIVE ALLA
SOVRASTRUTTURA E ALLA SOTTOSTRUTTURA DEL BINARIO PER
L'ESERCIZIO DEI DIVERSI VEICOLI ALLO STUDIO
COMPENDIUM OF FINAL REQUIREMENTS IN SUPER- AND SUBSTRUCTURE
OF THE TRACK FOR OPERATION OF THE SEVERAL VEHICLES UNDER
CONSIDERATION

| Parametri di progetto <i>Design parameters</i> | Veicolo A <i>Vehicle A</i> | Veicolo B <i>Vehicle B</i> | Veicolo C <i>Vehicle C</i> | Veicolo D <i>Vehicle D</i> | Veicolo E <i>Vehicle E</i> |
|--|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| Profilo delle rotaie <i>Rails profile</i> | UIC54 | UIC54 | UIC54 | UIC54 | UIC54 |
| Limite di elasticità dell'acciaio della rotaia <i>Elasticity limit of rails' steel</i> | 480 MPa (≥ 356.4 MPa) | 480 MPa (≥ 409.2 MPa) | 480 MPa (≥ 421.0 MPa) | 480 MPa (≥ 433.5 MPa) | 480 MPa (≥ 443.4 MPa) |
| Rigidità dei tappetini di rotaia k_p <i>Rail pads stiffness k_p</i> | 100 kN/mm | 100 kN/mm | 100 kN/mm | 100 kN/mm | 100 kN/mm |
| Distanziamento delle traversine s <i>Sleepers spacing s</i> | 60 cm | 60 cm | 60 cm | 60 cm | 60 cm |
| Lunghezza delle traversine L_s <i>Sleepers length L_s</i> | 1,900 mm | 1,900 mm | 1,925 mm | 1,975 mm | 2,000 mm |
| Larghezza delle traversine B_s <i>Sleepers width B_s</i> | 260 mm | 260 mm | 260 mm | 275 mm | 290 mm |
| Altezza delle traversine H_s <i>Sleepers height H_s</i> | 209 mm | 209 mm | 220 mm | 230 mm | 240 mm |
| Momento di flessione di progetto nella sezione d'incavo della traversina $M_{d,s,r}$ <i>Design bend. moment of sleepers at rail seat section $M_{d,s,r}$</i> | 4.56 kN·m | 6.90 kN·m | 7.68 kN·m | 9.06 kN·m | 9.93 kN·m |
| <i>Design bend. moment of sleepers at central section $M_{d,s,c}$</i> | 3.97 kN·m | 6.01 kN·m | 6.68 kN·m | 7.88 kN·m | 8.64 kN·m |
| Spessore degli strati del piano di posa del binario e <i>Thickness of track bed layers e</i> | 30 cm | 42 cm | 45 cm | 48 cm | 50 cm |
| Modulo di deformazione della piattaforma della linea $E_{v2,sg}$ <i>Subgrade's modulus of deformation $E_{v2,sg}$</i> | ≥ 50 MPa | ≥ 50 MPa | ≥ 50 MPa | ≥ 50 MPa | ≥ 50 MPa |

fissata una sopraelevazione del binario di 84.0 mm). Comunque, occorre notare che questo vincolo sarebbe meno restrittivo nel caso di linee destinate esclusivamente ai servizi passeggeri. In sintesi, in tali condizioni, l'esercizio dei veicoli B, C, D ed E con una velocità in curva desiderabile di almeno 125 km/h richiederebbe l'introduzione di raggi di curvatura minimi variabili tra 629 e 464 m. Questi valori sono significativamente maggiori del raggio necessario per le caratteristiche assunte per l'esercizio corrente (velocità di 75 km/h nelle curve più strette), che è stato valutato pari a 288 m. In pratica, la necessità di questo incremento di raggio potrebbe rappresentare la barriera più importante per l'implementazione di questo tipo di progetti di velocizzazione, specialmente nel caso di vecchie linee in aree di montagna, ove le possibilità di aumento dei raggi di curvatura sono più limitate e, in ogni caso, richiedono l'investimento di maggiori fondi.

Nella determinazione dei raggi di curvatura minimi, i valori più restrittivi per l'esercizio potenziato sono stabiliti – fatta eccezione per il caso del veicolo E – mediante il criterio della limitazione dell'accelerazione centrifuga non compensata percepita dai passeggeri (cioè in relazione al comfort dei passeggeri durante il transito in curva) se è imposto il miglior livello di comfort tra quelli usualmente considerati, che limita l'accelerazione laterale quasi-statica nel piano del pavimento della cassa a non più di 0.65 m/s^2 . In queste circostanze, i raggi di curvatura ottenuti soddisfano in aggiunta il criterio della prevenzione dello spostamento laterale del binario e sono anche sicuri nei casi di utilizzo delle lunghe rotaie saldate senza rischio significativo di deformazione del binario. Questa osservazione è coerente con il comportamento generale riguardante il vincolo di velocità in curva quando le velocità non sono considerevolmente elevate. Così il criterio basato sulle limitazioni dell'accelerazione centrifuga non compensata sperimentata dai passeggeri è solitamente più restrittivo di quello della prevenzione dello spostamento laterale del binario, principalmente nel caso di veicoli a cassa non pendolante e particolarmente quando le loro masse per sala montata non sono notevolmente elevate. Al contrario, il criterio della prevenzione dello spostamento laterale del binario diventa più significativo nel caso di veicoli a cassa pendolante al crescere del massimo angolo raggiungibile d'inclinazione della cassa (poiché ciò implica un decremento dell'accelerazione quasi-statica nel piano del pavimento della cassa ma non nel

with conventional trains, is characterized mainly by a mass per wheelset of 8.50 t, a suspensions' coefficient of flexibility estimated at 0.30 and a maximum speed of 100 km/h. On the other hand, the possibilities for enhanced operation have been exemplified through four different tilting vehicles: one passive (vehicle B) and three active (C, D and E). All these vehicles are distinguished by means of their different masses per wheelset, both suspended and unsuspended, height of the centre of masses, suspensions' coefficient of flexibility, angle of carbody tilt and wheels diameter.

The need for modifications in the alignment-layout has been assessed under the initial assumption of a curving speed of 50 km/h for the slowest traffics (generally the freight trains). This condition results in the fact that the maximum track cant usually admitted in metre gauge lines (110 mm) could be installed only in curves whose radius is shorter than 526.5 m. On the contrary, the superelevation should diminish progressively for larger radii (for example, a track cant of 84.0 mm is established for a curve radius of 1,500 m). However, note that this constraint would be less restrictive in case of lines intended exclusively to passenger services. In summary, under those conditions, the operation of vehicles B, C, D and E with a desirable curving speed of at least 125 km/h would require the introduction of minimum radii ranged between 629 and 464 m. These values are significantly larger than the necessary radius for the assumed characteristics of the current operation (speed of 75 km/h in the tightest curves), which has been evaluat-

TABELLA 22 – TABLE 22

PRINCIPALI RISULTATI OTTENUTI NELL'ANALISI DELLA MECCANICA DEL BINARIO IN DIREZIONE-Z PER LE CONFIGURAZIONI DEFINITIVE DELLA STRUTTURA DEL BINARIO
MAIN RESULTS OBTAINED IN THE ANALYSIS OF TRACK MECHANICS IN Z-DIRECTION FOR THE DEFINITIVE CONFIGURATIONS OF TRACK STRUCTURE

| Variabile Variable | Veicolo A Vehicle A | Veicolo B Vehicle B | Veicolo C Vehicle C | Veicolo D Vehicle D | Veicolo E Vehicle E |
|---------------------------------------|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| K_t (kN/mm) | ≥ 60.1 ≤ 127.9 | ≥ 63.5 ≤ 117.8 | ≥ 64.7 ≤ 117.0 | ≥ 66.3 ≤ 118.6 | ≥ 67.6 ≤ 119.8 |
| $Q_{k(99.8\%)} \text{ (kN)}$ | ≥ 78.8 ≤ 91.1 | ≥ 126.8 ≤ 143.4 | ≥ 138.0 ≤ 153.7 | ≥ 150.3 ≤ 160.2 | ≤ 166.0 ≤ 175.7 |
| $Q_{k(98.0\%)} \text{ (kN)}$ | ≥ 70.3 ≤ 79.1 | ≥ 111.2 ≤ 123.0 | ≥ 122.1 ≤ 133.3 | ≥ 133.7 ≤ 144.8 | ≥ 142.9 ≤ 153.9 |
| $Q_{k(90.0\%)} \text{ (kN)}$ | ≥ 62.4 ≤ 67.8 | ≥ 96.6 ≤ 104.0 | ≥ 107.2 ≤ 114.2 | ≥ 118.1 ≤ 125.1 | ≥ 126.6 ≤ 133.5 |
| $M_r \text{ (kN}\cdot\text{m)}$ | 17.13 | 27.04 | 29.25 | 31.59 | 33.46 |
| $\sigma_{rf} \text{ (MPa)}$ | 320.8 | 368.3 | 378.9 | 390.1 | 399.1 |
| $\tau_{rh} \text{ (MPa)}$ | 146.5 | 175.0 | 186.7 | 197.5 | 205.3 |
| $p_{sb,M} \text{ (MPa)}$ | 0.189 | 0.281 | 0.299 | 0.294 | 0.290 |
| $M_{s,r} \text{ (kN}\cdot\text{m)}$ | 4.56 | 6.90 | 7.68 | 9.06 | 9.93 |
| $ M_{s,c} \text{ (kN}\cdot\text{m)}$ | 3.97 | 6.01 | 6.68 | 7.88 | 8.64 |
| $\sigma_{z,sg} \text{ (kPa)}$ | 50.2 | 52.4 | 52.4 | 51.4 | 51.4 |

piano del ferro) e, per contro, quando cresce il peso per sala montata dei veicoli. In ogni caso, l'importanza relativa del criterio dello spostamento laterale del binario a confronto con il criterio del comfort dei passeggeri cresce all'aumentare della velocità.

Per quanto riguarda gli effetti meccanici sulla sovrastruttura del binario, la prima osservazione di rilievo attiene all'incremento molto consistente del carico di progetto per ruota in direzione z direttamente trasmesso alle rotaie. Di fatto, l'esercizio dei veicoli B, C, D ed E ad una velocità massima fino a 160 km/h implica un aumento di tale carico compreso tra il 53% ed il 103% in proporzione al veicolo A, la cui velocità massima è fissata a 100 km/h. Ciò determina un aumento delle sollecitazioni massime che si verificano nelle rotaie. L'ampiezza di tale aumento sarebbe stimata tra il 15% e il 24% per le massime sollecitazioni di trazione nella suola della rotaia, e tra il 19% e il 40% nella valutazione della sollecitazione di taglio per fatica nel fungo della rotaia. Comunque, se l'acciaio delle rotaie ha un limite ordinario di elasticità di almeno 480 MPa (classe UIC 900A o equivalente), le sollecitazioni risultanti rimangono sempre all'interno dei limiti ammissibili, così questo incremento non dovrebbe rappresentare un ostacolo significativo all'effettivo sviluppo di progetti di velocizzazione in linee a scartamento ridotto.

Per quanto riguarda le traversine, è importante notare che l'esercizio del veicolo B consentirebbe di continuare ad utilizzare le stesse dimensioni della traversina relative al caso delle condizioni di riferimento (cioè il veicolo A). Al contrario, l'esercizio dei veicoli C, D ed E richiederebbe un leggero o moderato aumento delle dimensioni della traversina. Ad esempio, nel caso del veicolo E, l'aumento proposto dovrebbe raggiungere i 10 cm di lunghezza, i 30 mm di larghezza e i 31 mm di altezza. Questi aumenti delle dimensioni sono finalizzati ad evitare un eccessivo incremento della pressione esercitata dalle traversine all'appoggio traversina-massicciata, che deve essere mantenuta preferibilmente al disotto di 0.30 MPa. Tuttavia, nonostante il necessario aumento di tali dimensioni, la pressione all'appoggio traversina-massicciata aumenterebbe tra il 49% ed il 58% in rapporto al veicolo A se i nuovi treni più veloci B, C, D ed E fossero messi in esercizio su linee a scartamento ridotto.

D'altro canto, si è mostrato che l'aumento del momento flettente nelle sezioni critiche delle traversine, causato dalla circolazione dei nuovi treni più veloci, è in grado di raggiungere valori molto elevati che varierebbero tra il 51% (veicolo B) e il 118% (veicolo E). A tal riguardo, momenti flettenti di progetto alla sezione d'incavo della traversina compresi tra 6.90 kN-m e 9.93 kN-m sono proposti come necessari per le traversine in funzione del veicolo destinato al futuro esercizio. Occorre notare che, per il caso del veicolo B, ciò significa che le traversine assunte come riferimento per le condizioni correnti, a prescindere dalle loro esatte dimensioni, continuerebbero ad essere valide solo nel caso in cui garantiscano un momento flet-

ed at 288 m. In practice, the need for this increase of radius could represent the most important barrier to the implementation of this kind of speeding-up projects, especially in the case of old lines in mountainous areas, where the possibilities for radii enlargement are more restricted and, in any case, require the investment of a greater amount of funds.

In the determination of the minimum radii, the most restrictive values for the upgraded operation are established – except for the case of the vehicle E – by the criterion of limitation of unbalanced centrifugal acceleration perceived by passengers (i.e. in relation to the passengers' comfort during pass through curves) if the best level of comfort among the usually considered is imposed, which confines the quasi-static lateral acceleration in carbody floor plane to no more than 0.65 m/s². Under these circumstances, the obtained radii satisfy in addition the criterion for prevention of lateral track displacement and are also safe in the use of continuous welded rails without significant risk of track buckling. This observation agrees with the general behaviour regarding the restraint of speed in curves when the velocities are not considerably high. Thus, the criterion based on limitations of the unbalanced centrifugal acceleration experienced by passengers is usually more restrictive than the avoidance of lateral track displacement, chiefly in case of non-tilting vehicles and particularly when their masses per wheelset are not substantially heavy. On the contrary, the criterion for prevention of lateral track displacement becomes more significant in the case of tilting vehicles as the maximum reachable angle of carbody tilt increases (since this entails a decrease of the quasi-static acceleration in carbody floor plane but not in the track plane) and, on the other hand, when the weight per wheelset of the vehicles grows. In any case, the relative importance of the lateral track displacement criterion in comparison with passengers' comfort becomes greater with higher speeds.

As regards to the mechanical effects on the track superstructure, the first outstanding remark deals with the very considerable increase of the design wheel load in z -direction directly transmitted to the rails. In fact, the operation of vehicles B, C, D and E with a top speed up to 160 km/h implies an augmentation of this load comprised between 53% and 103% in proportion to vehicle A, whose top speed is fixed at 100 km/h. This results in a growth of the maximum stresses occurring in the rails. The magnitude of such increase would be valued between 15% and 24% for the maximum tensile stresses in the rails foot, and between 19% and 40% in the assessment of the fatigue-related shear stress in the rails head. Anyway, if the steel of the rails has an ordinary limit of elasticity of at least 480 MPa (UIC grade 900A or equivalent), the resulting stresses remain always within admissible limits, so this increase should not constitute a significant obstacle to the actual development of speeding-up projects in narrow gauge lines.

As concerns to the sleepers, it is important to remark that the operation of vehicle B would enable to keep employing the same sleeper dimensions as in the case of the reference conditions (i.e. vehicle A). On the contrary, the

tente di progetto alla sezione d'incavo della traversina di almeno 6.90 kN·m (certamente, questo non è un valore elevato per le traversine in calcestruzzo precompresso). Inoltre, un altro fatto interessante è che il momento flettente che si verifica nelle sezioni delle traversine cresce in modo molto più consistente al crescere della lunghezza delle traversine che non al crescere della loro larghezza. Per questa ragione la lunghezza delle traversine non dovrebbe essere eccessivamente aumentata.

Con riferimento agli strati del piano di posa del binario (massicciata e, se necessario, possibili strati bituminosi aggiuntivi (scudatura)), l'introduzione dell'esercizio con veicoli B, C, D o E richiederebbe un incremento dello spessore totale di tali strati. Così, ammesso che il modulo di deformazione al secondo caricamento nella prova di carico su piastra sulla superficie superiore della piattaforma della linea sia obbligatoriamente non inferiore a 50 MPa, questo spessore dovrebbe essere aumentato dai 30 cm per il veicolo A ad un valore compreso tra 42 e 50 cm per i nuovi veicoli. Ciò implica che, se nella configurazione strutturale della sezione trasversale del binario è stato impiegato, per la tipologia di esercizio corrente, un solo strato di massicciata al di sopra della piattaforma della linea, dovrebbe essere introdotto uno strato aggiuntivo di sotto-massicciata di spessore corrispondente tra la piattaforma della linea e la massicciata al fine di mantenere la sollecitazione verticale massima sulla superficie superiore della piattaforma della linea approssimativamente agli stessi valori delle condizioni precedenti. In ogni caso, questa sollecitazione non deve superare il limite ammissibile di qualità della piattaforma della linea, che, per un modulo di deformazione $E_{v2,sg}$ di 50 MPa, è stato stimato pari a circa 52.7 kPa.

Per quanto riguarda il comportamento meccanico del binario in risposta alle forze trasversali, si è determinato che i raggi di curvatura minimi necessari per prevenire lo spostamento laterale del binario sono compresi tra 443 e 464 m nel caso di esercizio potenziato (velocità di 125 km/h nelle curve più strette) con veicoli B, C, D ed E. Sebbene questi valori siano pari a circa 3.5 volte il raggio di curvatura minimo che, in accordo esclusivamente con questo criterio, sarebbe richiesto per le condizioni di esercizio correnti, le implicazioni pratiche di questa circostanza sul tracciato sono scarsamente significative nella misura in cui il vincolo dell'accelerazione centrifuga non compensata percepita dai passeggeri conduce alla necessità di raggi di curvatura superiori a questi (fatta eccezione per il veicolo E).

Con riferimento alle forze che si presentano in direzione longitudinale, lo studio teorico sulle condizioni di stabilità orizzontale per evitare i rischi di deformazione del binario ha stabilito che l'installazione delle lunghe rotaie saldate non sarebbe problematica nelle curve di raggio di curvatura non inferiore ad un certo valore compreso tra 454 m (caso della configurazione di armamento per i veicoli A e B) e 323 m (configurazione di armamento per il veicolo E). Questi raggi di curvatura sono stati

operation of vehicles C, D and E would require a slight or moderate enlargement of the sleeper dimensions. For instance, in the case of vehicle E, the proposed increment should reach 10 cm in length, 30 mm in width and 31 mm in height. These dimensions' enlargements are aimed to avoid an excessive increase of the pressure exerted by the sleepers on the ballast support, which must be maintained preferably below 0.30 MPa. Nevertheless, despite the necessary growth of such dimensions, the pressure in the sleeper-ballast support would increase between 49 % and 58% in relation to vehicle A if the new faster trains B, C, D or E are put into operation on narrow gauge lines.

On the other hand, it has been revealed that the augmentation of bending moment in the critical sections of the sleepers caused by the running of the new faster trains is able to reach very high ratios, which would be ranged from 51% (vehicle B) to 118% (vehicle E). In this regard, design bending moments at rail seat section between 6.90 kN·m and 9.93 kN·m are proposed as necessary for the sleepers depending on the vehicle in future operation. Note that, for the case of vehicle B, this means that the sleepers assumed as reference for the current conditions, regardless their proper dimensions, would keep being valid only if they warrant a design bending moment for rail seat section of, at least, 6.90 kN·m (certainly, this is not a high value for prestressed concrete sleepers). Furthermore, another interesting fact is that the bending moment occurring on the sleepers sections increases much more strongly with the sleepers' length than with their width. For this reason the length of the sleepers should not be excessively augmented.

In reference to the track bed layers (ballast and, if necessary, additional possible blanket layers), the introduction of the operation with vehicles B, C, D or E would require an increase of the total thickness of such layers. Thus, provided that the modulus of deformation at the second loading in the plate load bearing test on the top surface of the subgrade is mandatorily not lower than 50 MPa, this thickness should be enlarged from 30 cm for vehicle A to a quantity comprised between 42 and 50 cm for the new vehicles. This implies that, if only a single layer of ballast over the subgrade was employed in the structural configuration of the track cross section for the current typology of operation, an additional sub-ballast layer with the corresponding thickness should be introduced between the subgrade and the ballast in order to maintain the maximum vertical stress on the top surface of the subgrade at approximately the same values as in the previous conditions. In any case, this stress must not exceed the permissible limit of the subgrade quality, which, for a modulus of deformation $E_{v2,sg}$ equal to 50 MPa, has been estimated about 52.7 kPa.

As regards to the mechanical behaviour of the track in response to transversal forces, it has been determined that the minimum curve radii necessary for prevention of lateral track displacement would be ranged between 443 and 464 m in case of enhanced operation (speed of 125 km/h in the sharpest curves) with vehicles B, C, D or E. Although these values represent around 3.5 times the minimum radius that, according

valutati per un incremento massimo di temperatura delle rotaie al disopra della temperatura neutra limitato a non più di 40 °C ed un massimo difetto di allineamento del binario di 20 mm. In questo ambito, occorre notare che il raggio di curvatura richiesto diminuisce all'aumentare delle dimensioni e del peso delle traversine che si dovrebbero impiegare nelle nuove configurazioni di armamento. In sintesi, si potrebbe concludere che i raggi di curvatura minimi proposti per l'esercizio dei veicoli B, C, D ed E con una velocità in curva di almeno 125 km/h sarebbero anche soddisfacenti in termini di deformazione del binario. Comunque, si è anche sottolineata la disponibilità di alcune misure in grado di estendere alle curve più strette l'utilizzo delle lunghe rotaie saldate, particolarmente utili per le condizioni d'installazione del binario legate al veicolo A: quelle più rilevanti sono i dispositivi di ancoraggio delle traversine nelle curve critiche, l'utilizzo di traversine caricate o più pesanti e l'incremento di quota del rinfiamento laterale (delle traversine) con massicciata. Infine, per quanto riguarda l'impiego delle lunghe rotaie saldate in rettilineo, è stata dimostrata la loro sicurezza in relazione alla deformazione del binario.

Per quanto attiene ai principali svantaggi durante l'esercizio, uno degli inconvenienti di maggior rilievo potrebbe essere la necessità di una manutenzione molto più frequente (e pertanto più onerosa nell'arco del ciclo di vita) della qualità geometrica del binario, specialmente per la rinalzata della massicciata. Si assume in generale che il deterioramento della qualità geometrica del binario in termini di quota longitudinale può essere legato alla pressione trasmessa alla massicciata dall'appoggio delle traversine per mezzo di una funzione di elevazione a potenza. L'esponente della pressione traversina-massicciata in questa funzione è solitamente soggetto ad una grande variabilità dipendente dalle particolari condizioni di ogni singolo studio sviluppato in questo campo, ma si accetta normalmente che tale esponente sia pari o superiore all'unità (vedi ad esempio [15; pp. 57-71]). Così si dovrebbe tenere in considerazione che l'esercizio dei nuovi veicoli B, C, D o E implica un incremento della pressione all'appoggio traversina-massicciata compreso tra il 49% e il 58% rispetto al veicolo A. Di conseguenza, è probabile che tale incremento determini una brusca riduzione del periodo intercorrente tra la necessità di due interventi consecutivi di manutenzione. Si deve inoltre considerare che l'aumento delle velocità di marcia comporta anche un ruolo più importante della preservazione di una buona qualità del binario al fine di evitare un eccessivo aumento delle variazioni dinamiche dei carichi per ruota. Un altro svantaggio, presumibilmente meno nocivo del precedente, è la più rapida usura delle rotaie e delle ruote dei veicoli associata alle nuove condizioni di esercizio, nella misura in cui i treni più veloci marcano più vicini ai "limiti" consentiti dal tracciato del binario.

D'altro canto, dal punto di vista del materiale rotabile, la scelta del veicolo più appropriato per implementa-

exclusively to this criterion, would be required for the current operational conditions, the practical implications of this circumstance in the arrangement of the alignment-layout are scarcely significant inasmuch as the restriction of unbalanced centrifugal acceleration perceived by passengers leads to the need for greater radii than these (save for the vehicle E).

In reference to the forces occurring in longitudinal direction, the theoretical study on the horizontal stability conditions for avoidance of risks of track buckling has determined that the installation of continuous welded rails would not be problematic in curves whose radii are not shorter than a certain value comprised between 454 m (case of track grid configuration for vehicles A and B) and 323 m (track grid for vehicle E). These radii have been evaluated for a maximum temperature increase above neutral in the rails limited to no more than 40 °C and a maximum track line defect of 20 mm. In this field, note that the required radius diminishes with the increase of sleepers' dimensions and weight that should be applied into the new track grid configurations. In summary, it could be concluded that the minimum radii proposed for operation of vehicles B, C, D and E with a curving speed of at least 125 km/h would be also satisfactory in relation to track buckling. However, the availability of some measures which enable to expand the employment of continuous welded rails to sharper curves, particularly useful for the track installation conditions linked to the vehicle A, has been also pointed out: the attachment of sleeper anchors in critical curves, the use of weighted or heavier sleepers and the increase of height in the lateral ballast shoulder are the most outstanding ones. Finally, as regards to the employment of continuous welded rails in tangent alignments, it has been proven its safety against track buckling.

With respect to the main disadvantages during operation, one of the most outstanding drawbacks could be the need for a considerably more frequent (and therefore, more costly over the life cycle) maintenance of the geometric track quality, especially as regards to the ballast tamping. It is generally assumed that the deterioration of geometric track quality in longitudinal level can be linked to the pressure transmitted to the ballast by the sleepers support by means of a power function. The exponent of the sleeper-ballast pressure in this function is usually subjected to a great variability depending on the particular conditions of each study developed on this field, but it is normally accepted that such exponent is equal or greater than one (see, for instance, [15; pp. 57-71]). Thus, in this line, it should be taken into account that the operation of the new vehicles B, C, D or E implies an increase of the pressure in the sleeper-ballast support comprised between 49% and 58% in relation to vehicle A. Consequently, this increase is likely to result in a steep reduction of the period elapsed between the requirement of two consecutive maintenance operations. Furthermore, it must be considered that the augmentation of running speeds also entails a more important role of the preservation of a good track quality in order to avoid an excessive growth of the dynamic variations of wheel loads.

re il possibile esercizio potenziato delle linee dipenderebbe dalle particolari condizioni di ogni singolo caso. Così, per le linee che attraversano territori poco collinari, ove l'adozione di raggi di curvatura relativamente grandi non implica la necessità di un gran numero di costose opere strutturali (gallerie, ponti, ecc.), i veicoli B e C (specialmente il primo) appaiono essere i più idonei poiché rendono fattibile, in confronto con i veicoli D ed E, l'utilizzo di traversine di dimensioni inferiori e di minor momento flettente di progetto. Inoltre, i veicoli B ed C consentono una leggera riduzione dello spessore complessivo degli strati del piano di posa del binario rispetto ai veicoli D ed E. Pertanto, questi vantaggi potrebbero produrre una certa riduzione del costo della sovrastruttura del binario.

Al contrario, nelle regioni con abbondanza di aree montagnose, l'esercizio mediante i veicoli D ed E garantirebbe una maggiore capacità di adattamento alla topografia locale nella misura in cui essi consentono l'adozione di raggi inferiori in curva. Sebbene, a tal riguardo, la differenza con i veicoli B e C non sia eccessivamente ampia, l'utilizzo di tale migliore adattabilità può condurre ad evitare la realizzazione di un certo numero di opere strutturali e comunque alla parziale riduzione del volume dei movimenti terra richiesti.

In queste circostanze, si stima che i risparmi legati alle condizioni meno restrittive inerenti al tracciato possano essere superiori al maggior costo derivato dalla necessità di traversine di maggiori dimensioni e più elevata resistenza strutturale, come pure dal leggero incremento dello spessore richiesto degli strati del piano di posa del binario.

In ogni caso, una scelta correttamente giustificata in merito alla maggiore idoneità di un determinato veicolo a garantire servizi ferroviari potenziati richiederebbe lo sviluppo, per ogni specifica linea o rete ferroviaria, di uno studio tecnico ed economico "ad hoc" per le caratteristiche di tale linea o rete.

Another disadvantage, presumably less detrimental than the previous one, is the more rapid wear of rails and vehicles' wheels associated to the new operational conditions, inasmuch as the faster trains run nearer to the "limits" allowed by the alignment-layout of the track.

On the other hand, from the point of view of the rolling stock, the selection of the most appropriate vehicle to carry out the potential enhanced operation of the lines would depend on the particular conditions of each case. Thus, for lines traversing scarcely hilly territories, where the adoption of relatively large radii does not entail the need for a considerable amount of expensive structural works (tunnels, bridges, etc.), vehicles B and C (especially the first of them) seem to be the most suitable ones, since they make feasible, in comparison with vehicles D and E, the use of sleepers with smaller size and lower design bending moment. Moreover, vehicles B and C enable a slight reduction in the overall thickness of the track bed layers in relation to D and E. Thus, these advantages could result in certain savings in the cost of the track superstructure.

On the contrary, in regions with profusion of mountainous areas, the operation by means of vehicles D or E would provide a greater capacity of adaptation to the local topography inasmuch as they allow the introduction of shorter radii in curves. Although, in this regard, the difference with vehicles B and C is not excessively ample, the utilization of such better adaptability may lead to the avoidance of some amount of structural works and, anyway, it would reduce, up to some extent, the volume of the required earthworks. In these circumstances, it is estimated that the savings related to the less strict conditions in the arrangement of the alignment-layout might outweigh the higher cost derived from the need for sleepers with bigger dimensions and higher structural strength, as well as from the slight increase in the required thickness of the track bed layers.

In any case, a properly justified choice about the better suitability of a determined vehicle to perform the enhanced railway services would demand the development, for each specific line or rail network, of a technical and economic study particularized to the characteristics of such line or network.

BIBLIOGRAFIA – REFERENCES

- [1] BONO G., FOCACCI C., LANNI S., "La Sovrastruttura Ferroviaria", Collegio Ingegneri Ferroviari Italiani, 1997.
- [2] CEN (European Committee for Standardization), "EN 13230-1:2002. Railway applications. Track. Concrete sleepers and bearers. Part 1: General requirements", 2002.
- [3] ESVELD C., "Modern Railway Track. Second Edition", T.U. Delft; MRT-Productions. ISBN 90-800324-3-3, Zaltbommel, The Netherlands, 2001.
- [4] HIRAI H., "Settlements and stresses of multi-layered grounds and improved grounds by equivalent elastic method", International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics, Vol. 32, Issue 5, pp. 523-557, April 2008.

- [5] LICHTBERGER B., *"Track Compendium. Formation, Permanent Way, Maintenance, Economics"*, Eurailpress, ISBN 3-7771-0320-9, Hamburg, 2005.
- [6] LÓPEZ PITA A., *"Curso de Ferrocarriles. Tomo VIII: Interacción Vía-Vehículo"*, Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos; Universidad Politécnica de Cataluña, ISBN 84-7493-092-8, Barcelona, 1985.
- [7] LÓPEZ PITA A., *"Infraestructuras ferroviarias"*, Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya, ISBN 84-8301-853-5, Barcelona, 2006.
- [8] LOSADA M., *"Curso de Ferrocarriles. Cuaderno III: Mecánica de la Vía"*, E.T.S. Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos; Universidad Politécnica de Madrid, ISBN 84-7493-225-4, Madrid, 1995.
- [9] MELIS M., *"Apuntes de introducción a la dinámica vertical de la vía y a las señales digitales en ferrocarriles"*, Cátedra de Ferrocarriles; Universidad Politécnica de Madrid, ISBN 978-84-612-7686-8, November 2008.
- [10] MONTAGNÉ S., *"Les paramètres de tracé en voie étroite"*, Revue Générale des Chemins de Fer, Supplement to No, 7-8, pp. 7-12, Paris, July-August 1988.
- [11] NAGESHWAR RAO Ch; GEORGE, VARGHESE, R. SHIVASHANKAR R., PFWD, CBR and DCP *"Evaluation of Lateritic Subgrades of Dakshina Kannada, India"*, 12th International Conference of International Association for Computer Methods and Advances in Geomechanics (IACMAG), Goa, India, October 2008.
- [12] OLIVEROS RIVES F, LÓPEZ PITA A., MEJÍA PUENTE M., *"Tratado de Ferrocarriles I. Vía"*,. Ediciones Rueda, ISBN 84-7207-005-0, Madrid, 1977.
- [13] POULOS H.G., DAVIS E.H., *"Elastic Solutions for Soil and Rock Mechanics"*, John Wiley & Sons, Inc. ISBN 0-471-69565-3, 1974.
- [14] POWELL W.D., POTTER J.F., MAYHEW H.C., NUNN M.E., *"The structural design of bituminous roads"*, Laboratory Report 1132, Transport and Road Research Laboratory (TRRL), United Kingdom, 1984.
- [15] TEIXEIRA P.F., *"Contribución a la Reducción de los Costes de Mantenimiento de Vías de Alta Velocidad Mediante la Optimización de su Rigidez Vertical"*, Ph.D. thesis. Universitat Politècnica de Catalunya, 2003.
- [16] UBALDE CLAVER L., *"Ferrocarriles de Vía Métrica. Posibilidades y limitaciones"*, Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya, ISBN 84-8301-602-8, Barcelona, 2002.
- [17] UIC (International Union of Railways) - ETF. *"Leaflet 713 R. Design of monoblock concrete sleepers"*, ISBN 2-7461-0880-1, November 2004.