



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI MILANO
Facoltà di Agraria

Scuola di Dottorato di Ricerca
Innovazione Tecnologica per le Scienze Agro-Alimentari e
Ambientali

Dipartimento di Ingegneria Agraria

Settore scientifico disciplinare AGR/09
XXIV° CICLO

TESI DI DOTTORATO DI RICERCA

**Il comfort del posto di lavoro sulle macchine agricole:
esame delle criticità e formulazione di soluzioni**

Dottorando:
Dott.ssa Valentina Bonalume

Tutor: Prof. Domenico Pessina

Coordinatore Scuola di Dottorato di Ricerca: Prof. Roberto Pretolani

ANNO ACCADEMICO 2010-2011

Sommario

Abstract in italiano	7
Abstract in inglese	13
I. Introduzione.....	19
I.I. Fisica delle vibrazioni.....	19
I.II. Rilievi	29
<i>I.II.I. Metodi di misurazione dei livelli vibrazionali</i>	29
<i>I.II.II. Strumentazione impiegata nella misurazione dei livelli vibrazionali</i>	34
I.III. Problematiche relative all'esposizione a vibrazioni	38
I.IV. Panorama legislativo e D.Lgs. 81/08.....	47
I.V. Stato dell'arte	56
<i>I.V.I. Parametri che influenzano i livelli vibrazionali</i>	56
I.V.II. Metodi di analisi dei parametri vibrazionali	65
II. Scopo	71
II.I. Algoritmo previsionale.....	72
II.II. Impiego dei banchi prova.....	73
II.II.I. Impiego del banco prova del CRA-Ing di Treviglio	74
II.II.II. Impiego del banco prova della Technische Universität di Berlino.....	75
III. Materiali e metodi	77
III.I. Raccolta dati – la catena di misura	77
<i>III.I.I. Standardizzazione nella raccolta dei dati</i>	79
<i>III.I.II. Elaborazione dei dati raccolti</i>	82

III.II. L'impiego del banco prova del CRA-Ing di Treviglio	83
<i>III.II.I. Il banco prova</i>	83
<i>III.II.II. Principio di funzionamento del banco prova</i>	86
<i>III.II.III. Le prove eseguite</i>	87
III.III. Impiego del banco prova della Technische Universitat di Berlino	97
<i>III.III.I. Il banco prova</i>	97
<i>III.III.II. Principio di funzionamento</i>	99
<i>III.III.III. Le prove condotte</i>	100
III.IV. Analisi multi-attributo e modalità di attribuzione dei pesi attribuiti ad ogni criterio e ad ogni opzione.....	104
IV. Risultati e discussione.....	111
IV.I. Valutazione generale dell'esposizione a vibrazioni nel comparto viticolo.....	111
IV.I.I. Applicazione del test di normalità ai dati vibrazionali	111
IV.I.II. Analisi preliminare.....	117
IV.I.III. Analisi per gruppi di operazioni omogenee	122
IV.I.IV. Analisi dell'esposizione dell'operatore	133
IV.II. Dati ricavati al banco prova di Treviglio	136
IV.II.I. Analisi dei terreni di prova.....	136
IV.II.II. Analisi dei livelli vibrazionali rilevati.....	136
IV.II.III. Analisi del comfort in relazione alla velocità di avanzamento e al tipo di terreno	146
IV.II.IV. Analisi delle variabili considerate e sviluppo di un algoritmo	152
IV.III. Dati ricavati al banco prova di Berlino	155
IV.III.I. Messa in opera dell'impianto.....	155
IV.III.II. Risultati delle prove eseguite	162
IV.III.III. Analisi in frequenza.....	169

IV.VI. Applicazione del modello multi criterio	179
V. Considerazioni conclusive.....	183
V.I. Le vibrazioni nella filiera viticola	183
V.II. Considerazioni sull'impiego del banco prova vibrazioni del CRA-ING di Treviglio	186
V.III. Considerazioni sull'impiego del banco prova vibrazioni della TU di Berlino	188
V.IV. Considerazioni sull'impiego del modello multi-attributo.....	191
V.V. Possibili sviluppi futuri.....	193
Bibliografia.....	195
Appendice A.....	204
Appendice B.....	205
SCHEDA n. 1 – GESTIONE della CHIOMA.....	205
SCHEDA n. 2 – GESTIONE del SUOLO	207
SCHEDA n. 3 – GESTIONE dell'INTERFILA.....	208
SCHEDA n. 4 - TRATTAMENTI FITOSANITARI	209
SCHEDA n. 5 - RACCOLTA DELL'UVA	210
SCHEDA n. 6 - TRASPORTO DELL'UVA	211
Appendice C.....	212

Abstract in italiano

Introduzione

Tra i rischi per la salute degli operatori del comparto agricolo, l'esposizione a vibrazioni meccaniche rappresenta uno tra i fattori di più difficile quantificazione, soprattutto per l'impiego continuativo ed eterogeneo delle macchine durante l'intera annata agraria. I conducenti dei trattori risultano essere particolarmente esposti: la trasmissione delle vibrazioni al corpo intero avviene principalmente attraverso il sedile di guida, e risulta correlata a numerosi aspetti, legati alle caratteristiche strutturali delle macchine e alle condizioni operative di lavoro.

Sui veicoli le oscillazioni possono riguardare il corpo intero dell'operatore (WBV – Whole Body Vibration) o il distretto mano-braccio (HAV – Hand Arm Vibration). Le oscillazioni vibratorie vengono caratterizzate per:

- asse di percezione: generalmente le vibrazioni sono pluridirezionali, ma per semplicità si fa riferimento ad un sistema di 3 assi ortogonali tra loro (verticale z , longitudinale x e trasversale y);
- intensità della vibrazione: è generalmente espressa in termini di accelerazione;
- frequenza di vibrazione: la sensibilità del corpo umano varia alle diverse frequenze e in relazione alle componenti della vibrazione nelle tre direzioni. A bassissima frequenza (<2 Hz) il corpo reagisce come una massa unica ed omogenea; tra 2 e 20 Hz è maggiormente interessata la colonna vertebrale e possono presentarsi disturbi agli apparati digerente e circolatorio; per frequenze superiori a 20 e fino a 1000 Hz viene sollecitato il distretto mano-braccio;
- tempo di esposizione: i limiti indicati dalle normative del settore fanno di solito riferimento alla normale giornata, considerata di 8 ore.

La sensibilità dell'uomo alle vibrazioni è tipicamente soggettiva, per cui lo studio degli effetti provocati dall'esposizione è piuttosto complesso. In ogni caso,

nell'ambito della letteratura medica è ampiamente accertata per l'ambito professionale la correlazione tra le vibrazioni meccaniche e l'insorgenza di patologie in relazione alla durata dell'esposizione.

L'esposizione alle vibrazioni provoca l'insorgenza di diversi disturbi (più o meno temporanei) e di varie patologie (tendenzialmente ad evoluzione di tipo cronico):

- per il distretto mano-braccio (HAV) si verificano principalmente lesioni vascolari, neurologiche e muscolo-scheletriche;
- per il corpo intero (WBV), il rischio è invece relativo a disturbi e lesioni a carico del rachide lombare; in particolare nel settore agricolo le vibrazioni comprese tra 2 e 10 Hz risultano essere senza dubbio quelle di livello più elevato e quindi dannose.

Materiali e metodi

Il D.Lgs. 81/08 prevede specifici obblighi a carico dei datori di lavoro per l'individuazione, la valutazione e la prevenzione dei rischi derivanti da esposizione a vibrazioni meccaniche. Se necessario, è consentita la consultazione di banche dati di settore per stimarne l'esposizione.

La procedura di valutazione quantitativa del rischio da esposizione a vibrazioni in agricoltura non è purtroppo facilmente praticabile, poiché numerose sono le sorgenti e molto ampia è la variabilità delle condizioni operative, il che conduce ad una scarsa attendibilità delle valutazioni in questione. Peraltro, i livelli vibrazionali indicati nelle banche dati non sono in grado in molti casi di fornire valori di esposizione validi, poiché carenti di informazioni circa le condizioni al contorno, necessarie per un'accurata e realistica quantificazione del livello vibrazionale.

Questa mancanza di dettagli e la necessità di un approccio standardizzato al problema è stata sottolineata da tempo anche dagli organi preposti alla vigilanza sanitaria in materia (INAIL, ASL, ecc.) che hanno richiesto con forza la messa a punto di strumenti adatti a risolvere il problema.

Per rispondere a questa esigenza è stata sviluppata questa tesi, con lo scopo di creare un modello predittivo di quantificazione del livello vibrazionale di esposizione di un lavoratore agricolo, senza dover misurare strumentalmente e sistematicamente i livelli vibrazionali relativi al corpo intero cui è esposto nelle

molteplici operazioni (essenzialmente meccanizzate) che è chiamato a svolgere nell'arco dell'intera annata.

Peraltro, in considerazione della variabilità enorme di macchine e operazioni svolte nell'intero settore agricolo, risulta poco plausibile e di fatto impossibile realizzare un unico modello generale, applicabile indistintamente ad ogni filiera e per ogni sua tipica lavorazione. Da qui la necessità di mettere a punto più modelli diversificati, comunque partendo da dati reali rilevati sperimentalmente.

E' stato quindi stilato un programma di lavoro strutturato in diverse fasi, tutte comunque caratterizzate da un approccio prettamente sperimentale, sia di campo che di laboratorio, che hanno portato ad un intenso lavoro di analisi dei dati raccolti, allo scopo di redigere dei modelli validati per la più accurata previsione dei livelli vibrazionali, una volta definite con precisione e dettaglio le condizioni al contorno.

La prima parte del lavoro ha riguardato lo sviluppo di un metodo di acquisizione dati standardizzato, per raccogliere dati confrontabili e in numero sufficiente da rappresentare la realtà analizzata. Il modello è stato applicato alla filiera viticola, in cui sono stati considerati 6 gruppi di operazioni omogenee, per ognuna delle quali sono stati individuate fino a 5 differenti condizioni operative. Sui sedili di numerosi trattori (sia a ruote che cingolati) sono stati acquisiti i dati strumentali, impiegando un accelerometro triassiale con supporto a cuscino collegato ad un analizzatore a 4 canali; le informazioni al contorno sono state raccolte compilando tabelle create ad hoc. I dati raccolti sono stati poi organizzati in un database strutturato e analizzati per ricavare andamenti generalizzabili.

A causa dell'elevata variabilità operativa del settore agricolo, è impossibile considerare nel dettaglio tutte le lavorazioni agricole; è quindi necessario impiegare metodi alternativi per riprodurre le diverse condizioni operative.

A tale proposito sono stati impiegati due banchi prova vibrazioni: il primo è stato impiegato per studiare un'operazione pilota, l'aratura, poiché essa è molto diffusa su tutto il territorio e rappresenta una tra le operazioni più rischiose in termini di comfort, poiché per le tipiche condizioni di esecuzione i livelli vibrazionali sono sempre piuttosto elevati. L'operazione è stata condotta in campo in diverse modalità, poi riprodotte al banco prova per poter classificare e quantificare i

parametri che influenzano il livello vibrazionale rilevato strumentalmente. Sono state eseguite diverse ripetizioni delle prove nelle varie condizioni operative stabilite, in modo da raccogliere un numero sufficiente di dati per compiere le successive analisi statistiche.

Poiché si stanno diffondendo nuovi e sempre più efficaci dispositivi atti a ridurre il livello vibrazionale sul sedile, sono stati studiati anche tali equipaggiamenti. Nell'ambito del periodo di studio svolto all'estero previsto nel triennio di dottorato, presso la Technische Universität di Berlino è stato impiegato il banco prova dell'università tedesca per valutare il contributo dell'installazione di una sospensione idropneumatica sul livello di comfort al posto di guida di un trattore a 4 ruote isodiametriche di elevata potenza. Il comfort a bordo è stato misurato simulando al banco due operazioni: aratura e trasferimento. Nel caso dell'aratura, sono state considerate due diverse pressioni di gonfiaggio degli pneumatici. La sospensione idropneumatica, è stata regolata in 3 diverse modalità di lavoro:

- *libera*: gli attuatori (una coppia di cilindri idraulici) sono lasciati liberi di muoversi in relazione alle sollecitazioni meccaniche;
- *bloccata*: i cilindri restano in posizione fissa;
- *pilotata*: una valvola proporzionale dedicata regola l'entità dello smorzamento in funzione dell'input in ingresso.

Anche in questa fase sono state eseguite un numero di ripetizioni sufficienti a garantire la successiva analisi dei dati.

Infine, sempre per quantificare l'influenza dei parametri considerati sul livello vibrazionale, è stato applicato un approccio in conformità al principio del modello multi-attributo AHP (Analytic Hierarchy Process), sviluppato su 4 casi reali di aratura.

Risultati e discussione

I livelli vibrazionali ottenuti nell'ambito dei gruppi di operazioni omogenee della filiera viticola non rivelano una situazione particolarmente preoccupante, anche se l'asse di percezione maggiormente sollecitato è comunque quello verticale, che comporta un rischio particolare per le diverse componenti della colonna vertebrale. Un'adeguata turnazione temporale nell'esecuzione dei compiti e/o l'introduzione di

frequenti pause di riposo potrebbe ridurre in modo efficace l'affaticamento, che provoca spesso un pericoloso calo di attenzione e vigilanza dell'operatore, concausa nell'accadimento di molti incidenti.

L'analisi dei valori misurati in aratura ha permesso di identificare i parametri che influenzano maggiormente il livello vibrazionale, e cioè la velocità di avanzamento, l'irregolarità della superficie del terreno, la massa del cantiere al lavoro (unitamente alla sua distribuzione sugli assi) e il grado di compattamento del suolo. Lo studio svolto ha permesso non solo di verificare la significatività di tali parametri, ma anche di quantificarne l'influenza sul livello vibrazionale globale. Grazie alle interazioni calcolate, è stato messo a punto un algoritmo globale per la valutazione dell'esposizione a vibrazioni in aratura.

I test eseguiti sul trattore a ruote isodiametriche equipaggiato con sospensioni idropneumatiche hanno rivelato uno scarso contributo della servovalvola di regolazione dei cilindri idraulici (probabilmente per una regolazione relativamente poco accurata): i livelli vibrazionali registrati sono risultati essere infatti molto simili a quelli ottenuti con le sospensioni in modalità libera. Anche l'analisi in frequenza dei dati ha sottolineato la limitata efficacia della modalità pilotata della sospensione. La modalità bloccata, invece, influisce negativamente sul comfort dell'operatore: oltre a non smorzare sufficientemente le vibrazioni, si nota spesso la presenza di picchi di frequenza molto vicina a quella di risonanza del rachide.

Nella simulazione dell'aratura, un'importante riduzione della pressione di gonfiaggio degli pneumatici (ad es. da 1,6 a 0,8 bar per quelli posteriori) permette di migliorare il comfort in modo consistente.

Infine, l'applicazione del modello multi-attributo ha permesso di quantificare con precisione l'influenza dei parametri, precedentemente esplicitati, sul livello vibrazionale globale: l'organo di propulsione, la superficie del terreno e la velocità di avanzamento condizionano pesantemente il comfort dell'operatore.

Sviluppi futuri

Grazie alle diverse tecniche di indagine (di campo e di laboratorio) il programma di lavoro previsto ha portato al raggiungimento degli obiettivi previsti.

Lo sviluppo di un metodo standardizzato di raccolta dati ha permesso l'analisi delle informazioni acquisite e la definizione dei parametri che influenzano il livello vibrazionale nelle diverse operazioni.

L'impiego dei banchi prova ha permesso da un lato di quantificare l'influenza dei parametri considerati sul comfort dell'operatore al sedile di guida, durante l'operazione di aratura, e dall'altro di valutare l'effetto di una sospensione idropneumatica in diverse modalità di funzionamento e dalla riduzione della pressione di gonfiaggio degli pneumatici.

L'applicazione del modello multi-attributo ha poi contribuito all'ampliamento dei casi studio.

Peraltro, l'influenza sul comfort di alcuni dei parametri presi in esame dovranno essere meglio messi a fuoco (ad es. il grado di compattamento del terreno e la distribuzione della masse del cantiere trattore-operatrice), così come sembra necessario identificare nuove e più accurate modalità di regolazione della sospensione idropneumatica, al fine di ottimizzarne le prestazioni.

Abstract in inglese

Introduction

The study of agricultural operator's health must consider also the mechanical vibration risk. The continuous and various use of machinery through the year makes its exposure evaluation very difficult.

In particular, for the tractor drivers the risk is quite high: the vibration transmission to the body occurs primarily through the seat, depending the levels on several factors relevant to the machine structural characteristics and operative conditions. On vehicles, Whole Body Vibrations (WBV) and Hand-Arm Vibration (HAV) are usually measured.

Vibrations are generally characterized through the following parameters:

- perceived axis: vibrations are very often multidirectional, but 3 axes are conventionally considered: vertical (z), longitudinal (x), transversal (y); if combined, they produce rotational vibrations;
- intensity, expressed in terms of acceleration (m/s^2);
- frequency: the sensitivity of the human body along the 3 axes is a function of the frequency. At very low values (<2 Hz), the whole body reacts as a single and homogeneous mass; between 2 and 20 Hz the spinal column is more stressed and digestive and circulatory disorders may occur; at high frequency, from 20 to 1000 Hz the hand-arm district is particularly charged;
- exposure time: the limits specified by the Standards are generally referred to the 8 hr workday.

The exposure risk to mechanical vibration is essentially related to the individual sensitivity. As a consequence, the study of the exposure effects is very complex.

The relevant literature highlights a correlation between the exposure intensity and some specific diseases in the short, in the medium and in the long period:

- considering the hand-arm district, exposure causes vascular, neurological and muscular-skeletal problems;
- considering the whole body, the risk is related to diseases involving the spinal column; in particular, the range 2-10 Hz appears to be the most dangerous in the agricultural sector.

Materials and methods

The Italian D.Lgs. 81/08 provides specific requirements for workers about the identification, evaluation and prevention of mechanical vibration exposure risks. Several vibration sources should be recognized in the agricultural activity; moreover, the variability of operative conditions makes the situation much more critical. In order to quantify the exposure level and evaluate the risk, the access to dedicated databases is allowed, but in this case the obtainable results are frequently very poor, because the values found show frequently a low accuracy in representing the real situation.

This enduring lack of data and of a standardized approach was highlighted also by the public institutions dealing with workers'health (INAIL, ASL, etc.), having them strongly requested the development of tools to solve the problem.

The goal of this research is the creation of a predictive model, in order to quantify the operator vibration exposure level on agricultural machinery, without measuring, nor instrumentally and systematically, the acceleration levels.

Taking into account the enormous variability of machines and operations carried out all over the year, the building of a unique general model, applicable to every agricultural chain is not logical. Therefore, the most suitable solution seems to be to develop many dedicated models.

The research was developed in different steps, all characterized by an experimental approach, both in the field and in laboratory. This led to an intense work of acquisition and analysis of the data, in order to create validated models, able to predict precisely the vibrational exposure levels considering the various operative conditions.

To acquire really comparable data, in the first part of the research a standardized collection method was defined, and was later applied on viticulture chain. 6 operative tasks are then identified and characterized through their different parameters, related to structural characteristics of the tractor, the coupled implements and the operative conditions. Vibration levels were measured on tractor seats (of both wheel and tracklaying tractors) with a 3-axes accelerometer operated by a 4-channel human vibration meter. Data about operative conditions were collected using a set of ad hoc tables.

Due to the high variability of the agricultural sector was not possible to analyze all tasks, and therefore is necessary to find alternative solutions. In this *scenario*, two vibration test rigs were used. With the first the tractor riding during ploughing was simulated; this operation was taken into account because is probably the most diffused all over the world, representing also one of the most dangerous in terms of comfort. In fact the vibrational levels detected during ploughing are often very high. Vibration levels were instrumentally recorded on the field following different operating condition and were later reproduced on the rig, in order to classify and quantify the specific parameters influence. To collect a good amount of data to perform the statistical analysis, several test repetitions were carried out,

New and more efficient devices to reduce the vibration level are nowadays available. During the period of study spent abroad, the rig installed at the Technische Universität of Berlin was used to evaluate the comfort on a 4-isodiametric wheel tractor equipped with a hydropneumatic suspension system. The comfort level was measured simulating the transfer and ploughing tasks. During ploughing were considered two different tyres inflation pressures. The hydropneumatic suspension has been tested in 3 different working modes:

- *unlocked*: the hydraulic cylinders are moving freely;
- *locked*: the cylinders remain in a fixed position;
- *semi-active*: a proportional valve adjusts continuously the damping rate as a function of the vibration input.

Also in this case, to guarantee the best data analysis a suitable number of repetitions have been performed.

Finally, in order to quantify the influence of considered parameters, the AHP (Analytic Hierarchy Process) multi-attribute model was applied on 4 real ploughing cases.

Results and discussion

The vibrational levels measured in the viticulture chain do not show a dramatic situation, even if the vertical axis results the most stressed, with a high load on the spinal column. The introduction of rest periods during the workday may effectively reduce fatigue, which often causes a decrease of the operator's attention level, so facilitating the accidents occurrence.

Travelling speed, soil surface profile, tractor-implement mass, mass distribution and soil compaction are the parameters mostly influencing the vibration during ploughing. Thanks to calculated interactions, a comprehensive algorithm was developed to evaluate the exposure level.

The tests carried out on the isodiametric tractor equipped with hydropneumatic suspension show a low efficiency of the valve when operating the hydraulic cylinders (probably due to a poor adjustment): in fact, the data resulted very similar to those obtained with the suspensions in unlocked mode. Also the frequency analysis evidenced the low efficiency of the suspension device in semi-active mode. As expected, the locked mode does not sufficiently damp the vibrations, and the peaks have a frequency value very close to that of the spinal column resonance.

During ploughing simulation, a significant reduction of the tyres inflation pressures (e.g. from 1.6 to 0.8 bar at the rear) improves significantly the comfort.

Finally, the multi-attribute model application allowed to quantify precisely the parameters influence: tyres or tracks, soil surface profile and travelling speed seem influence remarkably the operator's comfort.

Conclusions

The different experimental approaches (both in field and in lab) led to the planned goals:

- the standardized data collection method allowed the definition of the parameters influencing the vibration level in different agricultural tasks;
- the work on the test rigs led to: a) the quantification of the identified parameters on the operator comfort during ploughing; b) point out the efficiency of a hydropneumatic suspension working in different modes; c) the definition of the influence on vibration levels of the tyres inflation pressure variation.
- the multi-attribute model contributed in offering further evaluation of the cases studied.

Some of the parameters must be analyzed more in detail (e.g. soil compaction and tractor-implement mass distribution), as well as a new and more accurate adjustment of the suspension system seems necessary to optimize its performance.

I. Introduzione

I.1. Fisica delle vibrazioni

La vibrazione è un moto oscillatorio impulsivo o costante di un corpo o di una parte soltanto, rispetto ad un punto fisso di riferimento, di carattere ripetitivo nel tempo. Il moto si ripete per un determinato periodo di tempo, a meno di un fenomeno di smorzamento e un ritorno alla condizione di quiete in cui il corpo non è più sollecitato (*Rizzato, 1992*).

Si possono distinguere oscillazioni periodiche, come ad es. il moto di un pendolo, e oscillazioni casuali, come l'impatto degli pneumatici su una superficie. I fenomeni oscillatori vengono ricondotti al moto armonico, rappresentato tipicamente da un'onda sinusoidale, che si può descrivere attraverso ampiezza (o spostamento) e periodo (il tempo T) (*Prasad N. et al., 1995*).

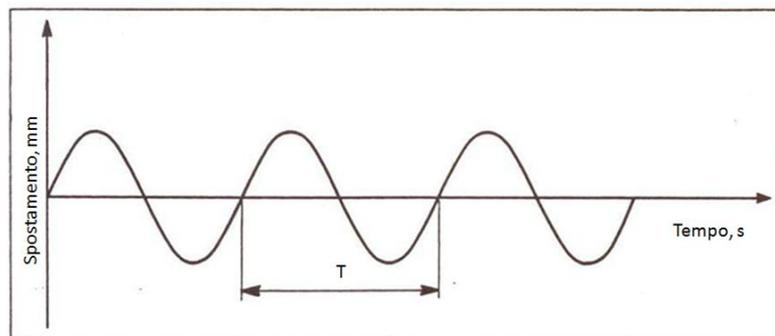


Figura 1.1. In un moto armonico, il periodo (T) rappresenta il tempo che un'onda impiega per effettuare un ciclo completo. (*Rizzato, 1992*)

Un moto armonico è periodico per definizione, in quanto i cicli si ripetono uguali a se stessi.

Facendo riferimento ad un semplice modello meccanico costituito da un corpo di massa m vincolato ad una molla, caratterizzata da una costante elastica k , e ponendolo in oscillazione, si osserva che la massa m si muoverà con regolarità rispetto alla posizione di equilibrio statico e che tale movimento ha carattere periodico, ossia dopo un certo periodo di tempo T esso torna a ripetersi uguale a se stesso. Il movimento nel tempo di tale funzione è ben rappresentato da un'onda sinusoidale. Al contrario, le oscillazioni casuali (o *random*) che si incontrano spesso in natura, riguardano rilasci non regolari di energia, e possono essere descritti come processi vibratorii il cui andamento nel tempo T descrive un moto irregolare, totalmente casuale, che non si ripete mai uguale a se stesso, quindi impossibile da prevedere e in cui non sono presenti componenti periodiche.

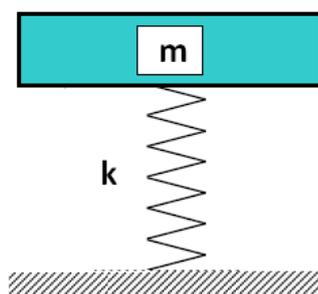


Figura 1.2. Schematizzazione del modello massa-molla. (Olmi G., 2011, modificato)

È inoltre possibile classificare le vibrazioni come libere o forzate. Le prime si verificano quando un sistema meccanico oscilla e non è sottoposto a nessuna forzante; idealmente, se il sistema non fosse dotato di alcun tipo di attrito, smorzamento o comunque dispersione energetica, esso continuerebbe a vibrare infinitamente nel tempo. Questo sistema non sottoposto a forze vibra poiché le sue condizioni iniziali erano *non nulle*; un esempio è il caso di una massa collegata ad un telaio per mezzo di una molla compressa all'istante iniziale. Al contrario le vibrazioni forzate si hanno quando una forzante, definita eccitatrice, è applicata al sistema.

I fondamenti dell'analisi delle vibrazioni possono essere compresi analizzando il modello *massa-molla*. La molla ha come caratteristica principale l'elasticità, cioè la capacità di generare una forza F in funzione dello spostamento s (più la molla è compressa, meno efficace è la sua elasticità).

Il modello meccanico preso a riferimento è tuttavia puramente teorico in quanto, se posto in oscillazione, continuerà il suo moto all'infinito, con frequenza e ampiezza costante. Questo nella realtà non avviene mai a causa di un terzo elemento: lo smorzamento. Esso può essere assimilato ad una resistenza che si oppone al movimento interno della struttura, sottraendole energia, che viene trasformata in calore o in movimento dell'aria circostante. Quando uno smorzatore s è aggiunto al modello *massa-molla*, esso dà luogo ad un progressivo decremento nel tempo dell'ampiezza dell'oscillazione libera fino ad estinguerla completamente. Di fatto, tutti i sistemi meccanici contengono questi 3 componenti fondamentali: massa, molla e smorzatore.

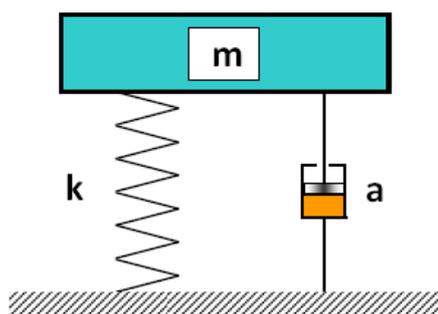


Figura 1.3. Schematizzazione del modello *massa-molla-smorzatore*. (Olmi G., 2011)

Lo smorzatore è caratterizzato da una stretta relazione forza-velocità: maggiore è la velocità in fase di sollecitazione, maggiore deve essere la sua forza ai fini dell'efficacia dello smorzamento della sollecitazione stessa. Nel caso delle vibrazioni libere, non è presente lo smorzatore e l'oscillazione è dovuta alla conservazione dell'energia. Lo smorzamento è un elemento di notevole importanza nei casi reali, perché è sempre presente; è la causa della dissipazione dell'energia, ed è l'elemento su cui si deve agire per controllare vibrazioni indesiderate; un esempio tipico è l'ammortizzatore sui veicoli, cui compete l'assorbimento rapido di gran parte delle sollecitazioni che il veicolo

subisce nel suo movimento a causa delle asperità del terreno (Els P.E. et al., 2007).

Si definiscono vibrazioni transitorie quelle la cui ampiezza varia nel tempo, o fino ad annullarsi, nel caso di vibrazioni libere, o fino a raggiungere l'ampiezza della vibrazione permanente, nel caso di vibrazioni forzate.

Nel caso di macchinari, la causa del fenomeno oscillatorio che determina le vibrazioni è dovuta quasi sempre agli effetti dinamici provocati dalle inevitabili imprecisioni di fabbricazione, imputabili in particolare agli organi rotanti, all'attrito volvente o radente tra i singoli componenti, ecc. A queste cause, nei veicoli si aggiungono inoltre le vibrazioni derivanti dall'autodislocamento del mezzo.

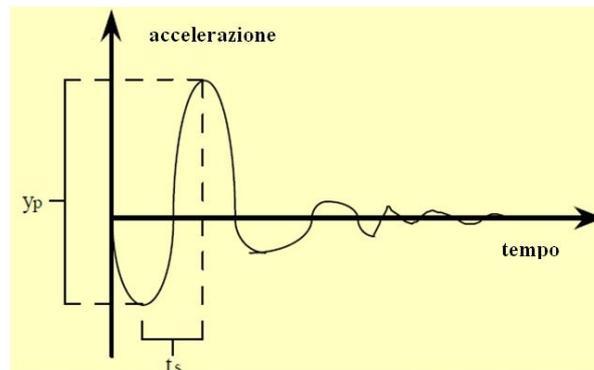


Figura 1.4. In caso di urti o scosse si generano vibrazioni impulsive; possono essere rappresentate indicando i due parametri che le caratterizzano: tempo di salita t_s e ampiezza picco-picco Y_p . (Cecchini)

Da un punto di vista fisico, le vibrazioni meccaniche sono caratterizzate da:

- Ampiezza (A), è l'entità dello spostamento del corpo in vibrazione rispetto ad un riferimento; viene di solito quantificata in mm;
- Frequenza (Hz), è il numero di oscillazioni compiute dal corpo vibrante nell'unità di tempo, convenzionalmente considerata di 1 s ($F=1/t$);
- Lunghezza d'onda (λ), distanza tra due creste d'onda successive, misurata in mm.

La grandezza fisica più frequentemente adottata per misurare l'entità della vibrazione è l'accelerazione, espressa in m/s^2 .

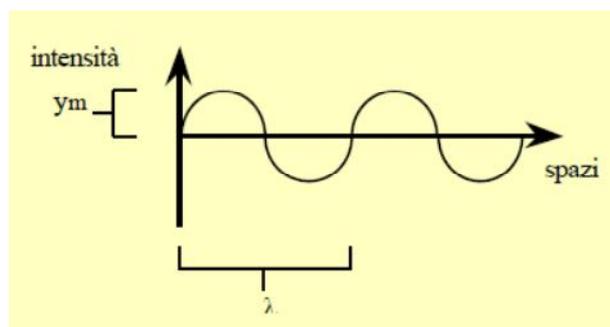


Figura 1.5. La lunghezza d'onda è correlata al periodo, e quindi alla frequenza, proprio dalla velocità di propagazione. Se quest'ultima è costante si ha $\lambda = c \cdot T = c/f$. (Cecchini)

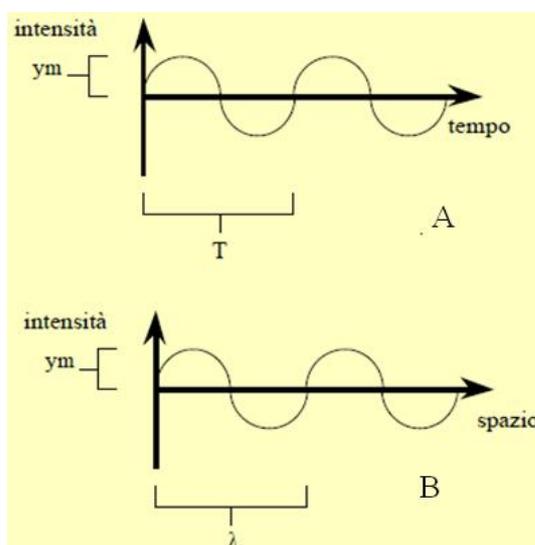


Figura 1.6. L'unità di misura della frequenza è l'Hz, che coincide con i cicli/s. Rappresentazione grafica di un'onda nel dominio del tempo (A) e dello spazio (B). (Cecchini)

Con riferimento al modello meccanico *massa-molla* in oscillazione, si consideri un punto χ di riferimento sulla massa m . Se tale punto si sposta di una certa quantità (m, mm o μm) in un certo intervallo di tempo, è possibile quantificare la sua dinamica anche in termini di velocità (m/s, mm/s, ecc.), e non solo di spostamento. E poiché la velocità varia in continuazione, è possibile considerare l'accelerazione (m/s², mm/s², ecc.). In conformità con le norme ISO, i parametri vibrazionali sono universalmente espressi in unità metriche.

Da un punto di vista meccanico, il corpo umano è assimilabile al modello *massa-molla-smorzatore*, in cui i vari elementi sono differentemente interconnessi. La sua risposta a determinate sollecitazioni vibrazionali esterne dipende quindi dalle

caratteristiche sia del soggetto, sia della sollecitazione cui è sottoposto. (Rizzato, 1992)

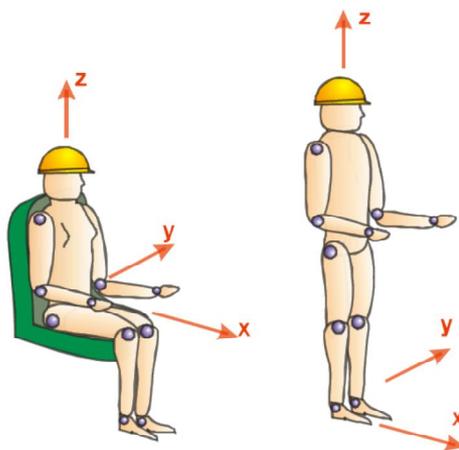


Figura 1.7. Orientamento degli assi x , y , z rispetto alla posizione del corpo. (Guide to good practice, 2006)

Per quanto riguarda le caratteristiche delle sollecitazioni vibratorie che più direttamente agiscono sul corpo umano, un primo elemento da esaminare è la direzione, poiché generalmente si è sottoposti a vibrazioni pluridirezionali. A tale scopo, è stato definito un sistema di riferimento cartesiano ortogonale per lo studio delle vibrazioni trasmesse al corpo di una persona seduta o eretta. Nella norma internazionale ISO 2631-1 viene definito tale sistema di coordinate ortogonali, con l'origine fissata in corrispondenza del centro del torace: l'asse z passa per i glutei e la testa (per i piedi e la testa nel caso di un soggetto in posizione eretta), l'asse x per la schiena e il petto, l'asse y per le due spalle. Di fatto, se si considera la direzione di marcia di un mezzo di trasporto o comunque semovente, tali coordinate corrispondono generalmente agli assi verticale (z), longitudinale (x) e trasversale (y).

Questo tipo di semplificazione, però, non è propriamente reale, in quanto il corpo umano non è soggetto solo a sollecitazioni orizzontali o verticali, ma anche a combinazioni di esse, chiamate vibrazioni rotazionali, che si differenziano in: **rollio**, dato dalla combinazione di vibrazioni sull'asse z e y ; **beccheggio**, composto dalle vibrazioni sugli assi z e x , ed infine **serpeggio**, formato dalle oscillazioni sugli assi x e y (figura 1.9).

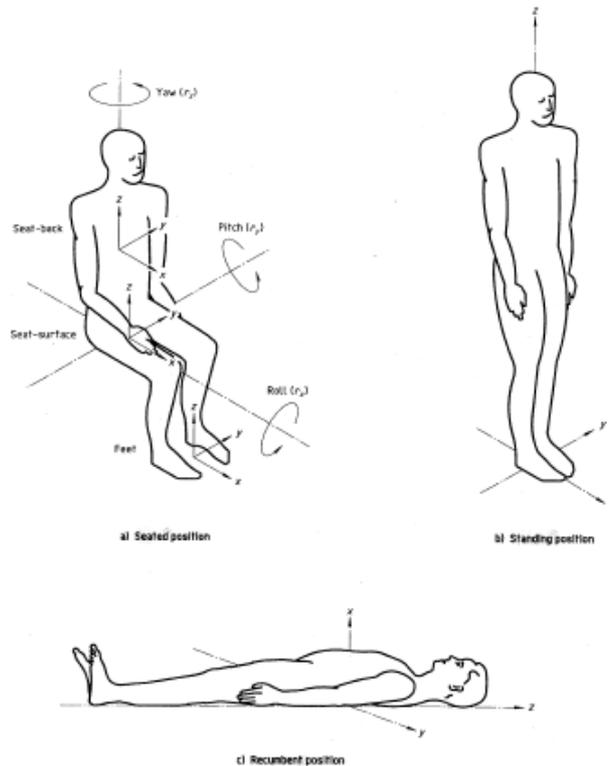


Figura 1.8. Rappresentazione grafica degli assi ortogonali secondo la normativa ISO 2631-1:1997.

Un altro aspetto da prendere in considerazione ai fini della risposta del corpo umano è l'intensità della vibrazione, espressa in termini di accelerazione. Poiché nella maggior parte dei casi di interesse il fenomeno si presenta con caratteristiche casuali e non periodiche, una valutazione più significativa si ottiene considerando i valori efficaci (RMS, Root Mean Square):

$$A = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}$$

dove $a(t)$ è il valore istantaneo dell'accelerazione misurato per ciascuna direzione ed il tempo di integrazione T deve essere tale da consentire una misura statisticamente significativa, in pratica di almeno 30 s (ISO 2631:1997).

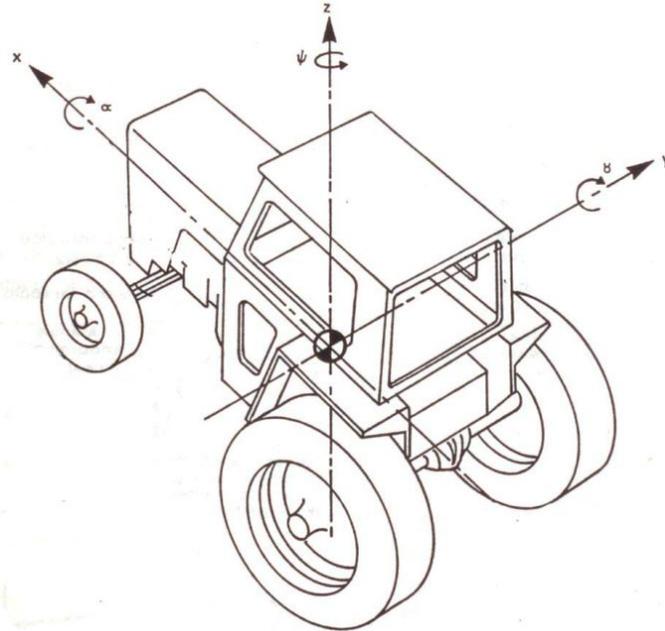


Figura 1.9. Schematizzazione delle vibrazioni rotazionali. (Rizzato, 1992)

Un terzo elemento da considerare è il contenuto armonico delle vibrazioni. Da questo punto di vista è noto che il corpo umano presenta risposte diverse alle varie frequenze di oscillazione. La sensibilità del corpo umano, alle componenti della vibrazione nelle 3 direzioni varia infatti alle diverse frequenze (*Prasad N. et al., 1995*).

Dal punto di vista igienistico il disturbo da vibrazioni nell'uomo si differenzia in:

- esposizione del **corpo intero** (identificato anche con l'acronimo inglese WBV, Whole Body Vibration) causata generalmente da lavorazioni con operatore seduto al posto di guida di mezzi usati in ambito industriale e agricolo, configurati in modo tale da trasmettere vibrazioni al corpo intero;
- esposizione del distretto **mano-braccio** (identificato anche con l'acronimo inglese HAV, Hand-Arm Vibration) generalmente provocata dalla prensione delle mani sull'impugnatura di utensili da lavoro manuali o di macchinari condotti a mano tramite manubri, stegole e impugnature. (*Linee guida ISPESL, 2002*).

Questa classificazione risulta importante per la valutazione dei rischi a cui l'operatore è soggetto, in seguito all'esposizione prolungata a vibrazioni. Differenti

e numerose sono infatti le patologie a cui è possibile andare incontro: nel primo caso soprattutto lombalgie e traumi del rachide; nel secondo disturbi vascolari, osteoarticolari, neurologici e muscolari, ecc.

Oltre ad essere dipendenti da tutti i parametri sopra illustrati, gli effetti delle vibrazioni sul corpo umano devono tenere conto anche della **frequenza** di vibrazione, che incide significativamente sulla pericolosità della sollecitazione meccanica sui vari organi e apparati. In particolare, l'intervallo 0,5-8 Hz è di particolare importanza per il corpo umano, perché all'interno di esso sono comprese le frequenze di risonanza di alcune parti dell'organismo; oltre 8 e fino a 80 Hz c'è una zona intermedia di minor disturbo, mentre sopra 80 Hz le vibrazioni coinvolgono solo le zone superficiali del corpo, perché grazie alle proprietà di attenuazione degli strati sottostanti la sollecitazione viene smorzata man mano che la profondità aumenta. In pratica, se esposte a vibrazioni con frequenze prossime alla risonanza, le parti interessate evidenziano uno smorzamento nullo (cioè non offrono resistenza e quindi mostrano la massima sensibilità), iniziando a muoversi con oscillazioni forzate, di maggiore ampiezza di quelle di eccitazione, che (in teoria) potrebbero portare ad un grave danno e addirittura alla distruzione dell'organo in questione. (Solecki L, 2007)

E' del tutto evidente che, prima di arrivare a tale evento limite, il disturbo avvertito dal soggetto alla frequenza di risonanza è molto superiore che non ad altre frequenze, proprio perché è massima la sua sensibilità.

Il moto vibratorio di un sistema dipende, in generale, da due particolari valori di frequenza: la **frequenza naturale** (o frequenza propria) $[f_n]$ che è la frequenza con cui vibra un sistema che ha soltanto caratteristiche elastiche e non è soggetto a forze esterne attive del tipo $f(t)$, e la **frequenza eccitatrice** (o frequenza forzante) $[f_f]$ che è quella dell'azione esterna, $f(t)$, (quando esiste) che agisce sul sistema con variabilità periodica.

Quando i valori di tali frequenze coincidono ($f_f = f_n$) si ha la condizione di risonanza, cui può corrispondere un'esaltazione dell'ampiezza del moto vibratorio con possibile pericolo per la integrità del sistema. Si comprende quindi l'importanza della determinazione della frequenza naturale in un complesso vibrante.

Lo spettro in frequenza di vibrazione di una macchina può perciò essere anche molto esteso poiché, ad esempio, alla frequenza di rotazione dell'albero motore (frequenza fondamentale) sono associate vibrazioni di altri organi che entrano in risonanza essendo investiti dalle frequenze armoniche. La frequenza di risonanza dipende dalla forma del corpo ed è inversamente proporzionale alla sua massa. Ad esempio, in un soggetto seduto ed esposto a vibrazioni in direzione verticale, si avrà un disturbo (o, peggio ancora, un danno) più elevato a carico delle vertebre cervicali a 3-4 Hz, delle vertebre lombari a 4 Hz, della cintura scapolare a 5 Hz, della regione compresa tra il capo e le spalle a 20-30 Hz, degli occhi a 60-90 Hz, della mascella a 100-200 Hz.

La classificazione esposta non è del tutto univoca, nel senso che i limiti degli intervalli di frequenza non sono rigorosamente fissi per tutti i soggetti e per tutte le casistiche di sollecitazione meccanica. Più in generale, in funzione dell'intervallo di frequenza nel quale è stato provato un effetto negativo su organi o apparati, i fenomeni vibrazionali sono stati divisi in tre categorie:

- **bassissima frequenza** (<2 Hz): interessano il corpo intero che reagisce come una massa unica ed omogenea. Moti oscillatori ellittici del capo con frequenza molto bassa causano disturbi quali vertigini, sonnolenza, nausea e sudorazione fredda; si tratta di effetti di tipo acuto, che peraltro scompaiono entro breve tempo dalla fine del moto vibratorio. Questi tipi di vibrazione sono prodotti da mezzi di trasporto come automobili, navi ed aerei;
- **bassa frequenza** (2-20 Hz): interessano il corpo intero. Causano danni osteo-articolari a carico della colonna vertebrale, disturbi all'apparato digerente e circolatorio. La sorgente è costituita da parti vibranti di macchine, come per esempio scavatrici e trattori;
- **frequenza medio-alta** (20-1000 Hz): interessano il sistema mano-braccio. I danni, sia di tipo acuto che cronico, sono costituiti da lesioni osteoarticolari, neurologiche e vascolari. Sono prodotte da utensili o da parti di macchine ad uso manuale: strumenti a percussione, rotativi, a movimento misto alternativo e rotante. (Pessina D., 2005)

I.II. Rilievi

I.II.I. Metodi di misurazione dei livelli vibrazionali

Il livello vibrazionale può essere quantificato in diversi modi, in funzione dello scopo dell'analisi da eseguire:

- valore **picco-picco**: indica l'escursione massima dell'onda, ed è particolarmente importante nel caso della valutazione della sollecitazione massima registrata;
- valore **di picco**: utilizzato per la valutazione degli urti di breve durata, è un valore tipicamente istantaneo;
- valore **medio**: dato dalla media dei valori assoluti, è un parametro descrittivo della quantità di vibrazioni registrate durante tutta la durata del segnale;
- valore efficace **RMS (Root Mean Square)**: è più indicativo nelle rielaborazioni dei dati raccolti, e si calcola come la radice quadrata della somma dei valori di accelerazione (pesati), elevati al quadrato.

Il valore efficace (RMS) è il parametro più utilizzato per definire il livello vibrazionale rilevato, in quanto, oltre ad essere un valore descrittivo del fenomeno nel tempo, tiene conto dell'importanza relativa che hanno i livelli rilevati sui singoli assi. Si calcola come segue:

$$a_v = \sqrt{a_{wz}^2 + (1,4 \cdot a_{wx})^2 + (1,4 \cdot a_{wy})^2}$$

Dato che le vibrazioni trasmesse al corpo sono simultanee nelle 3 direzioni, gli effetti sull'uomo possono essere valutati sommando vettorialmente le 3 componenti. Il coefficiente di moltiplicazione 1,4 associato agli assi x e y dipende dal fatto che il corpo umano presenta una maggiore sensibilità alle vibrazioni sul piano trasversale, in corrispondenza dell'intervallo di frequenze 1-2 Hz, rispetto a quello verticale nell'intervallo di frequenze 4-8 Hz (*Herterich J., et al., 1992*). Il valore RMS così calcolato consente di caratterizzare le vibrazioni WBV di una specifica operazione e di confrontarle con altre simili.

Per quantificare il livello di vibrazione, può essere utilizzata anche la scala in decibel (dB), che comporta l'espressione delle grandezze in scala logaritmica, dato in questo caso dal logaritmo del rapporto tra il valore di accelerazione

misurato e quello assunto come riferimento. Tale valore di riferimento per il parametro di accelerazione viene standardizzato con un valore prefissato.

Pertanto, analogamente al rumore anche le vibrazioni possono essere valutate in dB, qualora si abbia un valore di riferimento. Si avranno pertanto livelli di accelerazione, velocità e ampiezza, rispettivamente:

- $L_a = 20 \log (a_{rms}/a_{rif})$ (dB);
- $L_v = 20 \log (v_{rms}/v_{rif})$ (dB);
- $L_y = 20 \log (y_{rms}/y_{rif})$ (dB).

Poiché l'intensità della vibrazione è quasi sempre variabile durante un determinata lavorazione, è necessario ricorrere all'**accelerazione equivalente** (A_{eq}), che rappresenta l'accelerazione di livello costante che nel periodo considerato possiede la stessa energia, e quindi produce gli stessi effetti sull'uomo, dell'accelerazione reale ad andamento variabile.

$$L_{eq} v = 10 \log \left[\frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} (a_t^2 / a_{rif}^2) dt \right]$$

Figura 1.10. Formula per il calcolo del livello equivalente.

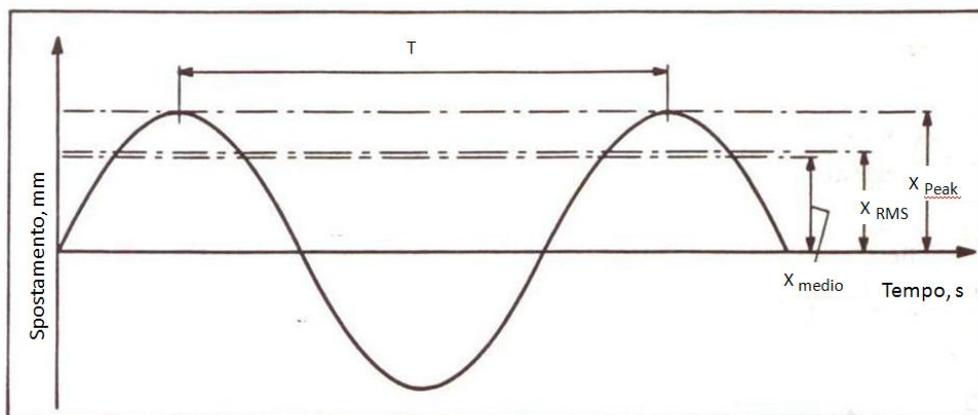


Figura 1.11. Rappresentazione grafica delle differenze tra il valore medio, l'RMS e il valore picco, di un valore rilevato. (Rizzato, 1992)

La ISO 2631 è lo standard di riferimento per la valutazione dell'esposizione alle vibrazioni meccaniche dell'uomo, cui si ispirano tutte le normative successive che tendono a completarla e a contestualizzarla. Lo scopo principale della normativa

è la definizione di un metodo di misura per la quantificazione delle vibrazioni che coinvolgono il corpo intero di un lavoratore. L'esposizione a questo tipo di vibrazione avviene principalmente sui veicoli, dove le vibrazioni sono periodiche e per lo più casuali. In Italia, i valori limite per l'esposizione alle vibrazioni nell'attività lavorativa sono definiti del D.Lgs. 81/08. La ISO 2631 individua due campi di frequenza per le misure di vibrazioni che interessano il corpo intero: 0,1-0,5 Hz per il mal di trasporto e 0,5-80 Hz per la salute ed il comfort.

La vibrazione può interessare un soggetto in vari modi, attraverso le superfici che lo supportano: i piedi, i glutei e la schiena di un individuo seduto o la superficie che lo supporta, se è sdraiato. La prima parte della raccomandazione ISO definisce in maniera accurata il posizionamento degli accelerometri (i sensori di vibrazione) per quantificare il livello cui l'operatore è sottoposto; vengono poi applicate le cosiddette ponderazioni, allo scopo di attenuare le componenti in frequenza che sono di minor sensibilità per l'operatore, cioè in pratica sotto 0,5 e sopra 80 Hz.

Per una più completa valutazione dell'esposizione alle vibrazioni, la ISO 2631 definisce ulteriori parametri. Come visto, il criterio base è quello dell'accelerazione RMS ponderata, che deve essere incluso in ogni analisi di vibrazione che interessi il corpo intero. L'accelerazione ponderata è valutata attraverso l'espressione:

$$a_w = \sqrt{\sum_i (W_i a_i)^2}$$

dove: a_w è l'accelerazione ponderata, W_i è il fattore di ponderazione alla frequenza i e a_i è il valore dell'accelerazione RMS alla frequenza i .

Il valore di RMS totale viene calcolato come media integrale:

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}$$

dove: $a_w(t)$ è l'accelerazione ponderata, in m/s^2 , in funzione del tempo e T è la durata della misura in secondi.

Il nuovo D.Lgs. 81/08 non fa più riferimento al livello di RMS calcolato, ma si riferisce solo al più alto dei valori di accelerazione rilevati sui 3 assi pesati in frequenza durante lo svolgimento dell'operazione considerata.

In relazione alla durata dell'esposizione, la norma prevede due tipi di limite di esposizione giornaliera a vibrazioni:

- il valore limite di esposizione giornaliero (normalizzato a un periodo di riferimento di 8 ore), oltre il quale il lavoratore dovrebbe interrompere lo svolgimento dell'operazione, fissato a $5,0 \text{ m/s}^2$ nel caso di sollecitazioni del distretto mano-braccio, e a $1,0 \text{ m/s}^2$ nel caso di vibrazioni trasmesse al corpo intero;
- il valore di azione (normalizzato a un periodo di riferimento di 8 ore), oltre il quale il lavoratore deve fare una pausa o cambiare mansione, fissato a $2,5 \text{ m/s}^2$ per le sollecitazioni del distretto mano-braccio e a $0,5 \text{ m/s}^2$ per le vibrazioni dirette al corpo intero.

Nel caso di variabilità del livello di esposizione giornaliero va considerato il livello giornaliero massimo ricorrente.

Le curve di ponderazione che devono poi essere usate nei vari casi sono sempre specificate nella norma.

Le tipologie di curva utilizzate per la valutazione del comfort e degli effetti sulla salute sono rappresentate in Tab. 1.1.

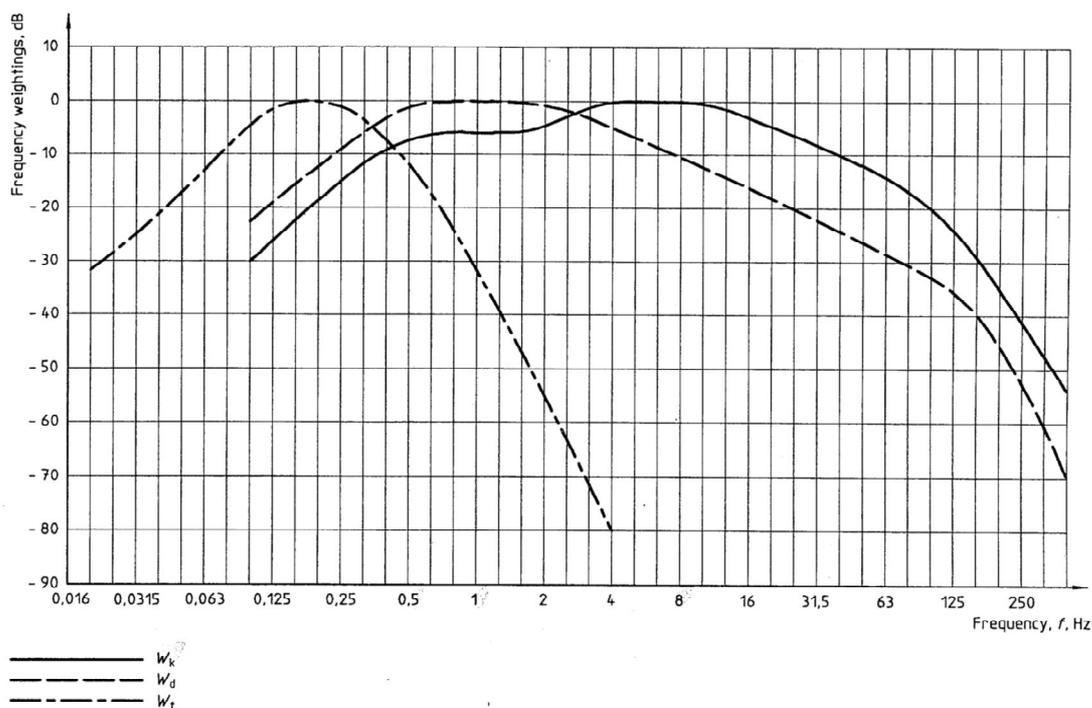


Figura 1.12. Curve di ponderazione per gli assi x, y e z definiti dalla ISO 2631-1:1997.

Tabella 1.1. Curve di ponderazione maggiormente utilizzate esplicitate nella ISO 2631.

Ponderazione	Salute	Comfort	Percezione
W_k	Asse z (sedile).	Asse z (sedile); Asse z (in piedi, esclusa la testa); Asse x, y, z (piedi di persona seduta); Asse z (posizione supina).	Asse z (sedile); Asse z (in piedi, esclusa la testa); Asse z (posizione supina).
W_d	Asse x (sedile); Asse y (sedile).	Asse x (sedile); Asse y (sedile); Asse x e y (in piedi); Asse y e z (schiena); Asse x e y (posizione supina).	Asse x (sedile); Asse y (sedile); Asse x e y (in piedi); Asse x e y (posizione supina).
W_c	Asse x (schiena).	Asse x (schiena).	Asse x (schiena).

L'orientamento degli assi di misura nelle varie posizioni della persona soggetta ad esposizione a vibrazioni che interessano il corpo intero è riassunto in figura 1.13. Il valore di accelerazione totale è infine dato dalla somma vettoriale pesata lungo i tre assi (a_v).

Nelle figg. 1.14 e 1.15 vengono riportate le curve di diminuzione dell'efficienza lavorativa in funzione della frequenza e del numero di ore di esposizione, per una persona seduta, alla quale le vibrazioni provengono dal sedile rispettivamente per il solo asse verticale e per quelli orizzontali (longitudinale e trasversale).

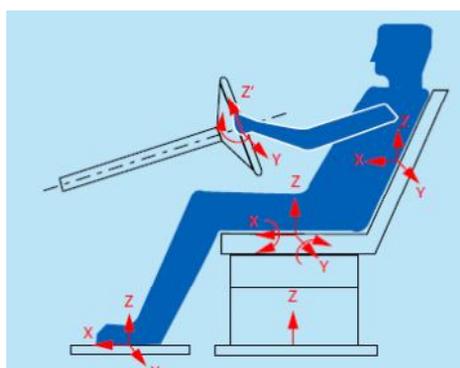


Figura 1.13. Particolare degli assi di percezione per la valutazione del comfort e dello stato di salute dell'operatore seduto, secondo la ISO 2631.

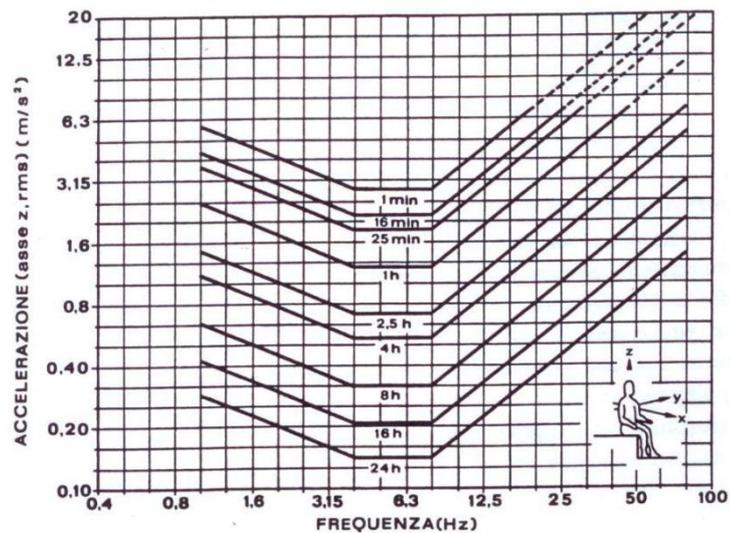


Figura 1.134. Curve di diminuzione dell'efficienza lavorativa, per accelerazioni verticali, in funzione della frequenza e del numero di ore di esposizione. (Rizzato, 1992)

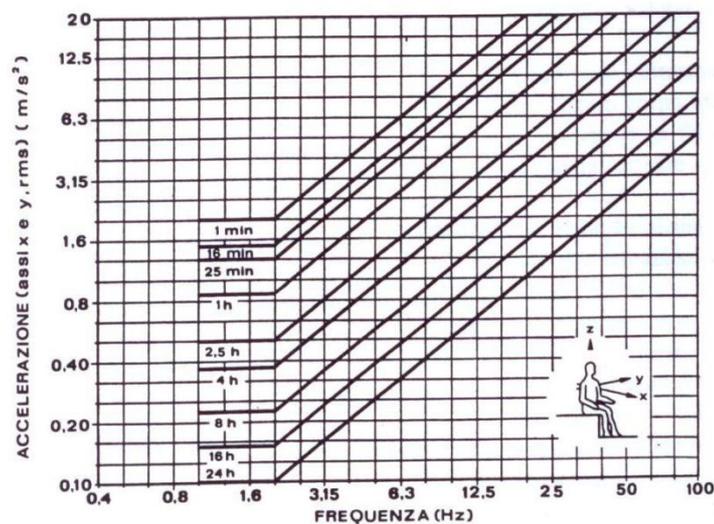


Figura 1.15. Curve di diminuzione dell'efficienza lavorativa, per accelerazioni orizzontali, in funzione della frequenza e del numero di ore di esposizione (Rizzato, 1992)

I.II.II. Strumentazione impiegata nella misurazione dei livelli vibrazionali

La misurazione delle vibrazioni implica innanzitutto l'impiego di strumentazione specifica, in questo caso di un trasduttore di vibrazione che converta la sollecitazione meccanica in un segnale elettrico. Si dice trasduttore, infatti, un dispositivo che converte energia, da una forma non misurabile ad una misurabile. Nel caso specifico, il trasduttore (l'accelerometro) impiegato per quantificare le

sollecitazioni deve convertire una grandezza meccanica (l'energia vibrazionale) in un segnale elettrico, direttamente proporzionale all'input in ingresso.

Ogni accelerometro si caratterizza per un dato campo d'impiego compreso fra l'accelerazione minima e la massima misurabili, oltre le quali la tensione d'uscita non è più proporzionale al livello di vibrazione, e per una risposta in frequenza determinata dalla sensibilità alle diverse frequenze.

I trasduttori possono essere raggruppati in due grandi categorie: **attivi**, se convertono l'energia meccanica in ingresso in energia elettrica senza bisogno di altre sorgenti di energia esterna; **passivi** se hanno bisogno di una sorgente esterna di energia.

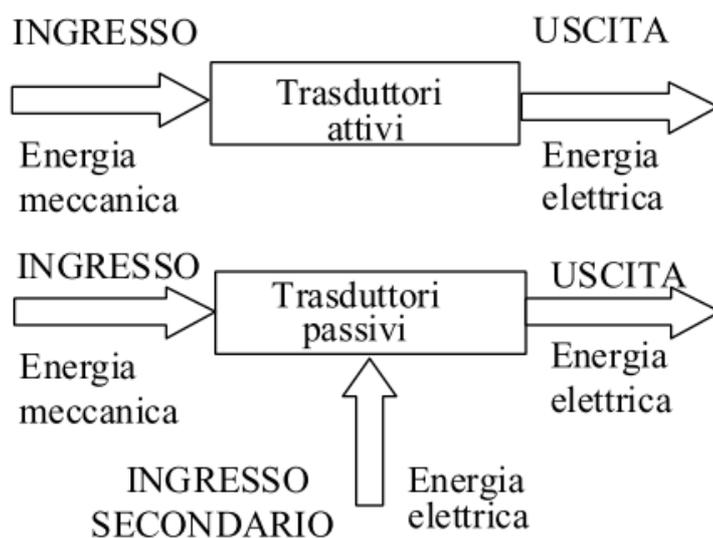


Figura 1.16. Schema di funzionamento di un trasduttore attivo e di uno passivo. (Rivola)

Un trasduttore viene detto a **conversione diretta**, se converte direttamente l'energia meccanica in energia elettrica, a **conversione indiretta** se la conversione avviene attraverso altre forme di energia (acustica, ottica).

I principali trasduttori attivi usati nella misura delle vibrazioni sono quelli di tipo piezoelettrico. Alcuni materiali, naturali o ceramici, hanno la proprietà di generare cariche elettriche quando vengono sottoposti a sollecitazioni meccaniche. Indipendentemente dal tipo di materiale adottato (cristallo naturale, ceramica, ecc.), i trasduttori che operano sulla base di questa proprietà vengono indicati con il termine di **trasduttori piezoelettrici**.

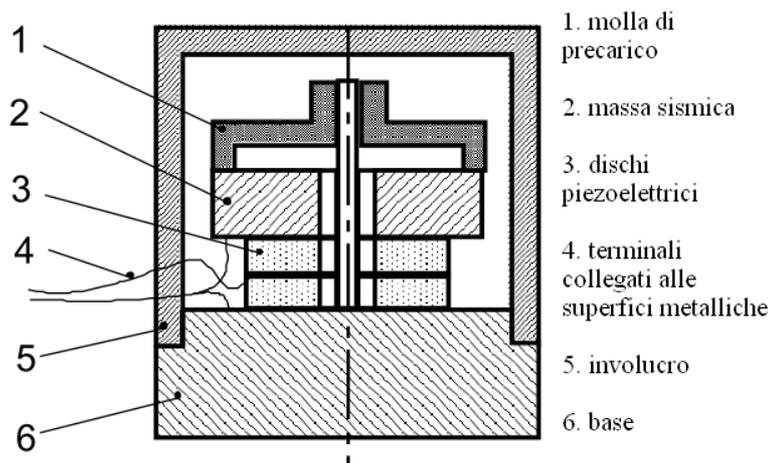


Figura 1.17. Componenti di un trasduttore piezoelettrico. (Spectra Srl)

L'accelerazione viene convertita in una forza mediante una massa m , mentre un cilindretto di materiale piezoelettrico assolve alle funzioni di richiamo della molla e di misura dello spostamento.

Questo sensore presenta caratteristiche peculiari, che lo fanno preferire alla sonda di prossimità, che misura lo spostamento, e al velocimetro, che misura la velocità. Esso, infatti, permette di operare in gamme di frequenze piuttosto ampie, è piuttosto robusto, le misurazioni sono stabili nel tempo, non presenta parti mobili o soggette ad usura, è indipendente da sorgenti di alimentazione ed il segnale in uscita può essere integrato elettronicamente in modo da ottenere spostamento e velocità.

Numerosi sono i tipi di accelerometri disponibili sul mercato, che si differenziano tra loro per sensibilità (ossia la capacità di percepire correttamente e linearmente la sollecitazione, nel caso specifico la vibrazione) e massa. I modelli ad impiego generico hanno sensibilità compresa tra 1 e 10 pC/ms² e massa compresa fra i 10 e 50 g, tale da poterne trascurare l'influenza sul segnale acquisito. Sono disponibili accelerometri monoassiali, in grado di rilevare le accelerazioni lungo un'unica direzione, e accelerometri triassiali che invece rilevano l'accelerazione totale in 3 direzioni ortogonali tra loro.

Le apparecchiature e gli strumenti deputati all'acquisizione, registrazione, preparazione e analisi dei segnali costituiscono la cosiddetta catena di misura. Gli

strumenti utilizzati per la misura delle vibrazioni devono poter rilevare frequenze molto basse, fino quasi a 0 Hz. Sono spesso dotati di filtri passa banda che limitano il campo di misura in un intervallo di frequenze ben delimitato. Possono essere presenti filtri di ponderazione costruiti secondo le curve di pesatura previste da norme internazionali come ad es. le ISO 2631 e 5349. Oltre al livello di picco, lo strumento di misura fornisce normalmente il valore efficace dell'accelerazione (a_{rms}) e, se di livello più elevato, anche l'integrazione rispetto al tempo, in termini di livello equivalente (A_{eq}).

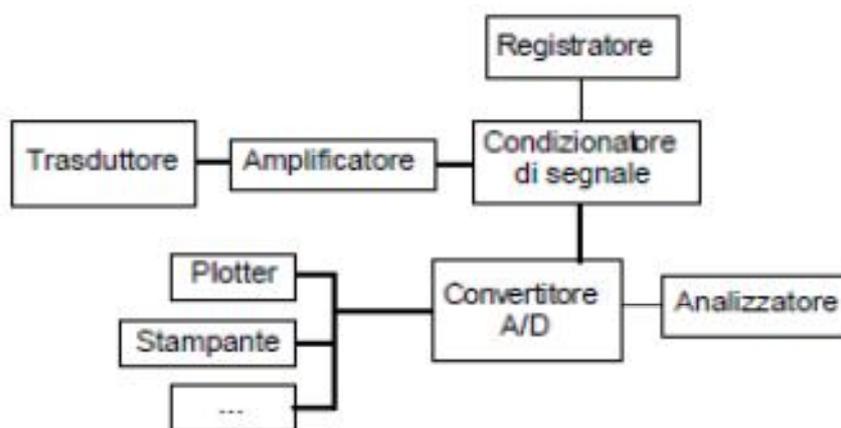


Figura 1.18. Schema riassuntivo della catena di misura per l'acquisizione dei dati. (Rivola)

La catena strumentale per rilevare le vibrazioni comprende almeno un trasduttore, un amplificatore ed un indicatore.

In particolare, l'amplificatore aumenta l'ampiezza del segnale proveniente dal trasduttore, che solitamente è molto debole, con un guadagno regolabile dall'operatore.

Il segnale amplificato viene poi filtrato in frequenza dal condizionatore di segnale, che permette il passaggio solo di certe componenti. Un filtro passa-basso, ad esempio, permette il passaggio delle sole componenti a frequenza più bassa, eliminando (in realtà attenuando fortemente) le componenti più alte.

Un registratore magnetico o, meglio, una memoria di massa con un convertitore analogico-digitale (A/D) permettono di conservare i dati sperimentali. L'analizzatore del segnale è infine un computer dotato di software adatto per l'elaborazione del segnale.

I.III. Problematiche relative all'esposizione a vibrazioni

Il corpo umano è un sistema biologico complesso che, come risposta alle vibrazioni indotte, solo a grandi linee può essere assimilato ad un unico sistema meccanico posto in vibrazione. (*Bovenzi M., 1990*). La figura 1.19. schematizza la struttura del corpo umano come un insieme di masse, molle e smorzatori. Si tratta naturalmente di una semplificazione di massima, in quanto le varie parti del corpo umano hanno masse differenti e, pertanto, differenti frequenze di risonanza. A complicare il quadro interviene anche la differente sensibilità dovuta alla postura assunta dall'individuo (eretta o seduta), la massa, l'età, gli stati emotivi, le condizioni psico-fisiche e quelle di stress preesistente. Si capisce quindi come la sensibilità dell'uomo nei confronti delle vibrazioni meccaniche cui è sottoposto sia piuttosto variabile da individuo ad individuo, ma anche per la stessa persona nelle diverse condizioni in cui si può trovare ad agire.

Lo studio degli effetti dati dall'esposizione a vibrazione è quindi piuttosto complesso (*Herterich J. et al., 1992*). Negli ultimi anni è stata accertata la correlazione che esiste tra esposizione a vibrazioni meccaniche e l'insorgenza di specifiche patologie nel breve, medio e lungo periodo (*Solecki L., 2007*).

L'esposizione a vibrazioni **mano-braccio** generate da utensili portatili e/o impugnati è associata ad un aumento del rischio di insorgenza di lesioni vascolari, neurologiche e muscolo-scheletriche a carico del sistema mano-braccio.

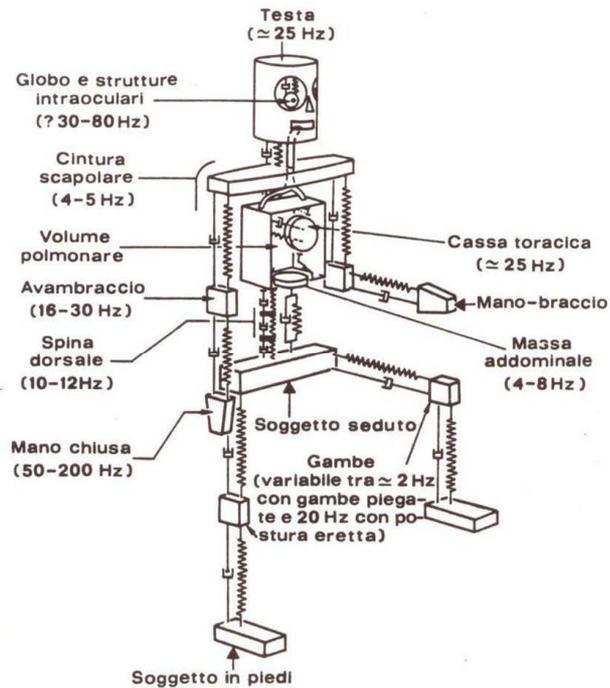


Figura 1.19. Modello meccanico semplificato che rappresenta il corpo umano in posizione eretta o seduta. (Rizzato, 1992)



Figura 1.20. La sindrome di Raynaud è caratterizzata da fasi di costrizione e dilatazione a carico delle piccole arterie delle mani e dei piedi. Si presentano episodi intermittenti di contrazione spastica delle arterie, per cui le dita sia delle mani che dei piedi assumono un colorito molto pallido nella porzione distale mentre la porzione prossimale mantiene il suo tradizionale colore inalterato. Questo strano pallore rappresenta la fase iniziale del fenomeno di Raynaud accompagnato da una sensazione di formicolio nelle dita colpite, che si mantiene per un periodo di alcuni minuti. La seconda fase del Fenomeno di Raynaud invece è caratterizzata dalla stasi del sangue (fase asfittica), che causa colorito bluastro e formicolio intenso nelle zone "colpite". Nella terza fase (iperemia), lo spasmo arterioso

viene sostituito da una intensa vasodilatazione, che provoca l'afflusso di una grande quantità di sangue. (Spectra Srl)

L'insieme di tali lesioni è definito *Sindrome da Vibrazioni Mano-Braccio*. La componente vascolare della sindrome è rappresentata da una forma secondaria di fenomeno di Raynaud definita "vibration-induced white finger" (VWF) dagli autori anglosassoni; la componente neurologica è caratterizzata da una neuropatia periferica prevalentemente sensitiva; la componente osteoarticolare comprende lesioni cronico-degenerative a carico dei segmenti ossei ed articolari degli arti superiori, in particolare a livello dei polsi e dei gomiti. Alcuni studi hanno anche riportato un incremento del rischio di alterazioni muscolo-tendinee e di intrappolamento dei tronchi nervosi nei lavoratori che usano utensili vibranti. Sulla base dei risultati di una recente revisione della letteratura epidemiologica, il National Institute of Occupational Safety and Health (NIOSH, USA) ha definito di "forte evidenza" l'associazione tra esposizione occupazionale a vibrazioni mano-braccio e occorrenza di lesioni neurovascolari e muscolo-scheletriche a carico degli arti superiori. Vi è evidenza epidemiologica di una elevata occorrenza di ipo-parestesie, riduzione della sensibilità tattile e termica, e limitazione della capacità di manipolazione fine nei lavoratori esposti a vibrazioni mano-braccio rispetto a gruppi di controllo. I disturbi neurosensitivi da vibrazioni mano-braccio sembrano essere dovuti ad alterazioni a carico di diversi tipi di fibre mieliniche e amieliniche e di due classi di meccanorecettori cutanei in rapporto alla rapidità e modalità di risposta allo stimolo meccanico. Le turbe neurosensitive tendono ad essere localizzate alle estremità distali degli arti superiori, coinvolgendo il territorio di distribuzione del nervo mediano e ulnare, e, talora, anche del nervo radiale. Prevalenze di disturbi neurosensitivi periferici sino all'80% sono state segnalate in vari studi epidemiologici. La sensibilità vibrotattile sembra essere particolarmente compromessa nei soggetti che usano utensili che generano vibrazioni a media e alta frequenza, tipicamente le motoseghe nell'ambito agricolo-forestale. In generale, i risultati degli studi clinici ed epidemiologici hanno evidenziato una tendenza ad un progressivo deterioramento delle soglie estensimetriche, termiche e vibrotattili con l'aumentare del tempo di esposizione e della dose giornaliera o cumulativa di vibrazioni. I risultati di indagini cliniche ed

epidemiologiche hanno messo in evidenza che gli effetti neurologici e vascolari da microtraumatismo vibratorio possono manifestarsi e progredire in modo indipendente gli uni dagli altri, non sussistendo tra essi una precisa relazione di dipendenza temporale. Si ritiene, inoltre, che differenti meccanismi patogenetici siano responsabili dell'insorgenza delle turbe neurologiche e vascolari periferiche. In alcuni studi epidemiologici è stato rilevato un aumentato rischio di neuropatie da intrappolamento, in particolare la sindrome del tunnel carpale (STC), in gruppi di lavoratori che utilizzano strumenti vibranti. La STC è anche comune in categorie di operatori le cui mansioni lavorative comportano un notevole impegno muscolo-tendineo e frequenti movimenti ripetitivi del segmento mano-polso. Il contributo indipendente dell'esposizione a vibrazioni e del sovraccarico meccanico, e la loro eventuale interazione, nella patogenesi della STC nei lavoratori che usano utensili vibranti non è ancora stato completamente chiarito dagli studi sperimentali ed epidemiologici. E' stato suggerito che i fattori di stress ergonomico giocano probabilmente un ruolo determinante nell'insorgenza e nella progressione della STC. I disturbi vascolari da vibrazioni mano-braccio sono rappresentati da episodi di vasospasmo digitale, classificati, sotto il profilo nosologico, come fenomeno di Raynaud secondario. Il fenomeno di Raynaud secondario all'uso di utensili vibranti è caratterizzato da attacchi di pallore locale e ben delimitato, che si manifestano in corrispondenza delle dita delle mani maggiormente esposte al microtraumatismo vibratorio. L'attacco ischemico digitale è di solito scatenato dall'esposizione a microclima freddo ed il ruolo etiopatogenetico delle vibrazioni sembra esplicarsi attraverso meccanismi centrali (iperreattività del sistema nervoso simpatico) o locali (disfunzione dello strato endoteliale, alterazioni dei recettori, ipertrofia della tunica media muscolare delle arterie digitali). La diagnosi differenziale con il fenomeno di Raynaud primitivo si basa soprattutto sulla distribuzione delle crisi ischemiche digitali e, sovente, sulla presenza di un'anamnesi familiare positiva per sindromi vasospastiche acrali. Il Raynaud primitivo, infatti, è caratterizzato da pallore diffuso, omogeneo e simmetrico nelle due mani; frequentemente anche le dita dei piedi possono essere coinvolte. Gli studi epidemiologici indicano che la prevalenza dell'angiopatia da vibranti è estremamente variabile, dallo 0-5% nei lavoratori che operano in aree geografiche a clima caldo all'80-100% in particolari

gruppi occupazionali esposti ad elevati livelli di vibrazioni nei Paesi Nordici. L'associazione tra fenomeno di Raynaud e attività lavorativa con utensili vibranti è stata ben documentata in studi epidemiologici di tipo sia trasversale sia longitudinale. Vi sono sufficienti dati epidemiologici che indicano un significativo aumento dell'occorrenza di fenomeno di Raynaud con l'aumentare dell'intensità e della durata dell'esposizione a vibrazioni mano-braccio. L'introduzione di misure preventive per migliorare il lavoro con utensili vibranti ha determinato una riduzione della prevalenza e dell'incidenza del fenomeno di Raynaud da vibrazioni mano-braccio in alcune categorie occupazionali, in particolare tra i lavoratori forestali. Tali effetti positivi sono stati attribuiti all'uso di motoseghe dotate di dispositivi anti-vibranti e all'adozione di misure amministrative che hanno consentito una riduzione del tempo di esposizione ed un miglioramento della organizzazione del lavoro. I dati degli studi epidemiologici sembrano indicare che l'occorrenza del fenomeno di Raynaud da vibrazioni mano-braccio è diminuita nell'ultimo decennio, almeno in quei gruppi di lavoratori che hanno impiegato utensili vibranti di nuova generazione sin dall'inizio dell'attività lavorativa. Recentemente è stata posta particolare attenzione all'occorrenza di disturbi a carico delle articolazioni, dei muscoli, dei tendini e dei tessuti molli del distretto cervico-brachiale e degli arti superiori nei lavoratori esposti a vibrazioni mano-braccio. Tali disturbi sono stati definiti nel loro insieme come *Cumulative Trauma Disorders*. Sulla base dei sintomi e segni clinici (fatica muscolare, dolore persistente, limitazione funzionale) e dei reperti elettro-neuromiografici, sono stati individuati vari quadri patologici muscolo-scheletrici (sindrome cervicale, sindrome dell'apertura toracica, tendiniti, peritendiniti, tenosinoviti) e sindromi da intrappolamento dei tronchi nervosi, già precedentemente menzionate (sindrome del tunnel carpale, sindrome di Guyon). E' stato ipotizzato che nella eziopatogenesi di tali affezioni giochino un ruolo rilevante non solo il microtraumatismo vibratorio ma anche, e soprattutto, numerosi fattori ergonomici quali posture incongrue, movimenti ripetitivi, elevata forza di prensione e di spinta sull'impugnatura degli utensili. Il NIOSH, nella sua revisione della letteratura epidemiologica, ha valutato, come dotata di una sufficiente evidenza, l'associazione tra sindrome del tunnel carpale e lavoro con utensili vibranti, mentre

tale evidenza sembra insufficiente per le patologie del distretto cervico-brachiale. Infine, i risultati di alcuni studi epidemiologici sembrano indicare che l'esposizione occupazionale a vibrazioni mano-braccio può determinare un incremento del rischio di ipoacusia da trauma acustico cronico e l'insorgenza di disturbi a carico del sistema nervoso centrale. Si tratta però di un numero limitato di studi, per cui risulta estremamente difficile, se non impossibile, ipotizzare eventuali associazioni tra queste patologie e l'esposizione professionale a vibrazioni mano-braccio. (*Linee guida ISPESL, 2002*)

Per quanto concerne invece il **corpo intero**, il rischio in questo caso è relativo ad un incremento dell'insorgenza di disturbi e lesioni a carico del rachide lombare; in particolare nel settore agricolo le vibrazioni comprese tra 2 e 10 Hz risultano essere senza dubbio quelle di livello più elevato e quindi dannose, anche per la loro pericolosità specifica. (*Scarlett A.J. et al., 2007*)

La letteratura medica ha ampiamente riportato una valida evidenza epidemiologica della relazione causale tra esposizione professionale a vibrazioni e patologia del rachide lombare. (*Bovenzi M., 1990*).

Le alterazioni relative interessano il distretto cervico-brachiale, l'apparato gastroenterico, il sistema venoso periferico, l'apparato riproduttivo femminile, l'apparato circolatorio e il sistema cocleo-vestibolare.

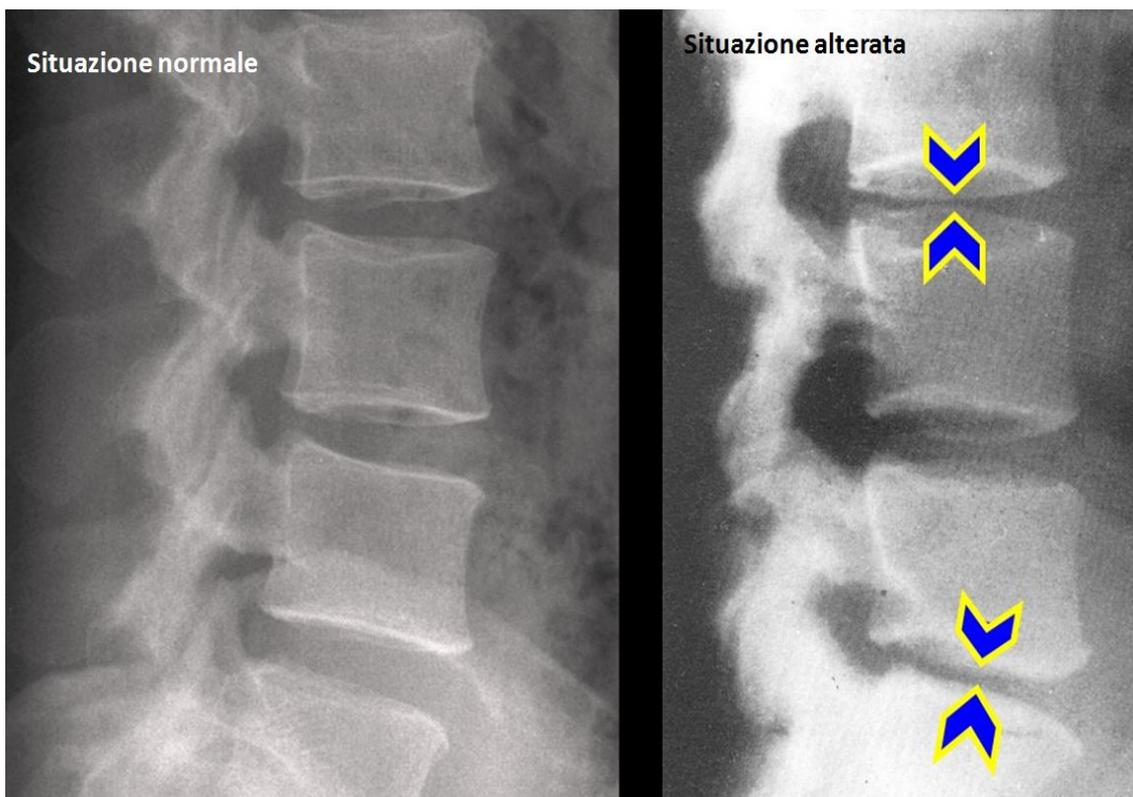


Figura 1.21. La lombalgia cronica è l'unico effetto riconosciuto sulla salute provocato dall'esposizione a vibrazioni del corpo intero. E' la risultanza di una serie di fattori che vengono raggruppati sotto la dicitura "processi degenerativi del rachide lombare". (*Spectra srl, dispensa*)

L'esposizione a vibrazioni trasmesse a tutto il corpo può causare una diminuzione delle prestazioni lavorative nei conducenti di macchine e/o veicoli e modificazioni dello stato di comfort nei passeggeri. Vibrazioni a bassa frequenza (< 0.5 Hz) possono provocare disturbi chinetosici definiti nel loro insieme come "mal dei trasporti". I risultati degli studi epidemiologici attualmente disponibili depongono per una maggior occorrenza di alterazioni degenerative della colonna vertebrale. E' stata infatti constatata una maggiore occorrenza di lombalgie e lombosciatalgie, spondiloartrosi, spondilosi, osteocondrosi intervertebrale, discopatie ed ernie discali lombari e/o lombosacrali nei carrellisti, nei trattoristi e nei conduttori di altre macchine di uso industriale ed agricolo (*Hagberg M. et al., 2006*).

Vi è una sufficiente evidenza epidemiologica che il rischio di insorgenza di patologie del rachide lombare aumenti con l'aumentare della durata e dell'intensità dell'esposizione a vibrazioni trasmesse al corpo intero. In alcuni Stati membri

dell'Unione Europea (Belgio, Francia, Germania, Olanda), alcune patologie del rachide, in particolare del tratto lombare, sono considerate di origine professionale in presenza di specifici requisiti relativi all'intensità e alla durata di esposizione alle vibrazioni, e come tali suscettibili di indennizzo. Il ruolo delle vibrazioni nella eziopatogenesi delle alterazioni del rachide lombare non è ancora completamente chiarito poiché la guida di macchine o veicoli comporta non solo l'esposizione a vibrazioni potenzialmente dannose ma anche a fattori di stress ergonomico quali ad es. una prolungata postura assisa o frequenti movimenti di flessione e torsione del rachide. Inoltre, alcune categorie di conducenti possono svolgere attività di sollevamento e spostamento di carichi manuali che rappresentano un'ulteriore fattore di stress per il tratto lombare del rachide. Alcune caratteristiche individuali (età, indice di massa corporea, abitudine al fumo di tabacco, aspetti costituzionali), fattori di natura psicosociale e pregressi traumatismi alla schiena sono anche riconosciuti come importanti variabili predittive della comparsa di disturbi al rachide, in particolare di lombalgie. Pertanto, i sintomi muscolo-scheletrici e le lesioni al rachide lombare nei conducenti di macchine o veicoli rappresentano un complesso di alterazioni di origine multifattoriale nella cui eziopatogenesi intervengono fattori di natura sia occupazionale sia extra-occupazionale. Ne deriva che risulta molto difficile separare il contributo delle vibrazioni da quello di altri fattori di rischio individuale ed ergonomico nell'insorgenza e/o aggravamento di turbe del rachide. Studi di biodinamica hanno tuttavia evidenziato i seguenti possibili meccanismi attraverso i quali le vibrazioni possono indurre lesioni all'apparato muscolo-scheletrico del rachide: sovraccarico meccanico dovuto a fenomeni di risonanza della colonna vertebrale nell'intervallo di frequenza delle vibrazioni tra 3 e 10 Hz, con conseguente danno strutturale a carico dei corpi vertebrali, dischi e articolazioni intervertebrali; eccessiva risposta contrattile dei muscoli paravertebrali causata da intenso stimolo vibratorio, con conseguenti fenomeni di affaticamento muscolare. L'esposizione a vibrazioni con frequenze sovrapponibili alla frequenza di risonanza del corpo umano può amplificare la risposta muscolare della regione collo-spalla. Alcuni studi epidemiologici hanno evidenziato un'aumentata occorrenza di disturbi cervico-brachiali nei conducenti di automezzi. Diversi fattori ergonomici sono sospettati di essere all'origine di questi

disturbi, quali i movimenti di rotazione e torsione del capo, i movimenti ripetitivi del sistema mano-braccio-spalla per azionare i comandi dei veicoli, e l'esposizione a vibrazioni meccaniche. (*Linee guida ISPESL, 2002*)

L'esposizione acuta a vibrazioni meccaniche, inoltre, può indurre un aumento dell'attività gastro-intestinale, portando a disturbi gastro-intestinali, gastrite e ulcera peptica (*Bovenzi M., 1990*). È stata riportata un'aumentata prevalenza di disturbi gastro-intestinali, gastrite e ulcera peptica in conducenti di veicoli.

E' possibile che l'esposizione a vibrazioni meccaniche possa causare alcuni effetti nocivi sull'apparato riproduttivo femminile. Disturbi del ciclo mestruale, processi infiammatori e anomalie del parto sono stati riportati in donne esposte a vibrazioni con frequenze tra 40 e 55 Hz. In un studio epidemiologico di popolazione su aborto spontaneo e mortalità prenatale senza malformazioni congenite, quest'ultimo evento presentava un'incidenza maggiore di quella attesa in donne lavoratrici esposte a vibrazioni nel settore dei trasporti. Nella letteratura scientifica viene suggerita un'associazione tra esposizione a vibrazioni e rischio di insorgenza di emorroidi e varici venose degli arti inferiori. Nell'ambito di tale possibile associazione, l'esposizione a vibrazioni potrebbe agire come fattore concorrente in combinazione con la prolungata postura assisa tipica dei conducenti di trattori (*Bovenzi M., 1990*). Un'elevata pressione intra-addominale sembra anche avere un ruolo nel meccanismo patogenetico di tali affezioni.

Una prolungata esposizione a vibrazioni meccaniche sembra poter aggravare l'ipoacusia provocata dal rumore. L'esposizione combinata a vibrazioni e rumore sembra causare uno spostamento temporaneo della soglia uditiva alle alte frequenze (6-10 kHz) maggiore di quello provocato dall'esposizione al solo rumore. Un'iporeflettività vestibolare ed una più elevata prevalenza di turbe vestibolari sono state descritte in lavoratori esposti a vibrazioni trasmesse al corpo intero. (*Linee guida ISPESL, 2002*)

È da sottolineare che tutte le problematiche citate sono tuttora in fase di studio e approfondimento, in quanto le concause di ogni patologia sono molte e difficili da isolare. (*Linee guida ISPESL, 2002*)

I.IV. Panorama legislativo e D.Lgs. 81/08

La legislazione italiana riconosce le neuroangiopatie e le osteoartropatie da vibrazioni come malattie professionali.

Le tabelle delle malattie professionali nell'industria e nell'agricoltura entrate in vigore nel 2008 comprendono, tra le malattie causate da vibrazioni meccaniche trasmesse al sistema mano-braccio, la sindrome di Raynaud secondaria, le osteoartropatie a carico di polso, gomito, spalla e le neuropatie periferiche; tra le malattie causate da vibrazioni trasmesse al corpo intero è compresa anche l'ernia discale lombare. È importante sottolineare che le osteoangioneurosi da vibrazioni costituiscono in Italia la quinta causa di malattia professionale indennizzata dall'INAIL (*Linee guida ISPESL, 2002*).

Data la crescente rilevanza che il rischio vibrazioni ha assunto in Europa e nei Paesi industrializzati, sia in termini di danni dei lavoratori che sotto il profilo economico e sociale, l'attività di normazione e standardizzazione in materia di prevenzione del rischio da esposizione a vibrazioni ha avuto in questi ultimi anni un crescente impulso in ambito europeo ed internazionale. Un contributo decisivo è stato apportato dalla direttiva 89/392/CEE, recepita in Italia dal DPR n. 459 del 24.7.1996, che prescrive l'obbligo dei produttori di progettare e costruire macchine in modo da ridurre i rischi associati all'emissione di vibrazioni. Nel libretto di uso della macchina, inoltre, deve essere riportata l'informazione relativa ai valori di accelerazione ponderati delle vibrazioni generate.

RIF.TO NORMATIVO E/O LEGISLATIVO	TITOLO	CONTENUTO
D.P.R. 547/'55	<i>Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro</i>	Il decreto disciplina, in modo specifico, alcuni aspetti della sicurezza fissando appositi criteri e requisiti, tra i quali si segnalano quelli relativi a: ambienti, posti di lavoro e passaggi (es. parapetti, scale, uscite di sicurezza); macchinari, macchine utensili, impianti elettrici, e indicazioni circa materie e prodotti pericolosi e mezzi di protezione individuali
D.P.R. 303/'56	<i>Norme generali per l'igiene del lavoro</i>	Relativamente alla struttura indica quali devono essere le caratteristiche igienico/sanitarie fissando i requisiti minimi come, ad es., divieto di adibire ad uso lavoro locali sotterranei, illuminazione e ventilazione naturale ed artificiale dei locali, altezze, obbligo di riscaldamento, dotazione dei servizi igienici, lavandini, docce, spogliatoi, refettori, etc.
D.P.R. 164/56	<i>Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro nelle Costruzioni</i>	
D.P.R. 689/'59	<i>Determinazione delle aziende e lavorazioni soggette ai fini della prevenzione incendi al collaudo del comando dei vigili del fuoco</i>	
L. 46/'90	<i>Norme per la sicurezza degli impianti</i>	Obbligo di realizzare tutti gli impianti elettrici a regola d'arte, presumendo tali quelli realizzati secondo i dettami del CEI (L.186/68) Sono soggetti alle nuove norme i seguenti impianti: Impianti elettrici Impianti di protezione dalle scariche atmosferiche Gli impianti di riscaldamento e di climatizzazione Gli impianti idrosanitari Ascensori e montacarichi Gli impianti di protezione antincendio
D.Lgs. n°277/'91	<i>Attuazione della direttiva CEE n° 80/1107 (...), in materia di protezione dei lavoratori contro rischi derivanti da esposizione ad agenti chimici, fisici e biologici</i>	Le norme del presente decreto riguardano la protezione del lavoratore ontro i rischi di piombo, amianto e rumore durante il lavoro

RIF.TO NORMATIVO E/O LEGISLATIVO	TITOLO	CONTENUTO
D.Lgs. n°475/92	<i>Attuazione della direttiva CEE 89/686 in materia di ravvicinamento delle legislazione degli Stati membri relative ai DPI</i>	Le norme del presente decreto riguardano la dotazione per la protezione individuale del lavoratore
D.Lgs. n°626/94	<i>Attuazione delle direttive CEE riguardanti il miglioramento della sicurezza e della salute dei lavoratori sul luogo di lavoro</i>	Organizzazione e miglioramento delle condizioni di igiene e sicurezza nei luoghi di lavoro
D.Lgs. n° 493/96	<i>Attuazione della direttiva 92/58/ CEE sul luogo di lavoro</i>	Concernente le prescrizioni minime per la segnaletica di sicurezza e/o di salute Il D.Lgs. n°626/94 ha individuato nella segnaletica uno strumento fondamentale a tutela e garanzia della salute dei lavoratori
D.Lgs. n° 494/96	<i>Attuazione della direttiva 92/57/ CEE concernente le prescrizioni minime di sicurezza e di salute da attuare nei cantieri temporanei o mobili</i>	
D.Lgs. n° 459/96		Impone la marcatura CE di tutte le macchine messe in servizio o immesse sul mercato a partire dal 21 settembre 1996
D.M. 10 Marzo 1998	<i>Criteri generali di sicurezza antincendio e per la gestione dell'emergenza nei luoghi di lavoro</i>	Importante per la redazione dei piani di gestione delle emergenze
D.Lgs. 81/08	<i>Norme in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro</i>	Testo Unico che abroga tutte le precedenti norme in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro

Figura 1.22. Riferimenti normativi. (ANARF, 2008)

L'interesse verso la sicurezza sul lavoro non è comunque nuovo, infatti il DPR 547/55 costituisce il primo atto normativo che si occupa di sicurezza nei luoghi di lavoro. L'anno successivo il DPR 303/56 tratta esplicitamente l'igiene del lavoro chiarendo condizioni e standard da rispettare per poter garantire un adeguato livello di comfort nell'ambiente di lavoro.

Il D.lgs. n°626/94 ha dato attuazione in Italia ad un complesso di norme comunitarie finalizzate ad armonizzare i regimi nazionali in materia di sicurezza del lavoro e a migliorare la qualità della vita, nonché a ridurre il costo sociale degli infortuni e delle malattie professionali. Ciò ha mutato profondamente la "filosofia"

dell'intero meccanismo di prevenzione e sicurezza. La normativa di metà degli anni '50 (DPR 547/55, 303/56 e 164/56) si basava infatti sul criterio della prevenzione tecnica oggettiva, secondo il quale il datore di lavoro era tenuto a rispettare i dettami della norma di tipo dispositivo in maniera acritica, pagando, in caso contrario, le sanzioni previste. Con questa normativa la sostanziale novità introdotta è la prevenzione che si attua attraverso una vera e propria struttura organizzativa al cui interno ciascuno riveste un ruolo con compiti, attribuzioni e responsabilità connesse. Il ruolo del datore di lavoro è quello di primario garante della salute e della sicurezza dei lavoratori.

L'emanazione da parte del Parlamento Europeo della Direttiva 2002/44/CE del 25.06.2002 e del relativo D.Lgs. 187/05 che ha recepito tale Direttiva in Italia hanno introdotto nella nostra legislazione le prescrizioni minime di sicurezza e salute relative all'esposizione dei lavoratori ai rischi da vibrazioni.

Sempre nello spirito delle direttive europee, oggi il D.Lgs. 81/08 del 9 Aprile 2008 si ispira (così come peraltro la 626/94) ad una concezione evolutiva e dinamica della sicurezza globale partecipativa ed informata, e prefigura un'organizzazione della sicurezza basata in larga misura sulla prevenzione soggettiva, vale a dire sull'apporto e la partecipazione responsabile di tutti i soggetti interessati, non escludendo soprattutto i lavoratori, destinatari della tutela. Secondo la definizione della nuova legge, la prevenzione è il complesso delle disposizioni o misure necessarie, anche secondo la particolarità del lavoro, l'esperienza e la tecnica, ad evitare o diminuire i rischi professionali, nel rispetto della salute della popolazione e dell'integrità dell'ambiente esterno. In questa nuova concezione, la legge fissa norme specifiche di prevenzione soltanto per talune attività particolarmente a rischio, mentre lascia al datore di lavoro il dovere di adottare le misure necessarie, se necessario con la collaborazione di tecnici qualificati (oltreché ovviamente dei lavoratori).

Il D.Lgs. 81/08 si basa su tre pilastri fondamentali: lo Stato affida l'azione di prevenzione all'impresa, che non può limitarsi a rispettare le leggi vigenti ma deve di fatto promuovere ed attuare il miglioramento della salute e della sicurezza durante il lavoro; l'impegno dell'impresa nella prevenzione deve essere costantemente documentato e comunicato agli organi di controllo dietro una loro

specifica richiesta; l'impresa, proprio per far fronte all'impegnativo compito di attuazione della prevenzione, viene obbligata a dotarsi di una vera e propria organizzazione per la sicurezza, interna o facendo riferimento a risorse esterne (ANARF, 2008).

Nel dettaglio, il Titolo VII, capo III del D.Lgs. 81/08 (attuazione dell'art. 1 della Legge n. 123 del 03.08.2007 in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro) ha abrogato il D.Lgs. 187/05, prescrivendo specifici obblighi ai datori di lavoro per l'individuazione, la valutazione e la prevenzione dei rischi derivanti da esposizione a vibrazioni del sistema mano-braccio e del corpo intero

Il Titolo VII, Capo III D.L. 81/08 riporta le seguenti definizioni:

- *vibrazioni trasmesse al sistema mano-braccio*: le vibrazioni meccaniche che, se trasmesse al sistema mano-braccio, comportano nell'uomo un rischio per la salute e la sicurezza dei lavoratori, in particolare disturbi vascolari, osteoarticolari, neurologici o muscolari;
- *vibrazioni trasmesse al corpo intero*: vibrazioni meccaniche che, se trasmesse al corpo intero, comportano rischi per la salute e la sicurezza, in particolare lombalgie e traumi del rachide;
- *esposizione giornaliera a vibrazioni trasmesse al sistema mano-braccio A(8) (m/s²)*: valore mediato nel tempo, ponderato in frequenza, delle accelerazioni misurate per una giornata lavorativa della durata tipica di 8 ore;
- *esposizione giornaliera a vibrazioni trasmesse al corpo intero A(8) (m/s²)*: valore mediato nel tempo, ponderato, delle accelerazioni misurate per una giornata lavorativa della durata tipica di 8 ore.

Il Titolo VII, Capo III D.L. 81/08 esplicita inoltre i valori limite di esposizione e i valori di azione:

- per vibrazioni trasmesse al sistema mano-braccio, il valore limite di esposizione giornaliero (normalizzato a un periodo di riferimento di 8 ore) è fissato a 5,0 m/s², mentre per periodi brevi è di 20 m/s². Il valore d'azione giornaliero, normalizzato a un periodo di riferimento di 8 ore, che fa scattare l'azione, è fissato a 2,5 m/s²;
- per vibrazioni trasmesse al corpo intero il valore limite di esposizione giornaliero normalizzato a un periodo di riferimento di 8 ore è fissato a 1,0

m/s², mentre su periodi brevi è di 1,5 m/s². Il valore d'azione giornaliero, normalizzato a un periodo di riferimento di 8 ore, è fissato a 0,5 m/s². Nel caso di variabilità del livello di esposizione giornaliero va considerato il livello giornaliero massimo ricorrente.

Il Titolo VII, Capo III D.Lgs 81/08 si occupa invece della valutazione dei rischi.

L'art. 202 del D.L. 81/08 prescrive l'obbligo, da parte dei datori di lavoro, di valutare il rischio da esposizione a vibrazioni dei lavoratori durante il lavoro.

Per la valutazione del rischio devono essere presi in esame i seguenti elementi:

- *processi e fasi lavorative che comportano l'esposizione* (macchinari ed utensili o macchine, veicoli e automezzi utilizzati nelle diverse fasi lavorative);
- *fattori che possono influenzare l'esposizione alle vibrazioni*, quali la vetustà e lo stato di manutenzione degli utensili o dell'automezzo, la forza di prensione degli utensili, la tipologia del sedile, le posture assunte dal conducente del veicolo durante la guida e in genere le condizioni operative;
- *tempi di esposizione effettiva* a vibrazioni, associati a ciascuna fase lavorativa e all'intero ciclo lavorativo;
- *entità delle vibrazioni trasmesse e durata dell'esposizione*, in relazione ai livelli di azione e al valore limite;
- *eventuali effetti sulla salute e sulla sicurezza dei lavoratori* particolarmente esposti;
- *interazione tra vibrazioni meccaniche e ambiente di lavoro* o altre attrezzature;
- *informazioni fornite dal costruttore dell'apparecchiatura* ai sensi della Direttiva Macchine;
- *esistenza di attrezzature alternative* progettate per ridurre i livelli di esposizione;
- *condizioni di lavoro* che possono incrementare il rischio.

Adeguate informazioni sulla probabile entità delle vibrazioni per le attrezzature nelle particolari condizioni di uso possono essere reperibili presso banche dati specifiche o, in loro assenza, attraverso i dati forniti in materia dal costruttore delle attrezzature

Nel primo caso, la stima dell'esposizione può essere effettuata attraverso la consultazione di alcune banche dati di settore (CNR, ISPESL, National Institute

for Working Life) disponibili via web; in esse sono reperibili informazioni e dati relativi ad automezzi, veicoli, macchine e utensili, quali: tipo, modello di macchina/veicolo o dell'utensile vibrante, condizioni di misura, normativa tecnica di riferimento, spettri in frequenza delle vibrazioni, valori di accelerazione ponderati in frequenza delle vibrazioni dichiarati dai costruttori e quelli misurati sul campo in condizioni operative reali.

In particolare, all'interno della banca dati ISPESL per ciascuna macchina dovrebbe essere riportata una scheda tecnica contenente le sue caratteristiche costruttive essenziali: marca, modello, tipo di alimentazione, potenza, massa, una fotografia identificativa (anche se non sempre esattamente del modello in questione) e alcuni dati vibrazionali misurati in campo durante il funzionamento della macchine e talvolta anche quelli dichiarati dal produttore ai sensi della Direttiva Macchine.

I valori di esposizione alle vibrazioni riportati nelle banca dati e/o dichiarati dal costruttore possono essere utilizzati ai fini della valutazione dell'esposizione dell'operatore *solo alle seguenti condizioni*:

- se il macchinario o l'utensile è usato in maniera conforme a quanto indicato dal costruttore;
- se il macchinario o l'utensile è in buone condizioni di manutenzione;
- se il macchinario o l'utensile è utilizzato nelle medesime condizioni operative (o comunque concretamente paragonabili), specificate nella banca dati;
- se il macchinario è uguale a quello identificato nella banca dati.

Purtroppo, i valori presenti nelle banche dati vibrazioni non considerano le condizioni ambientali. Le differenti caratteristiche del fondo stradale, la velocità di avanzamento, la tipologia e la condizione del sedile montato, ecc. incidono fortemente ed in modo diverso sui livelli di esposizione prodotti dalle macchine, anche se dello stesso tipo.

Qualora non siano disponibili dati attendibili sulle vibrazioni prodotte nei cicli produttivi di interesse, sarà necessario procedere alla misura diretta del livello vibrazionale, in accordo con le norme di buona tecnica esplicitate negli standard ISO e CEN e nelle varie linee guida nazionali.

È comunque importante tenere presente che sia i dati inseriti nella banca dati ISPESL, che in quelle di natura internazionale, sono riferiti solo all'esposizione su 8 ore, non potendo contemplare quella a breve termine, dato che si tratta di una novità legislativa non ancora definita. Questo nuovo parametro di confronto è stato infatti inserito nel D.Lgs. 81/08, ma ovviamente le banche dati non sono ancora state aggiornate, né lo potranno essere in un futuro immediato, per due ordini di motivi:

- perché non è stato ancora chiaramente definita l'esatta durata del periodo di "breve termine": da stabilire se si tratta di qualche secondo, qualche minuto, qualche ora (e con precisione la quantità dell'unità di tempo considerata), e se il "breve termine" assumerà una connotazione univoca per tutti i settori lavorativi, oppure avrà una durata diversa, funzione delle caratteristiche peculiari del settore considerato caso per caso;
- perché, sulla base di quanto sopra, sarà necessario un certo tempo per poter implementare le banche dati con i nuovi dati richiesti, e comunque quelli presenti soffriranno di un'inevitabile disomogeneità dei dati rilevati (e caricati) prima e dopo la modifica normativa.

Come indicato dall'allegato XXXV del D.Lgs. 81/08, la valutazione delle vibrazioni trasmesse al corpo intero si basa principalmente sulla determinazione del valore di esposizione giornaliera normalizzata a 8 ore di lavoro $A(8)$, calcolato conformemente alla norma ISO 2631-1 (1997) sulla base del maggiore dei valori quadratici medi delle accelerazioni ponderate in frequenza determinati su tre assi ortogonali (a_{wx} , a_{wy} , a_{wz}) per un lavoratore seduto o in piedi.

Per l'intervallo di frequenza 1-80 Hz, sono indicati alcuni criteri di valutazione:

- *ponderazione dei valori in frequenza*, per tenere conto della diversa sensibilità del corpo umano alla frequenza di vibrazione;
- riferimento ai *tre comuni assi ortogonali*: verticale, longitudinale e trasversale;
- valutazione dei livelli di vibrazione in *funzione del tempo*, in particolare come valore RMS (Root Mean Square, cioè la radice quadrata della somma dei valori medi di accelerazione al quadrato) sulla base dei tre livelli espositivi citati, assegnando a ciascuno di essi un tempo massimo giornaliero di esposizione da parte dell'individuo.

Per il calcolo dell'esposizione, quindi, sono considerati tutti i parametri che incidono sulla sensibilità di percezione del fenomeno:

- frequenza (Hz): nell'ambito dell'intervallo considerato si applicano delle correzioni, per dare maggiore o minore peso a determinate porzioni dello spettro. Per il corpo intero la massima importanza è riservata alle vibrazioni tra 4 e 8 Hz, perchè in quel campo si colloca la frequenza di risonanza della colonna vertebrale;
- asse di percezione (x, y, z); direzione nella quale si sviluppano le vibrazioni (verticale, orizzontale trasversale, orizzontale longitudinale) Le vibrazioni nell'asse verticale sono quelle più dannose anche se quelle negli assi orizzontali sono state rivalutate negli ultimi anni in relazione alla loro pericolosità;
- tempo di esposizione (ore): oltre alla durata, è importante la continuità della percezione della vibrazione (presenza o meno di periodi di recupero) e la presenza di picchi;
- livello vibrazionale (m/s^2 , RMS): i livelli di accelerazione sono rilevati nei singoli assi, e il valore più elevato viene confrontato con i limiti previsti dalle norme.

A conclusione del processo di valutazione del rischio occorre redigere un rapporto di valutazione, inteso come parte integrante del documento di valutazione dei rischi. Il rapporto deve essere accompagnato da una relazione tecnica sulle misure delle vibrazioni, redatta da personale competente, che dovrà precisare nel dettaglio le misure di tutela eventualmente adottate.

La valutazione dovrà essere programmata ed effettuata ad intervalli predefiniti da parte di personale competente.

I.V. Stato dell'arte

Il problema dell'esposizione a vibrazioni non è nuovo; da anni, in Italia e all'estero, si studiano le componenti, le cause e le conseguenze di tale fenomeno.

Nell'ambito dei diversi e numerosi impieghi del trattore, le vibrazioni che la macchina trasmette al posto di guida sono estremamente variabili, in termini sia di accelerazioni che di frequenza. Non solo le caratteristiche strutturali del trattore, o del cantiere di lavoro (massa, tipo e regolazione degli elementi di sospensione, tipo e pressione di gonfiaggio degli pneumatici), ma anche le condizioni operative (tessitura, livello di compattamento e umidità del terreno, profilo superficiale, velocità di avanzamento, lavorazione eseguita) influenzano il livello vibrazionale durante una determinata operazione agricola.

I.V.I. Parametri che influenzano i livelli vibrazionali

Numerosi studi sono stati portati avanti al fine di indagare il grado di influenza delle caratteristiche strutturali del trattore e delle condizioni operative in cui si lavora. Tra il primo gruppo sono annoverati gli organi di propulsione, nello specifico gli pneumatici e la loro pressione di gonfiaggio, il tipo di sedile e la sua regolazione e le sospensioni. Nel secondo gruppo sono considerati il profilo superficiale del terreno e la velocità di avanzamento.

Gli pneumatici

Sul trattore agricolo a ruote, come sulla quasi totalità delle macchine agricole, lo pneumatico è il primo elemento ammortizzante presente tra il suolo ed il corpo del trattore. È pertanto evidente come le sue caratteristiche siano determinanti nella riduzione delle vibrazioni che si producono come risultante del movimento del mezzo (*Prasad N. et al., 1995*).

Si tratta dell'organo attraverso il quale si realizzano il sostegno del mezzo e la sua locomozione; è logico quindi che le sue caratteristiche siano da sempre

ottimizzate per ottenere le massime prestazioni in termini di sviluppo della forza di trazione e di riduzione del compattamento del suolo agricolo.

Le necessità sempre maggiori di trasporti rapidi ed efficienti ed il sostanziale miglioramento delle condizioni delle strade pubbliche e aziendali ha portato ad un drastico aumento delle velocità operative anche in agricoltura. A tali necessità i costruttori hanno risposto offrendo trattori a ruote con velocità massime fino a 40 km/h. Tale evoluzione ha fatto però sorgere nuovi problemi di comfort vibrazionale, alla soluzione dei quali può contribuire il miglioramento delle caratteristiche degli pneumatici (*Servadio P. et al., 2007*).

Le caratteristiche ammortizzanti di uno pneumatico dipendono essenzialmente da:

- tipologia di costruzione della carcassa (diagonale o radiale), numero di tele di carcassa, conformazione dei fianchi e loro spessore, rigidità e smorzamento;
- eccentricità, sia dello pneumatico che del cerchio sul quale è montato;
- condizioni di utilizzo, quali la pressione di gonfiaggio, il carico incidente, la forza di trazione sviluppata, la velocità di avanzamento e la frequenza di rotazione della ruota.

Un lavoro (*Pessina, 1993*) condotto presso l'allora Istituto di Ingegneria Agraria dell'Università di Milano ha cercato di valutare il diverso livello di vibrazioni al posto di guida di un trattore, in funzione di diversi pneumatici radiali montati. Nel dettaglio, sono stati misurati ed analizzati i livelli vibrazionali sul sedile di guida di un trattore convenzionale a 4 ruote motrici, dotato di cabina sospesa su tasselli elastici e di sedile di guida completo di elementi ammortizzatori, equipaggiato sull'asse posteriore con 7 differenti coppie di pneumatici radiali, con diametro simile. Gli pneumatici, prodotti da differenti costruttori, erano caratterizzati da differenti larghezza di sezione, rapporto d'aspetto, forma, numero, angolo di inserzione e altezza delle costole. Le prove sono state svolte su due tipiche superfici comunemente riscontrabili nell'ambito dei trasporti in agricoltura (strada asfaltata e sterrata), variando la velocità di avanzamento del mezzo, la pressione di gonfiaggio e lo stato di usura degli pneumatici. Per le misurazioni, sul sedile è stato fissato un accelerometro triassiale a cuscino, collegato ad un analizzatore in tempo reale. I dati ricavati sono stati successivamente analizzati tramite computer

per ottenere spettri in frequenza e valori RMS. È emerso che il beccheggio del veicolo diviene un disturbo molto fastidioso nella marcia veloce su strada asfaltata, specie quando si traina un'operatrice, che può ulteriormente favorire l'innesco dell'oscillazione. Al manifestarsi del fenomeno contribuisce la frequenza di rotolamento degli pneumatici. La posizione del sedile distante dal baricentro e più vicina all'asse posteriore esalta la percezione del disturbo. Nel lavoro sono stati maggiormente analizzati i livelli vibrazionali rilevati nell'intervallo di frequenze comprese tra 0,5 e 10 Hz, in quanto la colonna vertebrale e le parti inferiori del corpo hanno una frequenza compresa tra 2 e 5 Hz. È emerso che pressioni di gonfiaggio inferiori portano, nella gran parte dei casi, ad un miglior comfort. Se si confrontano poi pneumatici con differente numero e altezza delle costole, si nota, solo ad alte velocità, che gli pneumatici con più costole mostrano migliori prestazioni. La maggior larghezza di sezione, che si traduce in un'area di contatto e ad volume d'aria interno più elevati, sembra portare vantaggi solo sullo sterrato. Circa l'usura, è stato verificato un certo peggioramento delle prestazioni per gli pneumatici usurati a pressione più elevata sull'asfalto; al contrario, sullo sterrato si notano miglioramenti per le coperture usurate, a velocità limitata e ad alta pressione di gonfiaggio. In conclusione il lavoro ha evidenziato che riducendo la pressione di gonfiaggio a 160 a 60 kPa si è ottenuto un costante e generalizzato miglioramento, anche negli assi longitudinale e trasversale; ma già una riduzione a 100 kPa ha evidenziato miglior comfort.

Uno studio svolto presso l'IMAMOTER di Torino (*Cavallo et al., 2005*) ha preso in considerazione un trattore in movimento su pista a risalti alla velocità di 12 km/h, equipaggiato con pneumatici con profilo e sezione diversi. L'analisi dei dati raccolti ha mostrato che gli pneumatici con profilo ribassato e sezione maggiorata influiscono positivamente sulle vibrazioni trasmesse al conducente.

Il sedile

La trasmissione delle vibrazioni dal sedile di guida dei trattori agricoli al conducente è stato, nell'arco dell'ultimo trentennio, il tema di numerose sperimentazioni volte a misurarne il rischio di esposizione e le sue caratteristiche. La bibliografia sull'argomento contempla oggi molti studi circa la valutazione delle

accelerazioni rilevate in diverse condizioni operative e l'analisi delle caratteristiche delle macchine impiegate.

Il ruolo del sedile è stato oggetto di molti studi; soprattutto con riguardo a quest'ultimo decennio, si segnalano migliorie ottenute con l'isolamento elastico delle cabine, l'adozione di assi ammortizzati e nuove sospensioni per il posto di guida. Parallelamente a quella del trattore, il sedile del trattore (elemento fondamentale nella trasmissione delle sollecitazioni al conducente) ha subito nel tempo una continua evoluzione, sia per quanto riguarda i materiali, che per la conformazione e l'adattabilità anatomica degli elementi di imbottitura e dei dispositivi di sospensione verticale. Una delle tipologie di sedili attualmente più diffuse su trattori con potenze medie comprese tra i 60 e 100 kW prevede la sospensione a molla con smorzatore idraulico, registrabile manualmente, a seconda della massa dell'utilizzatore. Accade spesso, tuttavia, che l'operatore trascuri questa regolazione, magari effettuata da un precedente conducente con diversa massa corporea. A tale proposito è stata analizzata l'influenza della regolazione del sedile sulla trasmissione delle vibrazioni al conducente durante lo svolgimento di alcune operazioni colturali e i possibili effetti prodotti da una errata regolazione del sedile. (Nuccitelli G. et al. 1993). Nell'ambito delle diverse operazioni agricole, le vibrazioni che la macchina trasmette al posto di guida sono estremamente variabili, in termini sia di accelerazione che di frequenza, a causa di tutte le variabili che influiscono negativamente sul livello vibrazionale. Date le sue caratteristiche costruttive, la sospensione del sedile del trattore viene regolata in funzione della massa del conducente, risultando pertanto caratterizzata da definite e costanti proprietà meccanico-inerziali; come tale, presenta una risposta ammortizzante diversa in funzione del tipo di vibrazione con cui esso viene sollecitato. Risulta pertanto evidente che non è possibile individuare una condizione di funzionamento che risulti vantaggiosa in tutte le condizioni operative. Proprio per tale motivo, non è stato possibile fornire indicazioni univoche in vista del miglior beneficio conseguibile attraverso la regolazione manuale del sedile. Comunque, la ricerca condotta ha consentito di trarre importanti indicazioni:

- i valori più elevati di accelerazione si hanno spesso (ad eccezione dell'aratura) alle regolazioni estreme del sedile;

- nell'ambito di tutte le operazioni considerate, (trasferimento su pista bitumata, trasferimenti a vuoto con aratro su capezzagna inghiaata, aratura, erpicatura), passando dalle regolazioni del sedile meno confortevole a quella più vantaggiosa, si registra un decremento di accelerazione di circa il 12% ;
- uno scorretto precarico delle molle del sedile può dare luogo, rispetto alla regolazione prescritta, ad un incremento di accelerazione misurata del 29% nel caso di erpicatura con coltivatore a denti fissi, e tra il 34 e il 51% durante i trasferimenti su pista bitumata e capezzagna inghiaata.

Il beneficio riscontrabile dalla migliore regolazione del sedile risulta più consistente se la sua valutazione viene fatta in termini di tempo di esposizione: passando dalla regolazione più svantaggiosa a quella ottimale, detto tempo aumenta notevolmente.

Un lavoro belga (*Hostens I. et al., 2003*) ha dimostrato che i dispositivi di sospensione passiva, generalmente montati sui veicoli, non offrono benefici al comfort dell'operatore. Il corpo umano è maggiormente sensibile a vibrazioni trasmesse in un range di frequenze da 0,8 e 10 Hz; queste tipologie di sedile hanno una frequenza di risonanza tra 3 e 4,5 Hz, quindi proprio all'interno della fascia di maggior pericolo per l'uomo.

Negli anni '90 molti agricoltori erano critici nei confronti sedili del loro veicolo. Molti di loro hanno segnalato il disagio dopo un'operazione tipica. Studi condotti da (*Nishiyama et al.1998*) mostrato che le modifiche al posto di guida e alla sospensione, possono ridurre le vibrazioni a cui sono esposti gli operatori.

I primi sedili per trattori, peraltro ancora in uso su alcuni modelli, non disponevano degli adeguamenti di cui sono dotati quelli odierni: la sospensione meccanica si basava su una tecnologia relativamente poco efficace nello smorzamento delle vibrazioni, e in più non disponevano di braccioli, di adeguate imbottiture e della possibilità di regolazioni dell'inclinazione e della posizione. In periodi recenti, i progettisti hanno lavorato moltosoprattutto sulla sospensione. In particolare, la *sospensione meccanica* riduce le vibrazioni a bassa frequenza orizzontali e verticali che emergono quando si viaggia a velocità sostenuta, quando si lavora con attrezzi collegati posteriormente, o quando si opera su terreni particolarmente accidentati. La *sospensione pneumatica*, di varie tipologie, ha un design più

complicato, presuppone la presenza di una molla e di un cilindro e permette più regolazioni. Sensori e dispositivi elettronici sono preposti alla regolazione in base alla massa dell'operatore.

A livello commerciale, le case costruttrici propongono molte alternative, dal sedile attivo, in cui un complesso di piccoli cilindri idraulici o altri dispositivi si muovono sul piano verticale in funzione dell'input vibrazionale, alla cabina sospesa dotata di sospensione pneumatica con regolazione a due stadi.

Anche a livello accademico sono molti gli istituti impegnati nel miglioramento del comfort, come ad es. l'Istituto Da Vinci di Louisville (USA), dove è stato sviluppato un sedile sfruttando la tecnologia del gel polimerico espanso, che ha la capacità di espandersi ben 1000 volte rispetto alla sua dimensione originale, fino all'impiego del poliuretano espanso flessibile.

Il profilo del terreno

Sono stati eseguiti dei test per valutare la differenza tra i livelli vibrazionali trasmessi al sedile dell'operatore durante l'esecuzione dell'aratura in solco, e di quella condotta fuori solco, in seguito alle difformità del terreno su cui il cantiere di lavoro si trova ad avanzare (*Pochi D. et al., 2009*).

Dall'analisi dei dati è emerso che i livelli vibrazionali registrati sui 3 assi durante l'aratura fuori solco sono nettamente inferiori rispetto ai dati relativi all'operazione eseguita in solco. In particolare, le maggiori sollecitazioni sono state osservate sull'asse y e su quello z, rispettivamente per l'aratura in solco e fuori solco. Il vettore somma calcolato è sempre maggiore per l'aratura in solco. I picchi registrati rientrano in un range di frequenze tra 1 e 2,5 Hz (cioè la fondamentale del trattore) rispettivamente sugli assi y e z, in entrambe le configurazioni di lavoro. Questi risultati sono attribuibili al fatto che nell'aratura fuori solco il trattore avanza su una superficie relativamente più uniforme rispetto all'altra configurazione, durante la quale due dei 4 pneumatici si trovano in solco. Inoltre, nell'aratura condotta fuori solco, la posizione del trattore, e dell'operatore alla guida, segue la pendenza del campo. In queste condizioni, gli shock determinati da piccoli ostacoli e dalle asperità della superficie del terreno agiscono, come ci si

aspettava, soprattutto sull'asse verticale. Durante l'aratura tradizionale in solco ad una profondità di 25-30 cm su superficie orizzontale, il pianale della cabina, e quindi il sedile, risultano inclinati di circa 8° rispetto all'asse verticale. Questa inclinazione, combinata con il profilo disomogeneo del terreno provoca shock che vengono trasmessi al trattore attraverso le ruote in solco, determinando significative sollecitazioni sull'asse y. Il livello di vibrazioni trasmesso agli operatori agricoli durante il lavoro può essere significativamente ridotto sfruttando le moderne tecnologie applicate alle macchine agricole. Nel caso dell'aratura, il metodo fuori solco rappresenta, quando praticabile, una valida alternativa a quello tradizionale, permettendo di eseguire le operazioni con un trattore in movimento su superfici relativamente uniformi, invece che su profili sconnessi. Le vibrazioni risultanti sono state verificate direttamente, e risultano essere ammortizzate in questa configurazione nuova.

Si evidenzia inoltre (Marsili A. et al., 1998) come il fenomeno vibratorio sia inferiore su superfici regolari rispetto a quelle particolarmente accidentate, permettendo lo svolgimento dell'operazione per un tempo superiore nell'arco della giornata lavorativa, convenzionalmente considerata di 8 ore. In conclusione si suggerisce di equipaggiare il trattore (o comunque il mezzo meccanico) con dispositivi atti a ridurre le vibrazioni a cui l'operatore è sottoposto, come per esempio ammortizzatori o silent-block.

Anche *Lines J. et al. (1995)* hanno stato riscontrato un evidente incremento del livello vibrazionale misurato al sedile del trattorista in corrispondenza della rugosità della superficie del terreno su cui il cantiere di lavoro avanzava, nel caso specifico trattore accoppiato a una zappatrice.

Una ricerca svolta da *Laib L. (1995)* pone l'attenzione non solo sull'irregolarità della superficie del suolo, ma anche sull'instabilità del terreno stesso. La coesione tra le particelle che lo compongono e il loro movimento influiscono sul comportamento dello pneumatico e quindi sul livello di vibrazione trasmesso. La deformazione dello pneumatico provoca un lieve movimento delle particelle del terreno: se il terreno è soffice tale fenomeno viene accentuato, andando ad amplificare l'urto tra pneumatico e terreno e influenzando negativamente sul livello di accelerazione registrato al sedile del conducente.

La velocità di avanzamento

Pessina D. (1993) ha riscontrato un incremento dei livelli vibrazionali con l'aumentare della velocità di avanzamento del mezzo. Tale fenomeno risulta maggiormente evidente sullo sterrato.

Lines J. et al. (1995) hanno analizzato i livelli vibrazionali rilevati su un trattore durante delle tradizionali lavorazioni agricole, allo scopo di ottenere informazioni dettagliate circa l'esposizione a vibrazioni di un normale operatore agricolo. Dallo studio dei dati è emerso che la velocità influenza i livelli vibrazionali di tutte le operazioni condotte, fino a circa 15 km/h. Oltre tale valore le sollecitazioni sembrano essere quasi indipendenti, o comunque solo lievemente influenzate dalla velocità del mezzo.

A partire dalla prima metà degli anni '80 sul mercato inglese era già disponibile , un trattore, denominato "Trantor", specificatamente progettato per l'effettuazione di trasporti agricoli ad alta velocità, oltre che di tutte le altre operazioni non richiedenti sforzi di trazione particolarmente elevati. Il Trantor era dotato di sistemi di sospensione in corrispondenza dei due assi, oltre che ad altri dispositivi per rendere confortevole e sicura l'effettuazione di trasporti fino ad oltre 70 km/h, velocità raggiungibile su strada asfaltata. *Pessina D. (1987)* ha analizzato i livelli vibrazionali rilevati sul sedile di guida del veicolo in questione, registrati in diverse condizioni di velocità di avanzamento, tipologia di superficie del terreno, tipologia di cantiere. Sono stati rilevati i livelli vibrazionali con il sistema di sospensioni operante e bloccato. La benefica azione delle sospensioni è stata particolarmente evidente nell'asse verticale e in tutte le condizioni esaminate: a confronto con un trattore convenzionale, in identiche condizioni di prova, sono stati ottenuti livelli vibrazionali inferiori del 50% con una velocità di esercizio più alta del 50%. Tuttavia le frequenze proprie di vibrazione del Trantor non si sono discostate da quelle di una macchina convenzionale, provvedendo le sospensioni solamente a ridurre i livelli massimi, ma non a cambiarne i valori caratteristici. Una certa influenza è stata infine evidenziata dagli pneumatici nel limitare la trasmissione delle vibrazioni dal terreno al trattore: se soggetti ad un carico maggiore rispetto a

quello della sola macchina (in particolare nella combinazione trattore+operatrice portata) hanno evidenziato un maggior effetto ammortizzante in un buon numero delle condizioni di esercizio esaminate. Sono stati svolti altri studi che prendono in esame l'interazione tra il suolo e le vibrazioni indotte al telaio del trattore, provocando un conseguente disagio per gli operatori agricoli durante lo svolgimento del loro lavoro; una superficie molto sconnessa potrebbe addirittura provocare una perdita di controllo del mezzo (*Pessina D., 1998*).

Anche nella ricerca di (*Servadio P. et al., 2007*) viene confermata l'influenza negativa dell'aumento di velocità sul fenomeno vibratorio che interessa l'operatore alla guida. Nel caso specifico la risposta vibratoria è differente in funzione del tipo di pneumatico impiegato, ma in ogni caso l'incremento di velocità di avanzamento non giova al comfort dell'operatore.

Le sospensioni

Lo scopo principale di un sistema di sospensione di un veicolo è quello di isolare gli occupanti dai disturbi vibratori provenienti dall'esterno, permettendo al contempo all'operatore di mantenere il controllo del veicolo stesso e guidarlo in totale sicurezza (*Els P.S. et al., 2007*).

In Belgio è stato condotto uno studio per confrontare gli effetti di sospensioni idropneumatiche semi-attive e passive della cabina di guida (*Deprez K. Et al., 2005*). Per cercare di ridurle al minimo è stata realizzata una sospensione idropneumatica montata poi su una mietitrebbiatrice. Il funzionamento della sospensione è governato da un software creato ad hoc, in modo da modificare la rigidità della molla in funzione del profilo del terreno su cui ci si trova a lavorare. L'indagine ha evidenziato che senza la presenza delle sospensioni solo la guida lungo una superficie omogenea mantiene i valori di RMS calcolati sotto i limiti di legge imposti dalle normative. In campo, tali valori tendono inevitabilmente a salire. La sospensione della cabina equipaggiata con dispositivo idropneumatico migliora invece il comfort dell'operatore al posto di guida. La presenza della sospensione in modalità passiva ha evidenziato una riduzione del 60% del livello globale di RMS viaggiando su una superficie pianeggiante dal profilo regolare. Su

superfici irregolari, la riduzione dei livelli è ancora maggiore. Questa riduzione è supportata dal fatto che le vibrazioni a basse frequenze eccitano la cabina più su superficie regolare ad alta velocità, rispetto al campo; inoltre una sospensione passiva riduce meglio vibrazioni ad alte frequenze. Considerando una sospensione semi-attiva, invece, la riduzione del fenomeno vibratorio può raggiungere addirittura il 90%.

Non solo la tipologia di sospensione è oggetto di studio, ma anche la sua possibile regolazione. Lavorando su una sospensione idropneumatica, si è cercato di capire se esistesse una regolazione ottimale universale (Uys P.E. et al., 2007). Sviluppando una sospensione idropneumatica semi-attiva a 4 livelli, i ricercatori sono giunti alla conclusione che il comfort dell'operatore è molto sensibile alla rigidità della molla dell'ammortizzatore. Il settaggio della sospensione ottimizzato per una certa tipologia di strada, percorsa ad una data velocità, può essere impiegato anche per migliorare il comfort sul trattore in movimento su altre strade, anche se il miglioramento è di minor entità.

I.V.II. Metodi di analisi dei parametri vibrazionali

Gli strumenti impiegati nelle sperimentazioni si sono evoluti con gli anni: dai soli sensori in grado di misurare le accelerazioni in frequenza in campo aperto, a piste standardizzate e veri e propri impianti di simulazione, fino alla modellizzazione realizzata con appositi software dedicati.

La pista a risalti

La classica indagine sperimentale è normalmente effettuata su una macchina in lavoro su campo; tale situazione però non risulta ottimale, perché non soddisfa il requisito fondamentale della ripetibilità delle prove svincolate dal sito e dal momento in cui vengono eseguite, impedendo in tal modo un confronto affidabile. Per analizzare quindi il comportamento vibratorio, in condizioni prossime a quelle reali, ma ripetibili, è possibile impiegare la pista a risalti.

A tale proposito, è possibile simulare i diversi profili del terreno sfruttando le indicazioni messe a punto dalla norma ISO 5008, che ne definisce le caratteristiche strutturali e le modalità di impiego.

Inoltre, la pista artificiale di simulazione rende possibile paragonare i dati sperimentali con quelli ottenuti su altri impianti con le stesse caratteristiche. Realizzando condizioni prossime a quelle reali, ma ripetibili, è possibile analizzare compiutamente le caratteristiche dinamiche dei vari elementi oggetto di indagine.

L'importanza dell'impianto emerge considerando tutti i tipi di risposta, non solo vibratoria, che per una stessa macchina si possono ottenere variando la carreggiata, la pressione degli pneumatici e la distribuzione delle masse, in funzione della velocità di avanzamento.

La pista consente anche di verificare le modalità di sospensione (disposizione e tipo di elementi elastici) della piattaforma di guida e di analizzare il regime vibratorio non solo per definirne l'influenza sulle strutture di protezione ad essa collegate, ma anche al fine di ridurre il rumore da essa prodotto.

All'IMAMOTER di Torino è presente una pista a risalti, impiegata nello studio e nella risoluzione delle problematiche legate alle vibrazioni. *Deboli R. et al. (2009)* hanno confrontato i livelli vibrazionali registrati in campo con quelli ottenuti sulla pista a risalti conforme alla ISO 5008. Impiegando lo stesso trattore equipaggiato con due diversi tipi di pneumatici, e facendolo avanzare su superfici diverse (terreno argilloso, terreno inerbito, asfalto e pista a risalti), sono stati misurati i livelli di accelerazione prodotti. È emerso che i valori registrati sulla pista a risalti sono sempre maggiori di quelli misurati sul trattore in movimento sulle altre superfici. Tale informazione risulta essere piuttosto utile, in quanto, su tale base, sarebbe possibile definire una metodologia per permettere la valutazione dell'esposizione a vibrazioni dell'operatore, al lavoro in differenti condizioni operative, "semplicemente" sfruttando i dati ottenuti dai test sulla pista a risalti, correggendoli con un algoritmo creato ad hoc.

L'uso della pista a risalti non permette quindi di ottenere risultati immediati, ma è necessario affinare ancora la metodologia di indagine, come sostenuto anche da *Scarlett A.J. et al. (2007)*.



Figura 1.23. Pista a risalti presso l'IMAMOTER di Torino.

Il banco prova vibrazioni

Sempre nell'ottica di ottenere dati riproducibili e confrontabili, vengono impiegati i banchi vibranti, o banchi prova vibrazioni, che permettono di operare in laboratorio, producendo spostamenti verticali.

Il banco prova è generalmente costituito da cilindri idraulici comandati da valvole, controllati da un dispositivo di gestione e controllo, al fine di assicurare la corrispondenza tra segnali in ingresso, creati da generatori di funzione codificati e gli spostamenti verticali dei cilindri idraulici, ossia degli attuatori.

Infine l'impianto comprende una catena di misura e un software dedicato per il trattamento dei dati registrati.

Tali impianti permettono non solo la riproduzione di tracciati standard secondo le normative di riferimento, ma anche quella di tracciati reali e la simulazione di tracciati ipotetici.

In Italia un banco prova vibrazioni di ultima generazione è presente presso il Laboratorio di Treviglio del CRA-Ing. Tale impianto è stato impiegato per numerose ricerche riguardanti lo studio delle vibrazioni meccaniche, ma prima ne è stata testata l'attendibilità, valutando la riproducibilità dei dati da esso forniti rispetto a misurazioni reali (*Bisaglia C. et al., 2006*). In tale lavoro è stato misurato il livello vibrazionale a bordo di un trattore (della massa di 5920 kg) durante un

trasferimento in campo a circa 10 km/h. I dati raccolti (time history) sono poi stati riprodotti al banco per valutarne il grado di riproducibilità. La prova ha mostrato buoni risultati, in quanto l'errore dell'RMS calcolato è stato quantificato entro il 15%.

È necessario sottolineare che l'impiego di tali impianti non può fornire dati identici a quelli reali, in quanto lo smorzamento degli pneumatici e lo stesso errore strumentale inficiano i dati.

La modellizzazione

La rilevazione di dati sperimentali in agricoltura (non solamente di tipo vibrazionale), è piuttosto complessa. Questo settore è infatti caratterizzato da una variabilità piuttosto ampia, che porta ad una scarsa ripetibilità dei test e quindi ad una difficile analisi dei dati.

Oltre alle piste a risalti e ai banchi prova, per l'analisi dei dati si stanno sviluppando applicazioni che fanno riferimento alla modellistica e alla simulazione. In una tesi di dottorato svolta alla *Technische Universität* di Berlino (*Sarami, 2010*), riguardante lo sviluppo e la valutazione di un sistema di sospensione semi-attivo su un trattore MB-track, è stato eseguito un confronto tra i risultati ottenuti da test sperimentali, con quelli ottenuti da simulazione al computer sfruttando il software Matlab-Simulink. Dal trattore reale è stato creato un modello fisico, poi uno di tipo matematico, e poi infine uno al computer. Sono stati rappresentati tutti i componenti del trattore: dalla sospensione semiattiva al comportamento degli pneumatici, in modo da riuscire a rappresentare tutte le componenti del veicolo interessate al fenomeno vibratorio.

Si sono confrontati i livelli vibrazionali registrati sul medesimo trattore, in condizioni reali e simulate, confrontando il livello di comfort (in termini di livello vibrazionale) con sospensione passiva e sospensione semi-attiva. È emerso che sia in campo che in laboratorio la tipologia di sospensione semi-attiva riduce l'effetto vibratorio. In laboratorio però la riduzione è maggiore rispetto alla realtà, in quanto la variabilità del campo è molto elevata e complessa. In ogni caso la correlazione tra

dati provenienti dai test simulati e quelli misurati in campo è del 77%, a riprova che la direzione verso cui ci si muove è corretta.

Anche in questo caso, come nei due precedenti, l'affinamento della metodologia sarà fondamentale per riuscire a garantire dati sempre più attendibili.

II. Scopo

Tra i rischi per la salute degli operatori del comparto agricolo, l'esposizione a vibrazioni meccaniche rappresenta un fattore particolarmente rilevante, soprattutto per il costante incremento dell'uso delle macchine in questo settore verificatosi negli ultimi decenni.

Il rischio da vibrazione meccanica risulta particolarmente significativo per i conducenti dei trattori [Scarlett et al., 2007], perché la trasmissione delle vibrazioni al corpo intero avviene principalmente attraverso il sedile di guida, e risulta correlata a diversi fattori, tra i quali i più importanti sono la tipologia della lavorazione (con riferimento all'attrezzatura collegata), la velocità di avanzamento nell'esecuzione dell'operazione, il regime motore adottato e le condizioni e il profilo del terreno.

Si tratta peraltro di un rischio piuttosto diffuso: è stato stimato che il 23,6 % dei lavoratori europei è esposto a vibrazioni meccaniche; in Italia tale valore è ancora più alto, circa il 26 % (*Linee Guida ISPESL, 2002*).

Secondo le "*Linee guida per la prevenzione dei disturbi e delle patologie da esposizione a vibrazioni meccaniche negli ambienti di lavoro*" della Società Italiana di Medicina del Lavoro (M. Bovenzi et al., 2007), in Europa i settori professionali con più elevata frequenza di esposizione a vibrazioni sono relativi all'industria delle costruzioni, alla manifattura dei prodotti metallici, al comparto cave e miniere, ai trasporti terrestri e **all'agricoltura e silvicoltura**.

II.1. Algoritmo previsionale

La procedura di valutazione quantitativa del rischio da vibrazioni in agricoltura non è facilmente praticabile, in quanto numerose sono le sorgenti e molto ampia è la variabilità delle condizioni operative, con la conseguenza che tali valutazioni non vengono effettuate o sono scarsamente attendibili.

Oltre al motore, nei trattori le principali sorgenti vibrazionali risultano essere la trasmissione, e l'avanzamento del veicolo, per il rotolamento/strisciamento degli organi di propulsione (pneumatici e cingoli) sul terreno, specie se duro e sconnesso.

Nelle grandi macchine agricole operatrici semoventi occorre tenere presente anche il movimento degli organi lavoranti (rotori, battitori, ventilatori, coclee) che influiscono sul livello globale di esposizione.

Pur comprendendo (anche se non sempre) una quantità sufficiente di informazioni, i valori vibrazionali relativi alla svolgimento di operazioni agricole contenuti nelle banche dati costruite in conformità a quanto previsto dal D.Lgs.81/08 non sono in grado in molti casi di fornire valori di esposizione a vibrazioni sufficientemente validi per rappresentare adeguatamente le numerose condizioni operative che possono verificarsi.

La carenza di dati di letteratura specifica per un approccio standardizzato al problema e la necessità di integrare i database già disponibili con informazioni e misure rilevate in diversi scenari colturali hanno reso opportuna al messa a punto di un algoritmo previsionale specificamente dedicato.

Scopo iniziale del lavoro è stato quello di identificare un approccio al problema di tipo standardizzato, e quindi implementare i database esistenti, effettuando una serie di indagini condotte *ad hoc* su alcune delle filiere italiane agricole tipiche. Data la notevole mole del lavoro per l'organizzazione e l'esecuzione del progetto, oltre al Dipartimento di Ingegneria Agraria dell'Università degli Studi di Milano sono stati coinvolti altri soggetti, in particolare le ASL di Lodi e di Pavia, la UOOML di Pavia, la Fondazione Maugeri di Pavia.

Il lavoro, peraltro ancora in atto, permetterà di fornire specifici strumenti, utili agli RSPP (Responsabili del Servizio di Prevenzione e Protezione) operanti nell'ambito

agricolo per una valutazione dell'esposizione alle vibrazioni degli operatori del settore che sia la più accurata possibile.

Scopo ultimo del lavoro è quello di mettere a punto uno o più algoritmi per la valutazione dell'esposizione a vibrazioni meccaniche nelle filiere agricole, a partire da specifici e dettagliati database che, sulla base di una serie di parametri, sia costruttivi che operativi, siano in grado di portare ad una valutazione veritiera e realistica senza dover necessariamente compiere rilievi specifici, nella considerazione che tale *modus operandi* è sostenuto dagli Organismi deputati a legiferare in materia, ma che allo stato attuale mancano strumenti realmente appropriati per la sua efficace applicazione.

II.II. Impiego dei banchi prova

Pertanto, nella prima parte del triennio di dottorato è stata svolta una campagna di raccolta dati, per riuscire a caratterizzare, con il massimo grado di dettaglio, le operazioni colturali delle diverse filiere agricole indagate. I dati, approfonditamente analizzati, hanno permesso evidenziare l'influenza dei diversi parametri in gioco sui livelli vibrazionali misurati nelle diverse attività.

La creazione di algoritmi per la valutazione predittiva del rischio da esposizione a vibrazioni, però, prevederebbe l'analisi di tutte le condizioni operative realizzabili in campo. In considerazione dell'estrema variabilità delle attività nell'ambiente agricolo, si tratta però di un'incombenza pressoché impossibile da soddisfare compiutamente, e pertanto ci si è avvalsi di banchi prova vibrazioni, con i quali è stato possibile simulare svariate condizioni operative. L'impiego di tali impianti ha permesso di testare e analizzare in laboratorio tutte quelle condizioni operative non verificate in campo (ad es. stagione non adeguata per l'esecuzione di determinate lavorazioni, carenza di personale, ecc.), e isolare l'analisi dei singoli parametri che influenzano i livelli vibrazionali, per verificarne la specifica influenza. Nel periodo di dottorato è stata considerata una lavorazione significativa nell'ambito agricolo, sia per la sua valenza colturale (e anche culturale), che tra

l'altro risulta di solito molto gravosa anche dal punto di vista dell'esposizione vibrazionale, l'**aratura**.

Considerando il tipico cantiere di lavoro dell'aratura, costituito dal trattore accoppiato ad un aratro, sono stati rilevati i livelli vibrazionali in condizioni operative limite precedentemente stabilite, che sono poi state riprodotte al banco prova vibrazioni.

II.II.I. Impiego del banco prova del CRA-Ing di Treviglio

Nel normale impiego di campo dei trattori agricoli, le irregolarità del profilo del suolo e la velocità di avanzamento sono considerate cause comuni di importante generazione delle vibrazioni trasmesse al conducente (*Bukta et al., 2002; Scarlett et al., 2007*), che tra l'altro possono interferire con la qualità del lavoro delle attrezzature collegate. Le tipiche situazioni nelle quali si evidenzia una tale situazione sono la percorrenza su terreno arato e quella in direzione perpendicolare sull'appezzamento seminato e preparato con solchetti per l'irrigazione a scorrimento.

In realtà, la letteratura evidenzia che sono più numerosi i parametri che possono influenzare il comfort dell'operatore: la massa del trattore, la pressione di gonfiaggio degli pneumatici, le caratteristiche elastiche degli pneumatici (*Sherwin et al., 2004; Taylor et al., 2000*), le condizioni del terreno (*Park et al., 2004*), la regolazione della sospensione del sedile. Molte esperienze che portano alla valutazione del cosiddetto "Ride Comfort Index" (CI) concludono che i risultati variano in modo notevole, sia alle basse che alle alte velocità di percorrenza (*Giunchi et al., 2008; Cutini et al., 2009*).

Alcuni lavori in merito riguardanti prove su pista hanno evidenziato una scarsa similitudine del comportamento vibrazionale del trattore rispetto a quello tipico di campo aperto (*Cutini et al., 2010*), perché è proprio il profilo della superficie di percorrenza che crea l'input della vibrazione (*Scarlett et al., 2007*).

Considerando tali premesse, il Dipartimento di Ingegneria Agraria dell'Università degli Studi di Milano, in collaborazione con l'Unità di Ricerca del CRA-Ing – Laboratorio di Treviglio, ha sviluppato una metodologia finalizzata all'analisi delle

variabili in gioco nella generazione delle vibrazioni sui trattori agricoli, prendendo in considerazione l'aratura condotta in diverse condizioni operative. Il progetto, nato sulla base di una convenzione precedentemente stipulata tra i due enti di ricerca, ha permesso di ottenere importanti informazioni circa alcuni parametri che influenzano il fenomeno vibratorio durante lo svolgimento dell'aratura.



Figura 2.14. Banco prova presso il CRA-Ing – Laboratorio di Treviglio: a sinistra le piastre su cui vengono posizionate le ruote del trattore; a destra i cilindri idraulici alla base del funzionamento del banco.

II.II.II. Impiego del banco prova della Technische Universität di Berlino

È noto che il montaggio di un sistema più o meno complesso di dispositivi di sospensione influisca positivamente sul comfort dell'operatore al posto di guida di diverse macchine agricole (Deprez et al., 2005). Da anni, i trattori agricoli più evoluti sono equipaggiati della sospensione della cabina e/o di quella sull'asse anteriore, mentre è ancora sostanzialmente in fase di studio da parte di tutti i costruttori (a parte un'eccezione ben nota sul mercato) l'adozione della sospensione integrale (su entrambi gli assi).

In particolare, sia nel trasporto veloce su strada asfaltata che in quello ad andatura più moderata su strada aziendale, specie con un'attrezzatura al traino, la sospensione aumenta sicuramente il comfort, intervenendo però con modalità differenti per la riduzione delle oscillazioni e delle sollecitazioni meccaniche nelle due situazioni illustrate. Per quanto riguarda le lavorazioni di campo aperto, e in particolare l'aratura, il problema sembra invece essere più complesso: in funzione

della distribuzione delle masse del cantiere di lavoro e delle condizioni operative, l'intervento della sospensione, ancor più se di tipo attivo, non sempre riesce ad attenuare adeguatamente il livello vibrazionale cui l'operatore è sottoposto.

Durante il periodo all'estero, previsto nel percorso triennale del dottorato, presso la Technische Universität (TU) di Berlino, si è focalizzata l'attenzione proprio sulla sospensione, quale dispositivo atto a ridurre l'esposizione a vibrazioni dell'operatore alla guida del trattore.

Presso la TU di Berlino, tramite simulazione con impiego del banco prova vibrazioni, localizzato presso il dipartimento di Konstruktion von Maschinensystem, si è cercato di valutare il comfort dell'operatore al posto di guida di un trattore equipaggiato con sospensione integrale, in funzione della modalità operativa della sospensione (pilotata, passiva o bloccata).

La comparazione può essere effettuata con metodi tradizionali, cioè con rilievi diretti in campo, oppure in laboratorio, grazie alla simulazione, tramite un banco prova vibrazioni, di tracciati reali (*time history*), preventivamente registrati in campo (*Bisaglia et al, 2006*). Questa seconda soluzione è stata quella adottata in questo caso, considerando che in tal modo l'input vibrazionale sarebbe stato identico per tutte le condizioni di prova, al contrario del rilievo di campo, dove sarebbe stato evidentemente impossibile riuscire a ripetere per più volte la percorrenza del medesimo percorso, ad un'identica velocità di avanzamento, con l'aratro alla stessa profondità di lavoro, tenendo conto anche dell'estrema variabilità intrinseca del terreno agrario.



Figura 2.15. Banco prova della Technische Universität di Berlino: a sinistra le piastre su cui vengono posizionate le ruote del trattore; a destra i cilindri idraulici alla base del funzionamento del banco.

III. Materiali e metodi

III.1. Raccolta dati – la catena di misura

Una valutazione del rischio da esposizione a vibrazioni completa e affidabile non può prescindere dalla realizzazione di un database che contenga una quantità sufficiente di dati per poter disporre di un quadro generale sulla situazione reale delle diverse operazioni agricole che compongono una data filiera produttiva.

Nella prima parte di questa fase della ricerca si è quindi cercato di mettere a punto un metodo, il più oggettivo e standardizzato possibile, per raccogliere i dati relativi alle condizioni operative in cui sono stati registrati i livelli vibrazionali. Con il massimo grado di dettaglio sono stati rilevati i valori delle accelerazioni di vibrazione, principalmente nello svolgimento delle operazioni tipiche della **filiera viticola**, presa in esame grazie allo svolgimento di un ampio progetto coordinato in collaborazione con altre unità operative, relativo alla valutazione del rischio da esposizione a vibrazioni nella provincia di Pavia.

Lo studio ha riguardato le vibrazioni che interessano il corpo intero (WBV), poiché sono le più significative a cui è sottoposto l'operatore a bordo di macchine agricole semoventi. Infatti, quelle che interessano il distretto mano-braccio (HAV) sono di scarsa o nulla entità, poiché l'unico elemento di trasmissione (solitamente un volante) risulta già per la sua meccanica di costruzione e montaggio ottimamente isolato da qualsiasi input vibrazionale.

Le misurazioni sono state eseguite tramite un accelerometro triassiale DYTRAN mod. 5313M2 ICP (massa 11 g, sensibilità 99,3 mV/g), accoppiato ad un misuratore di vibrazioni a 4 canali QUEST TECHNOLOGIES modello HAVpro, conforme agli standard imposti dalla ISO 8041:1990. Le caratteristiche tecniche

del sensore sono illustrate nell'Appendice A. Per la rilevazione del livello vibrazionale al posto di guida, sul sedile dei mezzi sottoposti a prova è stato collocato un accelerometro con supporto a cuscino (figura 3.1).



Figura 3.16. Per misurare i livelli vibrazionali relativi al corpo intero, sul sedile di guida è stato collocato un accelerometro triassiale con supporto a cuscino, collegato ad un analizzatore in tempo reale a 4 canali.



Figura 3.17. Tipica posizione di un operatore che lavora in posizione seduta a bordo di un trattore agricolo.

I tempi tipici di campionamento sono variati in funzione dell'operazione monitorata, ma comunque è stata definita sempre una durata minima significativa (>60 s), comunque variabile in funzione della tipologia della lavorazione di volta in volta eseguita. Dopo l'acquisizione, i dati sono stati convertiti con un software dedicato e trasferiti ad un personal computer per la loro elaborazione.

III.1.1. Standardizzazione nella raccolta dei dati

La grande variabilità che caratterizza il settore agricolo obbliga ad omogeneizzare la tipologia di dati raccolti, al fine di renderli elaborabili. L'operazione non è propriamente semplice, date le differenti situazioni in cui ci si trova a lavorare.

Le informazioni complementari e i dati riassuntivi delle misure strumentali sono stati raccolti tramite schede cartacee appositamente preparate (un esempio è illustrato in tabella 3.1), compilate in campo. Esse contengono anche una serie di dettagli riguardanti le caratteristiche del trattore, dell'attrezzo collegato, del terreno di esecuzione della prove e delle condizioni di svolgimento della lavorazione.

Le schede utilizzate sono mostrate nella loro completezza nell'Appendice B.

Analizzando le attività effettuate in viticoltura, sono stati individuati 6 gruppi di operazioni colturali ricorrenti, tipicamente eseguite in tutte o comunque nella maggior parte delle aziende. Ciò ha permesso di acquisire dati tra loro confrontabili, in modo da caratterizzare una determinata operazione colturale non solo per i livelli vibrazionali tipici, ma anche per poter valutare l'ampiezza delle variazioni tipiche (differenza tra i livelli min e max) ed individuarne le ragioni, in relazione alle caratteristiche delle macchine impiegate e delle condizioni ambientali ed operative.

Sono stati pertanto considerati i seguenti gruppi di operazioni omogenee:

1. *gestione della chioma* (potatura, cimatura, legatura, sfogliatura, ecc.);
2. *gestione del terreno* (ripuntatura, erpicatura, zappatura, ecc.);

3. *gestione dell'interfila* (trinciatura dei sarmenti, spollonatura, taglio dell'erba, ecc.);
4. *trattamenti fitosanitari* (solforazione, distribuzione di prodotti antiparassitari e anticrittogamici, concimazione fogliare, ecc.);
5. *raccolta dell'uva* (vendemmia meccanizzata);
6. *trasporto dell'uva* (dal vigneto alla cantina).

Si tratta in sostanza di operazioni che risultano fondamentali, non solo per la gestione colturale del prodotto, ma anche per il rischio di esposizione a vibrazioni meccaniche a cui l'operatore è sottoposto.

Quando possibile, è stata effettuata anche una rilevazione della rumorosità all'orecchio del conducente; pertanto nella scheda è stata prevista una sezione per poter registrare tale tipo di dato.

La scheda-tipo (tabella 3.1) è sostanzialmente una tabella che si compone di 6 sezioni, in cui è possibile identificare un numero variabile di combinazioni di lavoro, che riguardano:

1. la lavorazione considerata (nell'ambito della specifica filiera);
2. la localizzazione della prova;
3. le principali caratteristiche del trattore e dell'operatrice oggetto della lavorazione;
4. le condizioni del terreno e la velocità di avanzamento del cantiere trattore+operatrice;
5. i livelli vibrazionali rilevati e la corrispondente durata della misurazione;
6. il calcolo dei livelli vibrazionali tipici, rilevati sia con il metodo proposto dalla Direttiva 2002/44/CE (recepita con il D.Lgs. 187/05), sia tramite quello indicato dal D.Lgs. 81/08.

La scelta di compilare schede cartacee e di non portare invece direttamente in campo un computer portatile per una compilazione immediata di tipo informatico è stata dettata da ragioni prudenziali, date le difficili condizioni operative di rilevazione.

La disponibilità di alcune aziende dell'Oltrepo Pavese ha permesso la raccolta di una quantità di dati sufficiente alla comparazione tra livelli vibrazionali misurati e condizioni operative.

Tabella 3.2. Esempio di scheda cartacea per la rilevazione dei dati al contorno e dei dati strumentali di livelli vibrazionali di campo.

Filiera:	VITICOLTURA		
Lavorazione:	CIMATURA <input type="checkbox"/> POTATURA <input type="checkbox"/>		
Azienda:			
Data:	Operatori:		
Trattore:	marca:	modello:	potenza max: _____ kW _____ CV
			ruote motrici: 2WD <input type="checkbox"/> 4WD <input type="checkbox"/>
Sedile conducente:	tipo sospensione : meccanica <input type="checkbox"/> idraulica <input type="checkbox"/> pneumatica <input type="checkbox"/>		
Macchina operatrice:	trainata <input type="checkbox"/> portata <input type="checkbox"/> semiportata <input type="checkbox"/>		
Condizioni operative			
1 - Attrezzo:	Lama taglio verticale <input type="checkbox"/>		Lama taglio orizzontale <input type="checkbox"/>
2 - Condizioni terreno:	favorevoli (sabbioso, in tempera o bagnato, assenza di scheletro, soffice)	intermedie (medio impasto, in tempera, poco scheletro, compattato superficialmente)	sfavorevoli (argilloso, secco, molto scheletro, compattato anche in profondità)
3 - Superficie terreno:	omogenea (es. prato)	irregolare (es stoppie di grano)	accidentata (es. stocchi di mais)
4 - Velocità di avanzamento:	bassa (< 5 km/h)	media (5-8 km/h)	alta (>8 km/h)
Livelli vibrazionali rilevati:	asse X (trasv.): m/s ²	asse Y (long.): m/s ²	asse Z (vert.): m/s ²
Tempo rilevazione:	di asse X (trasv.): min	asse Y(long.): min	asse Z (vert.): min
VALORE INTERO DL 187/2005:	CORPO	max (1,4*X; 1,4 *Y; Z)= _____ m/s ²	
VALORE GLOBALE DI ESPOSIZIONE CORPO INTERO (RMS) :	$\sqrt{(1,4 *X)^2 + (1,4 *Y)^2 + (Z)^2}$ = _____ m/s ²		

III.I.II. Elaborazione dei dati raccolti

Le schede compilate in campo sono state riportate a computer, creando un apposito foglio di calcolo in cui tutti i dati registrati in sede di rilevazione strumentale sono stati adeguatamente strutturati.

Prima dell'elaborazione si è proceduto però ad eseguire un'analisi statistica su un campione di dati raccolti, per verificarne la normalità, sfruttando la statistica inferenziale. Nello specifico è stato applicato il test di Shapiro, all'interno dell'ambiente R; si tratta di uno dei più potenti strumenti per la verifica della normalità dei dati, adatto soprattutto nel caso si lavori su piccoli campioni di dati.

III.II. L'impiego del banco prova del CRA-Ing di Treviglio

Per la formulazione di un algoritmo previsionale utile alla formulazione dei livelli di esposizione vibrazionale il più preciso e fruibile possibile, per ciascuna delle lavorazioni agricole condotte sarebbe necessario indagare tutte le condizioni operative che si potrebbero verificare in campo.

Purtroppo tale obiettivo è difficilmente ottenibile; per ovviare a ciò, ci si è avvalsi di un banco prova vibrazioni, che permette di riprodurre time-history pre-registrate in campo, modificandole all'occorrenza in funzione dello scopo.

In campo agricolo, le irregolarità del profilo del terreno e la sua tessitura, la velocità di avanzamento del cantiere di lavoro e le sue caratteristiche strutturali sono considerate cause comuni nella generazione delle vibrazioni trasmesse al conducente (*Scarlett et al., 2007*).

In collaborazione con l'Unità di Ricerca del CRA-Ing – Laboratorio di Treviglio, il Dipartimento di Ingegneria Agraria dell'Università degli Studi di Milano ha analizzato alcune delle variabili, precedentemente stabilite, che influenzano il livello vibrazionale a bordo dei trattori agricoli. Per questo studio è stata presa in esame, come lavorazione "pilota" l' **aratura**, condotta in diverse condizioni operative, poiché è probabilmente l'operazione colturale tuttora più diffusa, e quindi più frequentemente praticata, tra l'altro tra le più gravose dal punto di vista dell'esposizione vibrazionale.

III.II.I. Il banco prova

Realizzato dalla MTS Systems Corporation, il banco prova impiegato nella sperimentazione permette di effettuare prove di veicoli con massa fino a 15 t.

È composto essenzialmente da 4 cilindri idraulici sovrastati da piastre di opportuna dimensione, su cui vengono posizionati gli pneumatici (o comunque gli organi di propulsione) della macchina da testare. I cilindri possono essere eccitati in modo indipendente; le piastre fissate alle loro estremità hanno un diametro di 1016 mm. In modo da isolare meccanicamente l'impianto dall'ambiente circostante, l'intera struttura del banco prova (figura 3.4) è appoggiata su un complesso di sospensioni ad aria.

Gli altri elementi principali della struttura comprendono un impianto idraulico ad alta pressione, una massa sismica di calcestruzzo e una centralina elettronica. L'impianto idraulico si compone di pompe, cilindri attuatori e servovalvole. In particolare, le 6 pompe a cilindrata variabile (della potenza di 45 kW ognuna), sono divise in due batterie che possono funzionare separatamente, in modo che la potenza possa essere erogata in funzione della richiesta. La forza massima di spinta di ogni attuttore è di 160 kN, con un'escursione di 250 mm. La velocità e l'accelerazione prodotte sono rispettivamente di 1,6 m/s e 30 m/s², con un range di riproduzione delle frequenze tra 0,1 e 100 Hz. I 4 attuatori sono provvisti di un dispositivo di adattamento del passo e della carreggiata dei veicoli in prova (figura 3.3).

Tabella 3.3. Specifiche tecniche dell'impianto idraulico del banco prova vibrazioni del CRA-Ing di Treviglio.

Tipo-modello	Unità (no.)	Portata a 50 Hz (l/min)	Pressione operativa (bar)	Tipo di pompa	Filtro	Dimensioni		
						larghezza (mm)	altezza (mm)	lunghezza (mm)
MTS HPS 505.180	2	600	210	a cilindrata variabile	Ø 3 µm sul ritorno	1040	1995	4570



Figura 3.3. I 4 attuatori e il dispositivo di regolazione del passo del banco prova vibrazioni del CRA-Ing di Treviso. Al di sopra è visibile il pavimento in acciaio.

Tabella 3.4. Caratteristiche tecniche degli attuatori idraulici

Tipo-modello	Unità (no.)	Forza (kN)	Area effettiva (mm ²)	Corsa statica (mm)	Corsa dinamica (mm)
MTS 248.32	4	150	8350	292	252

La distribuzione dell'olio è garantita da 4 servovalvole, con una portata di 680 l/min. Il sistema è poi completato da due collettori idraulici di servizio.

Tabella 3.5. Caratteristiche tecniche del collettore idraulico di servizio

Tipo/modello	Unità (no.)	Pressione operativa (MPa)	Portata nominale (l min ⁻¹)	Corsa statica (mm)	Corsa dinamica (mm)
MTS 293.3	2	21	946	292	252

Un blocco di calcestruzzo opportunamente dimensionato, della massa di 408 t è stato appoggiato su un dispositivo di sospensione a molle pneumatiche autolivellanti, per ottenere una frequenza di risonanza non superiore a 0,8 Hz. La

massa sismica è stata collocata ad una profondità di 5 m sotto il piano di campagna, ed è accessibile grazie ad una scala dedicata.

La centralina elettronica (ECU) è stata sviluppata per la riproduzione di time history, test sinusoidali, random, impulsivi e di comfort. Il sistema si basa sul controller MTS FlexTest GT e può supportare fino ad 8 canali e fino a 4 stazioni indipendenti. Esso include un PC con un software dedicato ed un controllore digitale, contenente condizionatore di segnale e moduli di acquisizione dati.

III.II.II. Principio di funzionamento del banco prova

Il funzionamento del banco si basa sull'invio, da parte del computer che gestisce l'impianto, di un input di ingresso ai cilindri idraulici. Tale segnale consiste in un'onda che comporta uno spostamento verticale dei cilindri e quindi va ad eccitare gli organi di propulsione (gli pneumatici del trattore) posizionati sopra le piastre.

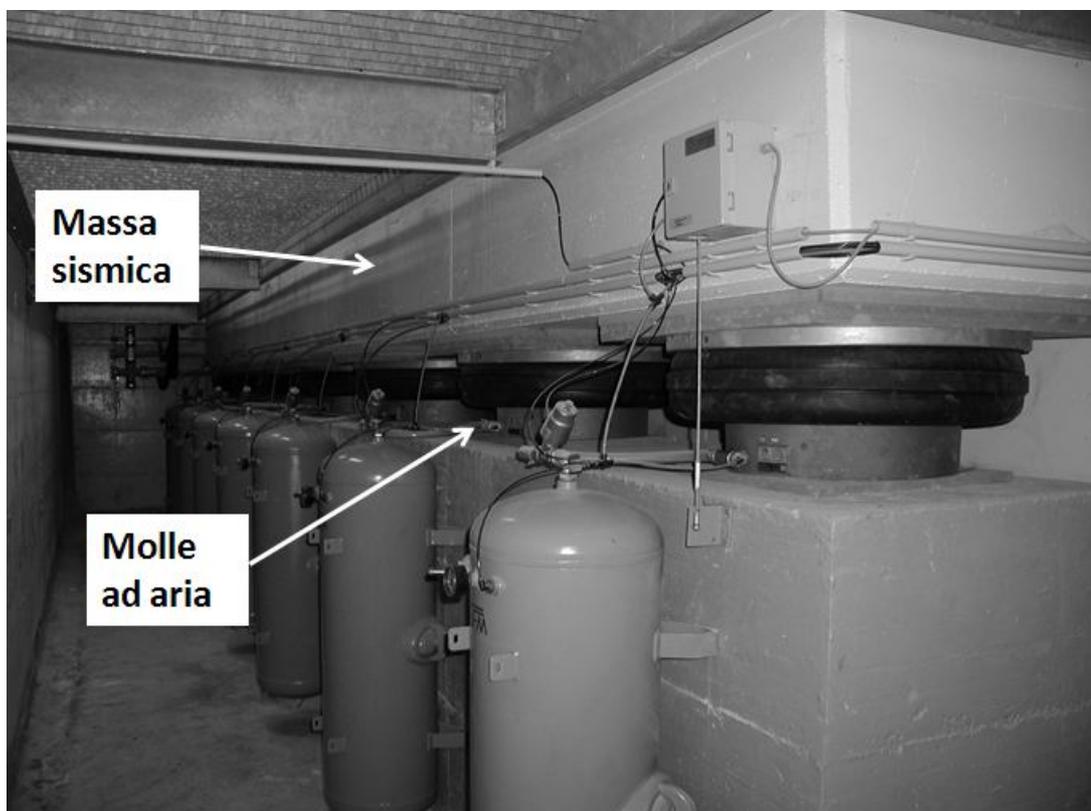


Figura 3.4. Massa sismica e dispositivo a molle ad aria.

Prima di eseguire qualsiasi prova, il software di gestione dell'impianto deve creare un *modello di funzionamento* specifico per ogni mezzo, prendendo in considerazione le caratteristiche proprie dell'impianto, del mezzo su cui devono essere eseguiti i test (ad es. il trattore), e la risposta di tale mezzo ai diversi impulsi a cui può essere sottoposto. Tale modello viene automaticamente creato dal software (sfruttando il principio della funzione di trasferimento) inviando input casuali ai cilindri idraulici e registrando le risposte sul trattore (in termini di accelerazione misurata sugli assi anteriore e posteriore). Una volta definito tale schema di risposta, è possibile iniziare le prove.

Avendo chiaro l'obiettivo, viene generato l'input iniziale e grazie all'applicazione di accelerometri monoassiali posti sugli assi del trattore, e di un triassiale, posto sul sedile, vengono registrate le accelerazioni in termini di time history.



Figura 3.5. Particolare delle piastre su cui poggiano gli pneumatici del trattore di prova.

III.II.III. Le prove eseguite

Sono stati rilevati i livelli vibrazionali in campo di un tipico cantiere di lavoro, costituito da un trattore e da un aratro trivomere, in diverse condizioni operative precedentemente stabilite.

Per la valutazione dei livelli vibrazionali ci si è basati sulla norma ISO 2631:1997, che prevede l'applicazione di ponderazioni differenziate in funzione del punto di misura e degli assi di percezione. E' stato poi calcolato il Comfort Index (CI), cioè

la somma RMS di tutte le misure pesate, come segue:

$$a_v = (k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2)^{1/2}$$

dove:

k_i = fattore moltiplicativo, definite dallo standard di riferimento;

a_{wi} = valore globale RMS pesato.

Il trattore impiegato per le prove è di tipo convenzionale, a 4RM, da 89 kW di potenza, dotato di una cabina con piattaforma sospesa su silent-block (figura 3.6 e tabella 3.5).



Figura 3.6. Il trattore Same Laser 110 impiegato nei test.



Figura 18.7. Il trattore analizzato in aratura: su terreno poco accidentato (TS, a sx); su terreno molto accidentato (TR, al centro); in trasferimento senza aratro né zavorra (a dx).

Tabella 3.5. Principali caratteristiche tecniche del trattore impiegato per le prove.

Potenza motore (kW)	89
Passo (mm)	2467
Carreggiate ant./post (mm)	1700 / 1800
Massa ant./post./tot. (senza zavorre) (kg)	2230 / 2960 / 5190
Sospensione cabina	4 silent-block
Sospensione sedile	meccanica
Pneumatici ant. - post.	420/85R24 - 460/85R38
n./altezza costole ant. (mm)	22 – 41
n./altezza costole post. (mm)	22 – 42,5

Le masse di riferimento del cantiere sono riportate in tabella 3.6.; il solo aratro trivomere ha una massa 1295 kg.

Tabella 3.6. Masse del cantiere oggetto delle prove.

	Masse totali (kg)
Trattore	4880
Trattore + zavorra + aratro	6575

La misura dei livelli vibrazionali è stata eseguita con 4 accelerometri monoassiali (range 50 g, sensibilità 100 mV/g) fissati sugli assi e due accelerometri triassiali (range 50 g, sensibilità 100 mV/g) con supporto a cuscino, fissati o appoggiati rispettivamente al sedile e allo schienale dell'operatore (figura 3.8). I sensori sono poi stati collegati ad un datalogger a sua volta in comunicazione con un PC. Nella

tabella 3.7. sono mostrate le caratteristiche tecniche della strumentazione impiegata.

Sono stati presi in considerazione, e quindi variati, diversi parametri, al fine di valutarne l'influenza sul livello vibrazionale strumentalmente misurato.

Le time history così ricavate sono state poi riprodotte sul banco prova vibrazioni, per quantificare in conformità alla ISO 2632 i livelli cui l'operatore è soggetto.

Tabella 3.7. Caratteristiche tecniche e tipo di misure degli impianti e della strumentazione impiegati per eseguire i rilievi.

Impianti e strumentazione	Marca e modello	Tipo di prova
Piattaforma di pesatura	Bulgari - 20 t	Massa
Pista di prova in cemento	CRA-ING, Treviglio - lunghezza 1015 m	Test site TA
Accelerometro triassiale con supporto a cuscino	PCB Piezotronics 356 B 40	Comfort
Accelerometro triassiale	Endevco 2560	Comfort
Unità di registrazione	Rogadaq 16	Comfort
Sensore di velocità lineare	ruota Peiseler	Velocità di avanzamento



Figura 3.8. Strumentazione montata sul trattore oggetto delle prove vibrazionali.

Sono stati considerati 4 tipi di terreno, con differenti caratteristiche meccaniche (resistenza alla penetrazione, regolarità della superficie, percentuale di scheletro) e una superficie in asfalto:

- superficie arata (TI, figura 3.9.);
- superficie compatta e inerbita (TG, figura 3.9.);
- due superfici soffici con differenti gradi di rugosità, create con un'aratura perpendicolare rispetto alla direzione di avanzamento del trattore (TR e TS, figura 3.9.);
- un superficie in asfalto (TA).

Dopo aver valutato la resistenza alla penetrazione dei terreni, in ognuno di essi sono stati raccolti manualmente 5 campioni, lungo la diagonale dell'area considerata per le prove. Dopo essiccazione in stufa, è stata determinata l'umidità (*wet basis*), la tessitura e la distribuzione delle particelle di scheletro.

Con riferimento alla classificazione stabilita dall'*European Soil Bureau Network* (ESBN, 2005) e dal *World Reference Base for Soil Resources* (WRB, 1999), il suolo oggetto dei rilievi può essere classificato come *Haplic Luvisol*, che risulta essere uno dei suoi tipici presenti nella parte occidentale della Valle del Po (European Commission, 2005). In accordo con la nomenclatura dello *United States Department of Agriculture* (USDA) (Brown, 2003), l'analisi meccanica della tessitura del suolo dei terreni su cui sono state eseguite le prove ha mostrato che la parte superficiale e quella immediatamente sottostante del suolo sono costituite dalle seguenti frazioni (diametro delle particelle < 2 mm): 68% sabbia, 24% limo e 8% argilla.

L'analisi della struttura del suolo dei siti TS-TR ha evidenziato una percentuale di scheletro compreso tra 58 e 87%. Lo scheletro risulta essere composto da quarzite, granulite e granite con valori di durezza compresi tra 4 e 7 (su una scala tra 1 e 10) Un'analisi dettagliata della distribuzione della dimensione delle particelle contenute nei campioni raccolti è contenuta nella tabella 3.8.

Tabella 3.8. Distribuzione della dimensione delle particelle dello scheletro contenuto nei suoli su cui sono state eseguite le prove.

Diametro (mm)	Contenuto (%)
>150	1,1
50-150	21,6
20-50	24,8
2-20	21,2
<2	31,3

I siti TI, TG e TS-TR hanno evidenziato un'umidità (nei primi 50 mm di profondità) rispettivamente del 15, 13,1 e 13,5%. La resistenza alla penetrazione, valutata sulla base degli Standard ASAE EP542 FEB99 e ASAE S313.3 FEB04, tiene conto di un orizzonte superficiale di materiale organico (erba).

Schema delle prove

Lo studio ha preso in considerazione uno specifico gruppo di operazioni da eseguire a velocità limitate, in cui il trattore deve avanzare su superfici con vari livelli di rugosità.

Sono state eseguite in particolare 3 prove a velocità crescente (S1 = 1,02 m/s; S2 = 1,28 m/s; S3 = 1,63 m/s) registrando le accelerazioni in termini di time history. Le velocità sono state definite in funzione delle migliori combinazioni permesse dal cambio del trattore impiegato e in base alle condizioni di sicurezza nel lavoro sulle superfici ad elevata presenza di scheletro.

Come riferimento, le stesse condizioni sono state mantenute sulla pista in asfalto di 400 m di lunghezza.



Figura 3.9. Gli appezzamenti oggetto delle prove: soffice arato (TI, a sx); compatto inerbito (TG, al centro); lavorati con differente affinamento ed elevata presenza di scheletro (TS, a destra, e TR).

Sono stati considerate le seguenti condizioni operative:

- due cantieri di lavoro: 1) trattore singolo; 2) trattore zavorrato accoppiato ad aratro tradizionale;
- 3 condizioni di lavoro: 1) trasporto su campo; 2) trasporto su strada asfaltata; 3) aratura.

Sono state così definite 3 combinazioni di lavoro:

1. **t**: trattore con 400 kg di zavorra frontale e con un aratro trivomere da 1350 kg reversibile posteriore;
2. **n**: trattore senza zavorre e senza aratro;
3. **p**: lavorazione in aratura (non provate in TA).

Le variabili indipendenti adottate sono state combinate come segue:

- Pista in asfalto (TA)
 - Rugosità: 0,5 mm
 - Resistenza alla penetrazione: infinita
 - 2 configurazioni provate: n; t
 - Velocità di avanzamento: S1; S2; S3
- Terreno soffice arato (TI)
 - Rugosità: 11 mm
 - Resistenza alla penetrazione (a 90-150 mm di profondità): 0,14-0,23 MPa
 - 3 configurazioni provate: n; t; p

- Velocità di avanzamento: S1; S2; S3
- Terreno inerbito (TG):
 - Rugosità: 10 mm
 - Resistenza alla penetrazione (a 90-150 mm di profondità): 5,3-7,9-MPa
 - 3 configurazioni provate: n; t; p
 - Velocità di avanzamento: S1; S2; S3
- Terreno con superficie molto rugosa (TR):
 - Rugosità: 73 mm
 - Resistenza alla penetrazione (a 90-150 mm di profondità): 0,96-1,38 MPa
 - 3 configurazioni provate: n; t; p
 - Velocità di avanzamento: S1; S2; S3
- Terreno con superficie poco rugosa (TS)
 - Rugosità: 67 mm
 - Resistenza alla penetrazione (a 90-150 mm di profondità): 0,87-1,01 MPa
 - 3 configurazioni provate: n; t; p
 - Velocità di avanzamento: S1; S2; S3

In tabella 3.9. sono riassunte le condizioni di prova prese in considerazione.

Tabella 3.9. Riassunto delle condizioni di prova considerate durante lo studio.

Caratteristiche della superficie	Terreni di prova				
	TA	TI	TG	TR	TS
Res. alla penetrazione (MPa)	∞	0,14	7,9	0,96	0,87
Rugosità (mm)	0,5	11	10	73	67
Velocità (S1; S2; S3)	S1; S2; S3				
Operazioni (n; t; p)	n; t	n; t; p			

Le variabili dipendenti considerate sono: le accelerazioni lungo i 3 assi di percezione registrate sul sedile e sullo schienale dell'operatore, il livello globale RMS calcolato e l'indice di comfort globale (CI).

Tabella 3.10. Condizioni di prova adottate nel presente studio (variabili indipendenti).

Superficie	Rugosità superficiale	Durezza	Velocità	Condizioni di lavoro
pista in asfalto (TA)	0,5 mm	∞	S1, S2, S3	n, t
terreno arato (TI)	11 mm	0,14-0,23 MPa (strato 90-150 mm)		n, t, p
terreno inerbito compatto (TG)	10 mm	5,3-7,9 MPa (strato 90-150 mm)		
terreno molto accidentato (TR)	73 mm	0,96-1,38 MPa (strato 90-150 mm)		
terreno accidentato (TS)	67 mm	0,87-1,01 MPa (strato 90-150 mm)		

Per eseguire un confronto tra i livelli vibrazionali registrati e i limiti di legge vigenti (D.L. 81/08) il trasferimento condotto su asfalto e su terreno inerbito è stato condotto anche a 1,4 e 2 m/s.

Elaborazione dei dati e analisi statistica

Si è poi proceduto ad eseguire un'analisi statistica sui dati raccolti nello svolgimento di tutte le operazioni considerate, condotte alle velocità S1, S2 e S3.

E' stato adottato un blocco completamente randomizzato. Per l'analisi statistica è stato impiegato il software Comprehensive R Archive Network (CRAN), messo a punto dall'Institute for Statistics and Mathematics (Wien-Umgebung, Austria).

Sono state considerate come variabili indipendenti: la velocità di avanzamento del trattore, la configurazione del trattore, la durezza e la rugosità superficiale del terreno.

I dati analizzati sono stati ottenuti dai risultati dei vettori (x, y e z) del sedile, della schiena e dell'indice di comfort.

L'elaborazione dei dati è stata condotta sui dati ricavati da 3 ripetizioni per ogni condizione descritta, con una frequenza di campionamento di 1250 Hz.

La matrice globale ha portato ad un totale di 36 combinazioni, che considerando le 3 ripetizioni hanno comportato un totale di 108 gruppi di dati.

L'analisi è stata finalizzata alla valutazione dell'influenza di ogni variabile, precedentemente stabilita, e alla loro significatività. La distribuzione normale dei dati è stata verificata con il test di Shapiro-Wilk. Dopo aver accertato l'omogeneità delle varianze con il test di Bartlett, è stata eseguita l'analisi della varianza (ANOVA) che ha permesso di individuare le variabili indipendenti maggiormente influenti dal punto di vista statistico su cui condurre i test di confronto multiplo.

III.III. Impiego del banco prova della Technische Universitat di Berlino

Negli ultimi anni sono stati studiati e ottimizzati numerosi dispositivi atti a ridurre i livelli vibrazionali a carico dell'operatore; la sospensione idropneumatica è uno di questi. Presso il dipartimento di Konstruktion von Maschinensystem della Technische Universitat (TU) di Berlino su un trattore a ruote isodiametriche di elevata potenza è stata messa a punto una sospensione integrale idropneumatica dell'intero corpo della macchina. Nel corso del Dottorato di Ricerca è stato svolto un periodo di permanenza presso la TU, per valutare l'efficacia di tale dispositivo. Nel seguito vengono quindi presentati i dettagli del lavoro di valutazione del comfort dell'operatore al posto di guida di un trattore equipaggiato con sospensione integrale, in funzione della sua modalità operativa (pilotata, passiva o bloccata), eseguito tramite uno specifico banco prova.

III.III.I. Il banco prova

I componenti principali sono 4 cilindri idraulici, con corsa max dello stelo di 180 mm, \varnothing 80 mm e pressione max di lavoro di 320 bar. All'estremità dello stelo di ognuno di essi sono fissate delle piastre di opportuna robustezza, che supportano gli organi di propulsione della macchina, trasmettendo in tal modo la sollecitazione meccanica all'intero veicolo (figura 3.10). L'impianto poggia su una fondazione speciale, basata su un insieme di sospensioni di tipo pneumatico, atte ad isolare l'intero banco dall'area circostante.

Ogni cilindro idraulico, a doppio effetto, è opportunamente pilotato da una servovalvola Bosch 0814-SMV2/100, con pressione max di lavoro 280 bar e portata di 100 l/min.

La strumentazione di controllo del banco è in grado di monitorare e gestire ogni cilindro in modo indipendente. Un generatore di funzioni, monitorato da un oscilloscopio, crea i segnali desiderati (sia sulla base di forme d'onda note, che in relazione a time history predefinite), e li invia alle servovalvole che controllano i cilindri. L'oscillazione misurata sugli assi del trattore viene inviata ad un

acquisitore (BMCM, PCI-BASE 50/300), che svolge la duplice funzione di misurare e registrare i dati.



Figura 3.10. Dettagli del banco prova vibrazioni installato presso il Dipartimento Konstruktion von Maschinensystem della Technische Universität di Berlino. In alto a sinistra: le piastre dove vengono posizionate le ruote del trattore; in basso a sinistra: i cilindri idraulici eccitatori; a destra: la strumentazione di controllo.

Attraverso un software creato con l'applicativo Labview 9.0 di National Instruments, nel caso in esame i cilindri sono stati pilotati in modo da riprodurre fedelmente, per ogni semiasse, le time history reali precedentemente registrate in campo.

Sul sedile del trattore è stato fissato un accelerometro triassiale con supporto a disco (campo di lavoro in frequenza 0,3-5000 Hz, sensibilità 10,38 mV/ms⁻²).

III.III.II. Principio di funzionamento

Al fine di valutare le prestazioni del sistema di sospensione, è necessario studiare la risposta della sospensione ad un segnale di eccitazione. La sollecitazione della sospensione viene eseguita con un comando di ingresso, che consiste di fatto nella simulazione di una determinata superficie (rigida o cedevole). L'input, rappresentato da un'onda, provoca uno spostamento verticale degli pneumatici, e attraverso questi eccita il sistema di sospensione.

Oltre al dominio del tempo, nei test di valutazione viene preso in esame anche il dominio di frequenza. Esistono diversi tipi di onde in ingresso utilizzabili come input di sollecitazione per le prove di sospensione. La figura 3.11 illustra le 3 principali categorie: casuali, swept e pulsanti.

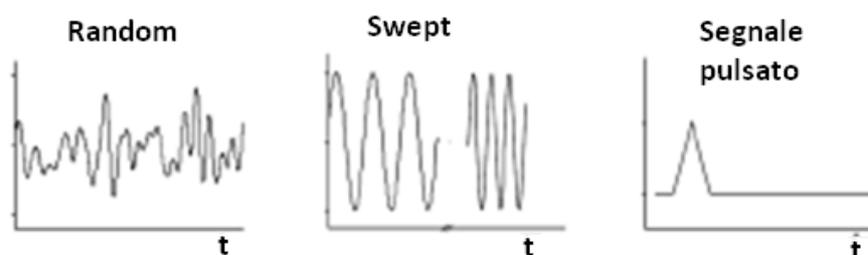


Figure 3.11. Differenti segnali di input inviabili ai cilindri. [Sarami, 2009]

In base allo scopo di questo lavoro, per la simulazione è stato impiegato un segnale pulsato, con frequenza di 10 Hz, applicato ai 4 pneumatici del trattore per generare una sollecitazione verticale al sistema di sospensione, registrando poi le time history nel data-logger.

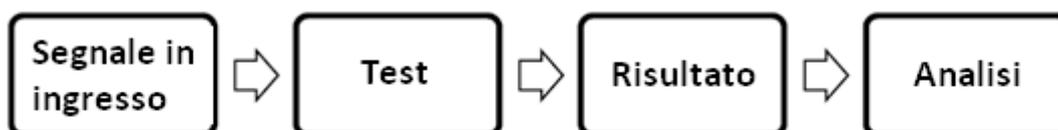


Figure 3.12. Processo di implementazione dei test. [Sarami, 2009]

La catena sperimentale è basata quindi su una struttura composta da: dati di input, livelli vibrazionali in uscita (time history, output) e strategia di controllo semi-attiva di gestione delle sospensioni.

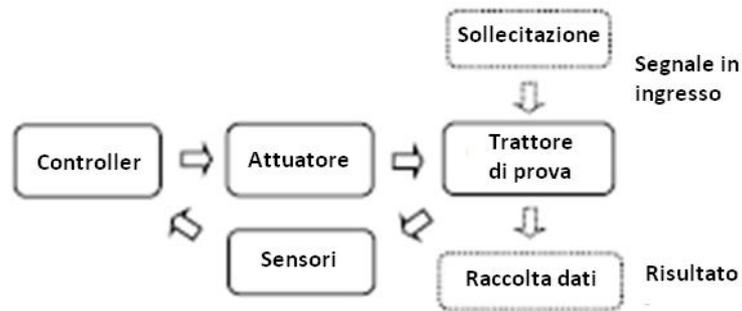


Figure 3.13. Configurazione dei test [Sarami, 2009]

III.III.III. Le prove condotte

Sono state inizialmente selezionate diverse *time history* vibrazionali reali precedentemente rilevate sul sedile di guida (con un accelerometro triassiale) e sui semiassi (con accelerometri monoassiali) di un trattore convenzionale, durante lo svolgimento di un'aratura e di un trasferimento in campo a vuoto. I tracciati ottenuti sono stati riprodotti sul banco prova vibrazioni, rilevando sul sedile di guida le accelerazioni nei 3 assi principali, allo scopo di valutare il comfort vibrazionale nelle diverse modalità operative della sospensione, variando tra l'altro la pressione di gonfiaggio degli pneumatici (adottando comunque valori congrui alla realtà operativa).

I tracciati utilizzati

Il trasferimento del trattore senza attrezzature accoppiate è una fase di lavoro che vien svolta molto di frequente, ma che generalmente è (erroneamente) poco considerata nella valutazione del rischio. In questo caso è stato preso in considerazione un Same Laser 110 DT da 89 kW di potenza, con massa anteriore di 2020 kg, posteriore di 2860 kg e per un totale di 4880 kg che viaggiava a circa 7 km/h (1,94 m/s) su un terreno mediamente accidentato e inerbito. E' stata poi considerata una tipica aratura, condotta con il medesimo trattore illustrato a circa 4,5 km/h (1,25 m/s), accoppiato ad un aratro reversibile volta orecchio a 3 vomeri, alla profondità media di circa 20 cm, in un terreno con contenuto di umidità del

13,1%, nei primi 50 mm di profondità e resistenza alla penetrazione di 5,3-7,9 e MPa, rispettivamente a 150 e 90 mm di profondità (*Standard ASAE, 2004*) e con una tessitura costituita dal 68% sabbia, il 24% di limo e l'8% di argilla.

Il trattore sul banco prova

Per l'esecuzione delle prove di valutazione delle prestazioni della sospensione di tipo integrale è stato impiegato un MB-Trac 1600 Turbo (potenza 115 kW, massa 6500 kg, passo 2800 mm, carreggiata 1980 mm, pneumatici isodiametrici anteriori e posteriori 520/70R38 147 B 150 A8) a disposizione presso la TU di Berlino.



Figura 3.14. Il trattore MB-Trac oggetto delle prove.

Si tratta di un trattore non convenzionale, con il posto di guida (dotato di cabina) collocato in posizione centrale tra gli assi anteriore e posteriore. Il sedile montato non è provvisto di alcun dispositivo di sospensione; si tratta di una soluzione esplicitamente adottata per evitare di considerare la sua influenza sulle vibrazioni, già smorzate dal sistema di sospensione integrale in esame.

Sono stati selezionati diversi valori di pressione di gonfiaggio degli pneumatici: per

l'aratura sono state considerate due diverse combinazioni, bassa pressione (80 kPa davanti e 60 kPa dietro) e normale (160 kPa davanti e 120 kPa dietro); per la simulazione del trasferimento, le pressioni sono state di 240 kPa anteriormente e 180 kPa posteriormente.

Il trattore, che originariamente era dotato di assi tradizionali, è stato equipaggiato, sia davanti che dietro, con sospensioni idropneumatiche (lunghezza 430 mm, escursione max 120 mm), di tipo "pilotato": in pratica, in luogo del classico insieme molla-ammortizzatore delle sospensioni convenzionali, tra il telaio e ogni ruota del veicolo è stato posto un cilindro idraulico, che attraverso una valvola è collegato ad un accumulatore ad azoto con volume interno 4 dm³, pressione di pre-carico di 1 MPa (10 bar) e pressione di condensazione del gas di 4,55 MPa (45,5 bar), valore al quale il cilindro evidenzia una maggior rigidezza, per effetto del cambio di stato dell'azoto. Se viceversa la pressione diminuisce, la sospensione aumenta la sua efficacia ammortizzante (Sarami, 2009). L'accumulatore ad azoto è stato scelto poiché è in grado di intervenire molto velocemente (molto più dell'olio idraulico) nell'irrigidire o nel rendere più elastica la sospensione, in funzione dei picchi transitori che frequentemente si verificano nell'ambito delle normali sollecitazioni meccaniche.



Figura 3.15. Dettaglio delle sospensioni anteriori, destra (a dx) e sinistra (a sx).

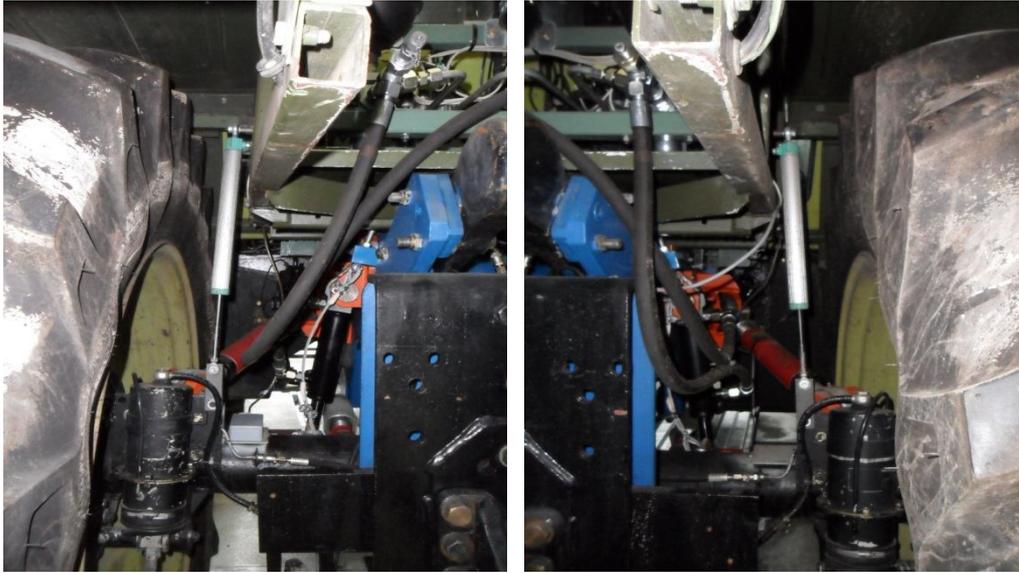


Figura 3.16. Dettaglio delle sospensioni posteriori, destra (a dx) e sinistra (a sx).

Elaborazione dei dati

I livelli vibrazionali rilevati sul sedile del trattore sono stati raccolti, ponderati in frequenza, in base alla ISO 2631:1997 e confrontati con i limiti di esposizione imposti dall'attuale D.L. 81/08.

Sfruttando le capacità di analisi del software Matlab è stato poi possibile eseguire un'analisi in frequenza dei dati raccolti.

III.IV. Analisi multi-attributo e modalità di attribuzione dei pesi attribuiti ad ogni criterio e ad ogni opzione

I valori vibrazionali contenuti nelle banche dati attualmente disponibili non sono in grado in molti casi di fornire livelli di esposizione rappresentativi del panorama delle attività agricole.

E' quindi sembrato opportuno mettere a punto un modello predittivo di quantificazione del livello vibrazionale senza l'effettiva misurazione strumentale, tramite l'**analisi multi-attributo**, che rientra nelle tecniche di analisi multicriterio (AM), basate sul principio di rendere esplicito il contributo delle diverse opzioni di scelta nel rispetto dei diversi criteri o attributi considerati. Il criterio è il mezzo con cui si confrontano le varie alternative tra loro, sulla base delle finalità del decisore. L'analisi multicriterio fa parte dell'analisi decisionale (MCDA – MultiCriteria Decision Analysis), ed ha subito uno sviluppo importante negli ultimi 40 anni. Il presupposto fondamentale alla base di queste tecniche è che sia possibile scomporre l'oggetto di analisi (cioè il problema da risolvere) in fattori semplici, ossia in criteri che lo descrivono ampiamente, e che vengono analizzati separatamente.

Le AM comportano quindi l'esplicito riconoscimento di una pluralità di valori, di una molteplicità di punti di vista e delle loro soluzioni: il problema da affrontare non è più solamente tecnico, ma diviene un problema di valutazione. Il presupposto fondamentale alla base della valutazione multicriterio di un problema è l'individuazione e formulazione esplicita di differenti criteri di scelta. Essi rappresentano gli obiettivi in base ai quali giudicare il valore delle alternative. Devono essere misurabili, quindi espressi in forma di parametri; indipendenti tra loro, e preferibilmente selezionati (e/o approvati) da coloro cui spetta la decisione finale. Tale metodologia permette di considerare le condizioni di rischio, di incertezza e di mancanza di informazione completa in cui effettivamente si svolge il processo decisionale, quando occorre scegliere tra diverse alternative, con effetti che si possono produrre in tempi diversi. L'incertezza nel modello di analisi multicriterio ha diverse origini. Va considerata innanzitutto la complessità dell'individuazione degli effetti di origine alternativa progettuale: i metodi di misura

scelti sono elementi che influiscono sull'incertezza delle previsioni. Un altro elemento che genera incertezza deriva dalla funzione di utilità del decisore: il reale comportamento del decisore in situazioni di elevata complessità non può essere sempre correttamente interpretato.

Diverse sono le classificazioni delle tecniche multicriterio che si possono operare. Una prima distinzione tra i diversi approcci riguarda il modo in cui viene trattato il problema in esame. Si hanno così due fondamentali categorie, in base ai risultati dei processi di scelta: metodi ad *ordinamento forte o ottimizzato*, oppure ad *ordinamento debole o non completo*. Questi ultimi, attraverso una serie di confronti a coppie tra le alternative, consentono di superare i modelli di scelta classici basati su un ordinamento completo, e di affrontare quindi il problema decisionale in maniera meno rigida. Si distingue poi tra *tecniche discrete* (si parla quindi di analisi *multiattributo*), ossia applicabili nei casi in cui le soluzioni alternative si presentano in numero finito, e le *tecniche di analisi continue (multiobiettivo)*, che prevedono un numero infinito di soluzioni alternative possibili.

Un'ulteriore classificazione delle tecniche multicriterio riguarda il tipo di informazioni trattate: *tecniche cardinali*, trattano informazioni quantitative, con indicatori misurati su scala cardinale; *qualitative*, con indicatori misurati su scala nominale o ordinale; *miste*.

Non si tratta di uno strumento che fornisce la *giusta* soluzione ad un problema decisionale, dal momento che tale soluzione non esiste. La soluzione fornita può essere considerata *la migliore* solo per il decisore che ha fornito i valori, sotto forma di fattori di ponderazione; mentre valori diversi, impiegati da altri decisori, possono fornire una soluzione alternativa.

I criteri rappresentano i punti di vista del decisione, secondo i quali viene stabilito il confronto. Ci sono due approcci principali per determinare l'insieme di criteri, che riflettono due modi di costruzione di un problema MCDA. Il primo è un approccio *top-down*, in cui i criteri sono posti in una struttura gerarchica, 'albero dei valori', che porta dall'obiettivo primario, agli obiettivi fondamentali, che sono ulteriormente ripartiti in criteri specifici. Il secondo è un approccio *bottom-up*, dove i criteri sono individuati attraverso un processo sistematico di deduzione, e poi vengono raggruppati in categorie più ampie.

Le alternative sono in genere considerati *a priori* e strettamente definite. Tuttavia, le alternative potrebbero derivare dall'analisi sistematica degli obiettivi indagati nella situazione in esame. Infine, le alternative possono essere implicitamente definite come una combinazione di azioni discrete.

Tra le analisi discrete, viene definita analisi gerarchica, l'approccio sviluppato da Saaty, che conduce, attraverso la tecnica del confronto a coppie, alla trasformazione di dati qualitativi in punteggi, quindi in misure quantitative degli effetti dell'alternativa rispetto al criterio. Il metodo porta a scomporre il problema nelle sue parti costituenti e a rappresentarle, con informazioni qualitative e quantitative, gerarchicamente strutturate in 4 livelli, a struttura piramidale; obiettivi, criteri, sottocriteri e alternative. Ad ogni livello della gerarchia si confrontano gli elementi a due a due, in relazione ad un elemento posto al livello superiore, considerato criterio di confronto. I confronti sono espressi su una scala a 9 punti, ed i punteggi assegnati sono riportati nelle matrici quadrate, i cui dati sono utilizzati per determinare le scale di priorità per le alternative del livello esaminato. Attraverso il metodo dell'autovalore si stimano i pesi relativi, che vengono poi aggregati per giungere ad un ordinamento delle soluzioni.

In questo **studio è stato applicato un metodo "top-down", chiamato Analytic Hierarchy Process (AHP)**. Si tratta di un approccio MCDA, introdotto dal matematico Thomas L. Saaty nel 1970. AHP può essere utilizzato per prendere decisioni relativi a dati complessi, non strutturati e contenenti più attributi. Le decisioni descritte da questi criteri contengono sia elementi fisici che psicologici. Viene applicata una struttura gerarchica multi-livello di obiettivi, criteri, sottocriteri e alternative

Questo modello è stato applicato a livelli vibrazionali registrati sul sedile d'operatore, durante lo svolgimento dell'aratura in pieno campo, definita "problema".



Figure 3.17. Trattori su cui sono stati rilevati i livelli vibrazionali.

Tale problema è stato posto in una struttura gerarchica (figura 3.18), in cui il *livello I* riflette l'obiettivo globale della decisione; il *livello II* contiene i criteri presi in esame per effettuare una decisione, (il *livello III* comprende i sottofattori, se esistenti) e il *livello IV* è composto delle alternative reali.

Il confronto dei criteri e delle alternative è fatto usando una scala fondamentale di numeri assoluti (tabella 3.11), sviluppata da Saaty. Essa converte le preferenze individuali in una scala di pesi, che rappresenta l'importanza relativa dei criteri, che possono essere poi combinati in un peso lineare additivo per ogni alternativa.

Per analizzare il ruolo dei parametri che influenzano i livelli vibrazionali durante l'aratura, è stata applicata l'analisi AHP ai dati reali misurati in campo. Lo scopo di questo studio è quello di assegnare un peso adeguato ai diversi criteri considerati, al fine di quantificare il livello vibrazionale durante una specifica operazione agricola, senza eseguire la misurazione strumentali.

Tabella 3.11. Scala dell'importanza relativa elaborata da Saaty.

Importanza	Definizione	Descrizione
1	Uguale importanza	Due attività contribuiscono equamente all'obiettivo
*		
3	Minor importanza di un fattore sull'altro	L'esperienza ed il giudizio identificano una lieve predominanza di un fattore sull'altro
*		
5	Essenziale o forte importanza di un fattore sull'altro	L'esperienza ed il giudizio identificano un fattore maggiormente importante rispetto all'altro
*		
7	Importanza dimostrata di un fattore sull'altro	Un fattore è fortemente dominante sull'altro, e la sua importanza è dimostrata dalla pratica
*		
9	Importanza assoluta di un solo fattore	È evidente l'assoluta dominanza di un fattore sull'altro

*2,4,6,8 Valori intermedi

La struttura di un tipico problema decisionale, considerato in questo studio, consiste in una serie di alternative e una serie di criteri. Ogni criterio può essere descritto utilizzando le diverse opzioni, riassunte nella tabella 3.12. Attraverso questa scelta il decisore è in grado di descrivere ogni criterio.

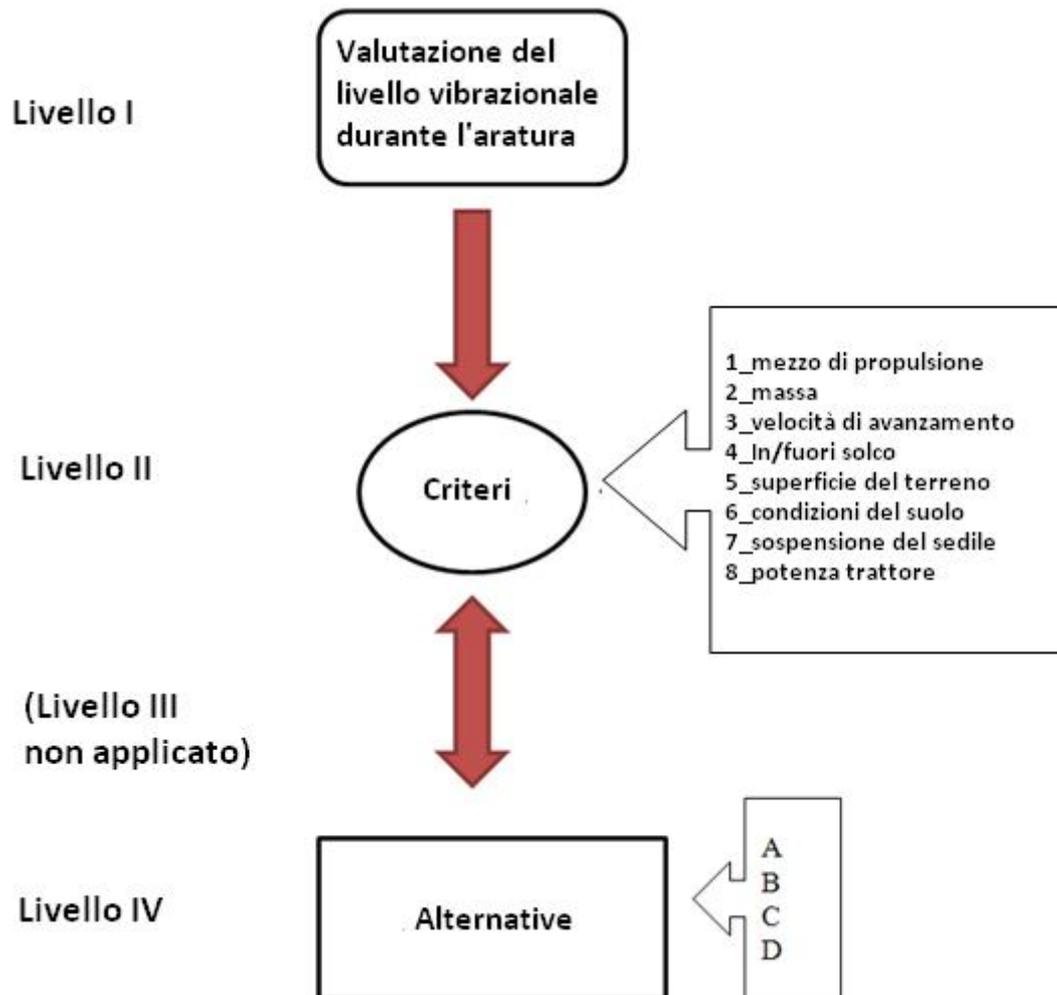


Figura 3.18. Schema della struttura gerarchica usata per l'analisi

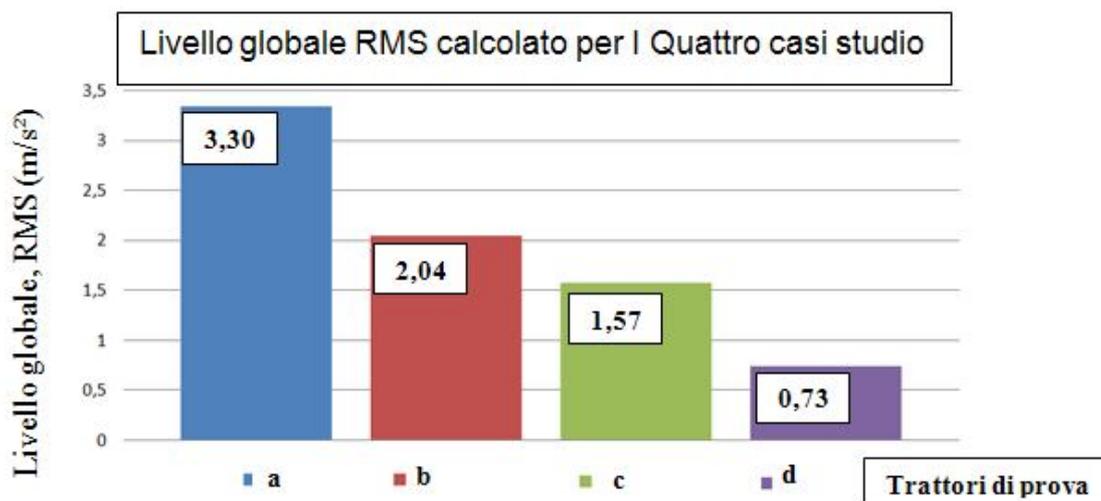


Figure 3.19. Livello globale RMS calcolato per i quattro casi studio.

Tabella 3.12. Opzioni per la descrizione dei criteri.

Criteri	Opzioni
Organo di propulsione	ruote, cingolo
Massa	bassa (massa < 10000 kg); elevata (massa > 10000 kg)
Velocità di avanzamento	bassa ($v < 5$ km/h), media ($5 \text{ km/h} < v < 8$ km/h), alta ($v > 8$ km/h)
Modalità di lavorazione	in solco, fuori solco
Profilo superficiale del terreno	regolare, irregolare, molto sconnesso
Condizioni del suolo	buone, non buone, pessime
Tipo di sospensione del sedile	meccanica, pneumatica
Potenza del trattore (kW)	valore numerico
Livello di vibrazione globale (RMS) (m/s ²)	valore misurato

Tutti gli elementi del modello gerarchico vengono poi confrontati; in una situazione semplice, tutti i criteri sono espressi con la stessa unità di misura, ma in molti problemi complessi della vita reale, come anche in questo caso esaminato, molti criteri possono essere espressi con diverse dimensioni. La scala ideata dal matematico Saaty permette proprio di confrontare criteri (tabella 3.11) e alternative, senza problemi di unità di misura, perché lega il numero assoluto di descrizione linguistica con l'importanza relativa di ogni elemento.

Il confronto tra criteri e alternative porta alla creazione di matrici quadrate, utili al calcolo dei fattori pesati, che verranno poi moltiplicati per ottenere un unico peso per ogni criterio e per ogni alternativa.

IV. Risultati e discussione

IV.I. Valutazione generale dell'esposizione a vibrazioni nel comparto viticolo

IV.I.I. Applicazione del test di normalità ai dati vibrazionali

Prima di analizzare i livelli vibrazionali rilevati, si vuole verificare che tali dati siano normali e sia quindi possibile analizzarli attraverso i metodi di elaborazione più conosciuti in materia.

La Distribuzione Normale, proposta da Gauss nell'ambito della teoria degli errori, riveste un ruolo importante nella teoria della probabilità e in statistica. Il termine *normale* deriva dalla convinzione che molti fenomeni fisico-biologici si distribuiscono con frequenze più elevate nei valori centrali e frequenze progressivamente minori verso gli estremi.

Quando la distribuzione di frequenza risulta inizialmente crescente, raggiunge un massimo e poi inizia a decrescere fino ad arrivare ad un punto molto prossimo allo zero, si può parlare di variabile che tende a distribuirsi normalmente, ossia che segue un andamento secondo la curva di Gauss.

Questo tipo di curva è definita da due parametri μ (media) e σ (deviazione standard); è unimodale e ha forma a campana; è simmetrica e centrata sulla media; la media, la moda e la mediana coincidono; i due punti di flesso della curva corrispondono ai valori di $\mu+\sigma$ e $\mu-\sigma$; è asintotica all'asse x da entrambi i lati; è crescente per $x < \mu$ e decrescente per $x > \mu$; l'area sottesa dalla curva è uguale a 1; il coefficiente di asimmetria è nullo; il coefficiente di curtosi è pari a 3.

Sfruttando la statistica inferenziale, è possibile trarre conclusioni riguardanti la popolazione a partire dallo studio di un campione, in quanto sarebbe impossibile analizzare ogni macchina agricola in tutte le condizioni possibili.

I dati da sottoporre ad analisi statistica riguardano le accelerazioni vibrazionali a cui l'operatore agricolo è sottoposto durante lo svolgimento delle tradizionali lavorazioni stagionali.

Non è possibile stabilire a priori che i dati di cui si dispone siano rappresentati da una Normale, è necessario appurarlo. È quindi doveroso verificare con un apposito test la normalità dei dati del campione su cui si intende operare.

I livelli di vibrazione, espressi in m/s^2 , possono essere considerati delle variabili casuali continue in un intervallo. Per calcolarne la probabilità è necessario definire una *funzione ripartizione* (o funzione di distribuzione cumulativa). Tale funzione di una variabile casuale "X" con valori reali è la funzione che associa a ciascun valore x la probabilità dell'evento "la variabile casuale X assume valori minori o uguali ad x". La funzione di ripartizione più conosciuta è quella normale.

Il test viene eseguito sui livelli vibrazionali rilevati durante la gestione dell'interfila all'interno dei vigneti dell'Oltrepò pavese. In particolare si distinguono due popolazioni di dati:

- i rilievi dei livelli vibrazionali effettuati durante le operazioni di gestione dell'interfila condotta con **trattori a ruote** (popolazione A),
- i rilievi dei livelli vibrazionali effettuati durante le operazioni di gestione dell'interfila condotta con **trattori cingolati** (popolazione B).

Tabella 4.1. Dati relativi alla popolazione A.

Prova n.	Tipologia trattore	Potenza max (kW)	awx (m/s ²)	awy (m/s ²)	awz (m/s ²)	A _{wmax} (8) (m/s ²)	Velocità (km/h)	Sup. terreno
6	a ruote	95	0,39	0,35	0,44	0,44	5	omogenea
11	a ruote	67	0,87	0,53	0,49	0,87	<5	omogenea
12	a ruote	67	0,57	0,88	0,46	0,88	<5	omogenea
14	a ruote	49	0,43	0,35	0,39	0,43	<5	omogenea
15	a ruote	63	0,43	0,46	0,35	0,46	<5	omogenea
18	a ruote	85	0,73	0,53	0,51	0,73	5	omogenea

45	a ruote	69	0,59	0,43	0,32	0,59	5	irregolare
46	a ruote	95	0,57	0,41	0,55	0,57	5	omogenea

Tabella 4.2. Dati relativi alla popolazione B.

Prova n.	Tipologia trattore	Potenza max (kW)	awx (m/s ²)	awy (m/s ²)	awz (m/s ²)	A _{wmax} (8) (m/s ²)	Velocità (km/h)	Sup. terreno (om = omogeneo; ir = irregolare)
1	cingolato	44	0,43	0,32	0,43	0,34	5	omogenea
2	cingolato	50	0,70	0,32	0,48	0,70	<5	irregolare
3	cingolato	44	1,07	0,38	0,32	1,07	<5	irregolare
29	cingolato	46	0,64	0,38	0,64	0,58	5	omogenea
47	cingolato	44	1,02	0,35	0,52	1,02	<5	irregolare
48	cingolato	44	1,84	0,81	0,70	1,84	<5	irregolare

Per definire la normalità per la variabile oggetto di studio $X=A_{wmax}(8)$, vengono calcolati per entrambi i campioni i seguenti indicatori:

- media aritmetica: $\bar{X} = \frac{\sum X_i}{n}$
- range (campo di variazione): $r = Max - Min$
- deviazione standard: $s = \sqrt{\frac{\sum (X_i - \bar{X})^2}{(n-1)}}$
- devianza: $\sum (X_i - \bar{X})^2$
- varianza: $s^2 = \frac{\sum (X_i - \bar{X})^2}{(n-1)}$
- gradi di libertà: $gdl = (n-1)$

- momento di ordine primo: $m_1 = \frac{\sum (X_i - \bar{X})^1}{n}$
- momento di ordine secondo: $m_2 = \frac{\sum (X_i - \bar{X})^2}{n}$
- momento di ordine terzo: $m_3 = \frac{\sum (X_i - \bar{X})^3}{n}$
- momento di ordine quarto: $m_4 = \frac{\sum (X_i - \bar{X})^4}{n}$

- coefficiente di asimmetria: $g_1 = \frac{m_3}{m_2 * \sqrt{m_2}}$

- coefficiente di curtosi: $g_2 = \frac{m_4}{m_2^2} - 3$

Si ottengono così gli indicatori per le due popolazioni (tabella 4.3):

Tabella 4.3. Parametri relativi alle due popolazioni.

	popol. A	popol. B
numerosità	8	6
media	0,62	0,86
range	0,45	1,41
s	0,18	0,51
devianza	0,24	1,29
σ^2	0,034	0,26
gdl	7	5
m1	0	0,09
m2	0,03	0,21
m3	0,002	0,14
m4	0,0014	0,16
g1	0,41	1,5
g2	-1,4	0,51

Dalla *tabella 4.3* si evince come i coefficienti di asimmetria (g_1) e curtosi (g_2) siano piuttosto diversi rispetto a quelli caratteristici della Normale. In particolare g_1 è positivo, quindi le curve hanno entrambe un'asimmetria positiva, che vuol dire che la media è maggiore della mediana, che a sua volta è maggiore della moda; quindi graficamente si avrà una coda più lunga a destra. Nel caso di g_2 , invece, i risultati mostrano valori inferiori a 3, quindi le curve hanno un andamento molto più piatto rispetto alla Normale, in particolare per la popolazione A g_2 è negativo, la curtosi ha un andamento particolarmente platicurtico.

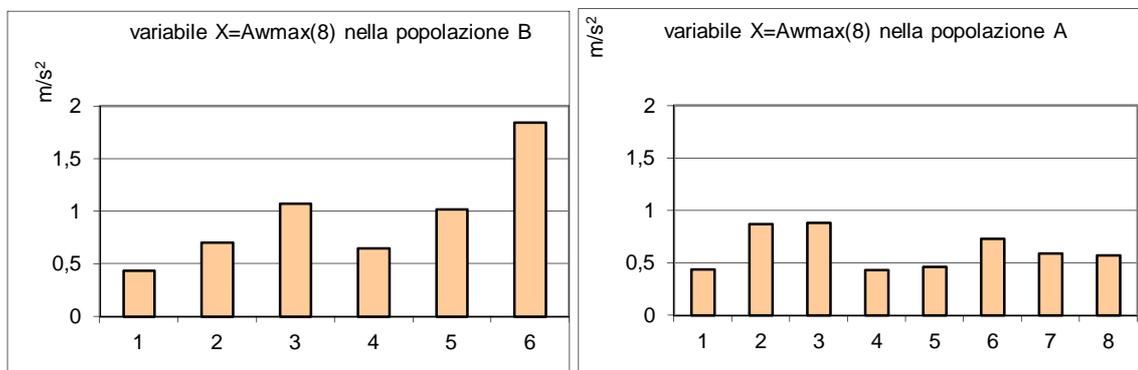


Figura 4.1. Istogramma dei valori assunti dalla variabile X nelle due popolazioni (in m/s²).

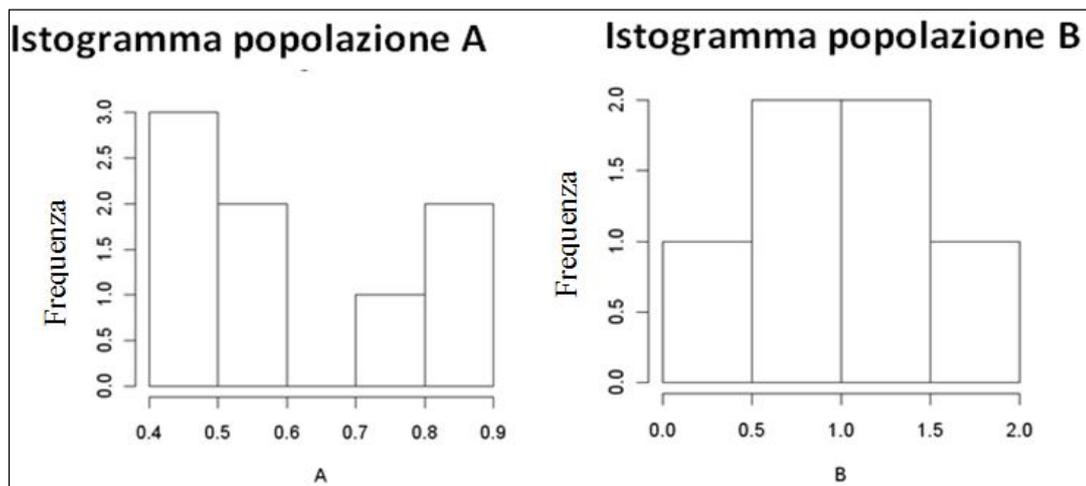


Figura 4.2. Istogramma relativo alle frequenze dei valori assunti dalla variabile $X = A_{wmax}$ nelle due popolazioni.

Su entrambe le serie di dati è stato poi eseguito il test di Normalità, applicando il test di *Shapiro*, uno degli strumenti più potenti per la verifica della normalità soprattutto per campioni piccoli, all'interno dell'ambiente R.

La verifica della normalità, con questo metodo, avviene confrontando due stimatori alternativi della varianza: uno stimatore non parametrico, basato sulla combinazione lineare ottimale della statistica d'ordine di una variabile aleatoria normale, al numeratore e lo stimatore parametrico, ossia la varianza campionaria al denominatore.

Obiettivo:

$N(\mu, \sigma^2)$ con $\mu \in \mathbb{R}$ e $\sigma^2 > 0$ non necessariamente noti

Ipotesi:

H_0 : dati normali vs H_1 : dati non normali

Dati analizzati:

$y = (y_1, \dots, y_n)$ campione casuale semplice

La statistica test W è così espressa:

$$W(y) = \frac{(\sum_{i=1}^n a_i y_{(i)})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}, \quad \text{dove } \bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}$$

Funzione impiegata in R:

`shapiro.test [ctest]`

Il test si basa sul rapporto W , che deve essere compreso tra 0 ed 1. Nel primo caso viene rifiutata l'ipotesi di normalità, mentre con un valore di W prossimo all'unità viene accettata.

per la popolazione A:

```
A<-c(0.44,0.87,0.88,0.43,0.46,0.73,0.59,0.57)
length(A)=8
mean(A)=0.62125
var(A)=0.03424107
shapiro.test(A):W = 0.8702, p-value = 0.1514
```

campioni
numerosità
media
varianza
risultato del test

per la popolazione B:

B<-c(0.43,0.70,1.07,0.64,1.02,1.84)

length(B)=6

mean(B)=0.95

var(B)=0.24808

shapiro.test(B)W = 0.8982, p-value = 0.3635

campioni

numerosità

media

varianza

risultato del test

Si nota come in entrambi i campioni il rapporto W sia prossimo all'unità, quindi ci si trova di fronte ad una distribuzione normale dei dati.

Il p-value viene definito come la probabilità di osservare una differenza più estrema di quella che si è osservata, assumendo che l'ipotesi nulla sia vera. In particolare, se α (livello di significatività stabilito dal ricercatore) è minore del p-value è lecito accettare l'ipotesi nulla; se α è maggiore del p-value l'ipotesi nulla viene rifiutata. Nel caso specifico qui esaminato, il p-value è maggiore di 0,5, 0,05 e 0,01, a supporto del risultato precedente, quindi la distribuzione è sicuramente rappresentata dalla Normale.

IV.I.II. Analisi preliminare

Prima di illustrare il tipo di elaborazione eseguita, è importante chiarire che nella discussione dei risultati non viene considerato il valore limite per esposizione "a breve termine" di $1,5 \text{ m/s}^2$, introdotto dal D.L. 81/08; in quanto non ne è ancora stata debitamente chiarita una corretta interpretazione. Nel merito si evidenzia semplicemente che in molte lavorazioni tale valore può essere superato nonostante il limite sulle 8 ore sia ampiamente rispettato.

La prima elaborazione effettuata ha preso in considerazione il diverso **metodo** di stima proposto dal D.L. 187/05 (da cui poi deriva l'attuale D.L. 81/08) e quello impiegato prima della sua entrata in vigore. La differenza riguarda la valutazione del livello di esposizione alle vibrazioni: il D.L. 187/05 prende come riferimento il più alto dei valori quadratici medi o il più alto dei valori delle accelerazioni ponderate in frequenza, determinati sui tre assi (**max** (1,4 a_{wx} , 1,4 a_{wy} , a_{wz})).

Diversamente, prima dell'entrata in vigore di tale norma, il livello di esposizione alle vibrazioni meccaniche era calcolato come valore RMS, cioè la radice quadrata

della somma dei quadrati dei valori delle accelerazioni ponderate in frequenza, determinati sui tre assi ($\sqrt{(1,4 a_{wx})^2 + (1,4 a_{wy})^2 + a_{wz}^2}$).

Sebbene possa sembrare che i due procedimenti di calcolo siano simili, in parecchi casi danno origine a risultati diversi, soprattutto se i livelli sui tre assi non si differenziano molto fra di loro, non essendoci un valore che sovrasta decisamente gli altri due. Si tratta pertanto di due metodologie di valutazione completamente diverse, che proprio in virtù di questa differenza sono state messe a confronto.

Il risultato della comparazione è infatti molto significativo: i 6 grafici (illustrati nelle figg. 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8) mostrano 3 serie di dati: i livelli vibrazionali rilevati con il metodo indicato dalla direttiva del 2002 (in verde), i livelli vibrazionali rilevati con il metodo precedente al 2002 (in rosso) e la differenza (in blu) tra i due.

In ogni grafico sono stati evidenziati il valore d'azione ($0,5 \text{ m/s}^2$, in giallo) e il valore limite (1 m/s^2 , in rosso).

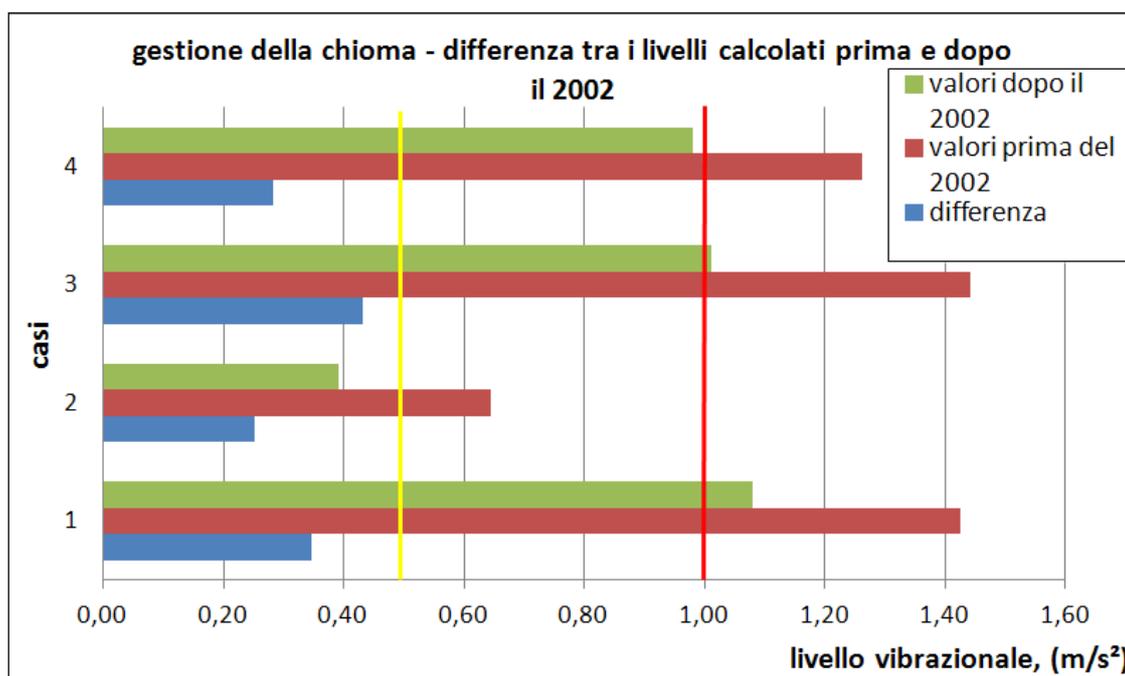


Figura 4.3. Differenza tra il livello vibrazionale medio secondo la Direttiva 44/2002/CEE (valori dopo il 2002) e prima della sua entrata in vigore (valori prima del 2002) per operazioni di gestione della chioma nel comparto viticolo.

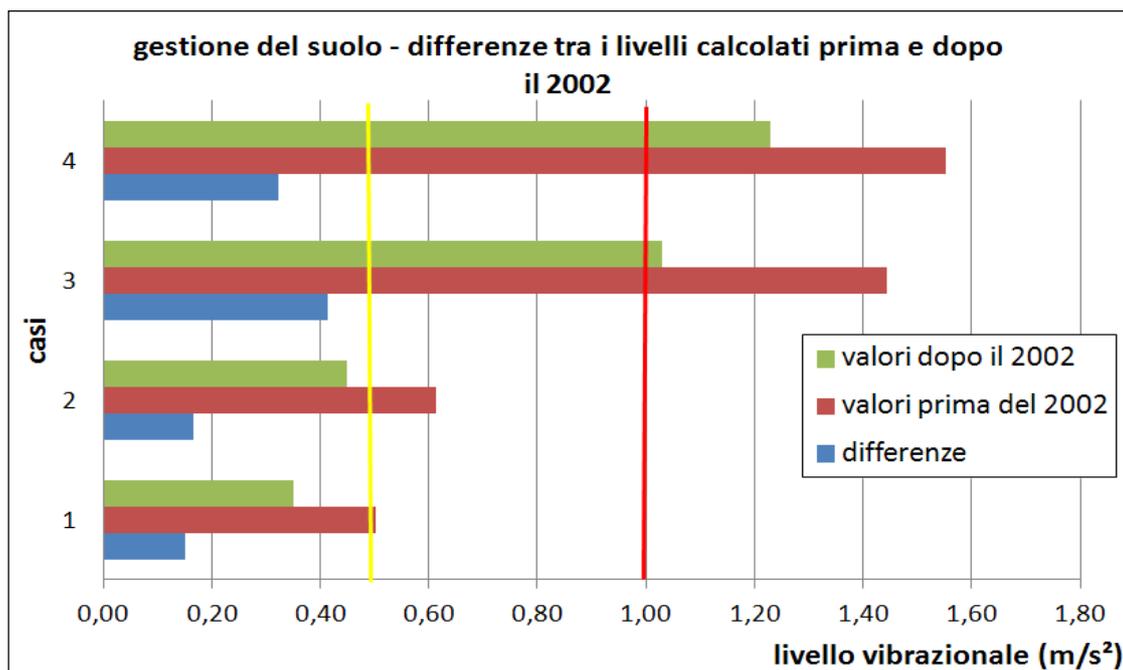


Figura 4.4. Differenza tra il livello vibrazionale medio secondo la Direttiva 44/2002/CEE (*valori dopo il 2002*) e prima della sua entrata in vigore (*valori prima del 2002*) per operazioni di gestione del suolo nel comparto viticolo.

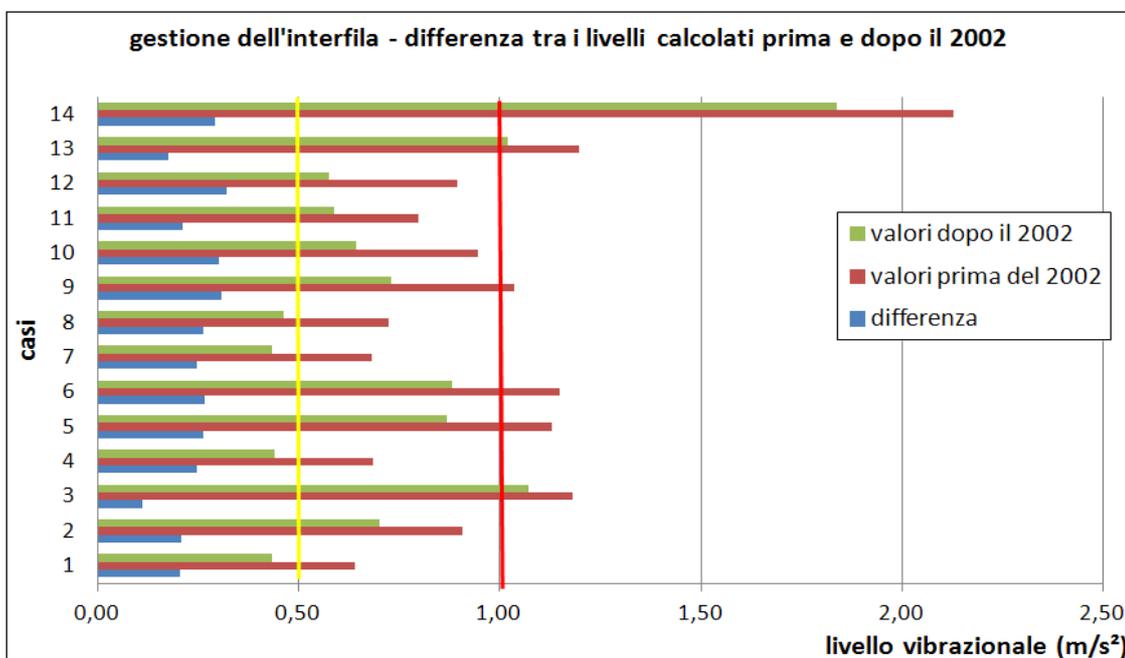


Figura 4.5. Differenza tra il livello vibrazionale medio secondo la Direttiva 44/2002/CEE (*valori dopo il 2002*) e prima della sua entrata in vigore (*valori prima del 2002*) per la gestione dell'interfila nel comparto viticolo.

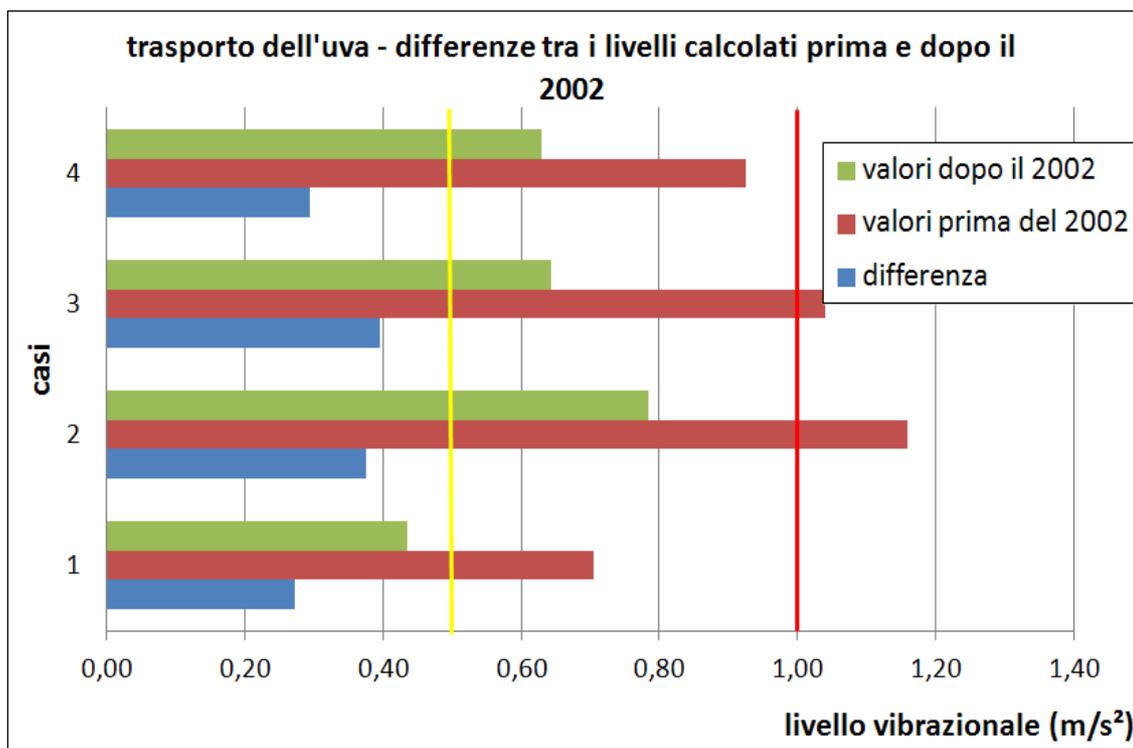


Figura 4.6. Differenza tra il livello vibrazionale medio secondo la Direttiva 44/2002/CEE (*valori dopo il 2002*) e prima della sua entrata in vigore (*valori prima del 2002*) per il trasporto dell'uva dal vigneto alla cantina.

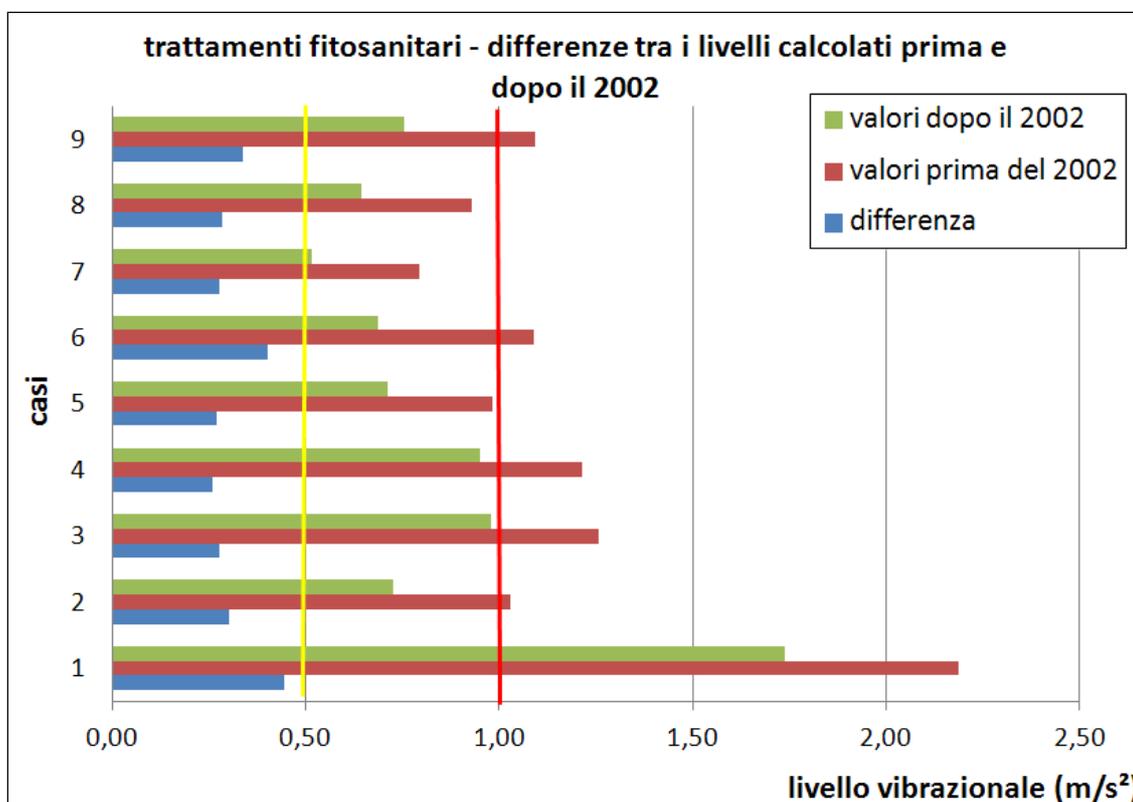


Figura 4.7. Differenza tra il livello vibrazionale medio secondo la Direttiva 44/2002/CEE (valori dopo il 2002) e prima della sua entrata in vigore (valori prima del 2002) per i trattamenti fitosanitari nel comparto viticolo.

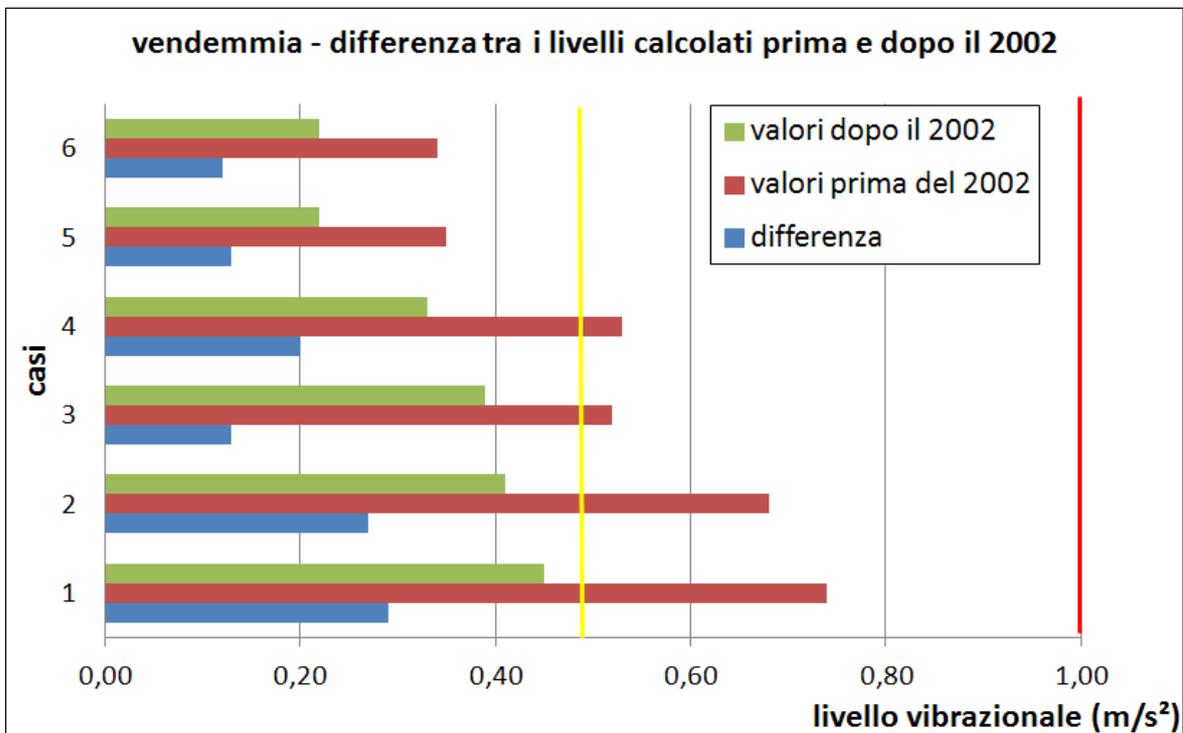


Figura 4.8. Differenza tra il livello vibrazionale medio secondo la Direttiva 44/2002/CEE (valori dopo il 2002) e prima della sua entrata in vigore (valori prima del 2002) per la vendemmia.

Si evince senza alcun dubbio che il metodo di calcolo precedente a quello esposto nella 2002/44/CE evidenzia sempre valori di esposizioni giornalieri maggiori.

La fig. 4.9 riassume quanto affermato precedentemente per i diversi gruppi di operazioni colturali omogenee prese in considerazione nella filiera viticola, dove è presentata la differenza, in valore percentuale, tra i livelli vibrazionali calcolati nelle due condizioni illustrate. Le differenze sono piuttosto nette, tra il 26 ed il 35%, tali da non poter essere trascurate in fase di commento finale. E' particolarmente significativo che sia proprio il trasporto una delle operazioni che ha rivelato la differenza più elevata, perché in tale frangente non prevale in modo chiaro (come accade in parecchi altri casi) il livello vibrazionale in un solo asse (quasi sempre quello verticale), ma le sollecitazioni meccaniche a carico del corpo intero, e quindi del sedile di guida, interessano anche gli assi orizzontali (quelli trasversale e

longitudinale), principalmente a causa delle sconessioni del terreno affrontate ad alta velocità. Non è da trascurare inoltre il contributo del rimorchio sull'asse longitudinale. L'operazione della vendemmia presenta la stessa situazione: i diversi metodi di valutazione portano a risultati completamente diversi, proprio in funzione del diverso peso dato al contributo dei tre assi di percezione.

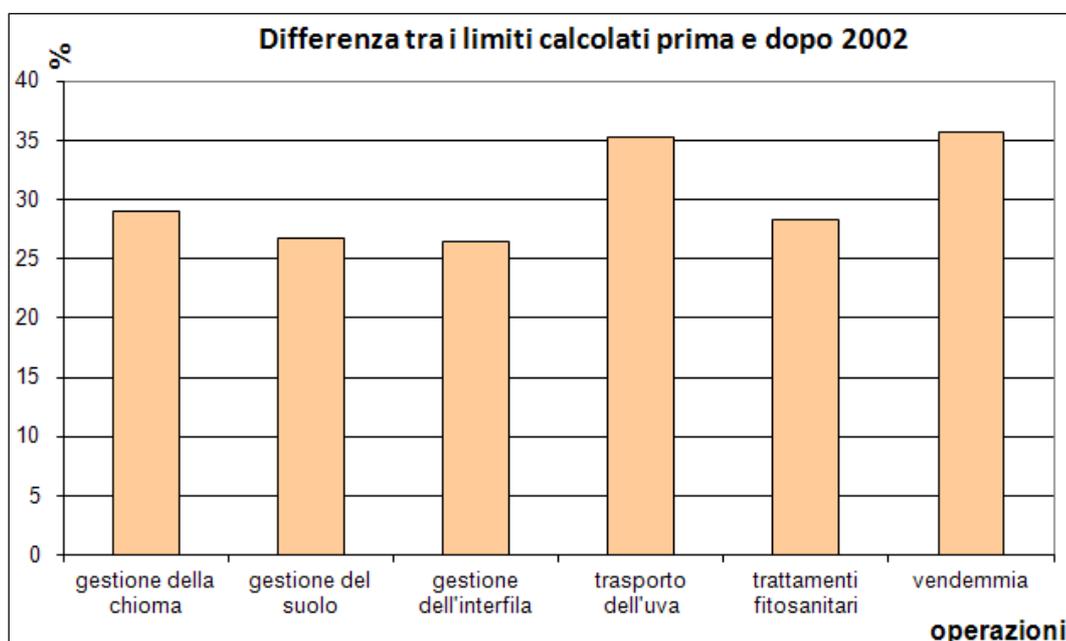


Figura 4.9. Differenza percentuale tra il livello vibrazionale medio secondo la Direttiva 44/2002/CEE e prima della sua entrata in vigore per tutti i gruppi di operazioni omogenee meccanizzate considerate per la filiera viticola.

IV.I.III. Analisi per gruppi di operazioni omogenee

Nelle analisi seguenti si farà sempre riferimento al valore globale RMS, in quanto ritenuto più completo in quanto contiene i dati relativi a tutti e 3 gli assi di percezione. A livello scientifico sembra quindi essere un valore maggiormente indicativo.

Il lavoro di analisi dei risultati è poi stato approfondito considerando i livelli vibrazionali rilevati nelle singole operazioni colturali già precedentemente esplicitate.

Nelle figure che seguono sono presenti tre serie di dati: i valori delle vibrazioni rilevati sull'asse x opportunamente pesati in conformità alla normativa ($1,4 a_{wx}$, in azzurro); i valori pesati relativi all'asse y ($1,4 a_{wy}$, in violetto) e i valore registrati sull'asse z (a_{wz} , in giallo).

Tali dati sono graficamente confrontati con i limiti legislativi vigenti (D.L. 81/08): in giallo viene identificato il valore d'azione ($0,5m/s^2$) ed in rosso viene evidenziato il valore limite ($1 m/s^2$).

Per quanto riguarda la **gestione della chioma**, la fig. 4.10 mostra come le vibrazioni nell'asse z, quello verticale (che sono quelle che maggiormente interessano la colonna vertebrale dell'operatore), evidenziano quasi sempre i valori più alti. Nei quattro casi indagati, l'operazione è stata condotta con cimatrici portate, azionate da trattori con potenza compresa tra 44 e 74 kW. I valori vibrazionali più bassi sono stati registrati nell'unico caso in cui è stato utilizzato un trattore a ruote (cod. 25), dove anche le differenze tra i tre assi vibrazionali sono limitate. Negli altri casi si denota un deciso superamento del valore d'azione. 3 misure sono molto vicine a $1 m/s^2$, e una addirittura lo supera, anche se di poco. I livelli sui due assi orizzontali (x e y) sono sempre inferiori, e non si nota una decisa prevalenza di uno rispetto all'altro; evidentemente, le oscillazioni e le vibrazioni provocate sia dal trattore che dall'attrezzo (di solito montato lateralmente rispetto alla motrice) non si sviluppano chiaramente in una direzione rispetto all'altra, ma sono la somma delle sollecitazioni provocate dalla percorrenza del trattore sul terreno sconnesso, sommate alle vibrazioni degli organi lavoranti della cimatrice. Da notare infine che in 3 casi su 4 tutti i valori risultano essere sopra il valore d'azione, quindi con indicazione di intervento per limitare il disturbo.

Anche per le operazioni riguardanti la **gestione del suolo** (fig. 4.11), i livelli vibrazionali sono stati rilevati in 4 aziende. Si nota come nei casi delle aziende 5 e 16 i valori rilevati siano molto bassi rispetto agli altri due casi e inferiori al valore d'azione. Nelle aziende 19 e 22, invece, le misurazioni sono molto più alte e in un caso superano addirittura il valore limite sull'asse verticale (z) di oltre il 20%. In tutte le situazioni esaminate sono stati impiegati attrezzi portati (zappatrice ed erpice a denti elastici), mentre un particolare importante da tenere presente in questo casi è che i trattori utilizzati erano tutti cingolati, con potenze comprese tra

53 e 85 kW. Da precisare inoltre che nell'unico caso in cui è stata eseguita l'erpicoltura (cod. 22) si sono evidenziati livelli di vibrazione più elevati rispetto agli altri 3, nei quali è stata effettuata una zappatura. A prescindere dalle condizioni d'uso del trattore cingolato, che potrebbero da sole giustificare la situazione più critica, si deve sottolineare che per il suo tipico modo di operare, l'erpice a denti folli provoca vibrazioni certamente più alte rispetto alla zappatrice.

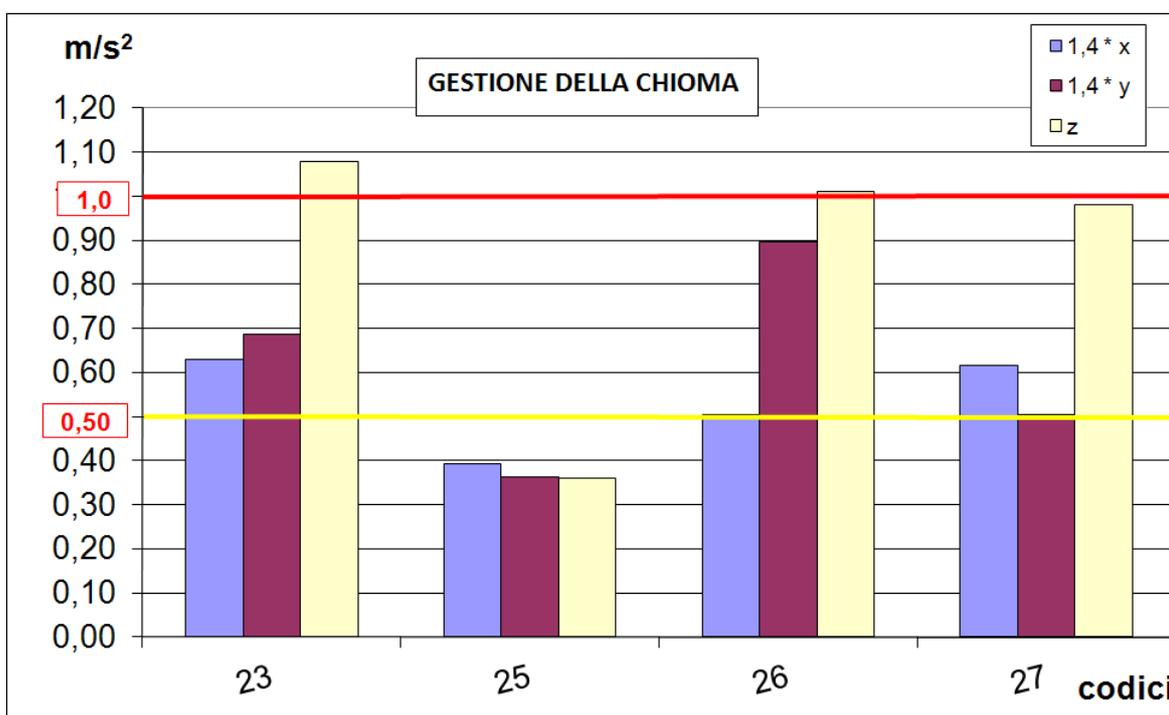


Figura 4.10. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante la cimatura della vite, in 4 differenti aziende viticole (cod. 23, 25, 26 e 27).

Le notevoli differenze tra i primi due casi e i restanti due sono dovute anche alle varie condizioni operative, e in particolare alla velocità di avanzamento: il mezzo cingolato avanza infatti normalmente a velocità molto basse, ideali per una zappatura, mentre l'esecuzione di un'erpicoltura, specie con un attrezzo a denti folli, è sempre eseguita ad un'andatura più sostenuta, tale da provocare da parte della motrice a cingoli molte più vibrazioni.

Ulteriore conferma di questa ipotesi è che nei due casi più critici l'asse verticale (z) è quello con i valori di accelerazione più elevati, mentre nei due con livelli più

bassi è l'asse y (quello trasversale) ad evidenziare la situazione peggiore, seppur con valori al di sotto anche del valore di azione.

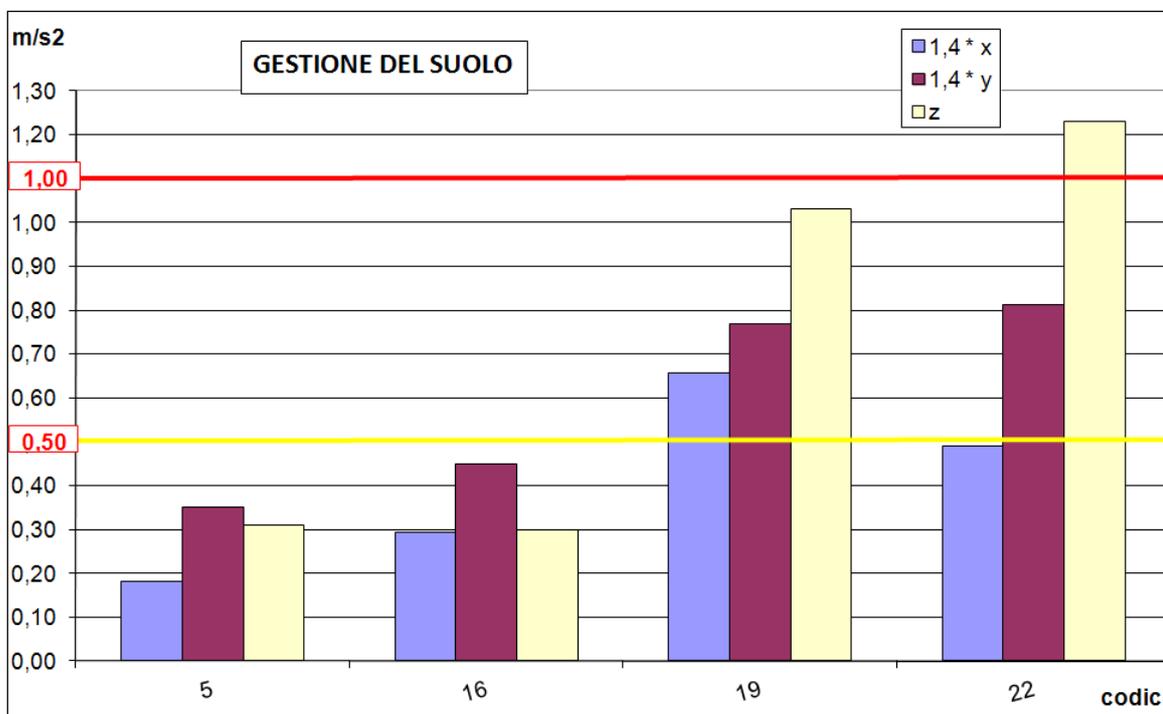


Figura 4.11. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante la zappatura (cod. 5, 16 e 19) e l'erpicazione (cod. 22) nell'interfilare di vigneti.

Nella **gestione dell'interfila** del vigneto, sono state considerate la trinciatura dei sarmenti, la spollonatura ed il taglio dell'erba, con rilevazioni che hanno interessato un buon numero di situazioni operative (13). Specie per quanto riguarda il taglio dell'erba, infatti, si tratta di un'operazione svolta praticamente in tutte le aziende che praticano l'inerbimento dell'interfilare. Si tratta tra l'altro di una lavorazione eseguita più volte durante l'annata, per contenere lo sviluppo della cotica erbosa, ed evitare che intralci le altre lavorazioni e che possa provocare competizione con le nuove radici superficiali delle piante di vite, specie delle barbatelle dei primissimi anni dopo il trapianto. La fig. 4.12 mostra valori piuttosto omogenei, fatta eccezione per il picco registrato sull'asse verticale nel caso 48 (in cui si registra un dato superiore al valore limite del di oltre l'80%), e un altro paio di situazioni (cod 3 e 47) dove sempre l'asse z ha fatto registrare valori superiori a 1

m/s² (del 7 e del 2% rispettivamente). Peraltro, c'è da sottolineare che in quasi tutti i casi (9 su 13) sempre l'asse verticale mostra un superamento generalizzato della soglia di 0,5 m/s² (dal 2 al 40% circa). I livelli nell'asse longitudinale sono di solito più elevati di quelli sull'asse trasversale: ciò è pienamente comprensibile in relazione alle modalità di funzionamento di trinciasarmenti e trinciaerba da vigneto, che sono tutti basati sulla presenza di un rotore posto trasversalmente alla direzione di avanzamento, dotato di organi lavoranti che quindi sollecitano l'attrezzo (e di conseguenza la motrice) in senso longitudinale.

Dato il sufficiente numero di misure eseguite, in questo caso è stato possibile suddividere le lavorazioni eseguite con attrezzo portato e quelle svolte con operatrice semiportata, allo scopo di verificare se i valori vibrazionali evidenziassero delle differenze. Le operatrici portate sono fissate all'attacco a tre punti azionato dal sollevatore e scaricano quindi interamente il loro peso sulla motrice; quelle invece semiportate scaricano in parte il loro peso sugli organi di appoggio, e pertanto potrebbero trasmettere in modo diverso il loro input vibrazionale al posto di guida. In un solo caso infine (cod. 18) è stata utilizzata un'attrezzatura trainata. Con attrezzi portati, solo in due casi viene superato il valore d'azione (cod. 29 e 46), ma in generale i livelli non si avvicinano mai al valore limite (fig. 4.13).

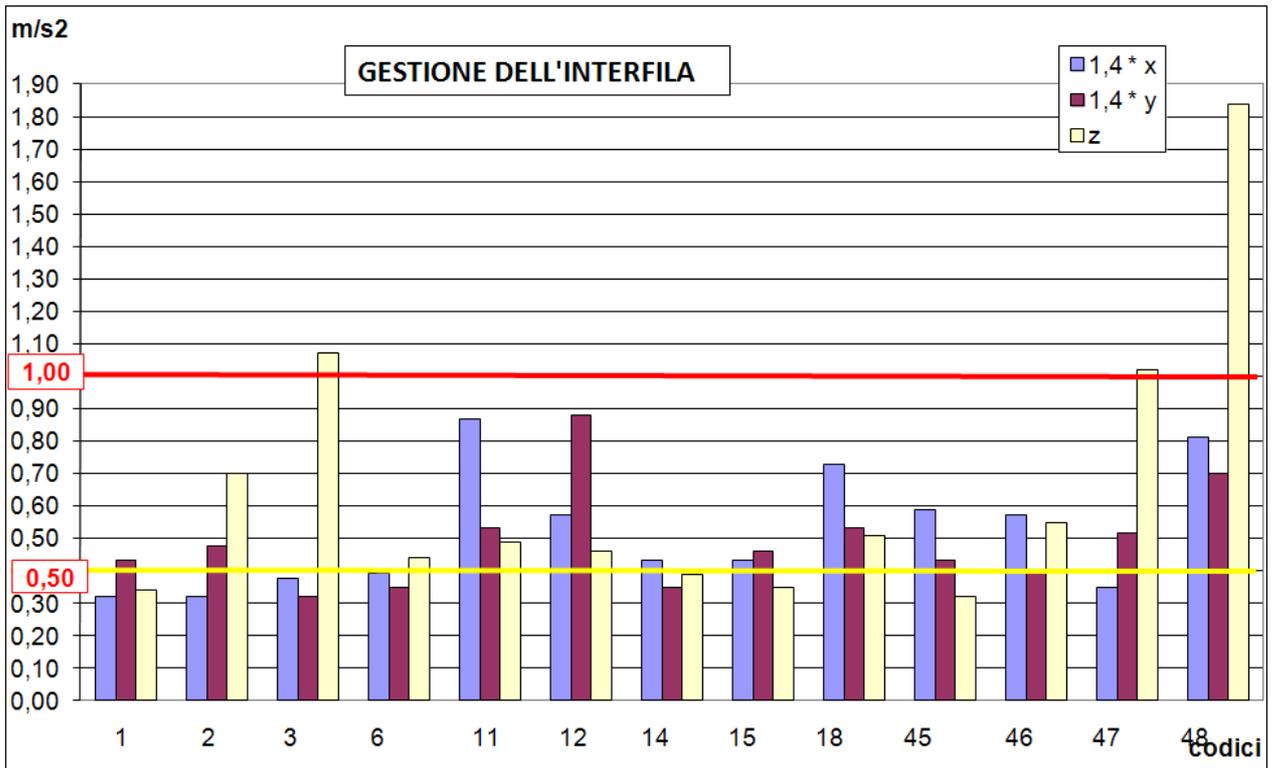


Figura 4.12. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante operazioni relative alla gestione dell'interfila, tipicamente trinciatura dei sarmenti e dell'erba.

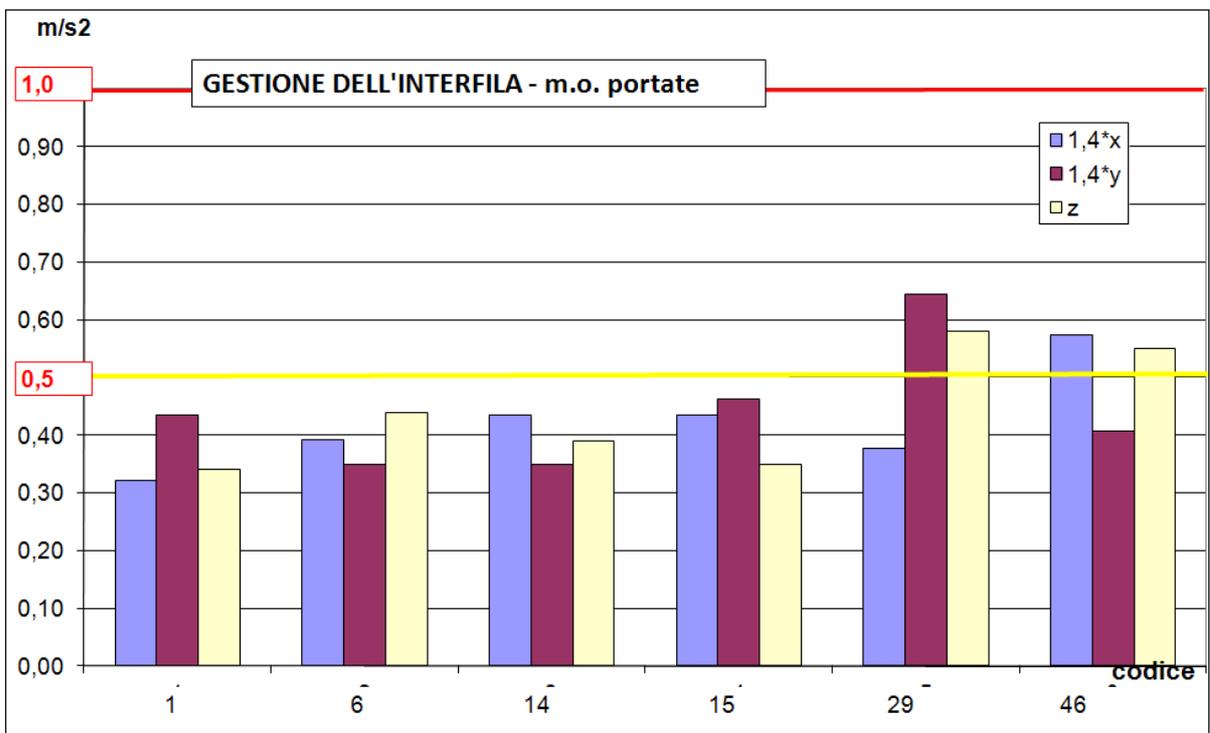


Figura 4.13. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante operazioni relative alla gestione dell'interfila condotte con *attrezzi portati*.

La situazione invece è peggiore nel caso di operatrici semiportate: in tutti i casi valutati il dato di almeno uno dei tre assi (non sempre quello verticale) supera il valore d'azione e solo in tre casi i rilievi sull'asse z sono inferiori alla soglia dello $0,5 \text{ m/s}^2$. In un'azienda (cod. 48) è proprio il dato relativo a questo asse a superare di gran lunga il valore limite, arrivando quasi a $1,9 \text{ m/s}^2$ (fig. 4.14).

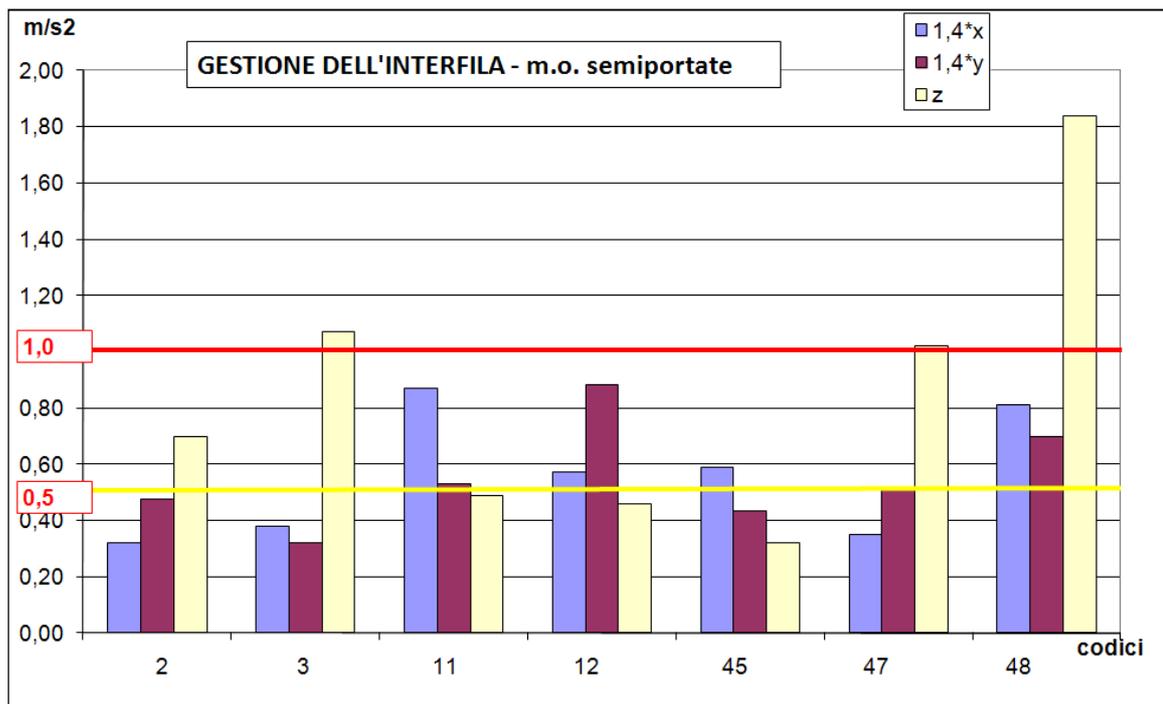


Figura 4.14. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante le operazioni relative alla gestione dell'interfila condotte con *attrezzi semiportati*.

Sempre per la gestione dell'interfila, è stata condotta un'analisi separando i casi in cui è stato impiegato il trattore a ruote, da quelli in cui è stato usato il trattore a cingoli. Tutti i motori avevano una potenza compresa tra 44 e 96 kW circa. Le figg. 4.15 e 4.16 mostrano due situazioni ben distinte (e probabilmente attese). Con trattori a ruote (fig. 4.15), in nessuna situazione viene raggiunto o superato il valore limite, ma comunque nella maggior parte dei casi in almeno uno degli assi il valore d'azione viene oltrepassato. E' peraltro positivo che i rilievi eseguiti sull'asse verticale non evidenzino quasi mai il valore più alto e che in soli due casi sia superiore alla soglia più restrittiva. Sui trattori cingolati, invece, i valori riferiti

all'asse z sono molto più alti (fig. 4.16): superano quasi sempre il limite di $0,5 \text{ m/s}^2$ e in tre casi anche quello di $1,0 \text{ m/s}^2$.

Per la **distribuzione di fitofarmaci** nel vigneto sono stati impiegati trattori compresi tra 50 e i 96 kW circa. Solo in un caso (cod. 8) l'organo di propulsione della motrice è un cingolo: proprio in questa situazione i livelli vibrazionali sono decisamente maggiori, prova che per questa lavorazione è proprio il trattore a generare il disturbo vibrazionale maggiore. Infatti, sugli atomizzatori normalmente utilizzati nel vigneto né la pompa né il ventilatore sono normalmente da considerarsi fonti vibrazionali degne di nota.

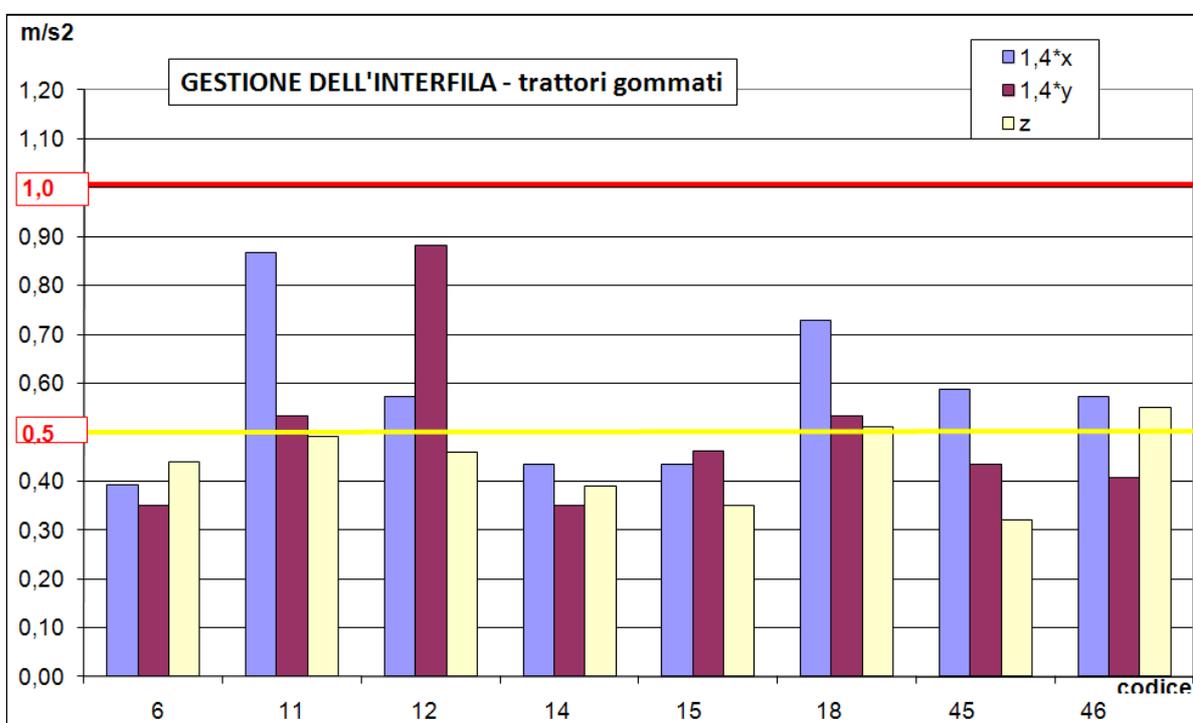


Figura 4.15. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante le operazioni relative alla gestione dell'interfila condotte con *trattori gommati*.

In tutti i casi indagati, comunque, si evidenzia (fig. 4.17) come i livelli di vibrazioni rilevati siano piuttosto elevati, tali da superare la prima soglia di attenzione. È però evidente, che i dati connessi all'asse verticale, di maggior interesse sanitario, siano inferiori a tale livello, tranne nell'evento relativo all'uso di un trattore cingolato da 63 kW.

Le macchine operatrici di cui ci si è serviti nei casi esaminati sono in egual misura portate e trainate: in effetti in circa la metà dei casi (5 su 9) l'asse che ha rivelato i livelli più alti è proprio quello longitudinale (x). Tale dato è riferibile all'accoppiamento del trattore con gli atomizzatori trainati, che si comportano come rimorchi, incrementando la sollecitazione meccanica nella direzione di avanzamento.

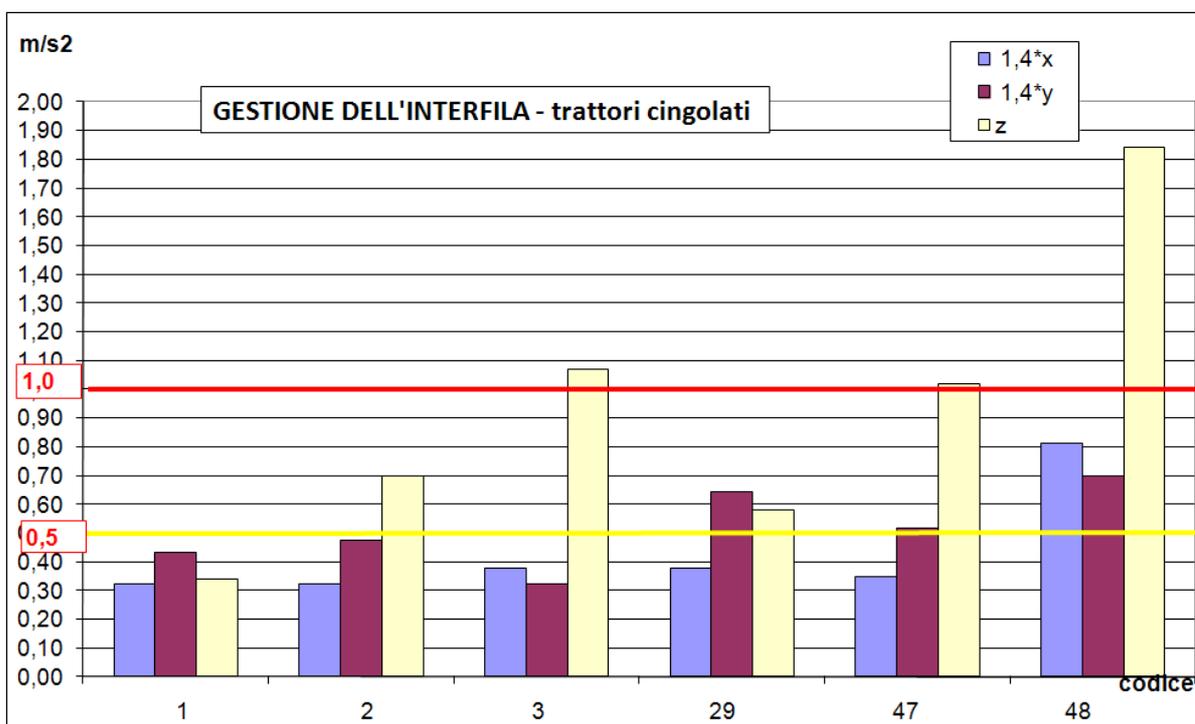


Figura 4.16. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante le operazioni relative alla gestione dell'interfila condotte con *trattori cingolati*.

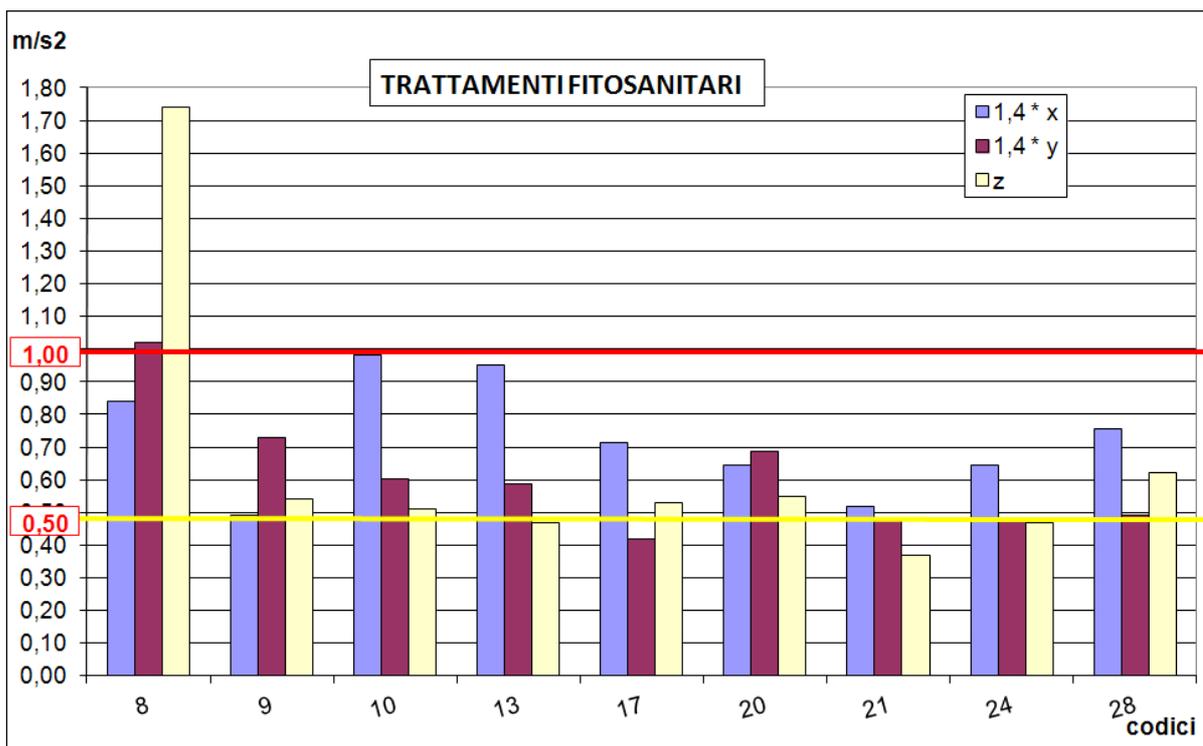


Figura 4.17. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante i *trattamenti fitosanitari* eseguiti.

Per la **raccolta dell'uva** (fig. 4.18) sono stati misurati i livelli vibrazionali a bordo di macchine trainate (cod. 32, 34 e 35) e semoventi (cod. 36, 39 e 40).

In tutti i casi il fenomeno vibratorio risulta essere piuttosto contenuto, in quanto non viene mai raggiunto il livello d'azione di $0,5 \text{ m/s}^2$.

Per quanto riguarda i dati provenienti dalle macchine trainate, l'asse verticale è sempre quello più sollecitato, a causa sicuramente della superficie del terreno piuttosto irregolare. In due casi su tre anche il beccheggio, provocato dalla macchina trainata, e lo spostamento laterale, imputabile anch'esso alla superficie del terreno, fanno registrare livelli di poco superiori allo $0,4 \text{ m/s}^2$.

Le macchine semoventi, invece, mostrano i livelli più bassi, grazie alle caratteristiche strutturali dei mezzi stessi, in cui gli elementi di sospensione garantiscono un elevato livello di comfort. Il fenomeno di beccheggio è molto limitato, data la compattezza della macchina, mentre un po' più evidenti sono l'oscillazione laterale e verticale, data dalla superficie del terreno.

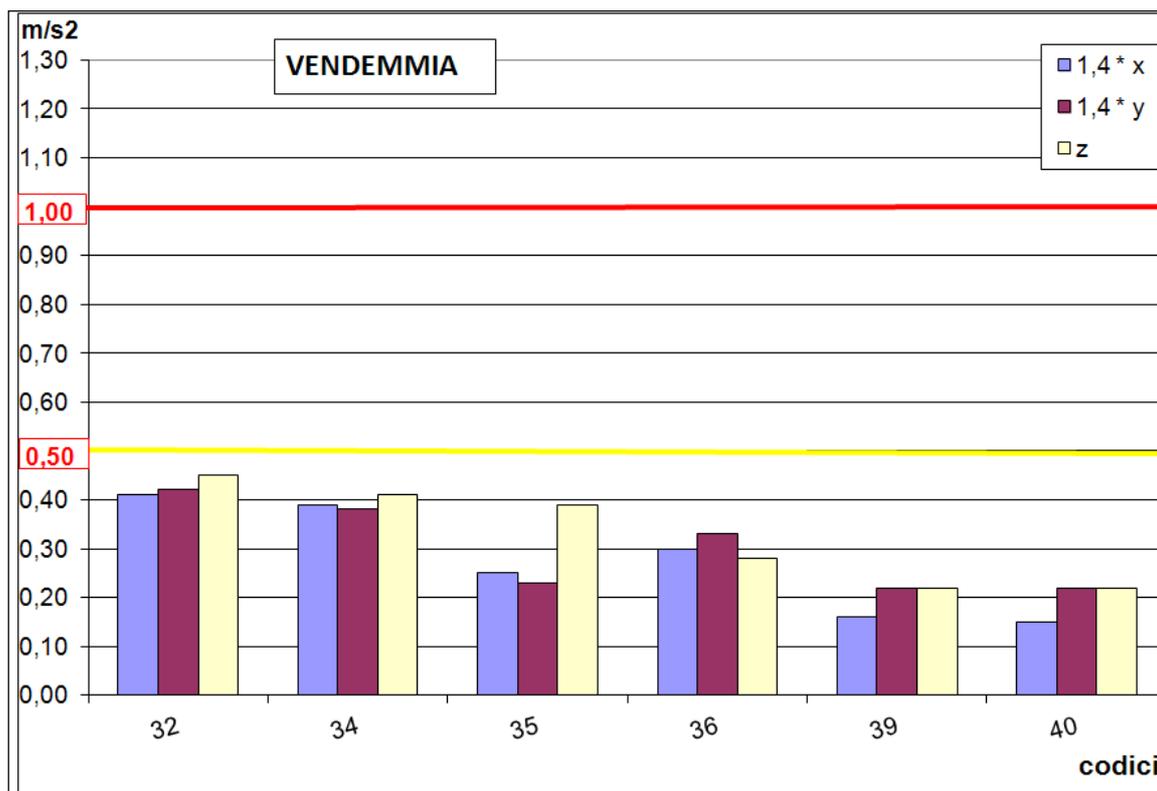


Figura 4.18. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante la vendemmia.

Al termine della raccolta, l'uva viene **trasportata** in cantina grazie a carri di varie dimensioni. Anche questa risulta quindi essere un'operazione cruciale della filiera, soggetta a precise indicazioni per tutelare la qualità del prodotto appena raccolto. I trattori esaminati a cui sono stati accoppiati i rimorchi hanno potenze solitamente superiori a quelle dei modelli utilizzati nel vigneto (nei casi indagati tra 67 e 85 kW) e, date le caratteristiche della mansione da svolgere, forzatamente solo a ruote. Sono stati analizzati solo 4 casi (fig. 4.19), in cui sono stati accoppiati rimorchi monoasse. In 2 casi su 4 i valori registrati sull'asse verticale sono inferiori alla soglia d'azione, mentre solo nel primo caso i valori di tutti e tre gli assi si attestano al di sotto di tale limite. Nello svolgimento di questa mansione conta in modo determinante la velocità di avanzamento e le caratteristiche del percorso effettuato, e pertanto le valutazioni possono (come si è effettivamente rilevato) differire in modo sostanziale una rispetto all'altra. Un dettaglio curioso, che differisce da quanto atteso, è che in tutti i casi i valori vibrazionali sull'asse trasversale (y) sono più alti rispetto a quello longitudinale (x),

essendo quest'ultima normalmente la direzione di maggior disturbo con attrezzature trainate. Evidentemente, le sconnessioni della carreggiata di percorrenza e lo stile di guida dei mezzi hanno influito in modo notevole proprio sui valori registrati nell'asse y.

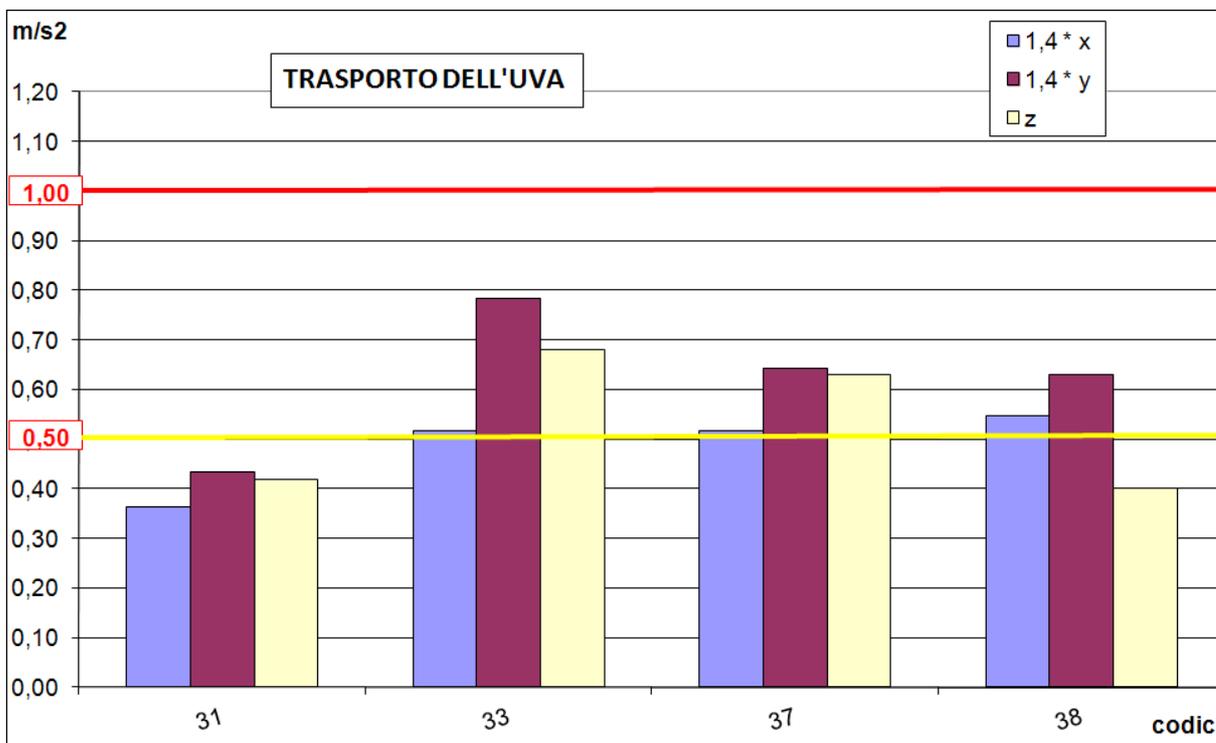


Figura 4.19. Livelli vibrazionali misurati sui tre assi (x, y, z) durante il *trasporto dell'uva* dal vigneto alla cantina.

IV.I.IV. Analisi dell'esposizione dell'operatore

Una fase ulteriore dell'elaborazione dei dati acquisiti ha previsto la valutazione del livello vibrazionale a cui è esposto l'operatore agricolo nella giornata lavorativa, definita nella sua classica durata di 8 ore.

Pertanto, partendo dai valori di accelerazione, opportunamente pesati, rilevati sui 3 assi nelle prove eseguite in campo, si è quantificato il tempo che l'operatore può dedicare ai singoli gruppi di operazioni omogenee in totale sicurezza per la salute, per evitare l'insorgenza delle tipiche patologie da vibrazione.

Allo scopo, è stata calcolata la media aritmetica riferita ai valori vibrazionali registrati presso le varie aziende, nell'ambito delle singole operazioni colturali considerate. Poi, applicando il noto algoritmo (pubblicato anche nel D.L. 187/05 e confermato nel D.L. 81/08), è stato quantificato il tempo per cui quell'operazione può essere eseguita in funzione del raggiungimento del limite d'azione e del valore limite.

I risultati (fig. 4.20) evidenziano in giallo le ore accumulabili prima di raggiungere al valore d'azione ($0,5 \text{ m/s}^2$), mentre in rosso il tempo per il quale è possibile eseguire continuamente la medesima operazione prima di arrivare alla soglia del valore limite (1 m/s^2).

Operazioni come il trasporto e i trattamenti fitosanitari non pongono problemi, nel senso che l'esposizione non risulta critica anche per più di 8 ore di lavoro. La vendemmia è anch'essa un'operazione "virtuosa" se condotta con macchine che favoriscono il comfort dell'operatore. Viceversa, per la gestione del suolo o il taglio dell'erba il tempo limite è compreso tra le 7 e le 8 ore.

Pertanto, la situazione non appare particolarmente critica dal punto di vista del rischio della salute.

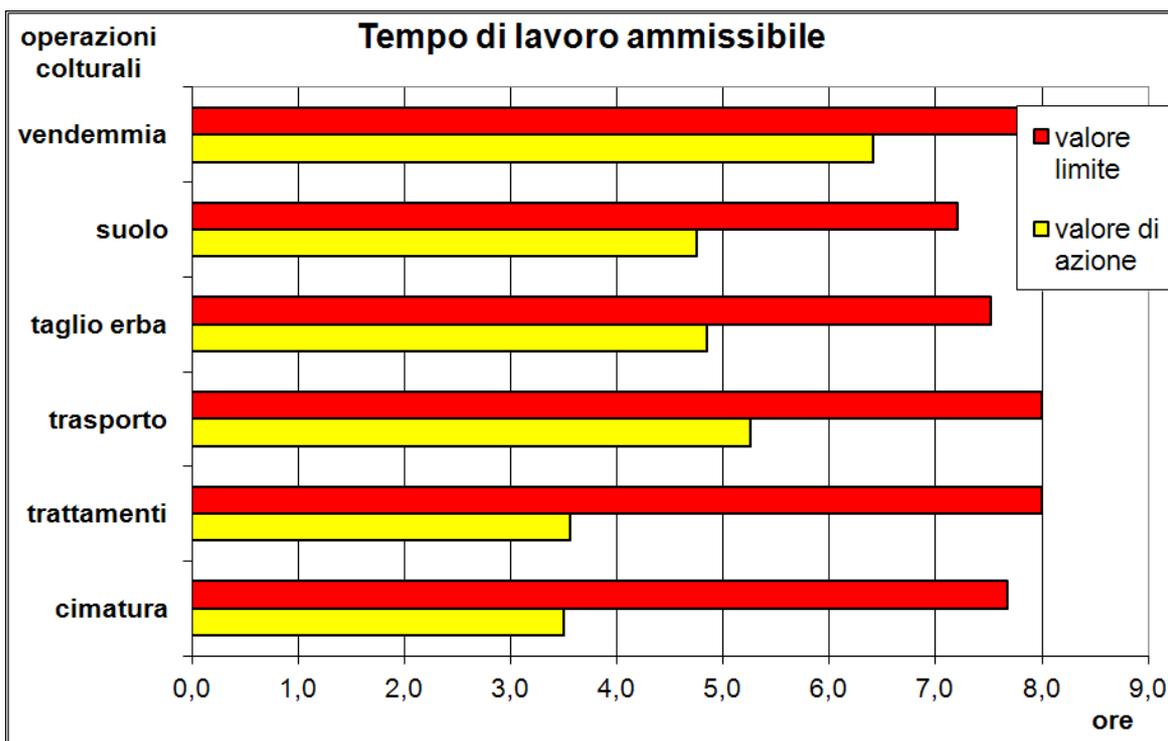


Figura 4.20. Durate temporali tipiche di esposizione a vibrazioni per alcune operazioni colturali tipiche della filiera viticola in riferimento ai due limiti previsti dalle normative.

Il quadro muta invece se la si valuta in riferimento al livello di azione di $0,5 \text{ m/s}^2$, cioè quello oltre il quale è necessario intraprendere misure per il contenimento del disturbo vibrazionale. In tal caso il limite temporale di esposizione si colloca, nella maggior parte dei casi, tra 3,5 e poco più di 5 ore, denotando quindi la stringente necessità di intervenire per migliorare una situazione che potrebbe diventare pericolosa, specie nello svolgimento di alcune operazioni colturali che nel periodo della loro esecuzione richiedono una stringente continuità, dovuta a precise esigenze di tempestività di esecuzione.

La vendemmia, invece, anche in questo frangente, non denota particolari problemi, sempre grazie all'impiego di macchine che limitano la trasmissione delle vibrazioni al conducente.

IV.II. Dati ricavati al banco prova di Treviglio

IV.II.I. Analisi dei terreni di prova

Gli appezzamenti oggetto dei rilievi hanno mostrato un'ampia variabilità per quanto riguarda il compattamento, misurata tramite la resistenza alla penetrazione. La Figura 4.21 mette in evidenza, in particolare, la rilevante sofficità del suolo del sito TI, mentre tutti gli altri hanno evidenziato una sostanziale omogeneità nell'andamento rispetto alla profondità.

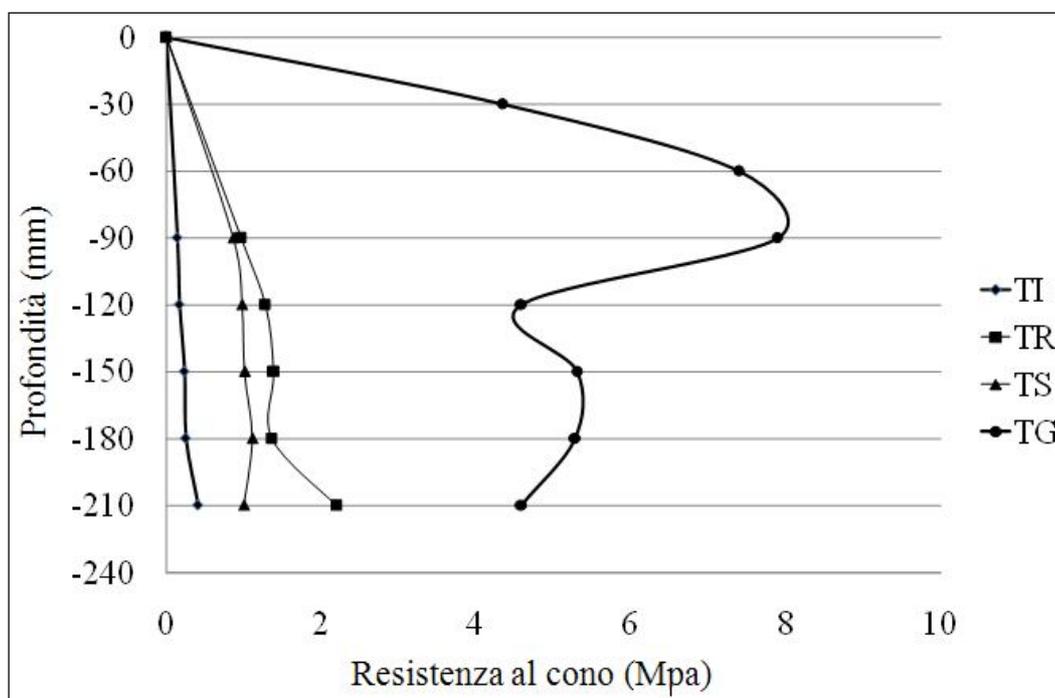


Figura 4.21. Resistenza al penetrometro degli appezzamenti di prova TI, TR, TS, TG.

IV.II.II. Analisi dei livelli vibrazionali rilevati

È stata eseguita un'analisi di confronto tra il livello globale RMS calcolato sulla base dei rilievi eseguiti e i limiti di legge vigenti. Nei grafici seguenti (da fig. 4.22 a fig. 4.35), sono presentati i livelli globali RMS calcolati sulla base dei livelli vibrazionali rilevati in campo. Ogni barra del grafico corrisponde alla media delle ripetizioni eseguite su una determinata superficie, ad una data velocità di avanzamento del cantiere. La linea gialla rappresenta il valore d'azione di 0,5 m/s², mentre quella rossa evidenzia il valore limite di 1 m/s².

Per quanto riguarda la legenda, sono state considerate tre condizioni operative: a, aratura; t, trasporto ed n, ossia l'avanzamento del singolo trattore, senza aratro né zavorra. Le velocità di avanzamento sono 5: 1cn = 4 km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h; 3tn = 6 km/h; 3cn = 7,2 km/h.

L'operazione di **aratura** è stata condotta su terreno inerbito, sciolto e su superficie più o meno accidentata (vedi *Materiali e Metodi*). Si nota una generale situazione di pericolo, data soprattutto dagli elevati livelli di accelerazione sull'asse z, sempre superiori al valore limite.

Su terreno inerbito (fig. 4.22), sia alla velocità più bassa (4 km/h), che a quella più alta (5,2 km/h), il valore globale RMS supera il valore limite di quasi il 10%.

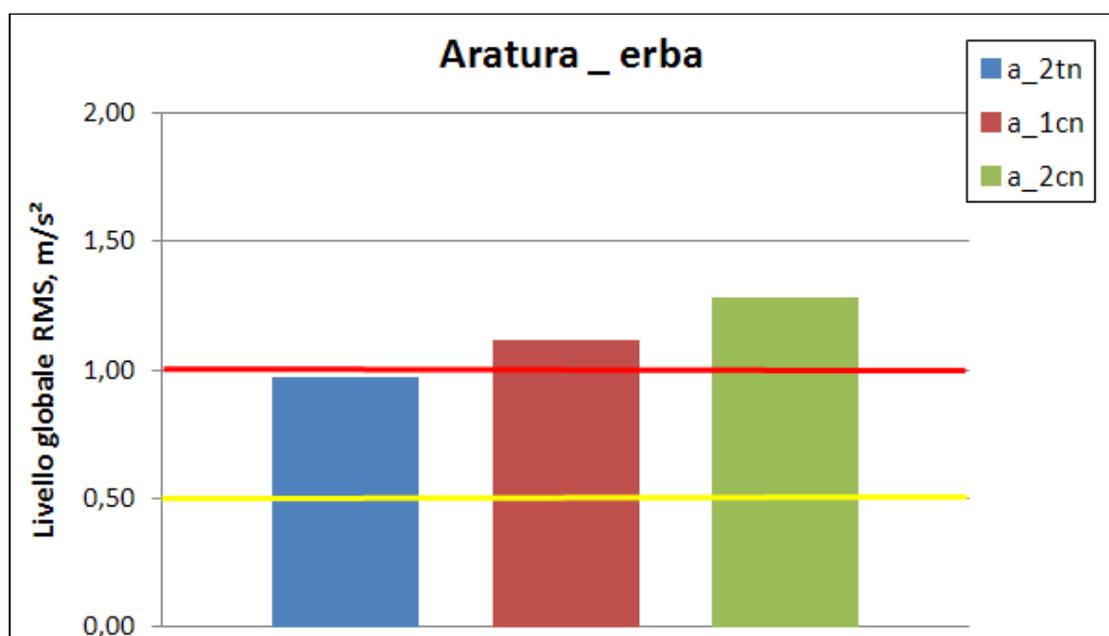


Figura 4.22. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'operazione aratura, condotta su terreno inerbito a velocità diverse (1cn = 4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

Come atteso, nel caso di terreno accidentato la situazione peggiora. Il terreno con profilo maggiormente irregolare (tr) evidenzia valori di accelerazione addirittura superiori a $1,5 \text{ m/s}^2$ e in ogni caso maggiori di almeno l'8% del valore limite. Anche su terreno meno accidentato (ts) il fenomeno vibratorio non migliora: infatti a tutte le velocità considerate viene nettamente superato il valore limite, di almeno il 18%. Anche su terreno sciolto le accelerazioni rilevate raggiungono livelli preoccupanti: solo procedendo alla velocità più bassa (4 km/h), i valori si attestano al di sotto del valore limite, ma in ogni caso superano il primo limite, dello $0,5 \text{ m/s}^2$.

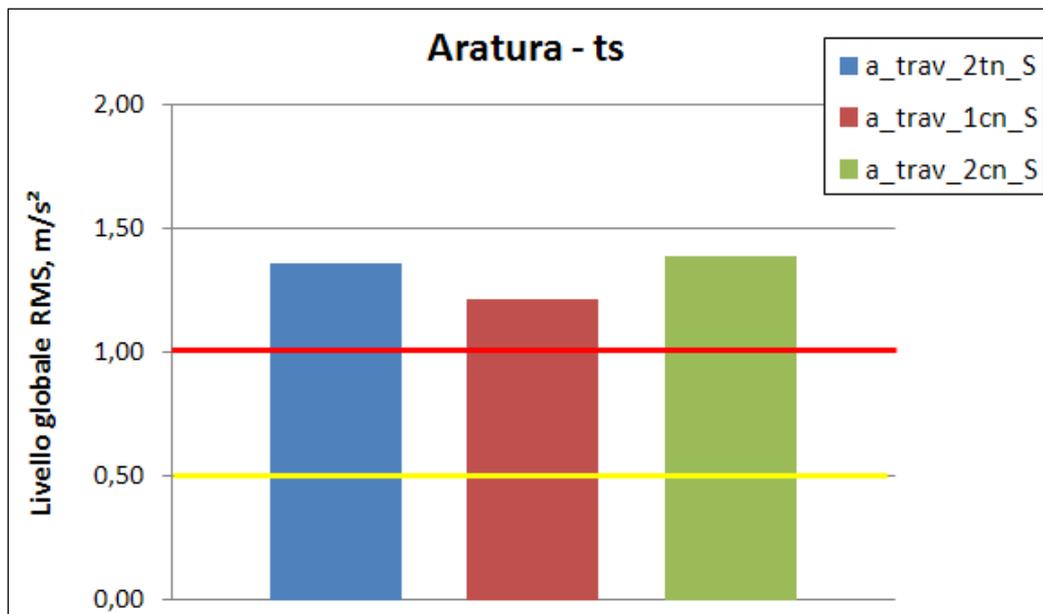


Figura 4.23. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'operazione aratura, condotta su terreno accidentato (ts) a velocità diverse (1cn=4km/h; 2tn=4,5 km/h; 2cn=5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione $0,5 \text{ m/s}^2$ in giallo; valore limite 1 m/s^2 in rosso).

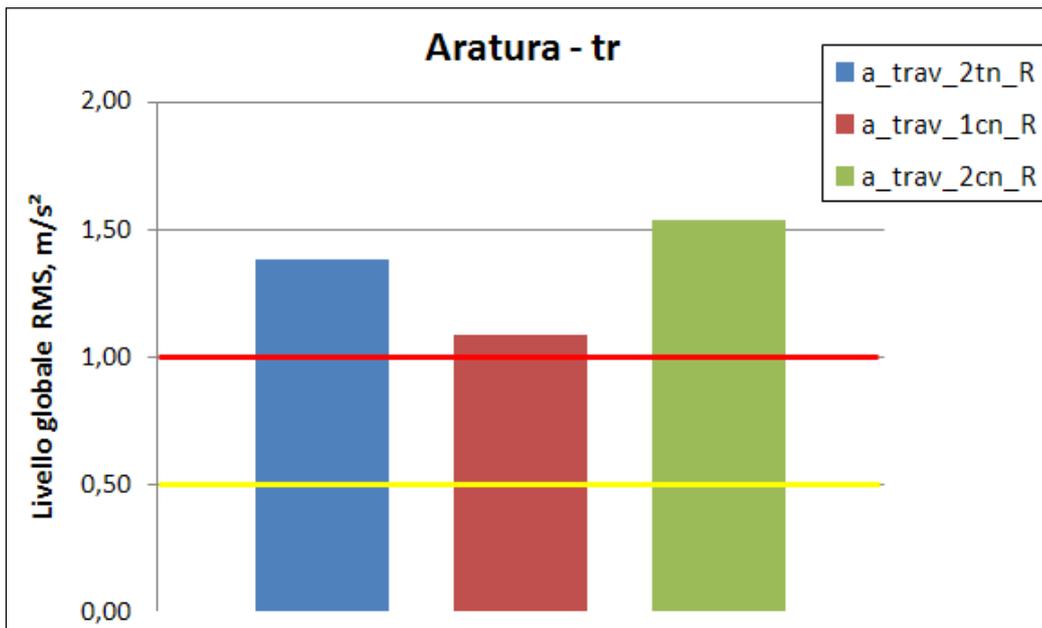


Figura 4.24. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'operazione aratura, condotta su terreno molto accidentato (tr) a velocità diverse (1cn = 4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

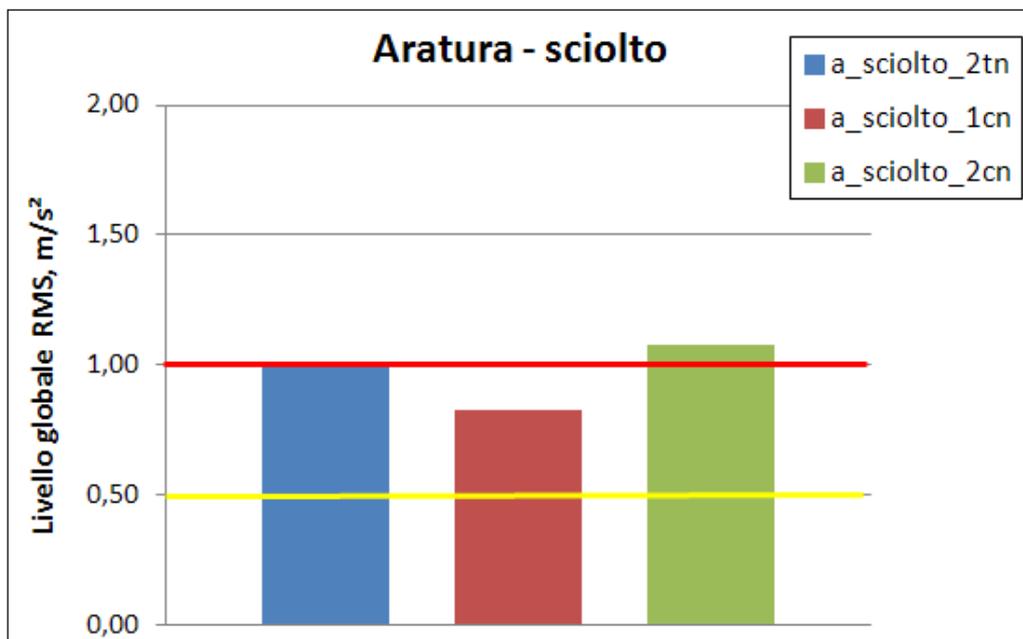


Figura 4.25. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'operazione aratura, condotta su terreno sciolto a velocità diverse (1cn = 4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

Per quanto riguarda il **trasporto**, condotto facendo avanzare il trattore equipaggiato con zavorre anteriori e aratro posteriore, la sola condizione in cui le accelerazioni misurate permangono al di sotto del valore d'azione, indipendentemente dalla velocità di avanzamento (che in questo caso raggiunge anche i 7,2 km/h), è quella in cui il cantiere si muove sulla pista in asfalto. Tale superficie risulta essere uniforme e regolare, quindi la presenza dell'attrezzo non amplifica il fenomeno vibratorio e gli pneumatici riescono a smorzare le oscillazioni.

Anche su terreno inerbito, come nel caso dell'asfalto, il cantiere ha avanzato a 5 velocità differenti. I valori rilevati sono più alti rispetto alla condizione precedente, infatti in 4 casi su 5 il valore d'azione viene superato almeno del 3%. Sono soprattutto le alte velocità (6 e 7 km/h) ad evidenziare le situazioni peggiori, il cui le accelerazioni arrivano a 0,73 e 0,76 m/s².

L'irregolarità del profilo del terreno, unita alle alte velocità, determina situazioni davvero critiche per la salute dell'operatore, che si trova a lavorare con sollecitazioni anche superiori ai 2 m/s², il doppio del limite massimo consentito.

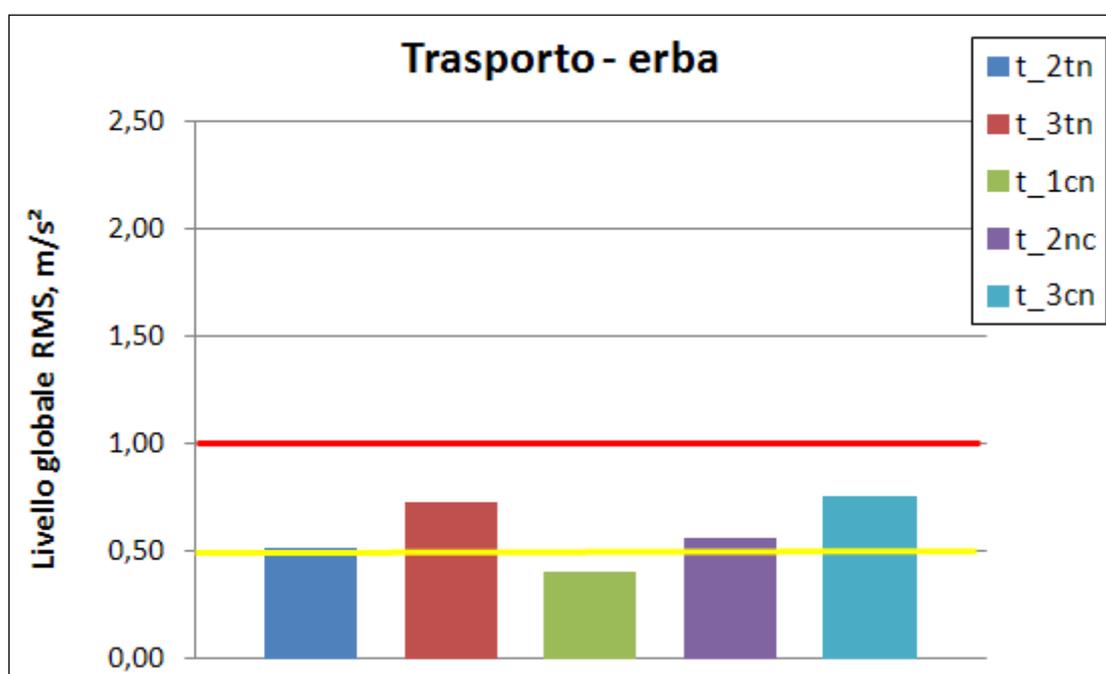


Figura 4.26. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'operazione di trasporto (trattore+zavorra+aratro), condotta su terreno inerbito a velocità diverse (1cn=4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h; 3tn = 6 km/h; 3cn = 7,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

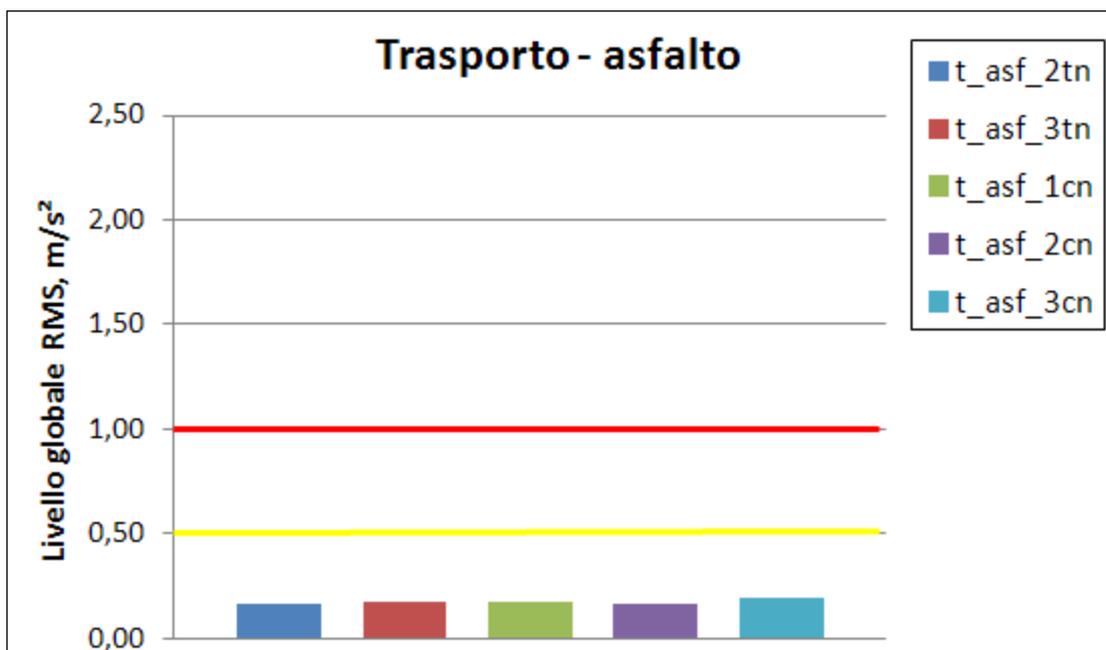


Figura 4.27. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'operazione di trasporto (trattore+zavorra+aratro), condotta su asfalto a velocità diverse (1cn = 4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h; 3tn = 6 km/h; 3cn = 7,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

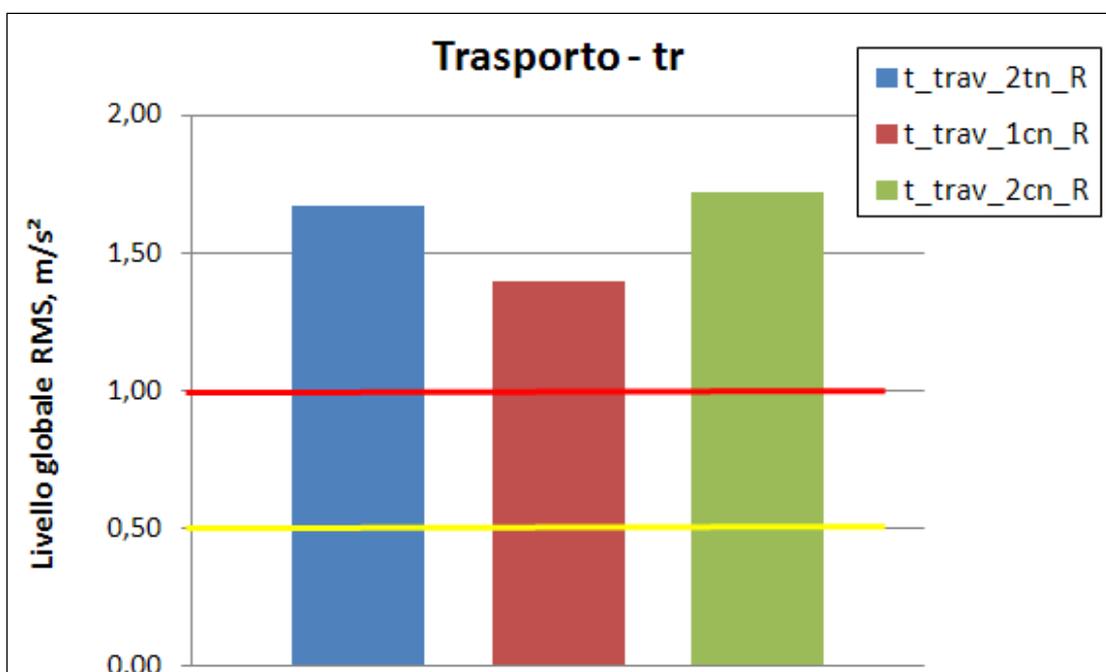


Figura 4.28. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'operazione di trasporto (trattore+zavorra+aratro), condotta su terreno molto accidentato (tr) a velocità diverse (1cn = 4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

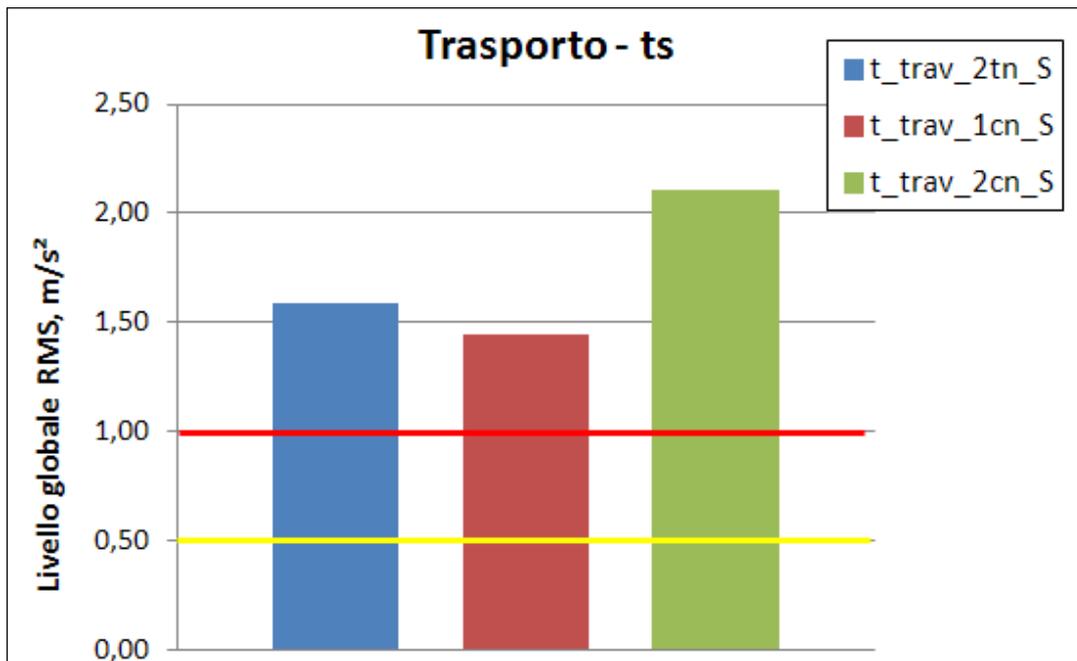


Figura 4.29. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'operazione di trasporto (trattore+zavorra+aratro), condotta su terreno accidentato (ts) a velocità diverse (1cn = 4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

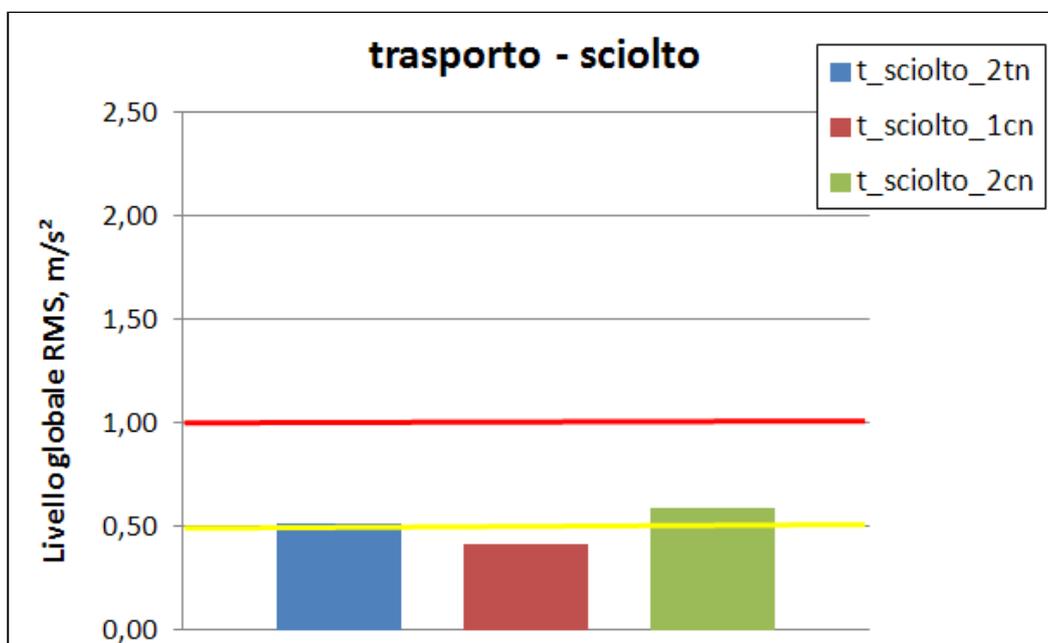


Figura 4.30. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'operazione di trasporto (trattore+zavorra+aratro), condotta su terreno sciolto a velocità diverse (1cn = 4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

L'**avanzamento** del singolo trattore, su una superficie regolare come la pista in asfalto, non crea problemi, in quanto anche alla velocità più alta testata (5,2 km/h), non viene raggiunto neppure il valore d'azione di 0,5 m/s².

Sul terreno inerbato i valori misurati sono più alti, probabilmente a causa delle leggere sconnessioni del profilo. In tale situazione, alle due velocità più alte considerate (4,5 e 5,2 km/h), viene oltrepassato il primo livello di attenzione di circa il 7%, alla velocità più bassa (4 km/h) e del 33% a 5,2 km/h.

Su terreno sciolto il fenomeno vibratorio aumenta ancora rispetto alla configurazione precedente: alle velocità di avanzamento esaminate il valore d'azione viene superato di almeno il 35%, ma resta al di sotto del limite massimo. Anche in questa serie di prove, la situazione muta, in peggio, se le velocità di avanzamento aumentano e il trattore si muove su superfici sconnesse. La massa del trattore, inferiore rispetto alla configurazione del cantiere precedentemente provato, influenza il fenomeno vibratorio. Da queste analisi emerge infatti che diminuendo la massa, le accelerazioni a cui l'operatore è sottoposto aumentano. L'incremento è molto elevato se il profilo del terreno su cui il trattore avanza è accidentato. In figura 4.34 e 4.35 si notano livelli di accelerazione decisamente dannosi per la salute dell'operatore, addirittura oltre i 3,5 m/s².

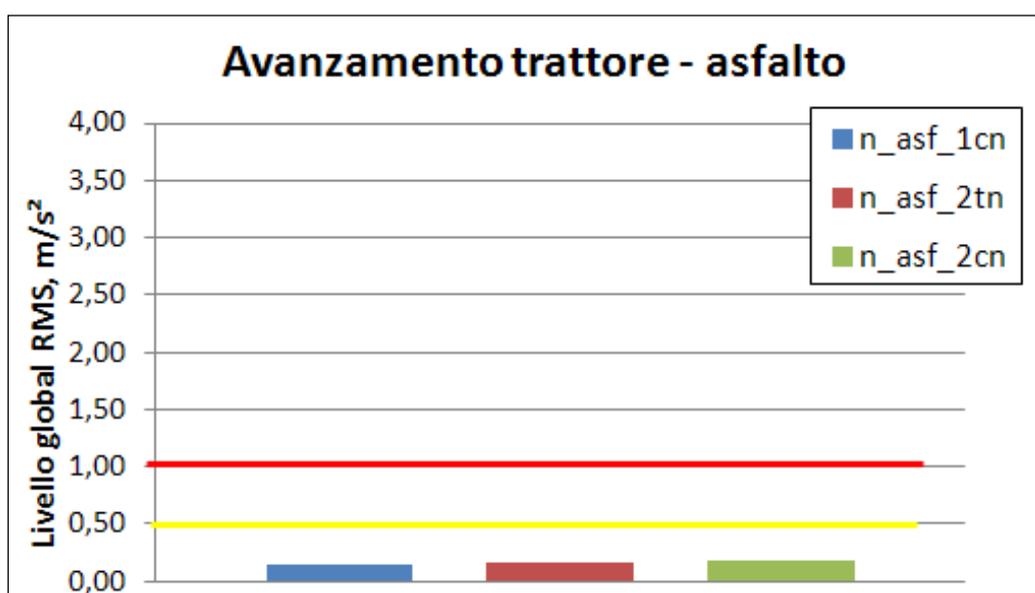


Figura 4.31. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'avanzamento del singolo trattore (senza zavorra e senza aratro), condotto su asfalto a velocità diverse (1cn=4km/h; 2tn=4,5

km/h; 2cn=5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

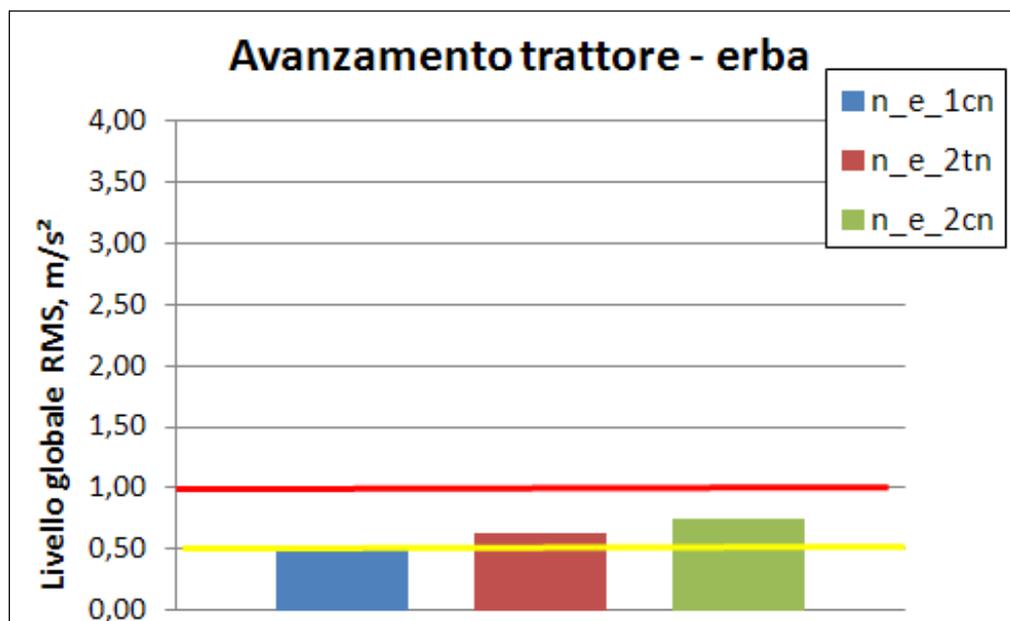


Figura 4.32. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'avanzamento del singolo trattore (senza zavorra e senza aratro), condotto su terreno inerbito a velocità diverse (1cn = 4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

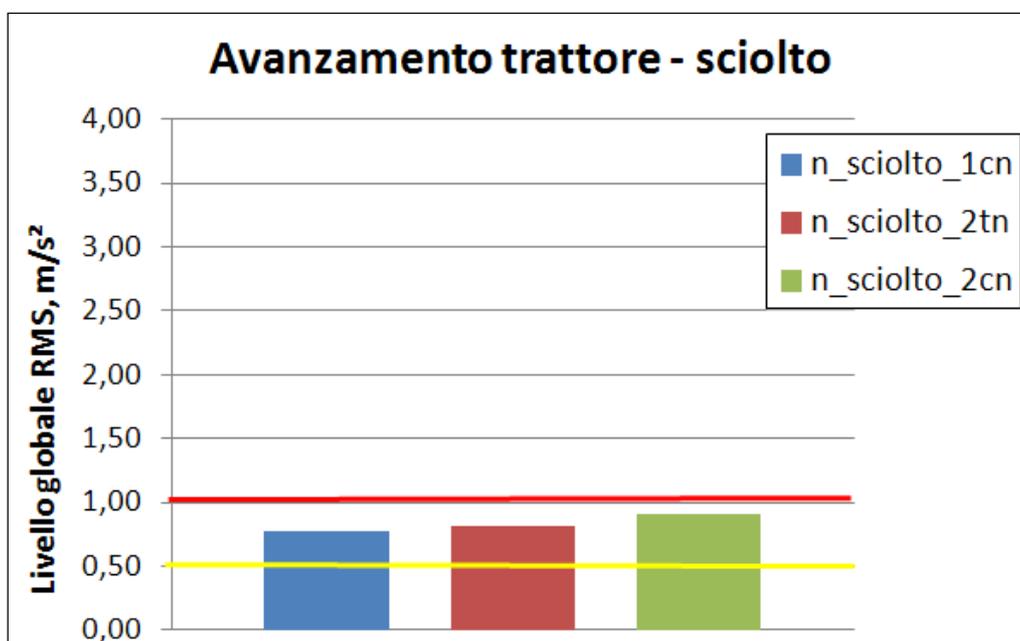


Figura 4.33. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'avanzamento del singolo trattore (senza zavorra e senza aratro), condotto su terreno sciolto a velocità diverse (1cn = 4km/h;

2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

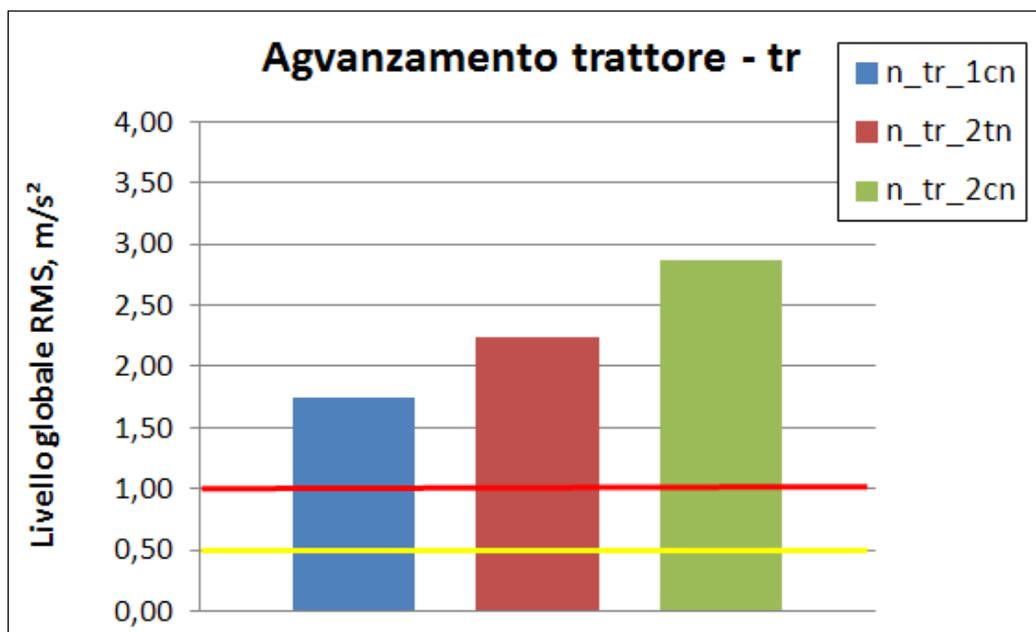


Figura 4.34. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'avanzamento del singolo trattore (senza zavorra e senza aratro), condotto su terreno molto accidentato (tr) a velocità diverse (1cn = 4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

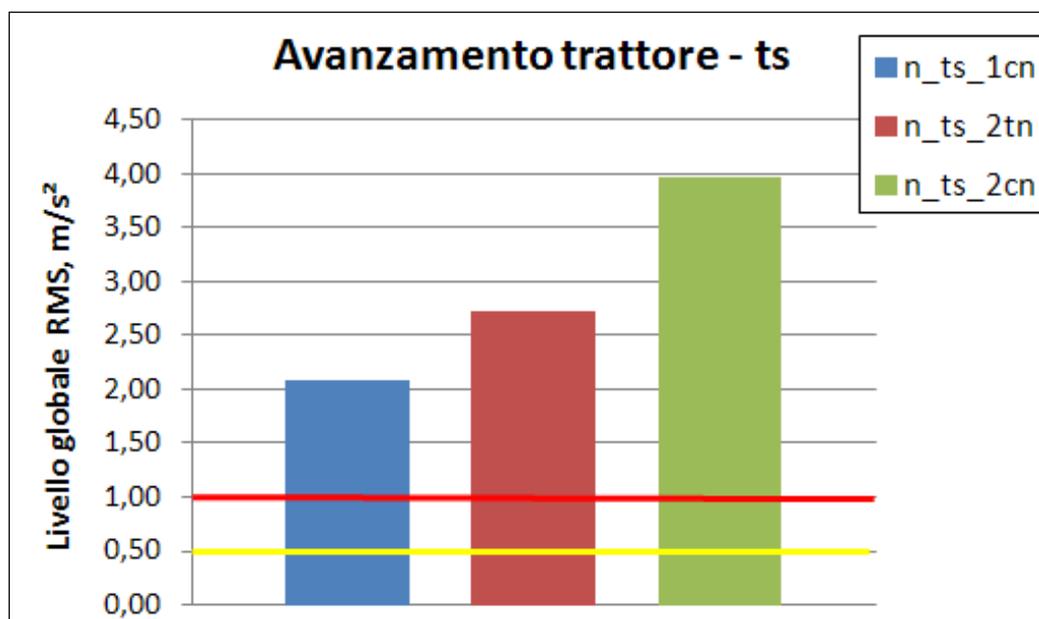


Figura 4.35. Confronto tra il valore globale RMS riferito all'avanzamento del singolo trattore (senza zavorra e senza aratro), condotto su terreno accidentato (ts) a velocità diverse (1cn =

4km/h; 2tn = 4,5 km/h; 2cn = 5,2 km/h) e i limiti imposti dal D.L. 81/08 (valore d'azione 0,5 m/s² in giallo; valore limite 1 m/s² in rosso).

IV.II.III. Analisi del comfort in relazione alla velocità di avanzamento e al tipo di terreno

Per l'analisi del comfort dell'operatore si fa riferimento alla ISO 2631 del 1997, in quanto in essa viene sottolineata la differenza tra comfort dell'operatore e safety (sicurezza). Ovviamente i limiti relativi alla sicurezza dell'operatore sono molto più stringenti e severi rispetto a quelli di benessere.

I valori ottenuti con l'analisi del comfort mostrano un range molto ampio che va da un valore minimo di 0,198 m/s², rilevato alla velocità più bassa, fino a 4,70 m/s², registrato su asfalto con trattore a vuoto alla velocità massima. Per valutare il significato di questi risultati è necessario ricordare che secondo la ISO 2631 può essere considerata come confortevole un'esposizione fino a 0,63 m/s², non confortevole fino a 1,6 m/s² ed estremamente scomoda oltre 2,0 m/s².

Tutta la gamma di valori viene presentata nella tabella 4.4.

Tabella 4.4. Valori di comfort misurati (m/s²).

Test	S1	S2	S3
n_TG	0,66	0,77	0,90
n_TA	0,20	0,22	0,24
n_TS	2,64	3,42	4,70
n_TR	2,27	2,84	3,53
n_TI	0,91	0,96	1,06
t_TG	0,51	0,63	0,71
t_TA	0,31	0,26	0,26
t_TS	1,88	2,00	2,53
t_TR	1,83	2,12	2,07
t_TI	0,58	0,69	0,76
p_TG	0,90	1,22	1,65
p_TA	‡	‡	‡
p_TS	1,44	1,66	1,74
p_TR	1,32	1,72	1,87
p_TI	0,83	1,00	1,08

† I valori sono espressi in m/s²

‡ non disponibile

L'analisi grafica (figura 4.36) dei dati offre una visione immediata della distribuzione. Se si considera il grafico fino ad un limite sull'asse y di 2,0 m/s² (considerato come estremamente scomodo), i dati appaiono completamente casuali.

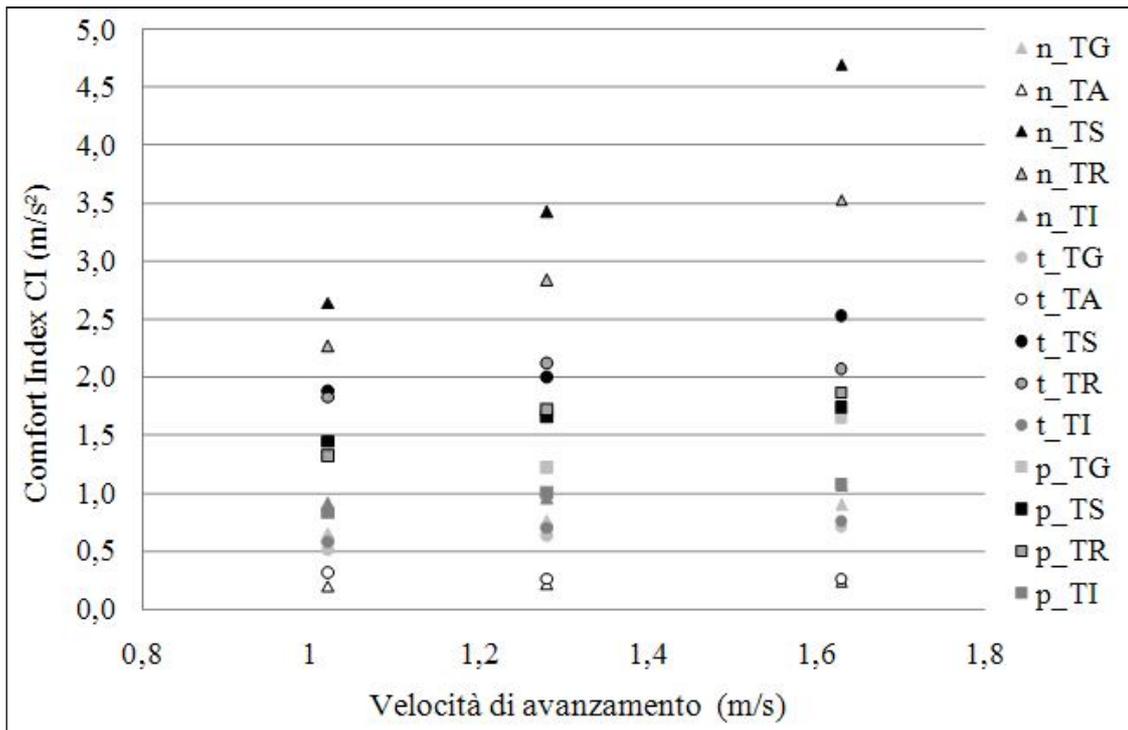


Figura 4.36. Valori di CI riferiti alla velocità di avanzamento.

L'analisi dell'influenza dei fattori richiede di valutare eventuali correlazioni per analizzare gli indicatori.

Dall'analisi dei dati è stata eseguita una distinzione tra superfici che presentano bassa rugosità R0": TA, TI, TG; e superfici con elevata rugosità "R1": TS, TR.

I valori di comfort in aratura (p_Tx) partono da un minimo di 0,828 m/s², ottenuto su TI a S1, e arrivano ad un massimo di 1,866 m/s², su TR a S3. Essi aumentano con la velocità, ma la differenza massima tra tutti i valori è ≈ 1 m/s².

Il fattore di rugosità (R) interessa tutte le prove e presenta valori a partire da 0,198 m/s² a 0,314 m/s² su asfalto, ma da 2,64 m/s² a 4,697 m/s² su TS.

Questa considerazione è sufficiente per mostrare l'influenza della rugosità, ma, soprattutto, è possibile vedere la differenza tra i valori dei dati dalle superfici con bassa rugosità "R0" (TA, TI, TG) a quelli con elevata rugosità "R1" (TS, TR). La condizione R0 presenta valori da 0,198 m/s² a 0,63 m/s² (TI, S3), mentre i valori di R1 iniziano da 1,827 m/s² (TR; S1) per arrivare ad un massimo di 4,697 m/s².

L'influenza dell'impostazione è stata già illustrata per l'aratura, ma è interessante osservare che in condizioni R1 l'impostazione "t" presenta valori da 1,827 m/s² a 2,529 m/s², mentre la condizione di "n" da 2,267 m/s² a 4,697 m/s².

A seguito di queste prime osservazioni, l'analisi può essere completamente illustrata analizzando statisticamente l'influenza delle variabili indipendenti su quelle dipendenti. Il percorso seguito è riportato in tabella 4.5.

Tabella 4.5. Schema adottato per l'analisi della varianza.

Variable	Code	Surface				
		TA	TI	TG	TR	TS
Durezza	H	1	0	1	0	0
Irregolarità	R	0	0	0	1	1
Velocità (0=S1; 1=S2; 2=S3)	S	0; 1; 2	0; 1; 2	0; 1; 2	0; 1; 2	0; 1; 2
Configurazione (0=n; 1=t; 2=p)	M	0; 1	0; 1; 2	0; 1; 2	0; 1; 2	0; 1; 2

L'analisi di varianza è stata eseguita sia sui dati relativi al sedile, che su quelli registrati sulla schiena, sul Ride Number, e per ogni asse di percezione. I risultati sono riportati in dettaglio in tabella 4.6.

Tabella 4.6. Risultati dell'analisi della varianza.

	M	R	H	S	Replication
RN	4,39 ^{***}	1,17 ^{***}	0,96 ^{***}	0,22 ^{**}	0,03 ^{ns}
Sedile	3,06 ^{***}	0,87 ^{***}	0,82 ^{***}	0,18 ^{**}	0,01 ^{ns}
Schiena	1,41 ^{***}	0,33 ^{***}	0,18 ^{**}	0,06 [*]	0,02 ^{ns}
x sedile	0,04 ^{***}	0,20 ^{***}	0,43 ^{***}	0,02 [*]	0,00 ^{ns}
y sedile	0,82 ^{***}	0,18 ^{***}	1,18 ^{***}	0,05 [*]	0,01 ^{ns}
z sedile	2,65 ^{***}	0,47 ^{***}	0,01 ^{ns}	0,10 ^{***}	0,00 ^{ns}
x schiena	1,76 ^{***}	0,31 ^{***}	0,08 [*]	0,05 [*]	0,02 ^{ns}
y schiena	0,84 ^{***}	0,35 ^{***}	0,78 ^{***}	0,02 ^{ns}	0,03 ^{ns}
z schiena	2,48 ^{***}	0,47 ^{***}	0,07 [*]	0,24 ^{***}	0,01 ^{ns}

***=0.001; **=0.01; *=0.05; •=0.1; n.s.=non significativo

Essa mostra una significativa influenza di tutte le variabili indipendenti. Tuttavia, è necessario formulare le osservazioni che seguono.

L'impostazione "n" mostra i dati migliori di comfort su asfalto ($0,20 \text{ m/s}^2$), ma i peggiori su terreni accidentati ($4,70 \text{ m/s}^2$). L'impostazione "p" fornisce valori da $0,83 \text{ m/s}^2$ a $1,65 \text{ m/s}^2$, con condizione R0 e da $1,32 \text{ m/s}^2$ a $1,87 \text{ m/s}^2$ con R1.

A seguito di questi dati, è stata eseguita l'analisi della varianza per valutare l'interazione tra variabili.

I risultati sono riportati in tabella 4.7.

Tabella 4.7. Analisi della varianza per i risultati di primo ordine.

	M x R	M x H	M x S	R x S	R x H	H x S
RN	0,028 ^{ns}	0,566 ^{***}	0,034 [*]	0,013 ^{ns}	1,079 ^{***}	0,054 [*]
Sedile	0,085 ^{***}	0,346 ^{***}	0,017 [*]	0,0073 ^{ns}	0,725 ^{***}	0,025 [*]
Schiena	0,013 ^{ns}	0,238 ^{***}	0,017 [*]	0,005 ^{ns}	0,259 ^{***}	0,0317 [*]
x sedile	0,001 ^{ns}	0,122 ^{***}	0,002 ^{ns}	0,001 ^{ns}	0,164 ^{***}	0,012 ^{**}
y sedile	0,018 [*]	0,187 ^{***}	0,019 ^{**}	0,0001 ^{ns}	0,195 ^{***}	0,011 [*]
z sedile	0,002 ^{ns}	0,059 ^{***}	0,006 ^{ns}	0,01 [*]	0,545 ^{***}	0,008 ^{ns}
x schiena	0,012 ^{ns}	0,262 ^{***}	0,017 ^{ns}	0,007 ^{ns}	0,226 ^{***}	0,045 ^{***}
y schiena	0,021 ^{ns}	0,334 ^{***}	0,013 ^{ns}	0,0009 ^{ns}	0,297 ^{***}	0,013 ^{ns}
z schiena	0,0026 ^{ns}	0,088 ^{***}	0,02 ^{**}	0,0065 ^{ns}	0,517 ^{***}	0,008 ^{ns}

***=0.001; **=0.01; *=0.05; •=0.1; n.s.=non significativo

I livelli vibrazionali ottenuti variano da un minimo di $0,20 \text{ m/s}^2$, su pista asfaltata, per il trattore solo a vuoto e velocità bassa, fino a un massimo di $4,70 \text{ m/s}^2$ (tabella 4.8).

In aratura (pXT) i livelli variano tra $0,83 \text{ (TlxS1)}$ e $1,87 \text{ m/s}^2 \text{ (TRxS3)}$, aumentando logicamente con la velocità, ma contenendo il range in circa 1 m/s^2 . Il fattore di irregolarità del profilo (R) influenza tutti i test, con una variazione tra $0,20$ e $0,31 \text{ m/s}^2$ su pista in asfalto e tra $2,64$ e $4,70 \text{ m/s}^2$ su terreno poco accidentato. Nel dettaglio, le condizioni di irregolarità limitata (R0) ha evidenziato un campo di variazione tra $0,20$ e $1,06 \text{ m/s}^2$, mentre se l'irregolarità è accentuata si va da $1,83$ a $4,70 \text{ m/s}^2$.

Tabella 4.8. Valori vibrazionali globali (m/s^2) rilevati nelle varie combinazioni di prova.

Combinazione di prova	Velocità di avanzamento
-----------------------	-------------------------

	S1 (1,02 m/s)	S2 (1,28 m/s)	S3 (1,63 m/s)
n_TG	0,66	0,77	0,90
n_TA	0,20	0,22	0,24
n_TS	2,64	3,42	4,70
n_TR	2,27	2,84	3,53
n_TI	0,91	0,96	1,06
t_TG	0,51	0,63	0,71
t_TA	0,31	0,26	0,26
t_TS	1,88	2,00	2,53
t_TR	1,83	2,12	2,07
t_TI	0,58	0,70	0,76
p_TG	0,91	1,22	1,65
p_TS	1,45	1,66	1,74
p_TR	1,32	1,72	1,87
p_TI	0,83	1,00	1,08

Lo studio dei dati può essere più compiutamente eseguito con l'analisi statistica, in particolare sul modo in cui le variabili indipendenti influenzano quelle dipendenti (tabella 4.9).

L'analisi della varianza è stata effettuata sui livelli vibrazionali (globali e per singolo asse) rilevati sulla seduta e sullo schienale del sedile (tabella 4.10), ed evidenziano un'influenza significativa delle variabili indipendenti.

Tabella 4.9. Combinazioni analizzate per l'analisi delle varianze.

Variabili	Superficie				
	TA	TI	TG	TR	TS
Durezza (H)	1	0	1	0	0
Rugosità (R)	0	0	0	1	1
Velocità (S)	S1, S2, S3				
Opertazioni (n, t, p)	n, t	n, t, p			

Tabella 4.10. Risultati dell'analisi della varianza, dove: *=0.001; **=0.01; *=0.05; •=0.1; n.s.=non significativo.**

	M	R	H	S	Replica
RN	4,39 ^{***}	1,17 ^{***}	0,96 ^{***}	0,22 ^{**}	0,03 ^{ns}
Globale seduta	3,06 ^{***}	0,87 ^{***}	0,82 ^{***}	0,18 ^{**}	0,01 ^{ns}
Globale schienale	1,41 ^{***}	0,33 ^{***}	0,18 ^{**}	0,06 [*]	0,02 ^{ns}
Asse x seduta	0,04 ^{***}	0,20 ^{***}	0,43 ^{***}	0,02 [*]	0,00 ^{ns}
Asse y seduta	0,82 ^{***}	0,18 ^{***}	1,18 ^{***}	0,05 [*]	0,01 ^{ns}
Asse z seduta	2,65 ^{***}	0,47 ^{***}	0,01 ^{ns}	0,10 ^{***}	0,00 ^{ns}

Asse x schienale	1,76 ^{***}	0,31 ^{***}	0,08 [*]	0,05 [*]	0,02 ^{ns}
Asse y schienale	0,84 ^{***}	0,35 ^{***}	0,78 ^{***}	0,02 ^{ns}	0,03 ^{ns}
Asse z schienale	2,48 ^{***}	0,47 ^{***}	0,07 [*]	0,24 ^{***}	0,01 ^{ns}

Riportando i valori del Comfort Index (CI) in grafico (Figura 4.37) è possibile individuare 4 macro aree (denominate da A a D) che evidenziano significative differenze; in particolare, l'area A è caratterizzata da una limitata irregolarità del profilo del terreno (R0), all'interno della quale il contributo della velocità di avanzamento ha un andamento lineare. L'area B si identifica esclusivamente per il fattore p, cioè l'operazione di aratura. Le aree C e D sono quasi esclusivamente influenzate dall'elevata irregolarità della superficie. Nel dettaglio, l'area C rappresenta di fatto la condizione di zavoratura del trattore (t), mentre la D è condizionata dalla percorrenza del solo trattore, a vuoto (n), dove il contributo rappresentato dalla velocità è confermato.

Sulla base di queste indicazioni, si è proceduto alla quantificazione del peso delle variabili indipendenti, analizzandole tramite la regressione Beta standard (tabella 4.11).

Come atteso, i risultati relativi ai singoli assi indicano un'elevata variabilità, ma è confermata l'influenza dell'allestimento del trattore e del profilo del terreno, soprattutto per i fattori che più possono interessare il comfort dell'operatore (assi z sulla seduta e x sullo schienale e valori globali).

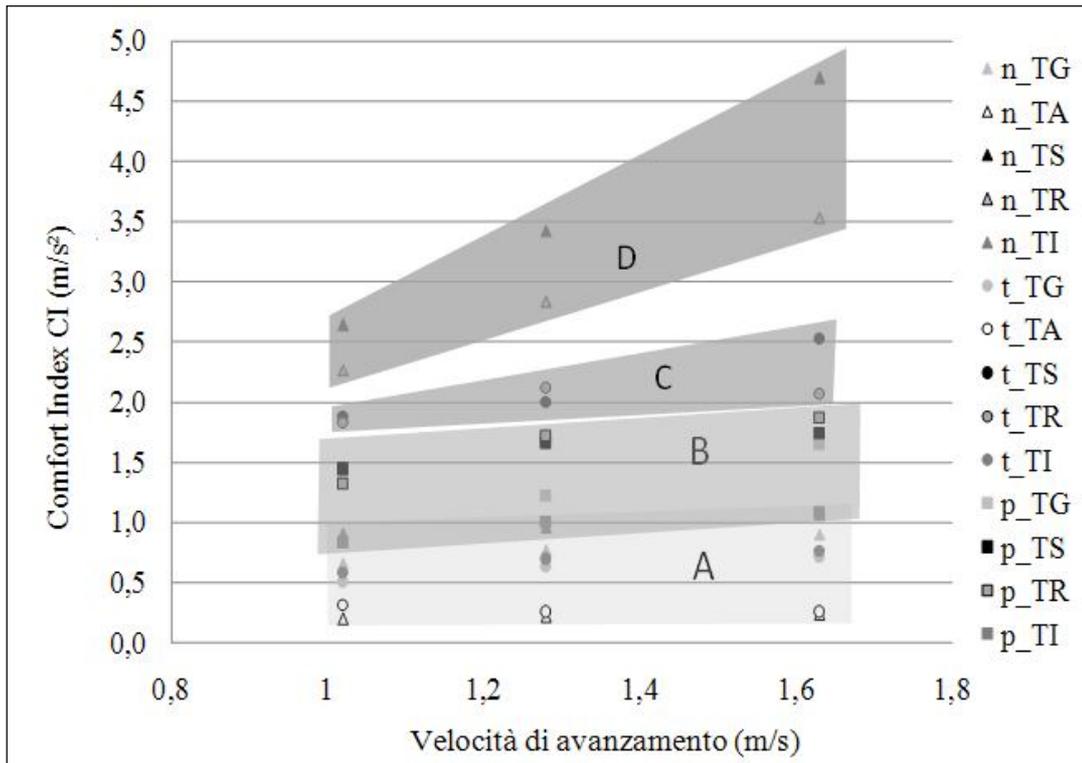


Figura 4.37. Influenza della macro aree (da A a D) sul Comfort Index value (CI), in relazione alla velocità di avanzamento.

Tabella 4.11. Analisi delle variabili indipendenti tramite la regressione standard Beta (in grassetto le condizioni più significative).

Canale	Variabile			
	allestimento trattore	irregolarità terreno	entità del compattamento	velocità di avanzamento
seduta sedile	0,39	0,34	-0,37	0,18
schienale sedile	0,54	0,30	-0,27	0,15
CI	0,45	0,33	-0,34	0,17
asse x_seduta	0,41	0,34	-0,51	0,14
asse y_seduta	-0,06	0,26	-0,56	0,16
asse z_seduta	0,66	0,31	-0,03	0,17
asse x_schienale	0,66	0,27	-0,17	0,14
asse y_schienale	-0,01	0,32	-0,49	0,10
asse z_schienale	0,58	0,31	-0,18	0,25

IV.II.IV. Analisi delle variabili considerate e sviluppo di un algoritmo

E' altresì possibile ipotizzare una serie di algoritmi per valutare a priori l'incidenza

di ogni singola variabile indipendente sul livello globale:

- l'*allestimento del trattore* non può essere considerato come variabile singola. Infatti, le combinazioni "n" (trattore solo in trasferimento su campo a vuoto, senza zavorre) e "t" (trattore zavorrato e con aratro) possono essere associate alla massa (M), mentre ciò non è possibile per la condizione "p" (aratura);
- l'influenza del fattore *massa del trattore* (M, in t) non è lineare. Ad eccezione di situazioni relative all'insorgenza di risonanze o di risposta non lineare, la condizione peggiore è rappresentata dal trattore non zavorrato. E' confermato che la zavorratura del trattore riduce il livello vibrazionale. L'algoritmo individuato è il seguente:

$$M = 0,004116 m^2 - 0,04815 m + 0,041863$$

- la *velocità* (S, in m/s) ha influenza di tipo lineare, con la seguente equazione:

$$S = 6,322 s - 0,301454$$

- l'*irregolarità del terreno* (in termini di rugosità superficiale R, in mm) rivela un'influenza del secondo ordine, e risulta essere particolarmente significativa già con valori di alcuni mm:

$$R = 0,00076 r^2 + 0,168626 r + 0,3511$$

- il *livello di compattamento* (H, in MPa) è risultato significativo, ma non può essere analiticamente valutato perché la griglia adottata per le condizioni di prova delle variabili in gioco non è risultata sufficiente.

Considerando che i livelli di CI ottenuti sono stati più alti per la condizione TS (terreno poco accidentato) piuttosto che per TR (terreno molto accidentato), probabilmente per un responso non lineare della dinamica degli pneumatici, i due fattori sono stati considerati insieme (come TR). La valutazione di queste considerazioni e della loro funzione associata alle variabili ha portato ai risultati di tabella 4.12.

Tabella 4.12. Significatività delle funzioni associate alle variabili considerate, dove: *=0.001; **=0.01; *=0.05; •=0.1; n.s.=non significativo.**

variabile	valore p
M	**

R	***
S	***

Poiché tutte le variabili presentano delle interazioni tra loro, è stato possibile sviluppare un algoritmo globale:

$$A8 \text{ (m/s}^2\text{)} = \beta_0 + \beta_1 \cdot M + \beta_2 \cdot R + \beta_3 \cdot S + \beta_4 \cdot M \cdot R + \beta_5 \cdot M \cdot S + \beta_6 \cdot R \cdot S + \beta_7 \cdot M \cdot R \cdot S$$

che ha, nel caso in esame, i coefficienti di tabella 4.13.

Tabella 4.13. Coefficienti dell'algoritmo globale.

β_0	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	β_7
7,25	72,408	-0,561	0,457	-4,858	4,868	-0,165	-1,996

Il valore dell' R^2 è risultato di 0,9079, mentre quello dell' R^2 pesato è di 0,9008, confermando così un'ottima correlazione.

IV.III. Dati ricavati al banco prova di Berlino

IV.III.I. Messa in opera dell'impianto

L'impianto è stato trasferito al dipartimento *Konstruktion von Maschinensystem* dalla sua localizzazione precedente e dalla sua installazione sino alle prove di cui alla presente tesi non era mai stato utilizzato. E' stato quindi necessario metterlo in opera, eseguendo preventivamente una serie di verifiche e tarature.

Durante l'azionamento si è notato che il cilindro anteriore destro produceva una vibrazione maggiore degli altri tre. Sono perciò state eseguite delle ulteriori misurazioni. È stato fissato un accelerometro monoassiale (EGCS-A2-2, Entran Sensoren GmbH) al centro della piastra, collegato poi ad un oscilloscopio digitale (Tectronix MSO 2014). Quindi è stato azionato l'impianto ad una frequenza di 1 Hz, impiegando come input una curva sinusoidale ed una quadra, ad una pressione di 30 bar circa.



Figura 4.38. Setup sperimentale impiegato per verificare il funzionamento del cilindro anteriore destro

I risultati ottenuti sono presentati nelle figure 4.39, 4.40, 4.41 e 4.42.

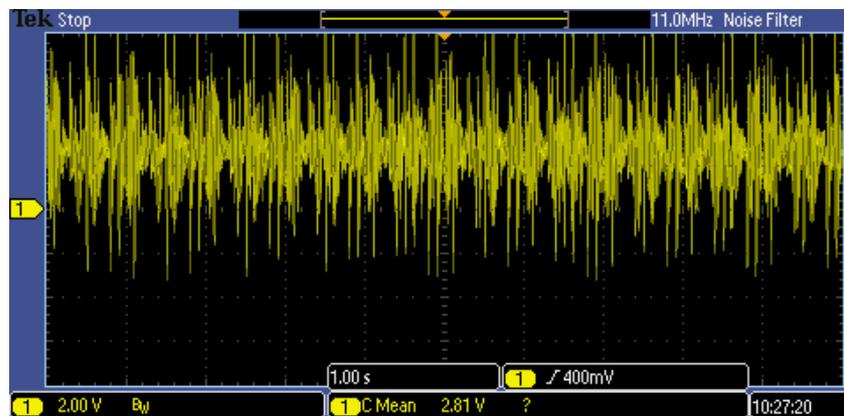


Figura 4.39. Rilievi eseguiti con oscilloscopio, sul cilindro anteriore destro, inviando come input un'onda quadra. Sull'asse delle ascisse sono rappresentate le frequenze in Hz, su quello delle ordinate la differenza di potenziale in V.

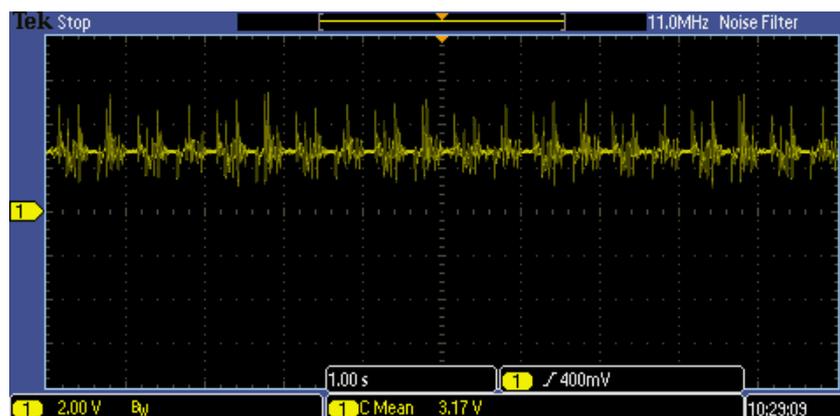


Figura 4.40. Rilievi eseguiti con oscilloscopio, sul cilindro anteriore sinistro, inviando come input un'onda quadra. Sull'asse delle ascisse sono rappresentate le frequenze in Hz, su quello delle ordinate la differenza di potenziale in V.

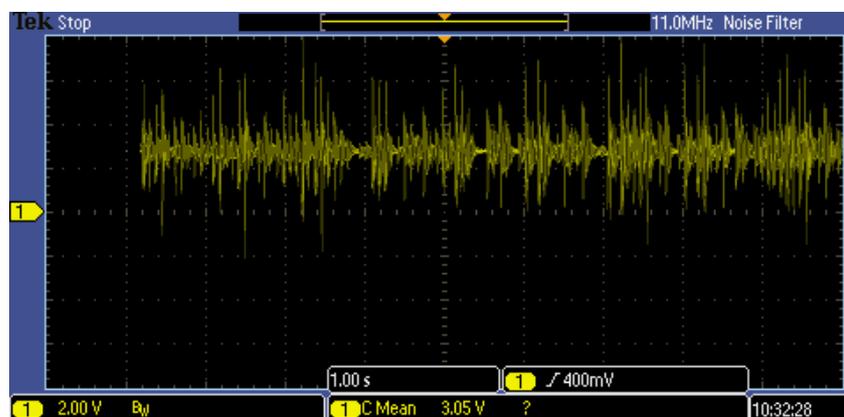


Figura 4.41. Rilievi eseguiti con oscilloscopio, sul cilindro anteriore destro, inviando come input un'onda sinusoidale. Sull'asse delle ascisse sono rappresentate le frequenze in Hz, su quello delle ordinate la differenza di potenziale in V.

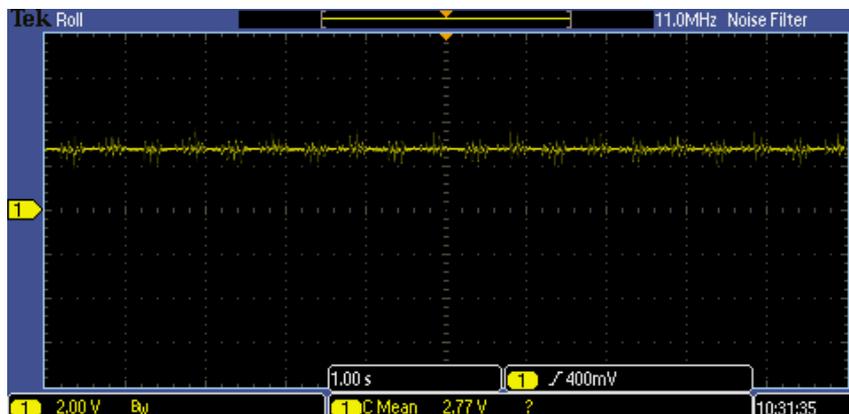


Figura 4.42. Rilievi eseguiti con oscilloscopio, sul cilindro anteriore sinistro, inviando come input un'onda sinusoidale. Sull'asse delle ascisse sono rappresentate le frequenze in Hz, su quello delle ordinate la differenza di potenziale in V.

I risultati delle prove rivelano che la sollecitazione prodotta da un'onda quadra è superiore a quello di un'onda sinusoidale. È inoltre evidente che il sensore sul cilindro anteriore destro rileva un fenomeno vibratorio maggiore rispetto a quello sul cilindro anteriore sinistro.

Dopo la manutenzione, l'ampiezza delle oscillazioni è diminuita, ma è ancora presente una netta differenza nella risposta all'input sul cilindro anteriore destro, rispetto a quello anteriore sinistro (figure 4.43 e 4.44).

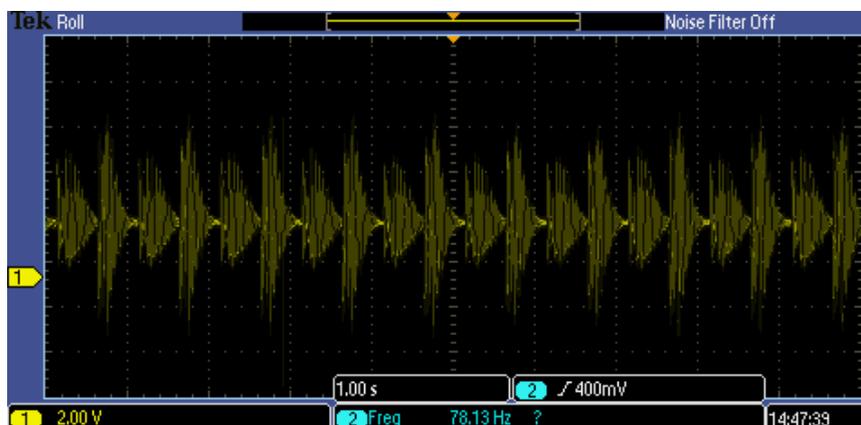


Figura 4.43. Rilievi eseguiti con oscilloscopio, dopo la manutenzione, sul cilindro anteriore destro, inviando come input un'onda sinusoidale. Sull'asse delle ascisse sono rappresentate le frequenze in Hz, su quello delle ordinate la differenza di potenziale in V

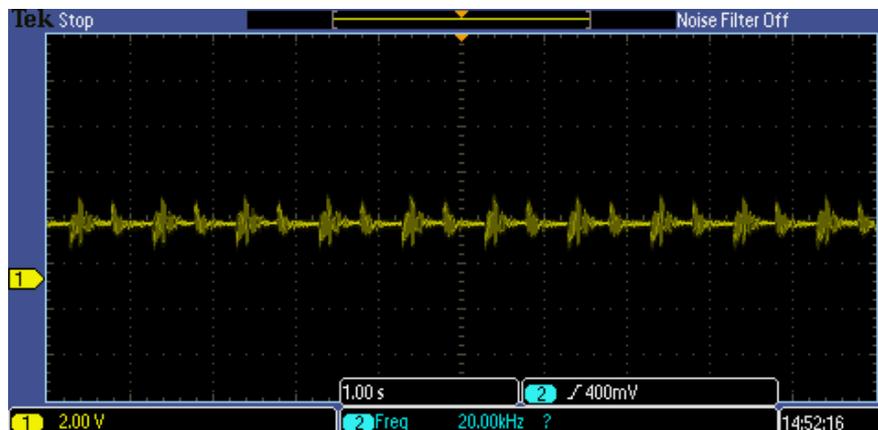


Figura 4.44. Rilievi eseguiti con oscilloscopio, dopo la manutenzione, sul cilindro anteriore sinistro, inviando come input un'onda sinusoidale. Sull'asse delle ascisse sono rappresentate le frequenze in Hz, su quello delle ordinate la differenza di potenziale in V.

Constatando tale problema, sono state eseguite delle misurazioni collegando il sensore al computer, e analizzando i dati con il software LabVIEW. In questo modo, è possibile confrontare i dati provenienti dal trasduttore, con quelli della valvola di regolazione del cilindro idraulico.

Nell'analisi si nota un problema di offset: quando la tensione del sensore sale, il cilindro si alza; quando la tensione all'accelerometro cala, il cilindro non scende sufficientemente.

Le scale di misura risultano inoltre sfalsate (figure 4.45, 4.46).

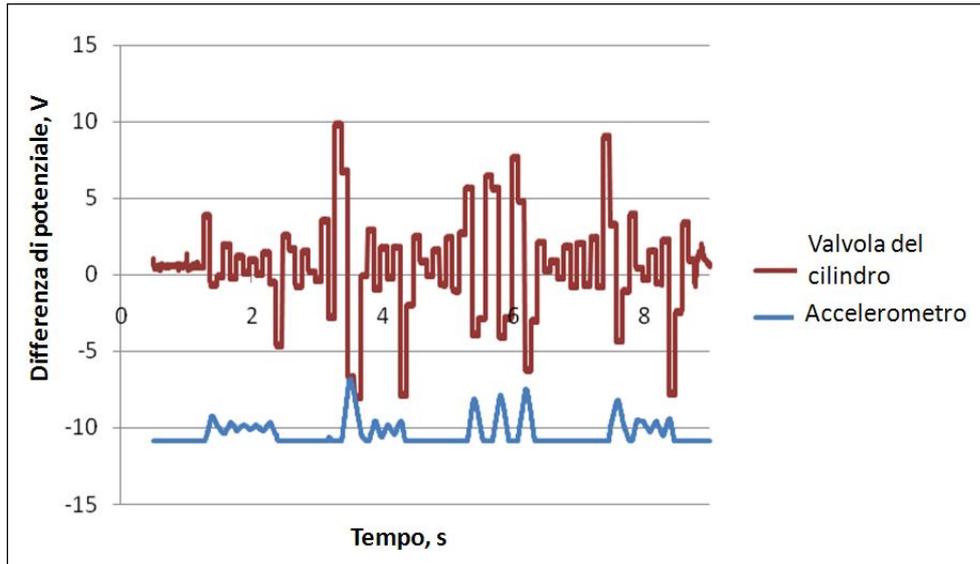


Figura 4.45. Rilievi eseguiti dall'accelerometro e sulla valvola del cilindro, inviando un'onda quadra come input, a 0,5 Hz, con olio ad una pressione di 30 bar. Sull'asse delle x è rappresentato il tempo in s, su quello delle y la differenza di potenziale in V.

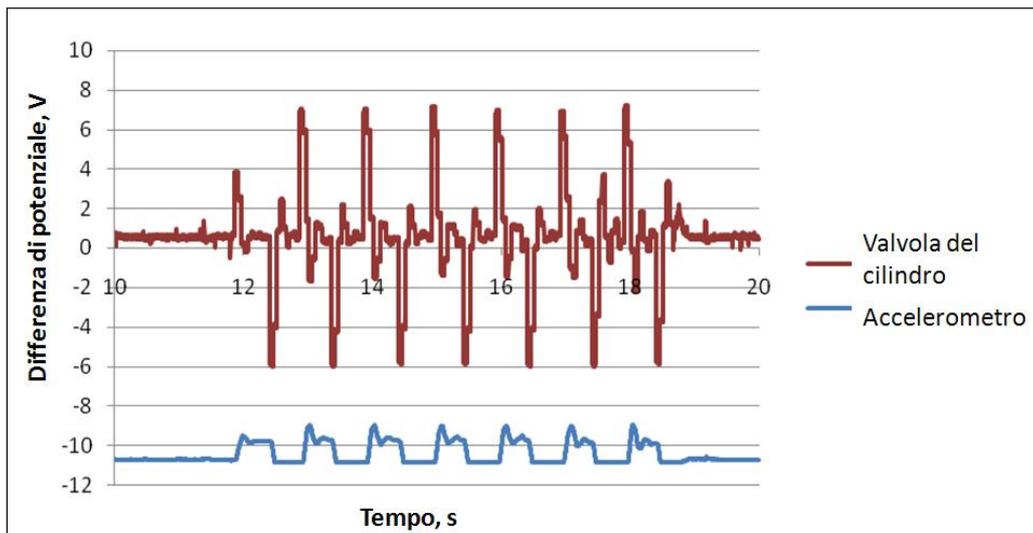


Figura 4.46. Rilievi eseguiti dall'accelerometro e sulla valvola del cilindro, inviando un'onda quadra come input, a 1 Hz, con olio ad una pressione di 30 bar. Sull'asse delle x è rappresentato il tempo in s, su quello delle y la differenza di potenziale in V.

Dopo aver minimizzato l'offset, i rilievi hanno mostrato netti miglioramenti (figure 4.47 e 4.48).

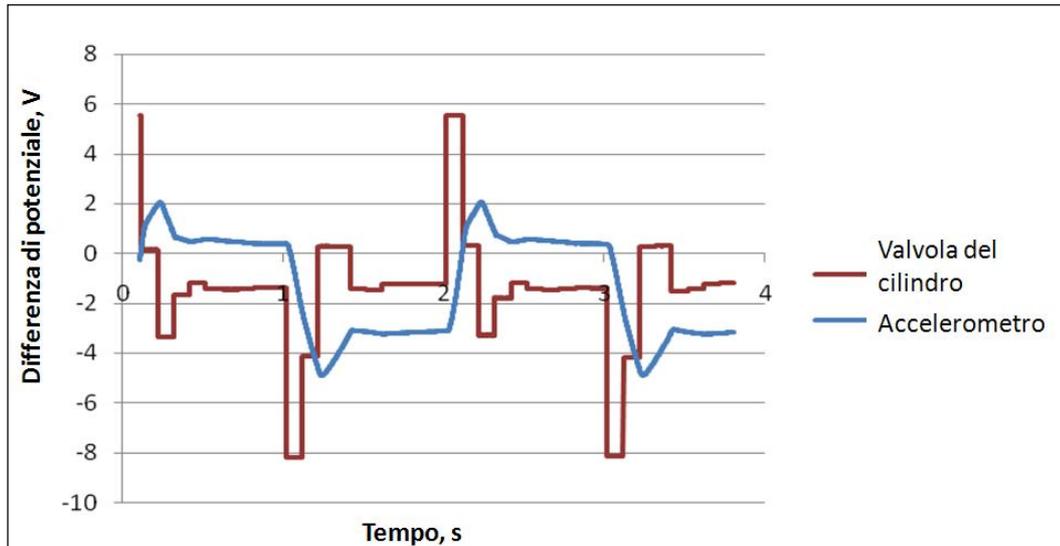


Figura 4.47. Rilievi eseguiti dall'accelerometro e sulla valvola del cilindro, inviando un'onda quadra come input, a 0,5 Hz, con olio ad una pressione di 30 bar, dopo aver minimizzato l'offset. Sull'asse delle x è rappresentato il tempo in s, su quello delle y la differenza di potenziale in V.

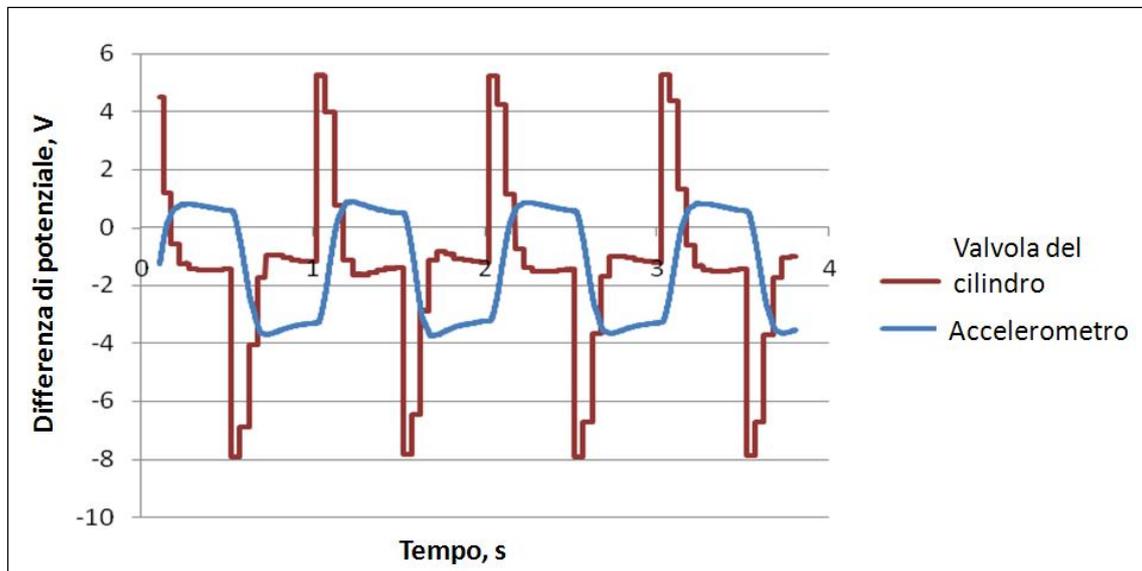


Figura 4.48. Rilievi eseguiti dall'accelerometro e sulla valvola del cilindro, inviando un'onda quadra come input, a 1 Hz, con olio ad una pressione di 30 bar, dopo aver minimizzato l'offset. Sull'asse delle x è rappresentato il tempo in s, su quello delle y la differenza di potenziale in V.

Per la gestione del banco prova, che avviene attraverso un software creato con il programma LabVIEW, è stato necessario creare un modello dell'impianto, sulla base di quello meccanico (figura 4.49).

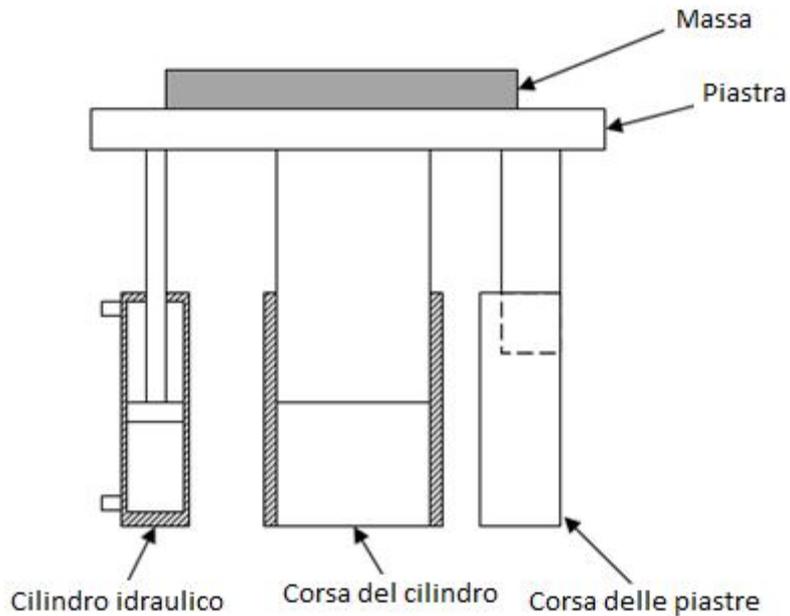


Figura 49. Schema del modello meccanico semplificato.

A partire da quest'ultimo è stato messo a punto il software di gestione.

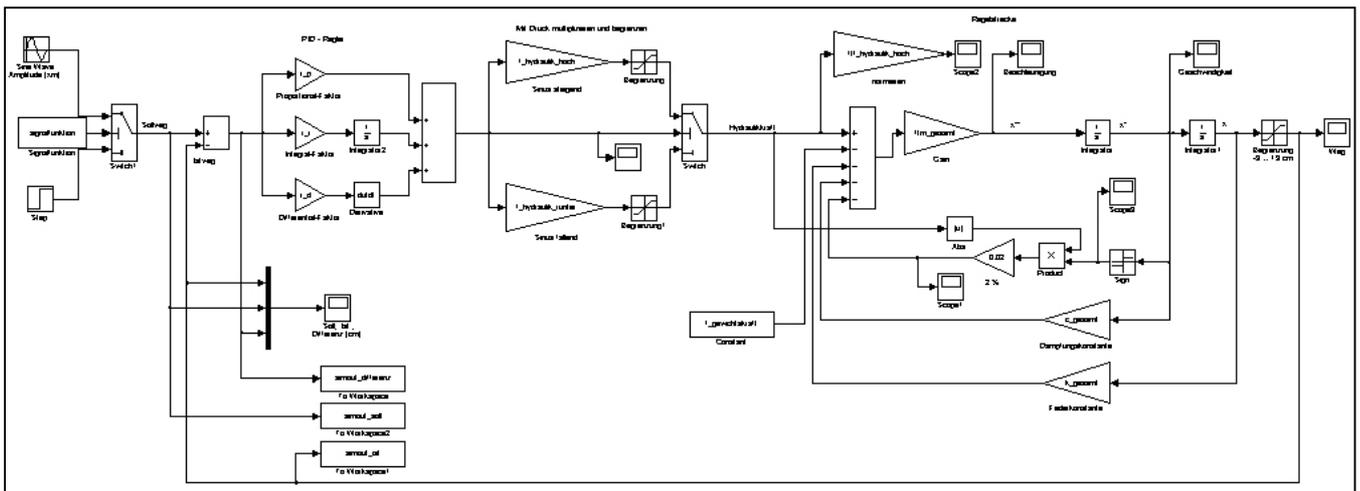


Figura 4.50. Visione generale del modello creato con Simulink.

IV.III.II. Risultati delle prove eseguite

Sono state considerate 3 diverse condizioni di funzionamento delle sospensioni idropneumatiche con cui il trattore di prova è stato equipaggiato:

- **modalità libera**, per la quale ogni singolo cilindro idraulico è libero di oscillare in relazione alla sollecitazione meccanica;
- **modalità bloccata**, dove i cilindri rimangono fissi, annullando di fatto l'effetto ammortizzante;
- **modalità "pilotata"**, in cui la valvola proporzionale permette di regolare la rigidità e il livello di smorzamento del cilindro, in funzione delle condizioni in cui ci si trova ad operare (*Hammes & Meyer, 2010*).

Per poter calcolare il valore globale RMS, i livelli vibrazionali registrati in modo lineare al sedile sono stati poi sottoposti a filtrazione, in conformità alle curve di ponderazione ISO 2631 e poi analizzati anche in termini di frequenza.

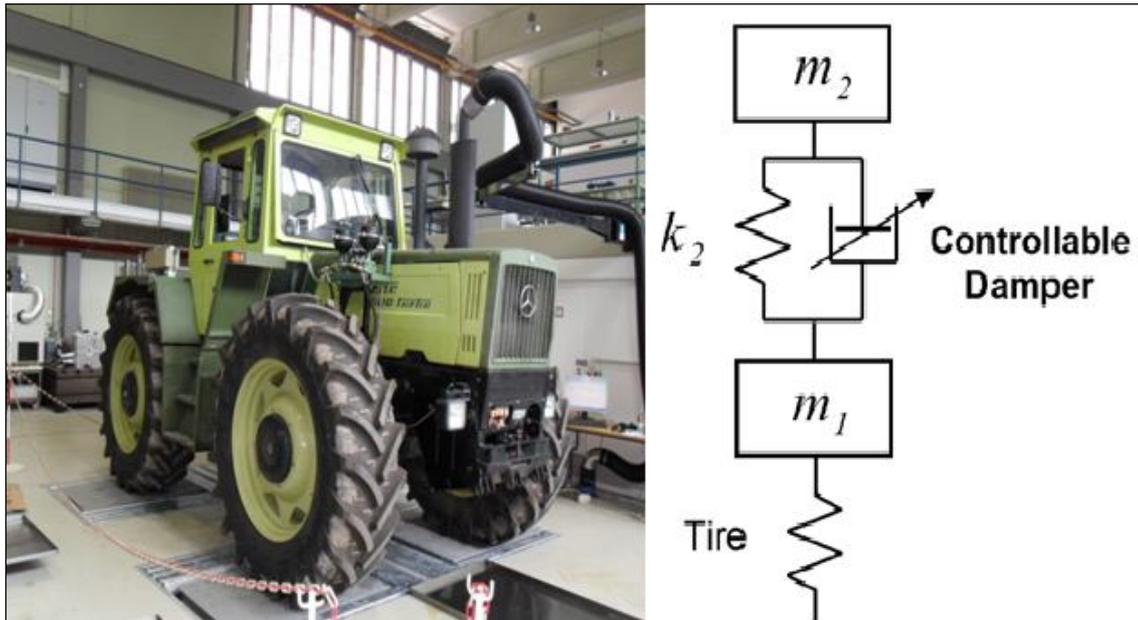


Figura 4.51. Il trattore MB-Trac oggetto delle prove, dotato di sospensioni pilotate su entrambi gli assi (a sinistra); schema della sospensione pilotata (a destra), dove è evidenziata la presenza dello smorzatore regolabile (Controllable Damper) (Sarami S., 2009).

IV.III.II.I. Simulazione del trasferimento del trattore su campo a 7 km/h

Sul banco prova è stata simulata l'operazione di trasferimento del singolo trattore, senza zavorra anteriore e senza aratro collegato posteriormente, su terreno inerbato, ad una velocità di avanzamento di circa 7 km/h.

Durante lo svolgimento dell'operazione in campo sono stati registrati i livelli vibrazionali al sedile dell'operatore e sugli assi del trattore. Tali dati sono stati riprodotti poi per la simulazione della stessa operazione in laboratorio.

In Figura 4.53 sono illustrati i livelli RMS calcolati con i dati misurati nella simulazione. Come atteso, i valori sono notevolmente superiori se la sospensione è bloccata, quindi con i cilindri idraulici fissi, risultando oltre il valore limite più elevato imposto dal D.L. 81/08 (1 m/s^2). Questo dato mostra che in tale configurazione la sospensione non solo non assorbe le vibrazioni, ma addirittura le amplifica. Con sospensione libera e pilotata il livello è lo stesso: si ottiene una riduzione drastica, del 40%, circa ma il valore d'azione disposto dalla medesima normativa ($0,5 \text{ m/s}^2$) è comunque superato. Tali regolazioni non si dimostrano quindi ottimali.

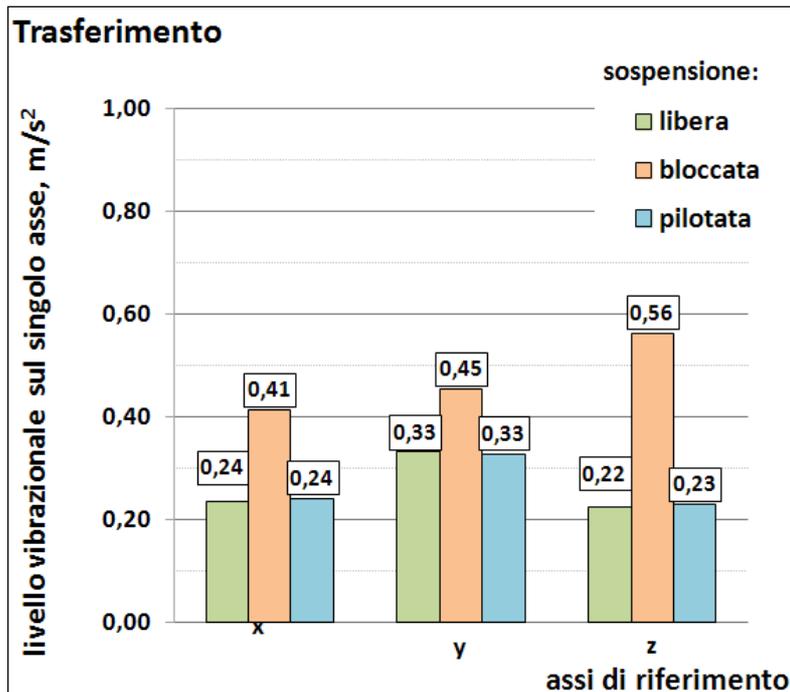


Figura 4.52. Livelli vibrazionali rilevati durante la simulazione del trasferimento a vuoto del trattore su campo a 7 km/h.

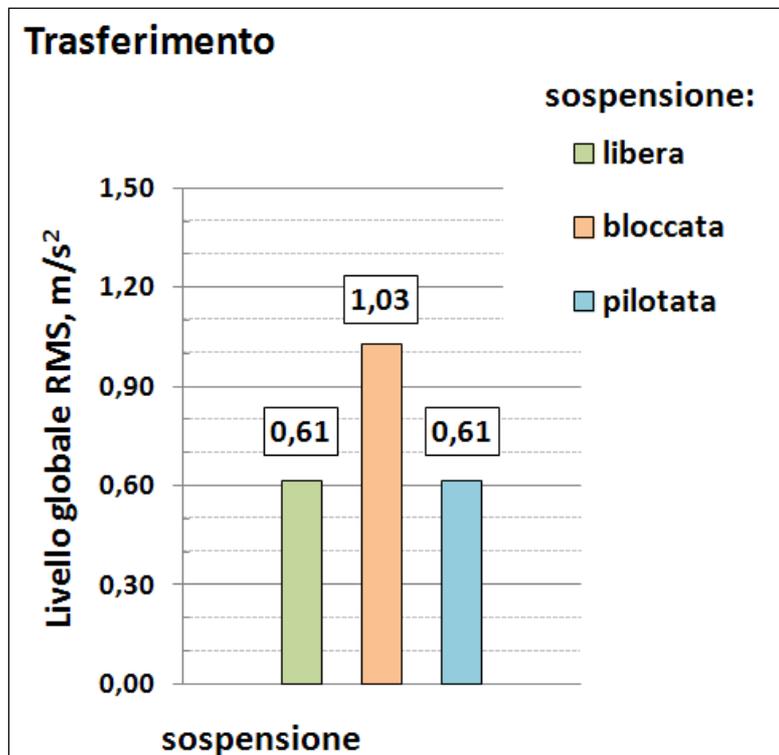


Figura 4.53. Livelli RMS calcolati sulla base dei rilievi durante la simulazione del trasferimento a vuoto del terreno su campo a 7 km/h.

La situazione sui singoli assi di percezione (Figura 4.52) evidenzia i livelli più alti per la sospensione bloccata sull'asse verticale, confermando il risultato precedente. Tali accelerazioni risultano viceversa efficacemente attenuate, a meno della metà, nel caso della modalità di funzionamento libera e pilotata. Non si notano differenze nei due settaggi, nonostante ci si aspetterebbe un miglioramento selezionando la regolazione pilotata.

IV.III.II.II. Simulazione dell'aratura

In aratura, i livelli vibrazionali sono stati registrati considerando sempre le 3 diverse configurazioni del controllo delle sospensioni, ma variando anche la pressione di gonfiaggio degli pneumatici.

Nella Figura 4.54 sono rappresentati i livelli globali RMS calcolati sulla base dei dati registrati nella condizione potenzialmente meno favorevole, ossia con pneumatici a pressione medio-basse (160 kPa anteriormente e 120 kPa posteriormente). Anche in questo caso, la modalità pilotata della sospensione non sembra evidenziare prestazioni migliori rispetto alla modalità di funzionamento libero, e il beneficio rispetto alla sospensione bloccata è quantitativamente inferiore rispetto alla condizione di trasferimento in campo. Inoltre, i valori globali sono superiori (in modo abbastanza significativo, mediamente del 40-50%) rispetto al trasferimento, segno che, come atteso, l'input vibrazionale dell'attrezzatura collegata, unitamente alla superficie sconnessa del terreno, contribuisce a peggiorare il livello di comfort vibrazionale. In ogni caso, non muta la situazione generale in confronto ai limiti previsti dal D.Lgs. 81/08, in relazione ai quali la sospensione libera o pilotata permette un rientro dal valore più severo a quello che può essere considerato di "attenzione".

Dimezzando le pressioni di gonfiaggio degli pneumatici, da 160 a 80 kPa davanti e da 120 a 60 kPa dietro (Figura 4.55), quindi adottando in quest'ultimo caso valori veramente bassi rispetto alla comune realtà operativa, la situazione generale migliora, con una diminuzione del 16% circa a sospensione bloccata e del 7% nelle altre due condizioni, segno che anche gli pneumatici influiscono, anche se

non in misura eclatante, sul comfort vibrazionale. Da segnalare che la riduzione della pressione di gonfiaggio non è normalmente praticata per questo scopo, ma bensì per ottenere il duplice vantaggio di un più alto sviluppo della forza di trazione e di una diminuzione del compattamento del terreno, ottenuti contestualmente grazie all'ampliamento dell'area di contatto (soprattutto in termini di lunghezza dell'imponata) tra organo di propulsione e terreno.

I livelli dei singoli assi (figure 4.56 e 4.57) evidenziano che a sospensione bloccata (come del resto quasi sempre avviene) è l'asse verticale quello maggiormente sollecitato, mentre i livelli vibrazionali migliorano nelle altre due condizioni, in particolare con pneumatici gonfiati a bassa pressione. A pressione standard (figura 4.56), è invece l'asse trasversale (y) che evidenzia i valori più alti, probabilmente per le condizioni operative favorevoli tale andamento (superficie del suolo dissestata e collegamento con l'aratro).

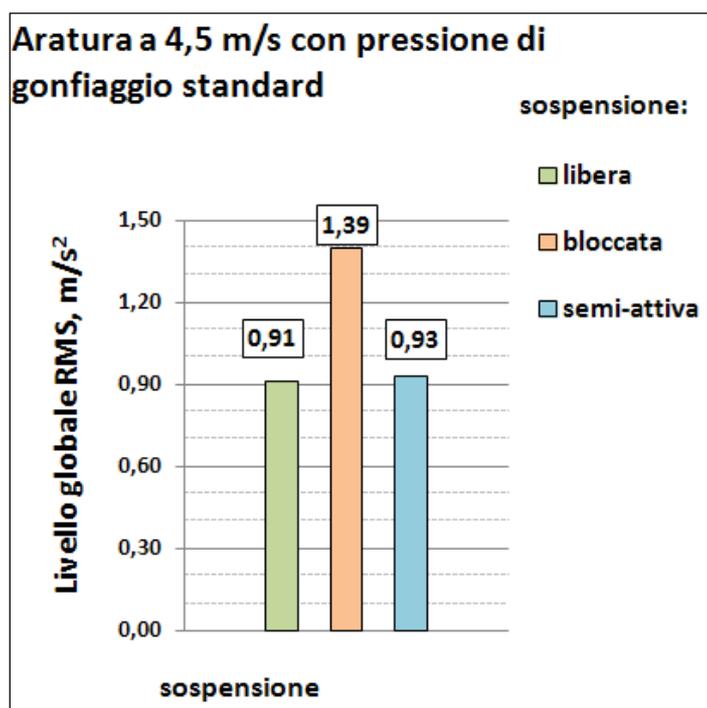


Figura 4.54. Valori globali RMS calcolati sulla base dei rilievi durante la simulazione dell'aratura, con pneumatici gonfiati a pressione medio-bassa (160 kPa anteriormente e 120 kPa posteriormente).

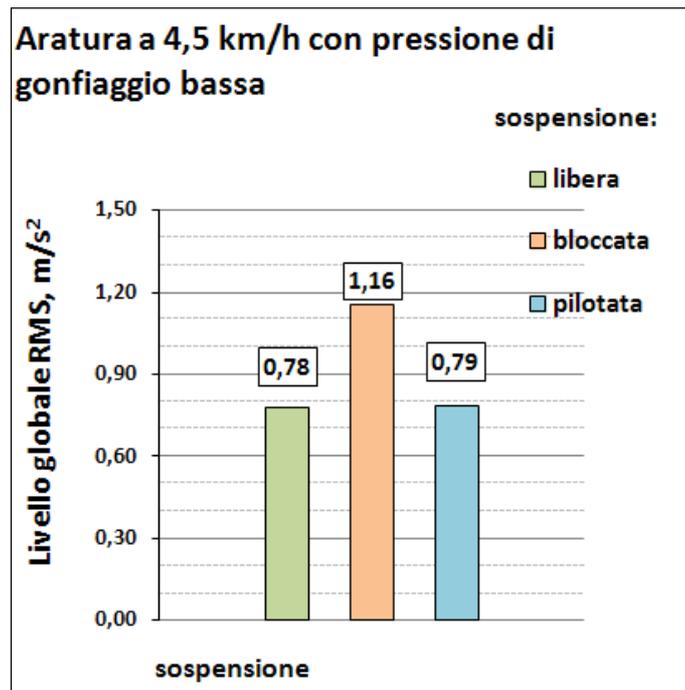


Figura 4.55. Valori globali RMS rilevati nella simulazione dell'aratura, con pneumatici gonfiati a bassa pressione (80 kPa anteriormente e 60 kPa posteriormente).

È evidente che la modalità pilotata delle sospensioni non evidenzia praticamente vantaggi rispetto al funzionamento libero, probabilmente a causa di una regolazione non ottimale per le condizioni operative indagate.

Il funzionamento della valvola che gestisce la modalità pilotata, può infatti essere settata in diversi modi: prendendo in considerazione sia la tipologia e le caratteristiche costruttive del trattore, sia l'operazione agricola da eseguire è necessario analizzare le caratteristiche della valvola stessa. È evidente, tuttavia, che la continua regolazione in campo di tale valvola è impossibile, ecco quindi che si reputa necessario trovare un compromesso adeguato tra operazioni da eseguire, macchina e condizioni operative.

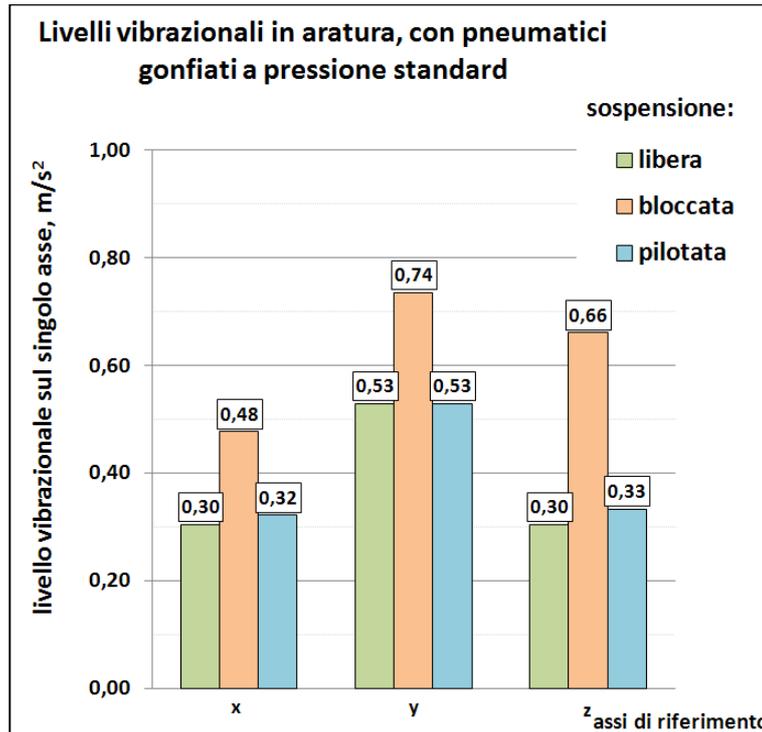


Figura 4.56. Valori registrati sui singoli assi nella simulazione dell'aratura, con pneumatici gonfiati a pressione medio-bassa (160 kPa anteriormente e 120 kPa posteriormente).

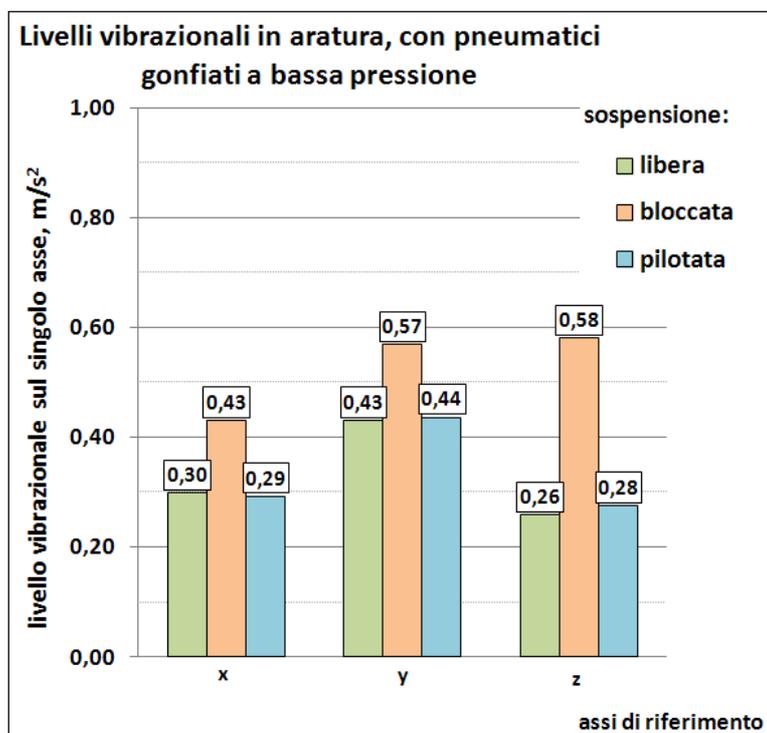


Figura 4.57. Valori registrati sui singoli assi nella simulazione dell'aratura, con pneumatici gonfiati a bassa pressione (80 kPa anteriormente e 60 kPa posteriormente).

IV.III.III. Analisi in frequenza

I livelli vibrazionali più alti misurati rientrano solitamente nel range delle basse frequenze, tra 1 e 10 Hz (Solecki L., 2007). In tale campo di frequenze è normalmente compresa gran parte dell'energia vibrazionale di un trattore potenzialmente pericolosa per l'organismo. La colonna vertebrale, infatti, le diverse parti degli arti inferiori e quelle dell'apparato digerente hanno una frequenza propria che varia tra 2 e 8 Hz (Pessina D., 1993). Su tali presupposti, l'analisi in frequenza dei dati raccolti ha considerato solo frequenze comprese tra 1 e 10 Hz.

È stata dimostrata un'amplificazione delle vibrazioni a livello del rachide cervicale con un picco di risonanza a 3,5 Hz. Il tratto lombare presenta una risonanza tra 2 e 6 Hz con un massimo alla frequenza di 4 Hz. Sopra i 6 Hz si assiste ad un progressivo decremento della trasmissione delle vibrazioni. Le strutture interne della cassa toracica e del cavo addominale presentano un frequenza di risonanza principale a 3-5 Hz e talora una seconda risonanza a 7-10 Hz. La regione addominale mostra, rispetto a quella toracica, una più spiccata variazione dei picchi di risonanza e ciò in relazione alle modificazioni di tensione della parete addominale (Bovenzi M., 1990).

Tabella 4.14. Frequenze di risonanza di strutture anatomiche del corpo umano mantenendo una postura seduta, in relazione all'asse di percezione. (Bovenzi M., 1990).

Struttura anatomica	Asse di percezione	Frequenza di risonanza (Hz)
Tronco	z	3-6
Torace	z	4-6
Rachide	z	3-5
Spalla	z	2-6
Stomaco	z	4-7

Tabella 4.15. Caratteristiche dei sintomi insorti durante l'esposizione a vibrazioni da 1 a 20 Hz. (Bovenzi M., 1990).

Sintomi	Frequenza delle vibrazioni (Hz)
Cefalea	13-20
Disturbi della conversazione	13-20

Disturbi faringei	12-16
Disturbi respiratori	4-8
Dolori toracici	5-7
Rachialgie	8-12
Dolori addominali	4-10
Tenesco vescicale e rettale	10-18
Aumentata tensione muscolare	13-20
Malessere generale	4-9

I risultati dell'analisi in frequenza svolta sui rilievi eseguiti con il banco prova della TU di Berlino e con il software Matlab sono esposti di seguito sotto forma di grafico, in cui sono rappresentati gli spettri dei singoli assi di percezione. Vengono messi in relazione le frequenze (in Hz) con l'intensità dell'accelerazione misurata (in m/s^2) misurata dal sensore sui tre assi di percezione.

I listati del programma sono raccolti in appendice C.

In fase di **trasferimento**, quindi con trattore che avanza su terreno inerbito, senza macchina operatrice accoppiata, né zavorra, l'analisi in frequenza mostra una situazione piuttosto coerente (figure 4.58, 4.59, 4.60).

Con il dispositivo di sospensione regolato in *modalità libera* (figura 4.58), si notano dei picchi di frequenza a 1 Hz sugli assi longitudinale (x) e trasversale (y), e tra 7 e 8 Hz sul solo asse trasversale, ma tutti di entità molto bassa: addirittura inferiori a $0,007 m/s^2$, quindi non preoccupanti.

Lo stesso ordine di grandezza viene rilevato se il sistema di sospensione viene settato sulla *modalità pilotata* (figura 4.60). Anche in tale situazione, nonostante sia limitata, è l'asse trasversale a presentare un picco vibratorio maggiore sempre tra 7 e 8 Hz.

Configurando la sospensione in *modalità bloccata* (figura 4.59), invece, è l'asse verticale z ad evidenziare un picco vibratorio inferiore a $0,05 m/s^2$, tra 2 e 3 Hz, quindi vicino alla frequenza di risonanza del rachide. Tale condizione, in cui i cilindri delle sospensioni idropneumatiche sono fissi, sottolinea la non efficacia di una soluzione di questo tipo, in cui l'effetto ammortizzante è annullato, e che anzi amplifica il fenomeno vibratorio relativo alla colonna vertebrale dell'operatore. In tale range si posizionano le frequenze tipiche del trattore (tra 1 e 3 Hz), che in tale configurazione non vengono quindi adeguatamente tagliate. Si consideri inoltre

che il trattore non sta svolgendo la reale operazione in campo, quindi in normali condizioni l'intensità vibratoria potrebbe essere nettamente maggiore.

Considerando l'operazione di trasferimento, si nota in tutti e 3 i settaggi della sospensione un denominatore comune: un picco vibratorio, più o meno intenso, a circa 6-7 Hz. Esso può essere riconducibile alla frequenza propria dell'ammortizzatore. Si tratta infatti del primo elemento smorzatore, se si ripercorre la strada dell'oscillazione a ritroso. Tra esso ed il corpo dell'operatore, quindi, è come se per tale stretto range non esistesse alcun smorzatore.

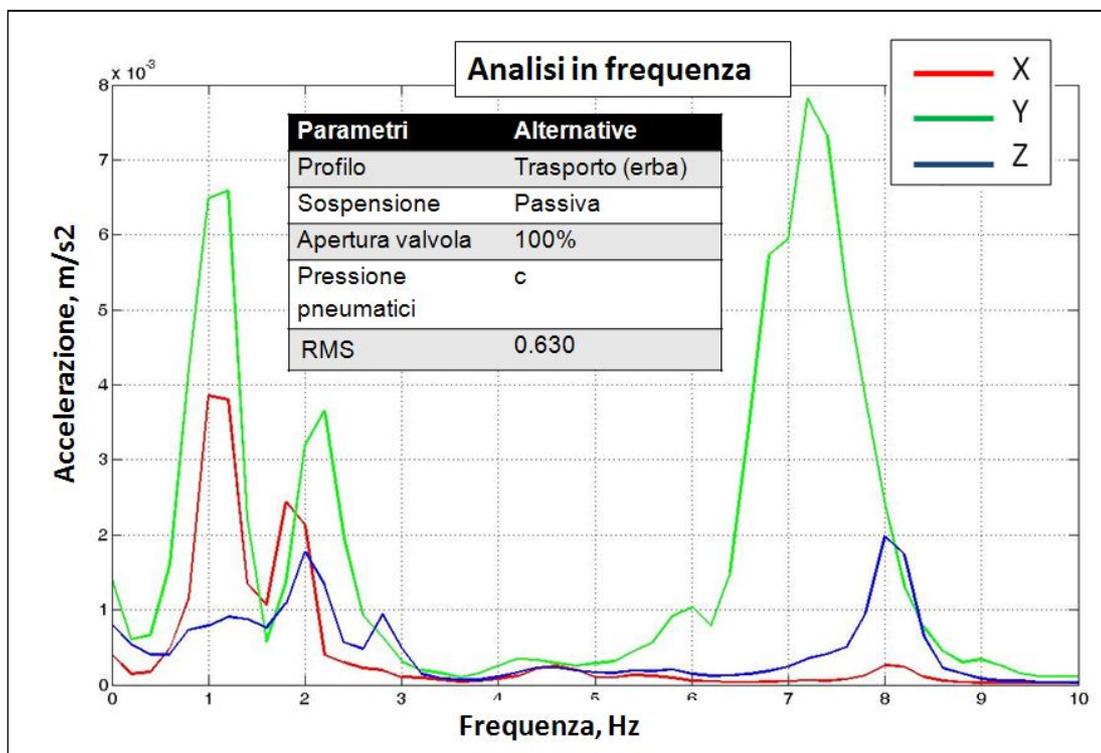


Figura 4.58. Analisi in frequenza dei rilievi eseguiti a bordo del trattore, durante il trasferimento a 7 km/h, su terreno inerbato, con pneumatici anteriori gonfiati a 240 kPa e posteriori a 180 kPa. In questa configurazione, le sospensioni idropneumatiche sono libere. Sull'asse delle ordinate sono indicati i m/s² registrati dall'accelerometro.

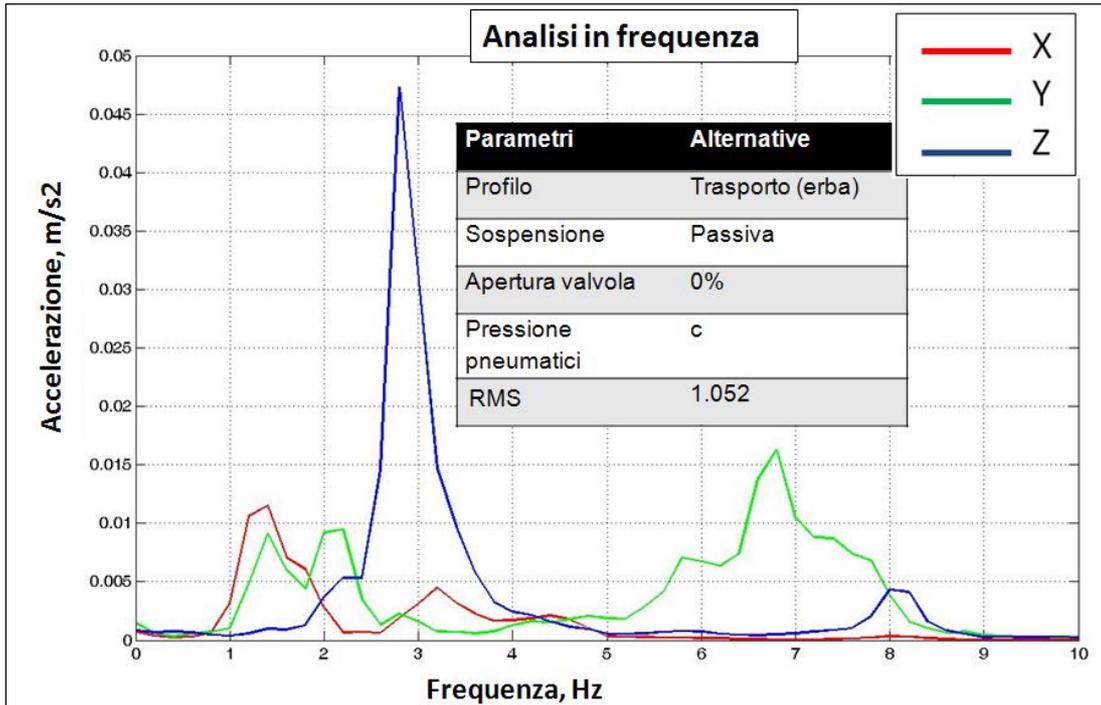


Figura 4.59. Analisi in frequenza dei rilievi eseguiti a bordo del trattore, durante il trasferimento a 7 km/h, su terreno inerbato, con pneumatici anteriori gonfiati a 240 kPa e posteriori a 180 kPa. In questa configurazione, le sospensioni idropneumatiche sono bloccate. Sull'asse delle ordinate sono indicati i m/s^2 registrati dall'accelerometro.

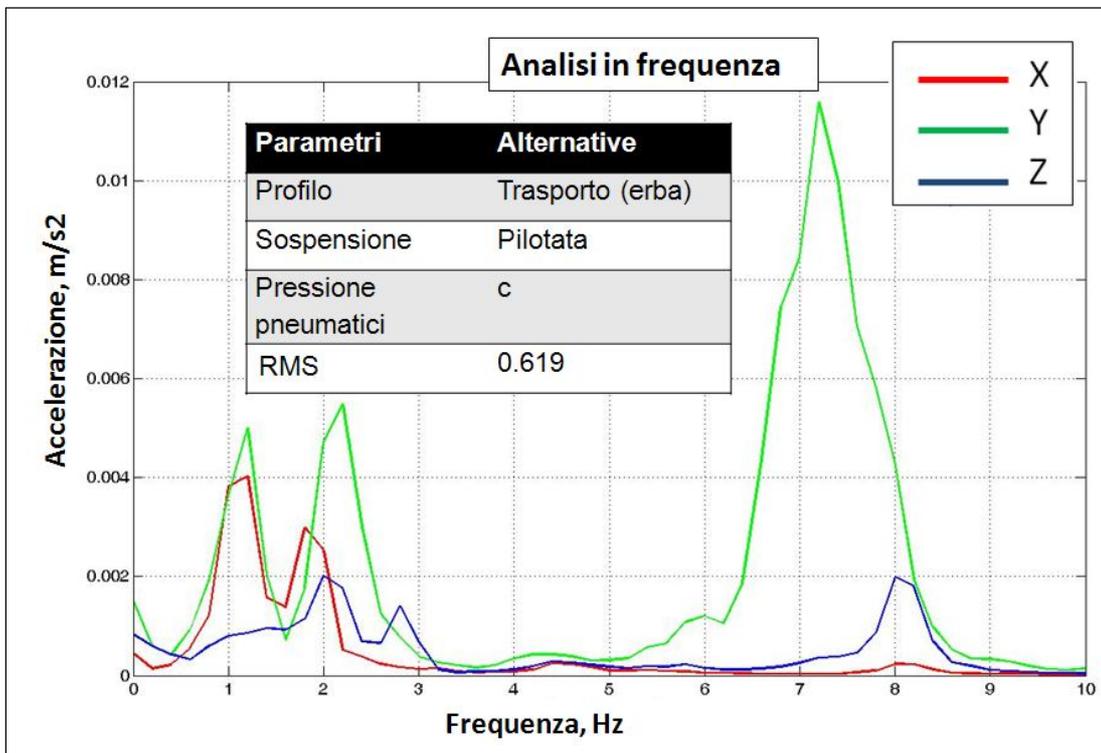


Figura 4.60. Analisi in frequenza dei rilievi eseguiti a bordo del trattore, durante il trasferimento a 7 km/h, su terreno inerbato, con pneumatici anteriori gonfiati a 240 kPa e

posteriori a 180 kPa. In questa configurazione, le sospensioni idropneumatiche sono pilotate. Sull'asse delle ordinate sono indicati i m/s^2 registrati dall'accelerometro.

In fase di **aratura** l'analisi in frequenza, come quella dei livelli vibrazionali, viene sdoppiata, in funzione della diversa pressione di gonfiaggio degli pneumatici con cui il trattore di prova è stato equipaggiato (da figura 4.61 a 4.66).

Inizialmente gli pneumatici sono stati gonfiati con pressioni di 160 Kpa davanti e 120 kPa dietro.

In tale situazione, l'ordine di grandezza della differenza di potenziale rilevata (e quindi del fenomeno vibratorio calcolabile ad essa correlata) è maggiore rispetto alla condizione precedentemente analizzata (trasferimento del singolo trattore).

In particolare, considerando la sospensione in *modalità libera* (figura 4.61), si rileva un picco di $0,05 m/s^2$ sull'asse trasversale tra 6 e 7 Hz. L'asse longitudinale e trasversale presentano entrambe un picco tra 0 e 1 Hz, di entità inferiore a $0,02 m/s^2$ per l'asse y, e inferiore a $0,01 m/s^2$ per l'asse x.

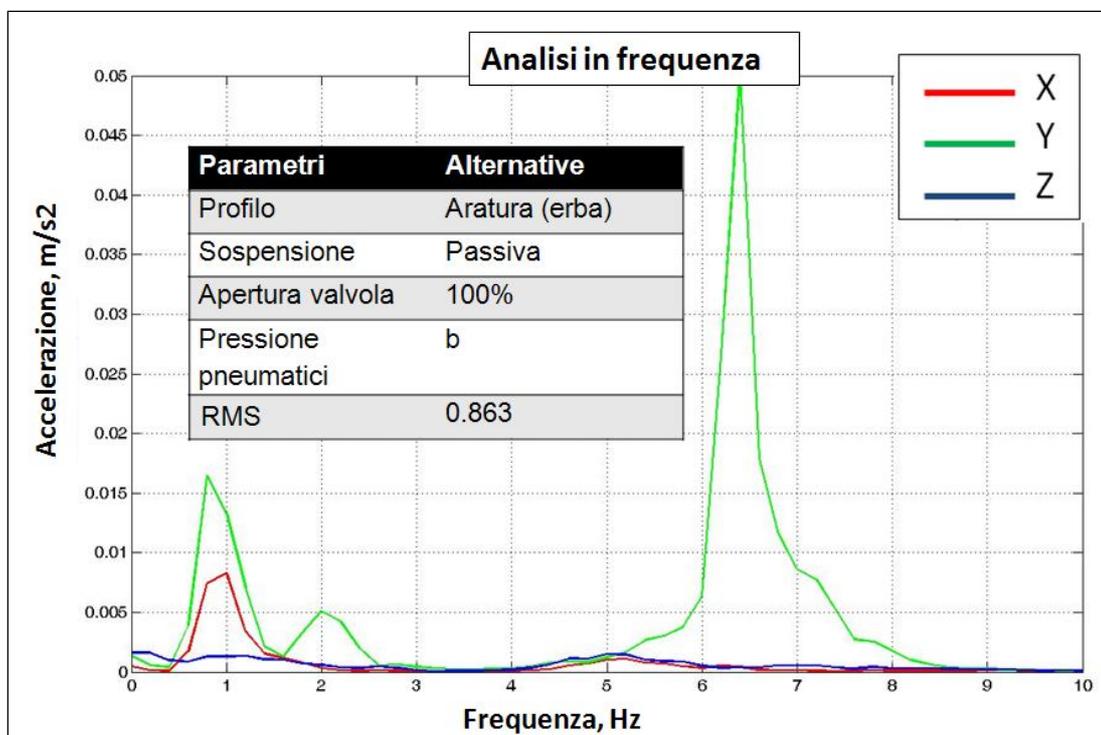


Figura 4.6119. Analisi in frequenza dei rilievi eseguiti a bordo del trattore, durante il trasferimento a 7 km/h, su terreno inerbato, con pneumatici anteriori gonfiati a 160 kPa e

posteriori a 120 kPa. In questa configurazione, le sospensioni idropneumatiche sono libere. Sull'asse delle ordinate sono indicati i m/s^2 registrati dall'accelerometro.

Modificando la regolazione della sospensione, da libera a *bloccata*, la situazione, come atteso, peggiora drasticamente (figura 4.62). L'asse trasversale evidenzia un picco piuttosto elevato tra 6 e 7 Hz, superiore, seppur di poco, a $0,16 m/s^2$. Durante questa operazione, a differenza del trasferimento, lo smorzamento delle vibrazioni sull'asse verticale, fondamentale non solo per il comfort ma soprattutto per la salute dell'operatore, avviene in modo corretto, pur mantenendo i cilindri idraulici bloccati.

La configurazione *pilotata* sembra non funzionare come ci si aspetterebbe durante questa operazione di aratura (figura 4.63). Sull'asse trasversale è sempre presente un picco tra 6 e 7 Hz, di entità nettamente inferiore rispetto a quello rilevato con sospensione bloccata, in quanto inferiore a $0,07 m/s^2$; ma pur sempre elevato se si considera l'effetto positivo che tale configurazione della sospensione dovrebbe apportare.

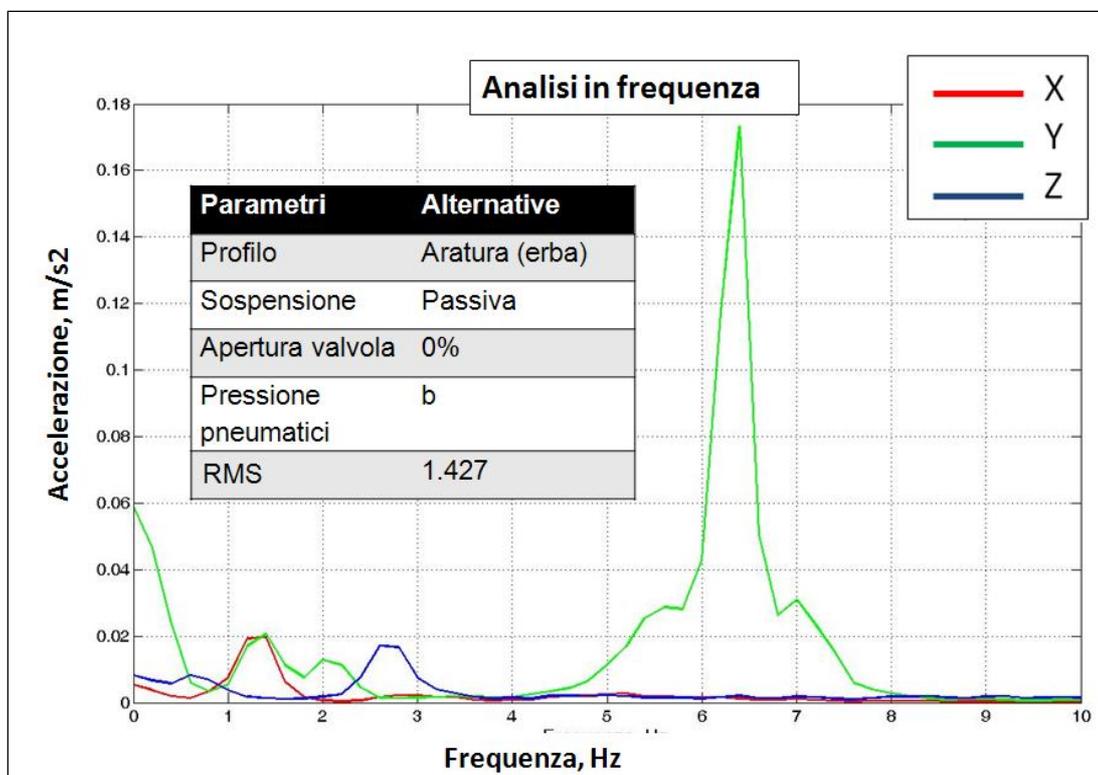


Figura 4.62. Analisi in frequenza dei rilievi eseguiti a bordo del trattore, durante il trasferimento a 7 km/h, su terreno inerbato, con pneumatici anteriori gonfiati a 160 kPa e

posteriori a 120 kPa. In questa configurazione, le sospensioni idropneumatiche sono bloccate. Sull'asse delle ordinate sono indicati i m/s^2 registrati dall'accelerometro.

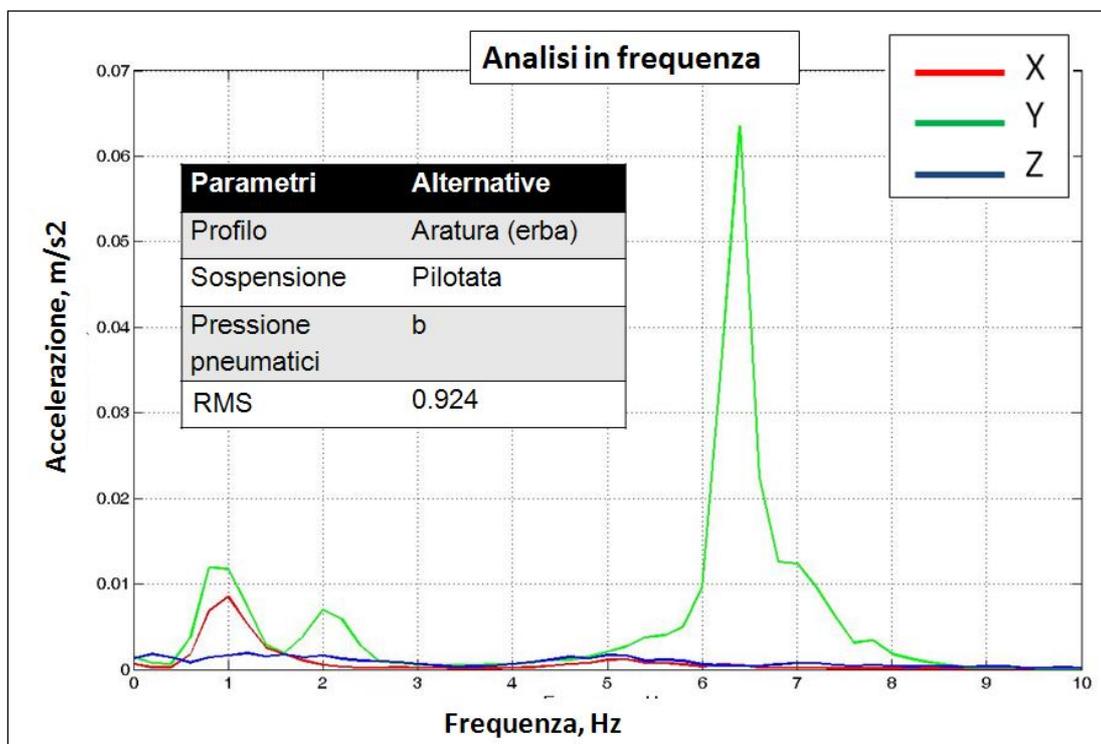


Figura 4.63. Analisi in frequenza dei rilievi eseguiti a bordo del trattore, durante il trasferimento a 7 km/h, su terreno inerbito, con pneumatici anteriori gonfiati a 160 kPa e posteriori a 120 kPa. In questa configurazione, le sospensioni idropneumatiche sono pilotate. Sull'asse delle ordinate sono indicati i m/s^2 registrati dall'accelerometro.

Come per la simulazione precedente, il denominatore dell'analisi risulta essere il picco vibratorio, a volte anche piuttosto preoccupante, tra 6 e 7 Hz.

La simulazione dell'**aratura**, gonfiando gli pneumatici a pressione inferiore (80 kPa davanti e 60 kPa dietro) amplifica le differenze registrate nella condizione precedente.

Nel dettaglio, lasciando la sospensione *libera* di oscillare (figura 4.64), l'accelerazione misurata è più bassa rispetto a quella misurata gonfiando gli pneumatici ad una pressione superiore (figura 4.61). Oltre al picco principale tra 6 e 7 Hz sull'asse trasversale (ridotto del 60% circa rispetto alla condizione precedente), si nota anche un picco tra 0 e 1 Hz sia sull'asse x, che sull'asse y, ma di bassa entità, inferiori a $0,015 m/s^2$.

L'effetto di smorzamento degli pneumatici in tale configurazioni è ben visibile anche nel caso di sospensione *bloccata* (figura 4.65). In tale condizione il picco registrato sull'asse trasversale tra 6 e 7 Hz ha un'intensità inferiore di oltre il 60% e risulta di poco inferiore a 0,07 m/s². Anche i picchi presenti a frequenze più basse, relativi agli assi longitudinale e verticale, sono di minore intensità.

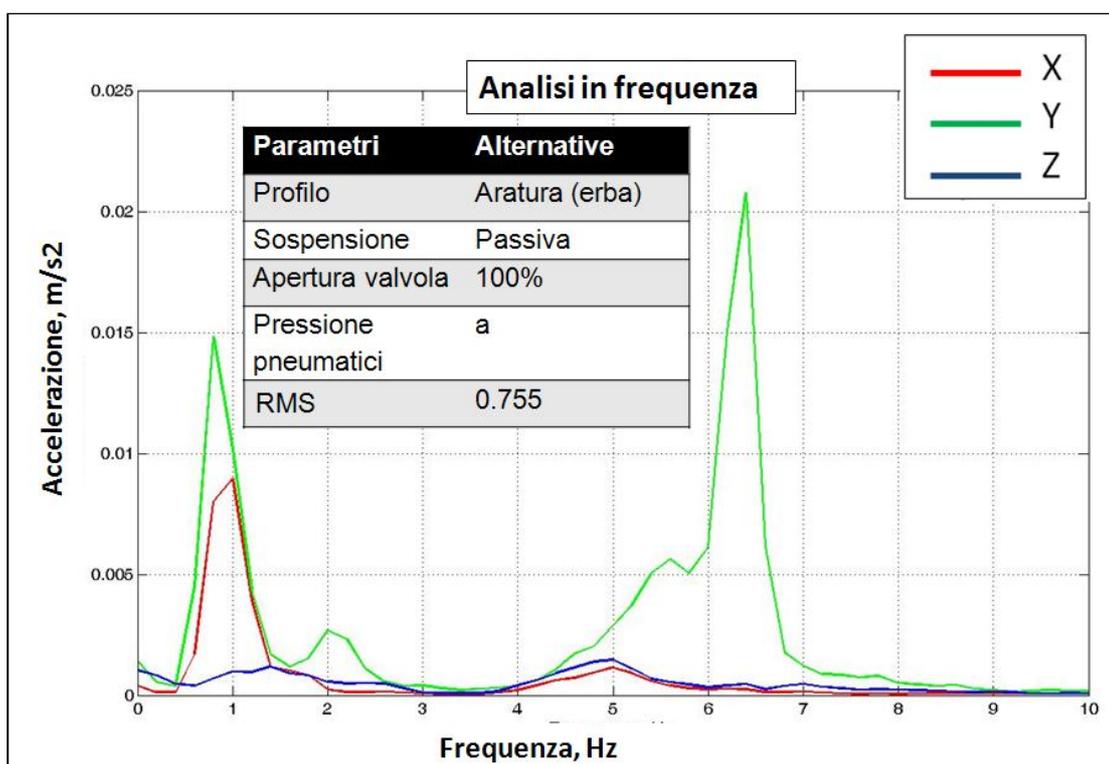


Figura 4.64. Analisi in frequenza dei rilievi eseguiti a bordo del trattore, durante il trasferimento a 7 km/h, su terreno inerbato, con pneumatici anteriori gonfiati a 80 kPa e posteriori a 60 kPa. In questa configurazione, le sospensioni idropneumatiche sono libere. Sull'asse delle ordinate sono indicati i m/s² registrati dall'accelerometro.

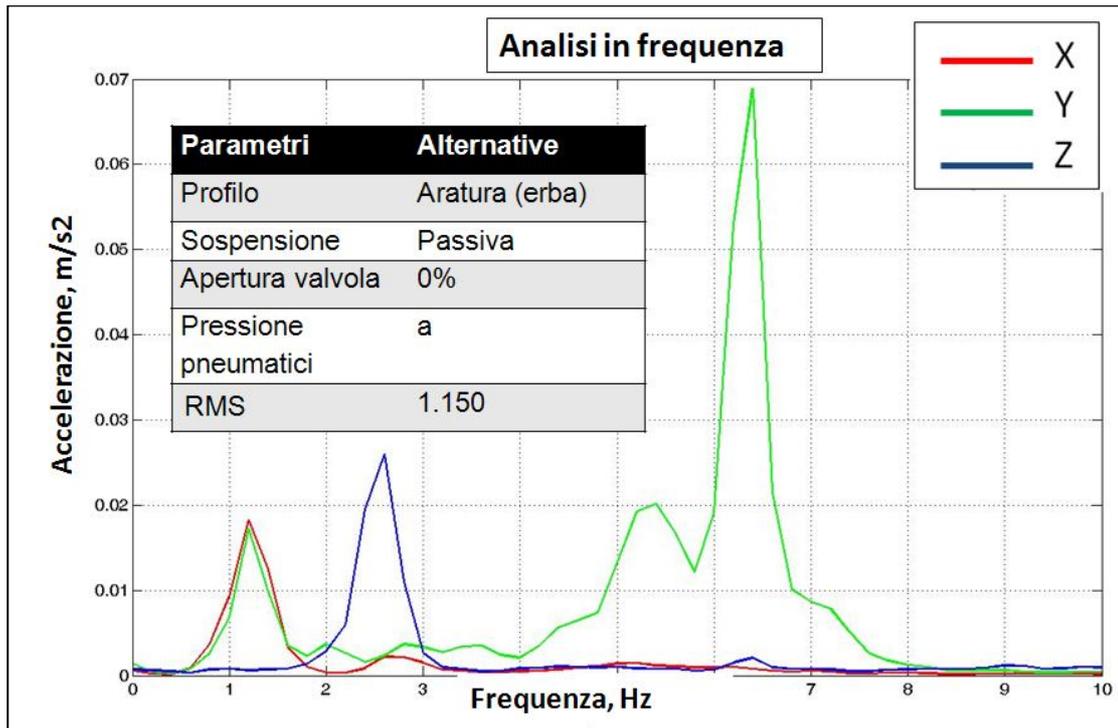


Figura 4.65. Analisi in frequenza dei rilievi eseguiti a bordo del trattore, durante il trasferimento a 7 km/h, su terreno inerbito, con pneumatici anteriori gonfiati a 80 kPa e posteriori a 60 kPa. In questa configurazione, le sospensioni idropneumatiche sono bloccate. Sull'asse delle ordinate sono indicati i m/s^2 registrati dall'accelerometro.

La combinazione tra pressione di gonfiaggio più bassa e sospensione pilotata mostra i suoi effetti positivi nella figura 4.66, non tanto alle basse frequenze, dove l'intensità dei picchi è paragonabile a quella registrata con pressione di gonfiaggio superiore, quanto tra 6 e 7 Hz, dove il picco si riduce di circa il 50%, presentando un livello di circa $0,03 m/s^2$.

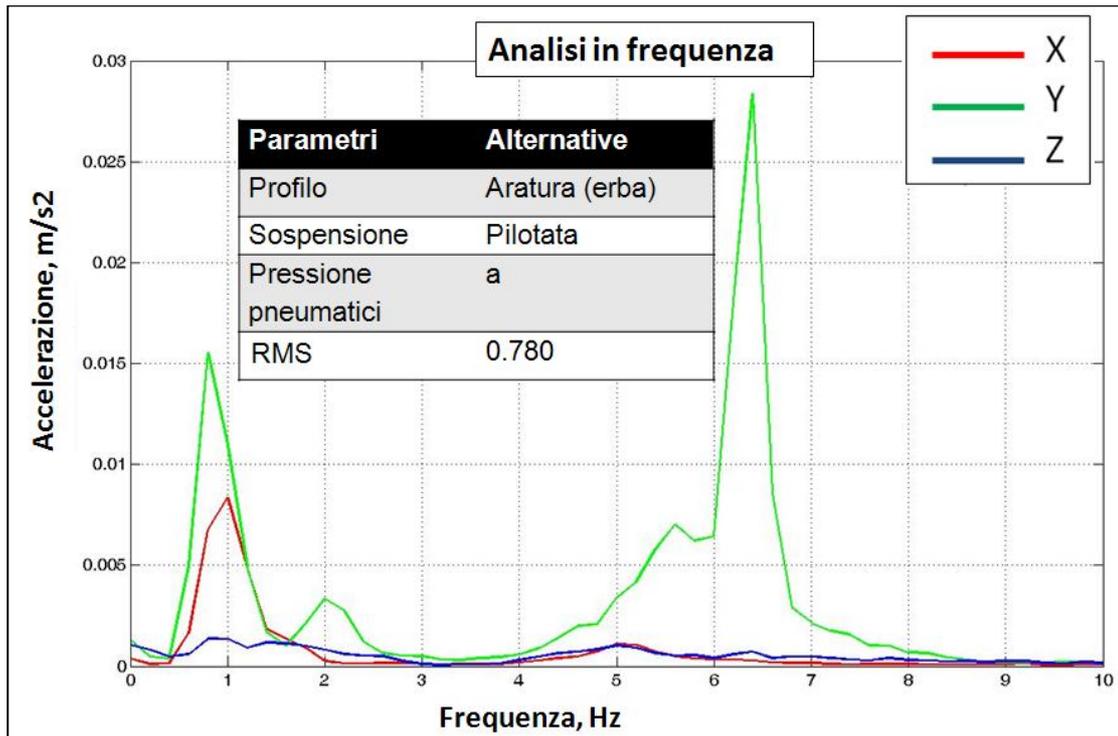


Figura 4.66. Analisi in frequenza dei rilievi eseguiti a bordo del trattore, durante il trasferimento a 7 km/h, su terreno inerbito, con pneumatici anteriori gonfiati a 80 kPa e posteriori a 60 kPa. In questa configurazione, le sospensioni idropneumatiche sono pilotate. Sull'asse delle ordinate sono indicati i m/s^2 registrati dall'accelerometro.

Come per le altre simulazioni la presenza di un picco vibratorio tra 6 e 7 Hz rafforza l'ipotesi che in tale range sia presente la frequenza tipica del dispositivo di sospensione con cui è stato equipaggiato il trattore di prova.

Essendo l'MB-Trac un trattore non convenzionale, perchè a ruote isodiametriche ed equipaggiato con sospensioni sia anteriori che posteriori, non è possibile a priori riuscire a discriminare se tale picco sia riferibile ad una coppia, all'altra o a entrambe le coppie di cilindri.

Probabilmente, la questione si sarebbe potuta accertare bloccando una coppia di cilindri e facendo lavorare l'altra in alternativa, ma tale fase non è stata prevista nel programma di lavoro svolto.

IV.VI. Applicazione del modello multi criterio

Tutti gli elementi del modello gerarchico sono stati confrontati.

In una situazione semplice, tutti i criteri sono espressi nella stessa unità, ma in molti problemi reali, e anche in questo caso, molti criteri possono essere espressi in diverse dimensioni. La scala di Saaty permette di confrontare i criteri (tabella 4.16) e le alternative, perché traduce il numero assoluto con una descrizione linguistica dell'importanza relativa di ogni elemento.

Il confronto fra criteri e alternative produce dei fattori di ponderazione (tabella 4.17), che vengono poi moltiplicati, per ottenere un unico peso per ciascun criterio e per ogni singola alternativa (tabella 4.18).

Sono stati considerati i livelli globali di vibrazione RMS calcolati durante i test reali. In base a numerose analisi precedenti, è stato riscontrato che il minimo livello globale di vibrazione rilevato durante qualsiasi tipo di aratura, eseguita quindi con qualsiasi tipo di combinazione trattore-aratro e per qualunque condizione di terreno, di velocità di avanzamento, di irregolarità della superficie, ecc. è di 0,42 m/s², che potrebbe essere definito come il **valore-soglia** (*threshold*).

Tabella 4.16. Matrice dei dati relative a criteri e alternative.

Casi		Alternative			
		a	b	c	d
Criteri	Mezzo di propulsione	ruota	ruota	ruota	ruota
	Massa	pesante	leggera	leggera	pesante
	Velocità di avanzamento	media	bassa	media	media
	Metodo di lavorazione	in solco	in solco	in solco	in solco
	Profilo della superficie del terreno	molto accidentato	molto accidentato	molto accidentato	regolare
	Condizioni del terreno	scarse	buone	scarse	buone
	Tipo di sospensione del sedile	pneumatica	pneumatica	pneumatica	pneumatica
	Potenza del trattore	119 kW	92 kW	96 kW	141 kW
Livello globale RMS		3,33 m/s ²	2,04 m/s ²	1,57 m/s ²	0,73 m/s ²

Tabella 4.17. Confronto tra i criteri applicando la scala di Saaty.

	PM	MS	TS	PW	SP	SC	ST	TP
Mezzo di propulsione (PM)	1	6	6	7	7	8	8	9
Massa (MS)	1/6	1	6	6	6	6	7	8
Velocità di avanzamento (TS)	1/6	1/6	1	5	6	6	7	8
Metodo di lavorazione (PW)	1/7	1/6	1/5	1	3	3	4	4

Profilo della superficie del terreno (SP)	1/7	1/6	1/6	1/3	1	3	3	3
Condizioni del terreno (SC)	1/8	1/6	1/6	1/3	1/3	1	3	3
Tipo di sospensione del sedile (ST)	1/8	1/7	1/7	1/4	1/3	1/3	1	2
Potenza del trattore (TP)	1/9	1/8	1/8	1/4	1/3	1/3	1/2	1

Tabella 4.18. Pesi dei singoli criteri considerate (W) e pesi normalizzati (W_n).

	W	W _n
PM	3,10	0,39
MS	1,83	0,23
TS	1,32	0,16
PW	0,62	0,08
SP	0,44	0,06
SC	0,34	0,04
ST	0,21	0,03
TP	0,16	0,02

Considerando una riduzione di tale valore di circa il 10% (a causa di imprecisioni di misurazione e taratura dello strumento), 0,38 m/s² potrebbe essere considerato il livello minimo di vibrazione globale RMS misurato durante l'aratura (in pratica, una sorta di offset). La differenza (D) tra i livelli RMS ottenuti e il valore di offset, per ciascuno dei casi esaminati, viene mostrato in tabella 4.19.

Tabella 4.19. Differenza D tra il livello globale RMS e il valore di offset (m/s²).

	a	b	c	d
Livello globale RMS	3,33	2,04	1,57	0,73
Offset	0,38			
D	2,95	1,66	1,19	0,35

Partendo dai valori (D) così ottenuti, e considerando i pesi dei criteri precedentemente calcolati (tabella 4.18), è stato possibile valutare l'influenza di ciascun criterio all'interno di ciascuna delle 4 prove reali condotte (tabella 4.20).

Tabella 4.20. Influenza dei criteri considerate sul valore globale RMS delle quattro prove reali.

Criteri	Peso normalizzato	Contributo sul livello globale RMS			
		a	b	c	d
Mezzo di propulsione (PM)	0,39	1,14	0,64	0,46	0,14
Massa (MS)	0,23	0,67	0,38	0,27	0,08

Velocità di avanzamento (TS)	0,16	0,47	0,26	0,19	0,06
Metodo di lavorazione (PW)	0,08	0,23	0,13	0,09	0,03
Profilo della superficie del terreno (SP)	0,06	0,18	0,10	0,07	0,02
Condizioni del terreno (SC)	0,04	0,12	0,07	0,05	0,01
Tipo di sospensione del sedile (ST)	0,03	0,09	0,05	0,04	0,01
Potenza del trattore (TP)	0,02	0,05	0,03	0,02	0,007
Σ	1	2,95	1,66	1,19	0,35

V. Considerazioni conclusive

V.I. Le vibrazioni nella filiera viticola

Scopo iniziale della ricerca era quello di identificare un approccio standardizzato per la valutazione del rischio da esposizione a vibrazioni meccaniche degli operatori addetti all'uso di mezzi meccanizzati nella filiera viticola. Grazie alla predisposizione di una serie di schede specifiche appositamente messe a punto, al rilievo di dati mirati e alla loro successiva elaborazione ed analisi, con il contributo integrato di diverse Unità Operative (ASL di Pavia, Fondazione Maugeri della Clinica del Lavoro e della Riabilitazione di Pavia, Dipartimento di Ingegneria Agraria dell'Università degli Studi di Milano) è stato possibile valutare nel dettaglio l'entità del rischio vibrazioni di gruppi di operazioni omogenee nello svolgimento della normale attività in vigneto.

Al di là della valenza comprensoriale della ricerca (l'Oltrepo pavese), non va dimenticato un importante valore aggiunto dell'intero lavoro, e cioè quello di poter dare un importante contributo alla costituzione del database nazionale (ed internazionale) di valori vibrazionali tipici cui far riferimento per la valutazione del rischio nell'impossibilità di esecuzione di misure specifiche, auspicato in modo ricorrente nelle norme italiane e sovranazionali, e che vede in letteratura già alcuni esempi operativi (CNR, ISPESL, ecc.), ma che rivela la sua validità nella misura in cui l'opera si presenta completa, esaustiva e plausibile.

In generale, fatta salva la necessità di aggiornare la valutazione di tutti i requisiti alle nuove norme (es. tipico il "breve termine" previsto dal D.L. 81/08), la situazione non appare particolarmente critica dal punto di vista del rischio per la salute degli addetti. Tuttavia non vanno dimenticate alcune situazioni localmente critiche, e che soprattutto la stagionalità tipica dei lavori in viticoltura sottopone spesso gli operatori a veri e propri *tour de force*, con turni lavorativi che superano

di gran lunga le 8 ore canoniche e possono esporre con maggiore probabilità al superamento del suddetto limite per esposizione a breve termine. Quest'ultimo aspetto è rilevante anche e soprattutto tenendo conto che l'affaticamento che inevitabilmente insorge si rivela un grave fattore di rischio relativo al possibile accadimento di incidenti dovuto all'abbassamento del livello di attenzione e di sorveglianza e all'allungamento dei tempi di reazione.

Valutando invece il quadro in riferimento al livello di azione, i dati indicano l'opportunità di prendere misure per il contenimento del disturbo vibrazionale. L'asse di percezione che di gran lunga ha evidenziato i valori più alti è quello verticale che, per la tipica postura degli addetti (seduti) quello che interessa tipicamente la colonna vertebrale. Si conferma quindi la pericolosità del fenomeno vibrazionale in agricoltura (e quindi anche specificamente in viticoltura) con la possibile insorgenza delle tipiche patologie già note in passato e registrate a carico proprio di questo importante distretto scheletrico.

I trattori cingolati generano quasi sempre livelli vibrazionali sempre più alti, specie nell'asse verticale, di quelli a ruote; nell'unico caso d'uso di un'operatrice semovente (una vendemmiatrice) i valori sono risultati molto bassi.

Si può quindi individuare una serie di interventi concreti, di applicazione più o meno immediata, per il miglioramento globale della situazione:

1. progressivo abbandono dei trattori cingolati a favore di modelli a ruote, di costruzione recente: data la capillare radicazione del mezzo cingolato nel comprensorio di riferimento, e all'eccellente considerazione che questo tipo di macchina tuttora gode nell'opinione degli operatori, si tratta di un cambiamento che presumibilmente incontrerà una forte resistenza, anche in considerazione dell'effettiva superiorità del cingolato in taluni frangenti operativi, cioè nei lavori su terreni instabili, friabili, poco consistenti e soprattutto in forte pendenza;
2. attenta e puntuale manutenzione del sedile di guida e della sua regolazione (quando possibile) in termini di rigidità della sospensione e di posizionamento orizzontale e verticale;
3. controllo e ripristino della corretta pressione di gonfiaggio dei pneumatici (nei trattori a ruote) o lubrificazione ed eventuale sostituzione dei ramponi danneggiati nel cingolato, del quale va in generale mantenuta in efficienza la

catena cinematica finale del moto di propulsione (ruote motrici, ruote tendicingolo, ruotini d'appoggio);

4. controllo ed eventuale sostituzione dei silent-block (i tasselli antivibranti in gomma) della piattaforma di guida (quando presente) se si presentano deformati, fessurati, screpolati;
5. adeguata turnazione temporale nell'esecuzione delle mansioni più gravose, o quantomeno attenta e puntuale manutenzione delle macchine operatrici accoppiate al trattore, specie di quelle con organi rotanti ad alta velocità (trinciasarmenti e trinciaerba, spollonatrici, erpici rotanti, ecc.) in cui gli organi lavoranti, se non ottimamente bilanciati, possono dare origine a intense vibrazioni;
6. esecuzione delle varie operazioni colturali a velocità congrue e adottando uno stile di guida adeguato, con un'alta qualità agronomica, senza forzature in eccesso, che possono portare ad un aumento non indifferente dei livelli vibrazionali;
7. previsione di adeguate pause o periodi di riposo, che consentano un recupero dall'affaticamento mentale e muscolare dovuto sia alla sollecitazione meccanica, che alla postura incongrua.

V.II. Considerazioni sull'impiego del banco prova vibrazioni del CRA-ING di Treviglio

L'analisi dei dati raccolti nella filiera viticola hanno permesso di evidenziare i parametri che maggiormente influenzano i livelli vibrazionali misurati nelle diverse operazioni.

La creazione di algoritmi per la valutazione predittiva del rischio da esposizione a vibrazioni prevederebbe però l'analisi di tutte le condizioni operative realizzabili in campo. Data la grande variabilità delle attività nell'ambiente agricolo, si tratta purtroppo di un'attività pressoché impossibile da portare a termine; ci si è avvalsi pertanto di uno strumento, il banco prova vibrazioni, con il quale è stato possibile simulare svariate condizioni operative.

Anche con l'ausilio di tale mezzo non sarebbe stato però possibile analizzare tutte le combinazioni operative reali; è stata perciò considerata un'operazione *pilota*, l'aratura.

Si tratta di un'operazione molto diffusa su tutto il territorio, e piuttosto pericolosa dal punto di vista vibrazionale, perché i livelli sono sempre piuttosto elevati e rappresentano indubbiamente un campanello d'allarme per la salute dell'operatore.

Considerando pertanto il tipico cantiere di lavoro, costituito dal trattore accoppiato ad un aratro di tipo tradizionale, sono stati rilevati i livelli vibrazionali in specifiche condizioni precedentemente stabilite, che sono poi state riprodotte al banco prova vibrazioni.

Sono stati messi a fuoco e analizzati i parametri che influiscono sul fenomeno vibratorio nelle condizioni specificate, per riuscire a definire la loro influenza relativa sul livello globale di vibrazione misurato strumentalmente.

Mediante la regressione lineare è stato esplicitato il peso di ogni criterio considerato, e cioè: massa del trattore, velocità di avanzamento, irregolarità del terreno e livello di compattamento. L'interazione tra queste variabili ha permesso di sviluppare un algoritmo globale.

Tenendo in ogni caso ben presente che quella presentata è un'analisi riguardante una singola combinazione trattore-operatrice, è possibile affermare che:

- tutte le variabili prese in considerazione sono risultate essere tutte

significative, coprendo di fatto un intervallo estremamente ampio di condizioni vibratorie, da estremamente confortevole a notevolmente disturbante;

- l'analisi della varianza evidenzia che i livelli non sono così casuali come a prima vista potrebbe sembrare, ma mostra importanti correlazioni, tali da poter formulare una serie di algoritmi finalizzati a definire il peso di ogni singola variabile indipendente;
- lo studio dovrebbe quindi prevedere un ampliamento della griglia inerente le misure nelle diverse condizioni di prova (ad es. considerando anche il trasporto veloce su strada pubblica, con attrezzature al traino), non trascurando comunque l'entità del compattamento del terreno agrario, fattore che non si è potuto indagare compiutamente nel presente lavoro.

Proprio la definizione dell'influenza del compattamento sembra essere determinante per riuscire ad affinare il modello, e pertanto potrà essere uno degli obiettivi delle future analisi.

V.III. Considerazioni sull'impiego del banco prova vibrazioni della TU di Berlino

Partendo dal presupposto che la presenza di un sistema più o meno complesso di dispositivi di sospensione influisca positivamente sul comfort dell'operatore al posto di guida di diverse macchine agricole, si è cercato di valutare il comfort dell'operatore a bordo di un trattore equipaggiato con un sistema di sospensione integrale, in funzione della sua modalità operativa (libera, bloccata o pilotata).

L'analisi è stata eseguita con il banco prova vibrazioni installato presso il dipartimento di Konstruktion von Maschinensystem della Technische Universität di Berlino, testando un trattore MB-Trac a ruote isodiametriche, equipaggiato con sospensioni idropneumatiche sulle 4 ruote.

Prima di effettuare le prove è stato necessario mettere a punto l'impianto, al fine di ottimizzarne il funzionamento.

Sono state analizzate 3 configurazioni di controllo delle sospensioni idropneumatiche, corrispondenti ad altrettante modalità di funzionamento:

- passiva libera, per la quale i cilindri idraulici delle sospensioni sono liberi di oscillare in funzione dell'input vibrazionale;
- passiva bloccata, per cui i cilindri rimangono fissi;
- pilotata, dove la valvola proporzionale permette di regolare la rigidità e il livello di smorzamento del cilindro.

Come atteso, nel caso di sospensioni passive bloccate, i livelli vibrazionali registrati sono piuttosto alti, superiori al valore limite. L'analisi dei dati ha evidenziato, invece, un'inefficienza della modalità pilotata, imputabile probabilmente ad una regolazione non idonea in riferimento alle condizioni operative. E' pertanto necessario indagare altre regolazioni, per individuare la condizioni alle quali il beneficio diventa effettivo, allo scopo di poter ridurre i livelli vibrazionali.

Per quanto riguarda la variazione della pressione di gonfiaggio, testata durante la simulazione dell'aratura, pressioni basse influenzano positivamente il valore globale RMS ed in particolare i livelli sull'asse verticale, proprio grazie alla capacità dello pneumatico gonfiato a pressioni particolarmente basse di esaltare

l'elasticità dei suoi fianchi, smorzando in modo significativo determinate componenti vibrazionali particolarmente dannose per l'operatore.

Dato che gran parte dell'energia vibrazionale di un trattore potenzialmente pericolosa per l'organismo è compresa tra 1 e 10 Hz, e che la colonna vertebrale insieme alle diverse parti degli arti inferiori e dell'apparato digerente hanno una frequenza propria che varia tra 2 e 8 Hz, l'analisi in frequenza, eseguita con il software Matlab, dei dati raccolti ha considerato solo frequenze comprese tra 1 e 10 Hz.

L'analisi ha confermato gli esiti precedenti.

In fase di trasferimento, con il sistema di sospensione regolato in *modalità libera* i picchi vibratori hanno entità molto bassa: addirittura inferiori a 0,05 m/s², quindi non preoccupanti. Se il sistema di sospensione viene settato sulla *modalità pilotata* la situazione non muta. La configurazione *bloccata* si dimostra invece la peggiore, in quanto l'asse verticale presenta picchi vibratori in concomitanza delle frequenze di risonanza del rachide.

In fase di aratura l'analisi in frequenza, come quella dei livelli vibrazionali, viene sdoppiata, in funzione della diversa pressione di gonfiaggio degli pneumatici con cui il trattore di prova è stato equipaggiato. Con pneumatici gonfiati a pressione standard, il fenomeno vibratorio è maggiore rispetto al trasferimento. In particolare, considerando la sospensione in *modalità libera* si rileva un picco sull'asse trasversale tra 6 e 7 Hz ed uno di intensità inferiore sugli assi orizzontali tra 0 e 1 Hz. Se la sospensione è *bloccata*, la situazione peggiora sull'asse trasversale mentre si nota uno smorzamento del fenomeno sull'asse verticale. La configurazione *pilotata* sembra garantire il miglioramento che ci si aspetterebbe. Gonfiando gli pneumatici a pressione inferiore si notano dei miglioramenti: l'accelerazione rilevata nei range dove si evidenziano i picchi diminuiscono anche del 60% rispetto alla configurazione precedente.

Sia nella simulazione del trasferimento del singolo trattore, che dell'aratura, indipendentemente dalla regolazione del dispositivo di sospensione, si evidenzia un picco vibratorio, più o meno intenso, a circa 6-7 Hz. Essendo sempre, esso può essere riconducibile alla frequenza propria dell'ammortizzatore. Si tratta infatti del primo elemento smorzatore, se si ripercorre la strada dell'oscillazione a ritroso.

Tra esso ed il corpo dell'operatore, quindi, non esiste altro dispositivo che tagli le vibrazioni a tali frequenze.

Essendo l'MB-Trak un trattore non convenzionale: isodiametrico ed equipaggiato con sospensioni anteriormente e posteriormente, è però impossibile, in questa fase del lavoro, riuscire a discriminare se tale picco vibratorio sia riferibile all'uno o all'altro dispositivo .

V.IV. Considerazioni sull'impiego del modello multi-attributo

Scopo ultimo del lavoro è quello di mettere a punto algoritmi per la valutazione dell'esposizione a vibrazioni meccaniche nelle filiere agricole, a partire da specifici e dettagliati database che, sulla base di una serie di parametri, sia costruttivi che operativi, siano in grado di portare ad una valutazione veritiera e realistica senza dover necessariamente compiere rilievi specifici, nella considerazione che tale *modus operandi* è sostenuto dagli Organismi deputati a legiferare in materia, ma che allo stato attuale mancano strumenti appropriati per la sua applicazione.

Si è cercato di valutare l'impiego dell'analisi multi-attributo, per verificarne la validità in tale contesto e ipotizzarne l'impiego in alternativa alla tecnica della regressione lineare.

L'obiettivo di questa analisi è stato quello di definire un certo numero di criteri e quantificarne l'importanza relativa sui valori globali RMS dei livelli di vibrazione registrati durante l'operazione agricola pilota, l'aratura. Scopo del presente modello è di prevedere il livello vibrazionale misurato al sedile di guida di un trattore accoppiato ad un aratro convenzionale.

Il modello AHP (Analytic Hierarchy Process) è stato applicato, tenendo conto dei livelli globali RMS misurati in 4 casi reali di aratura. Lo studio mostra che i criteri come il mezzo di propulsione, la massa del trattore e la velocità di avanzamento sono più importanti rispetto ad altri parametri come le condizioni del suolo e la potenza del trattore. L'influenza del criterio tipo di sospensione del sedile è molto bassa, perché non solo il tipo di sospensione, ma anche la sua corretta regolazione in funzione della massa del conducente influenza il comfort dell'operatore.

Questa è solo una dimostrazione, così condotta con pochi dati, il passo successivo sarà quello di acquisire dati sufficienti per coprire adeguatamente tutte le opzioni possibili, al fine di definire il più esattamente possibile l'influenza di ogni criterio. Il metodo studiato potrebbe essere applicato anche per modificare il punto di vista del decisore, in base ai criteri considerati.

Inoltre, tale metodologia di lavoro potrebbe essere esteso a tutte le operazioni agricole. L'obiettivo finale è la creazione di un database completo con una attenta selezione delle opzioni dei criteri. Il database sarà il mezzo per prevedere il livello vibrazionale di ogni operazione agricola, senza dover eseguire misure strumentali. Infine, l'ultimo passo sarà quello di valutare il rischio di esposizione a vibrazioni dell'operatore agricolo, prendendo in considerazione le diverse operazioni agricole, e valutando il tempo di lavoro dedicato a ciascuna di esse.

V.V. Possibili sviluppi futuri

Lo studio del fenomeno vibratorio cui l'operatore è sottoposto non è nuovo e la strada da percorrere è ancora lunga.

Lo schema di lavoro adottato è stato piuttosto eterogeneo, sfruttando diverse metodologie di lavoro: dallo sviluppo di tabelle per la raccolta standardizzata dei dati al contorno; all'impiego di banchi prova, per analizzare l'influenza dei parametri che caratterizzano le operazioni agricole e per valutare nel dettaglio i vantaggi apportati da un dispositivo ideato per favorire la sicurezza ed il comfort dell'operatore; fino alla messa a punto del modello multi-attributo per poter ampliare la rosa delle condizioni al contorno analizzabili.

Alcuni parametri presi in esame dovranno essere maggiormente approfonditi, come la compattazione del terreno e la corretta regolazione della sospensione.

Questo schema di lavoro si è dimostrato utile, tanto che potrebbe essere applicato ad altre operazioni. In questa tesi ci si è focalizzati per lo più sull'aratura in pieno campo; potrebbe essere utile verificare la bontà del lavoro su altre lavorazioni, in modo da caratterizzarle con il massimo grado di dettaglio.

Bibliografia

1. Knorr T., Oellrich M., Stark A., Nazary G., Suleiman A., Renwanz W., Schmidt M. Inbetriebnahme und Fahrkomfortmessungen an einer Hydropulsanlage. Diplomarbeit TU Berlin, 2011.
2. Olmi G. Utilizzo di metodi non lineari nella valutazione affidabilistica di dispositivi meccanici con più variabili aleatorie. Atti del 40° convegno nazionale AIAS (Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni), Palermo, 7-10 settembre, 2011, 1-15.
3. Geisen O., Kern L., Icoez C., Lasarzewski S., Scharfe J., Targosz J., Wartenberg F. Entwicklung und Inbetriebnahme einer Servohydraulischen Pruefanlage zur Fahrbahnsimulation (1-Programmdokumentation, 2-Sicherheitshandbuch und Betriebsanleitung, 3-Beschreibung der digitalen Steuerung und Regelung). Diplomarbeit TU Berlin, 2010.
1. Hammes S., Meyer H. Entwicklung eines semi-aktiven Federungssystems fuer hydropneumatisch vollgedeferte Traktoren. VDI-Berichte nr. 2111, 2010, 31-41.
2. Pessina D., Bonalume V. A predictive model for the vibration risk evaluation in agricultural machinery use. Proceedings of conference: Work Safety and Risk Prevention in Agro-food and Forest Systems, Ragusa, Italy, 2010, 1-7.
4. Sarami S. Development and evaluation of a semi-active suspension system for full suspension tractors. Dissertetion TU Berlin, 2010.
5. Capacci E., Guarnieri A., Rondelli V. Valutazione delle sollecitazioni su trattatrici sottoposte a prove di fatica in pista. IX Convegno Nazionale dell'Associazione Italiana di Ingegneria Agraria, Ischia Porto, 12-16 settembre 2009, 1-5.
6. Deboli R., Calvo A., Preti C. Whole body vibration (WBV): comparison among field data and standard test track (ISO 5008) in different operative conditions. . Proceedings of conference:Technology and management to ensure suitable agriculture, agro-systems, forestry and safety. XXXIII CIOSTA-CIGR V conference, Reggio Calabria, Italy, 2009, 1487-1491.

7. Kumar S., Parashar N. Analytical hierarchy process applied to vendor selection problem: small scale, medium scale and large scale industries. *Business Intelligence Journal*, 2009, 2, 2, 355-362.
8. Pochi D., Vassalini G., Fanigliulo R. Vibration levels at the body of the tractor driver during in-furrow and out-furrow ploughing. Proceedings of conference: Technology and management to ensure suitable agriculture, agro-systems, forestry and safety. XXXIII CIOSTA-CIGR V conference, Reggio Calabria, Italy, 2009, 1565-1569.
9. AA.VV. Sicurezza e infortunistica nei cantieri forestali, a cura di ANARF, ed AGRA, Roma, 2008.
10. Fornaciari L., Pochi D., Vassalini G., Gallucci F. Investigation of the vibrations transmitted by agricultural tractor to the driver under operative conditions. International Conference: "Innovation Technology to Empower Safety, Health and Welfare in Agriculture and Agro-food Systems", Ragusa, Italy, September 15-17, 2008, 1-8.
11. Hildebrand R., Keskinen E., Navarrete J. A. R. Vehicle vibrating on a soft compacting soil half-space: Ground vibrations, terrain damage, and vehicle vibrations. *Journal of Terramechanics*, 2008, 45, 121–136.
12. Italian D.L. 9 aprile 2008, n. 81. Attuazione dell'articolo 1 della legge 3 agosto 2007, n. 123, in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro, pubblicato nella Gazzetta Ufficiale n. 101 del 30 aprile 2008 - Supplemento Ordinario n. 108.
13. Bovenzi M., Angotzi G., Apostoli P., Negro C., Versini W. Linee guida per la prevenzione dei disturbi e delle patologie da esposizione a vibrazioni meccaniche negli ambienti di lavoro" della Società Italiana di Medicina del Lavoro, 2007.
14. Els P.S., Theron N.J., Uys P. E., Thoresson M. J. The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles. *Journal of Terramechanics* 2007, 44, 303-317.
15. Haberland J., Brinkmann C., Böttinger S. Ride Comfort with Agricultural Tractors - Interrelationships between Objective Measurements and Subjective Evaluations. *Landtechnik* 62, 2007, 5, 324 – 325.
16. Haberland J., Brinkmann C., Böttinger S. Fahrkomfortuntersuchungen mit verschiedenen Traktorreifen. *Landtechnik* 62, 2007, 4, 210-211.
17. Haberland J., Brinkmann C., Böttinger S. Fahrkomfort bei Traktoren *Landtechnik* 62, 2007, 5, 324-325.

18. Hoppe U., Henning J. M. Schwingungsentkopplung bei Landmaschinen. *Landtechnik* 59, 2007, 1, 24-25.
19. Scarlett A.J., Price J.S., Stayner R.M. Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of terramechanics*, 2007, 44, 65-73.
20. Servadio P., Marsili A., Belfiore N.P. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors. *Biosystems Engineering*, 2007, 97, 171-180.
21. Solecki L. Preliminary recognition of whole body vibration risk in private farmers' working environment. *AAEM (Ann Agric Environ Med)*, 2007, 14, 299-304.
22. Uys P.E., Els P.E., Thoresson M. Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds. *Journal of Terramechanics*, 2007, 44, 163-175.
23. Guide to good practice on Whole-Body Vibration, prepared under contract VC/2004/0341 for the European Commission Directorate General Employment, Social Affairs and Equal Opportunities, 2006.
24. Bisaglia C., Cutini M., Gruppo G. Assessment of vibration reproducibility on agricultural tractors by a "four poster test stand". Proceedings of the XVI CIGR EurAgEng, 64th VDI-MEG and FAO joint "World Congress – Agricultural Engineering for a Better World", Bonn, Germania, 2006, 1-6.
25. Hagberg M., Burström L., Ekman A., Vilhelmsson R. The association between whole body vibration exposure and musculoskeletal disorders in the Swedish work force is confounded by lifting and posture. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 298, 492–498.
26. Kogi K. Participatory methods effective for ergonomic workplace improvement. *Applied Ergonomics*, 2006, 37, 547–554.
27. Calvo A., Deboli R. Analisi dei tempi di esposizione alle vibrazioni degli operatori agro-forestali. Convegno nazionale AIIA 2005: L'ingegneria agraria per lo sviluppo sostenibile dell'area mediterranea, Catania 27-30 giugno 2005, 1-10.
28. Cavallo E., Deboli R., Paletto G., Preti C. Ripetibilità dei dati di vibrazioni sui sedili di trattori agricoli tramite pista artificiale. Atti 32° Convegno Nazionale AIA - Associazione Italiana di Acustica, Ancona 15-17 giugno 2005, 303-306.
29. Covatta A., Vassallini G., Deboli R. Produzione documentale tecnica delle vibrazioni connessa all'uso delle macchine agricole. ENAMA, Roma, 2005.

30. Himmelhuber F. Active Pneumatic Suspension for the Tractor Seat - Microprocessor-Controlled Adjustment of Characteristic Curves for Driver Seats. *Landtechnik* 60, 2006, 3, 132 – 133.
31. Deprez K., Moshou D., Anthonis J., De Baerdemaeker J., Ramon H. Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspension. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2005, 49, 431-440.
32. Makhsous M., Hendrix R., Crowther Z., Nam E., Lin F.. Reducing whole-body vibration and musculoskeletal injury with a new car seat design. *Ergonomics*, 2005, 9, 48, 1183 – 1199.
33. Nataraj S. Analytic hierarchy process as a decision-support system in the petroleum pipeline industry. *Issues in Information systems*, 2005, 6, 2, 16-21.
34. Pessina D. L'impatto delle vibrazioni sul corpo umano. Atti del convegno "ISMA – MTS: Metodi sperimentali per la misura di comfort, durata e prestazioni di trattori, operatrici e componenti nel settore agricolo", Treviglio (BG), marzo 2005, 1-18.
35. Scarlett A.J., Price J.S., Semple D.A., Stayner R.M. Whole-body vibration on agricultural vehicles: evaluation of emission and estimated exposure levels, ISBN 0 7176 2970 8, HSE BOOKS, 2005.
36. ASAE EP542 FEB99: Procedures for Using and Reporting Data Obtained with Soil Cone Penetrometer. ASAE Standard 2004.
37. ASAE S313.3 FEB04: Soil Cone Penetrometer. ASAE Standards 2004.
38. Muzammil M., Siddiqui S.S., Hasan F. Physiological effect of vibrations on tractor drivers under variable ploughing conditions. *Journal of Occupational Health*, 2004, 46, 403-409.
39. Polster A. Seat Technology of the Future. *Landtechnik* 59, 2004, 3, 134 - 135.
40. Hoppe U., Meyer H. Vibration Isolation in Farm Machines - State of the Art. *Landtechnik* 59, 2004, 1, 24-25.
41. Niemira M., Saaty T. L. An analytic network process model for financial-crisis forecasting. *International Journal of Forecasting*, 2004, 20, 4, 573-587.
42. Oh J.H., Park B.J., Aruga K., Nitami T., Cha D.S., Kobayashi H. The whole-body vibration evaluation criteria of forestry machines. *Bulletin Tokyo University*, 2004, 111, 25-48.

43. Polster A. Sitztechnik der Zukunft. *Landtechnik* 59, 2004, 3, 134-15.
44. Gomez-Limon J.A., Arriaza M., Riesgo L. An MCDM analysis of agricultural risk aversion. *European Journal of operational research*, 2003, 151, 569-585.
45. Hostensa I., Papaioannoub Y., Spaepenb A., Ramona H. A study of vibration characteristics on a luxury wheelchair and a newprototype wheelchair. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 266, 443–452.
46. Hostensa I. Ramon H. Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 266, 453–464.
47. Noris G., Luchsinger E. Accelerometri piezoelettrici industriali. *Automazione e strumentazione*, 2003, novembre, 51-53.
48. van Niekerka J.L., Pielemeierb W.J., Greenberg J.A. The use of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) values to predict dynamic seat comfort. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 260, 867–888.
49. Directive 2002/44/EC. Minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration). *Official Journal*, 2002, Vols. L 177 06/07/2002, 0013-0020.
50. ISO 5008:2002. Agricultural wheeled tractors and field machinery – Measurement of whole-body vibration of the operator.
51. Linee guida per la valutazione del rischio da vibrazioni negli ambienti di lavoro, a cura di ISPESL, 2002.
52. Moshkovich H.M., Mechitov A.I., Olson D.L. Ordinal judgment in multiattribute decision analysis. *European Journal of operational research*, 2002, 137, 625-641.
53. Vetturi D., Magalini A. Road profile excitation on a vehicle measurements and indoor testing using a four-post rig. V Congresso nazionale di Misure Meccaniche e Termiche, Abano terme (PD), 17-19 Settembre 2002, 1-11.
54. Futatsuka M., Maeda S., Inaoka T., Nagano M., Shono M., Miyakita T. Whole-body vibration and health effects in the agricultural machinery drivers. *Industrial Health*, 1998, 36, 127-132.
55. Griffin M. J. Review article - Predicting the considerations hazards of Whole-body of a standard vibration. *Industrial Health*, 1998, 36, 83-91.

56. Nishiyama K., Taoda K., Kitihara T.. A decade of improvement in whole-body vibration and low back pain for freight container tractor drivers. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 215, 635–642.
57. Pinto I. Rassegna dei diversi criteri valutativi dell'esposizione professionale a vibrazioni – parti I vibrazioni trasmesse al sistema mano-braccio. Atti del convegno dBA Dal rumore ai rischi fisici: valutazione, prevenzione e bonifica negli ambienti di lavoro, Modena 17-19 settembre 1998, 389-401.
58. Pinto I. Rassegna dei diversi criteri valutativi dell'esposizione professionale a vibrazioni – parti I vibrazioni trasmesse al corpo intero. Atti del convegno dBA Dal rumore ai rischi fisici: valutazione, prevenzione e bonifica negli ambienti di lavoro, Modena 17-19 settembre 1998, 403-415,.
59. Marsili A., Ragni L., Vassalini G. Vibration and noise of a tracked forestry vehicle. *Journal of agricultural engineering research*, 1998, 2, 1-12.
60. Cantarelli C., Fabbri A, Vibrazioni trasmesse dai motocoltivatori. *M&MA*, 1997, 4, 45-49.
61. ISO standard 2631-1. 1997. Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration. 1997. Vol. Part. 1: General requirements.
62. Lazzari A. I livelli sonori e vibrazionali relativi all'impiego di motocoltivatori. *Rivista di Ingegneria agraria*, 1997, 1, 19-26.
63. Catalano P., Cini E. Un metodo per lo studio nel dominio del tempo delle vibrazioni nella meccanica agraria. *Rivista di Ingegneria agraria*, 1996, 2, 80-87.
64. Blandini G., Cerruto E., Schillaci G., Petrone F. Valutazione delle vibrazioni trasmesse al sedile di una trattore durante la trinciatura delle ramaglie. *Rivista di Ingegneria agraria*, 1996, 4, 237-244.
65. ISO 8608:1996. Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data.
66. Libin Z., Yibin Y., Fang X., Ragni L., Vassalini G. Ergonomic evaluation of a ride-on walking tractor. *Proceedings of the International conference on structural dynamics, vibration, noise and control*, Hong Kong, 5-7 dicembre, 1995, 1095-1100.
67. Fang X., Libin Z., Yibin Y., Ragni L., Vassalini G. Anti-vibration solution for ride-on walking tractor. *Proceedings of the International conference on structural dynamics, vibration, noise and control*, Hong Kong, 5-7 dicembre 1995, 1176-1179.

68. Lines J., Stiles M., Whyte R. Whole body vibration during tractor driving. *Journal of low frequency noise and vibration*, 1995, 14, 2, 87-103.
69. Pessina D. Le vibrazioni sulle vendemmiatrici a scuotimento laterale. *Rivista di Ingegneria agraria*, 1995, 17, 132-142.
70. Salokhe V.M., Majumder B., Islam M.S. Vibration characteristics of a power tiller. *Journal of Terramechanics*, 1995, 32, 4, 191-197.
71. Prasad N., Tewari V.K., Yadav R. Tractor ride vibration – a review. *Journal of Terramechanics*, 1995, 32, 4, 205-219.
72. Laib L. Analysis of the vibration – excitation effect caused by deformable soil surfaces. *Journal of Terramechanics*, 1995, 32, 3, 151-163.
73. Triantaphyllou E., Mann S. Using the analytic hierarchy process for decision making in engineering applications: some challenges. *International Journal of Industrial Engineering*, 1995, 1, 2, 35-44.
74. Ragni L. Vibrazioni trasmesse al sistema mano-braccio da motocoltivatori. *Rivista di Ingegneria agraria*, 1994, 1, 18-26.
75. Bovenzi M. Recenti acquisizioni sulla sindrome da vibrazioni mano-braccio. *Atti del convegno dBA rumore e vibrazioni: valutazione, prevenzione e bonifica negli ambiente di lavoro, Modena 20-22 ottobre 1994*, 41-49.
76. Vigone M. Norme tecniche per la certificazione acustica e di vibrazioni delle macchine. *Atti del convegno dBA rumore e vibrazioni: valutazione, prevenzione e bonifica negli ambiente di lavoro, Modena 20-22 ottobre 1994*, 71-102.
77. Tugnoli V. Politiche e norme comunitarie per l'ingegneria agraria. *M&Ma*, 1994, 10, 10-14.
78. Pessina D. Valutazione delle vibrazioni sul sedile di guida di un trattore convenzionale equipaggiato con differenti pneumatici radiali. *Atti del convegno nazionale AIGR Il ruolo dell'ingegneria per l'agricoltura 2000, Potenza 7-11 giugno 1993*, 429-440.
79. Nuccitelli G., Ragni L. Influenza della regolazione del sedile sulla trasmissione delle vibrazioni al conducente. *Rivista di ingegneria agraria*, 1993, 3, 143-150.
80. Fusilli M., Bartoletti L., Savelli G. Valutazione delle vibrazioni all'intero corpo cui sono esposti gli addetti alle macchine agricole durante le fasi lavorative di varie colture sul territorio della regione toscana. *Atti del convegno nazionale Lavoro e salute in agricoltura, Punta ala 5-7 Ottobre 1993*, 289-307.

81. Potecchi S. Aspetti caratteristici e normativi dei sedili per macchine agricole. Atti del convegno nazionale Lavoro e salute in agricoltura, Punta Ala 5-7 Ottobre 1993, 279-287.
82. Lines J.A., Peachey R.O., Collins T.S. Predicting the ride vibration of an unsuspended tractor using the dynamic characteristics of rolling tyres. *Journal of Terramechanics*, 1992, 29, 3, 307-315.
83. Herterich J., Schnauber H. The effects of vertical mechanical vibration on standing man. *Journal of low frequency noise and vibration*, 1992, 11, 2, 52-61.
84. Pessina D., Rizzato E. Evaluation of the vibrations produced by agricultural driving tyres. Atti del convegno International conference on agricultural engineering, Uppsala, 1-4 giugno 1992, 1-11.
85. Rizzato E. Ergonomia e sicurezza nelle macchine agricole: il ruolo dei pneumatici sulle vibrazioni del trattore agricolo. Tesi di dottorato presso l'ex Istituto di ingegneria agraria di Milano, 1992.
86. Wikström B.O., Kjellberg A., Dallner M. Whole-body vibration: a comparison of different methods for the evaluation of mechanical shocks. *International Journal of industrial ergonomics*, 1991, 7, 41-52.
87. Guarnieri A., Ragni L. Analisi delle vibrazioni su un trattore a ruote di media potenza. *Rivista di ingegneria agraria*, 1991, 2, 106-114.
88. Peretti A. Misura e valutazione delle vibrazioni trasmesse al corpo sui mezzi di trasporto e sulle macchine semoventi. Atti del convegno nazionale Rumore e vibrazioni: valutazione, protezione e bonifica, Bologna 20-21 novembre 1990, 3-40.
89. Bovenzi M. Effetti acuti delle vibrazioni trasmesse a tutto il corpo. Atti del convegno nazionale Rumore e vibrazioni: valutazione, protezione e bonifica, Bologna 20-21 novembre 1990, 49-65.
90. Grillo S. Effetti cronici delle vibrazioni trasmesse al corpo. Atti del convegno nazionale Rumore e vibrazioni: valutazione, protezione e bonifica, Bologna 20-21 novembre 1990, 69-81.
91. Guarnieri A., Lazzari M., Pellizzi G. Valutazione delle vibrazioni trasmesse al sistema mano-braccio su macchine motrici di piccola potenza. *Rivista di Ingegneria agraria*, 1990, 4, 219-224.
92. Crolla D.A., Horton D.N.L., Stayner R.M. Effect of tyre modelling on tractor ride vibration predictions. *Journal of agricultural engineering*, 1990, 47, 55-77.

Bruel & Kjaer. Dispensa Introduzione alle misure di vibrazione.

Cecchini M. Dispensa corso per responsabili dei servizi di prevenzione e protezione. Università della Tuscia.

Rivola A. Dispensa Meccanica delle Vibrazioni, Università degli studi di Bologna.

Spectra s.r.l. Dispensa Valutazione del rischio da esposizione alle vibrazioni.

Appendice A

Specifiche tecniche dell'accelerometro impiegato nei rilievi dei livelli vibrazionali.

Specifiche HAVPro	
Sensore standard	
Tipi di ingresso	(3) canali di ingresso accettano (1) accelerometro triassiale
Sensore mano-braccio:	Mod. tensione, accelerometro triassiale No. 072-010, sensibilità 10mV/g
H-A RMS Range:	da 0.01 m/s ² a 5.000 m/s ² , a seconda di gain setting (regolazione guadagno)
H-A Peak Range:	accelerometro da 0.2 m/s ² a 7.000 m/s ² , a seconda del gain setting
Sensore corpo intero:	(regolazione guadagno) No. 072-011 mod. tensione, accelerometro triassiale seat-pad,
Range W-B RMS:	sensibilità 100mV/g da 0.001 m/s ² a 500 m/s ² , a seconda del gain setting
Range W-B Peak:	(regolazione guadagno) 0.2 m/s ² to 700 m/s ² , a seconda del gain setting (regolazione guadagno)
Unita':	English, Metric, dB
Modalita' vibrazione:	Accelerazione, velocita', spostamento
Vibrazione meccanica:	Arms, Amin, Amax, Aeq, Amp, PEAK, Time History
Vibrazione mano-braccio:	Arms, Amin, Amax, Aeq, Amp, PEAK, A(1), A(2), A(4), A(8)
Vibrazione corpo intero:	Arms, Amin, Amax, Aeq, Amp, PEAK, CFmp, CF, VDV, Time History
Livello rumore:	Non disponibile
Campo dinamico:	60dB
Campo frequenza:	0.5 – 3000 Hz +/- 5% 0.3 – 5000 Hz +/- 10%
Velocita' di campionamento:	14,400 Hz
Analisi in frequenza:	Non disponibile
Ponderazione frequenza	
Impostazioni:	Fino a 10 file personalizzabili da utente
Data Files:	Fino a 100 file di dati
Time History:	Intervalli di 1, 2, 5, 10, 20, 30 o 60 secondi. Fino a 120 intervalli per file con intervalli Arms e PEAK. Fino a 240 intervalli per data file con intervallo Arms o PEAK
Dimensione:	512K
Comunicazione	
Interfaccia:	Interfaccia seriale RS-232 su 8-pin USB 1.1 DIN, fino a 115 kbps
Stampa diretta:	Stampa diretta:
Uscite: AC:	AC: Pesata o Limitata, DC: rms, min, max, peak, sum rms, sum max, sum min, sum peak
Standard	
EMI/RFI:	Conformita' CE
Rendimento:	ISO 8041:1990 e 1:1999, 2631, 5349, ANSI S3.34, ANSI 3.18, Direttiva Europea sulle Vibrazioni 2002/44/EC
Condizioni ambientali	da -20 a 60C (-4 to 140F) fino a 90RH, senza condensa
Meccanica e alimentazione	
Batteria:	(2) "AA" (IEC Type LR6), 12 ore in modalita' Carica/Diretto, 4 ore in modalita' voltaggio
Dimensione:	152.4mm x 83.8mm x 27.9mm
Peso:	279g
Lingue	Inglese, Spagnolo, Tedesco, Italiano Inglese, Russo

Appendice B

Modelli delle schede compilate in campo durante l'esecuzione delle operazioni colturali

SCHEDA n. 1 – GESTIONE della CHIOMA

Filiera:	VITICOLTURA		
Lavorazione:	CIMATURA <input type="checkbox"/> POTATURA <input type="checkbox"/> SFOGLIATURA <input type="checkbox"/>		
Azienda:			
Data:	Operatori:		
Trattore:	marca:	modello:	potenza max: _____ kW
			_____ CV
	ruote motrici: 2WD <input type="checkbox"/> 4WD <input type="checkbox"/>		
Sedile conducente:	tipo sospensione : meccanica <input type="checkbox"/> idraulica <input type="checkbox"/> pneumatica <input type="checkbox"/>		
Macchina operatrice:	trainata <input type="checkbox"/> portata <input type="checkbox"/> semiportata <input type="checkbox"/>		
<i>Condizioni operative</i>			
1 - Attrezzo:	Lama taglio verticale <input type="checkbox"/>		Lama taglio orizzontale <input type="checkbox"/>
2 - Condizioni terreno:	favorevoli (sabbioso, in tempera o bagnato, assenza di scheletro, soffice)	intermedie (medio impasto, in tempera, poco scheletro, compattato superficialmente)	sfavorevoli (argilloso, secco, molto scheletro, compattato anche in profondità)
3 - Superficie terreno:	omogenea (es. prato)	irregolare (es stoppie di grano)	accidentata (es. stocchi di mais)
4 - Velocità di avanzamento:	bassa (< 5 km/h)	media (5-8 km/h)	alta (>8 km/h)
Livelli vibrazionali rilevati:	asse X (trasv.): m/s ²	asse Y (long.): m/s ²	asse Z (vert.): m/s ²
Tempo rilevazione:	di asse X (trasv.): ___ min	asse Y(long.): ___ min	asse Z (vert.): ___ min
VALORE INTERO DL 187/2005:	CORPO	max (1,4*X; 1,4 *Y; Z)= _____ m/s ²	

VALORE GLOBALE DI ESPOSIZIONE CORPO INTERO :	$\sqrt{(1,4 *X)^2 + (1,4 *Y)^2 + (Z)^2} = \underline{\hspace{2cm}}$ <p style="text-align: center;">m/s²</p>
Note:	Rumore:

SCHEDA n. 2 – GESTIONE del SUOLO

Filiera:	VITICOLTURA			
Lavorazione:	FRESATURA <input type="checkbox"/>	ERPICATURA <input type="checkbox"/>		
Azienda:				
Data:	Operatori:			
Trattore:	marca: _____	modello: _____	potenza max: _____ kW	ruote motrici: 2WD <input type="checkbox"/>
	_____	_____	_____ CV	4WD <input type="checkbox"/>
Sedile conducente:	tipo sospensione : meccanica <input type="checkbox"/> idraulica <input type="checkbox"/> pneumatica <input type="checkbox"/>			
Macchina operatrice:	trainata <input type="checkbox"/> portata <input type="checkbox"/> semiportata <input type="checkbox"/>			
<i>Condizioni operative</i>				
1 - Attrezzo:	larghezza : meno di --- m <input type="checkbox"/> più di --- m <input type="checkbox"/>		profondità di lavorazione: _____ cm	
2 - Condizioni terreno:	favorevoli (sabbioso, tempera o bagnato, assenza di scheletro, soffice)	intermedie (medio impasto, in tempera, poco scheletro, compattato superficialmente)	sfavorevoli (argilloso, secco, molto scheletro, compattato anche in profondità)	
3 - Superficie terreno:	omogenea (es. prato)	irregolare (es. stoppie di grano)	accidentata (es. stocchi di mais)	
4 - Velocità di avanzamento:	bassa (< 5 km/h)	media (5-8 km/h)	alta (>8 km/h)	
Livelli vibrazionali rilevati:	asse X (trasv.): _____ m/s ²	asse Y (long.): _____ m/s ²	asse Z (vert.): _____ m/s ²	
	Tempo di rilevazione: asse X (trasv.): _____ min	asse Y (long.): _____ min	asse Z (vert.): _____ min	
VALORE CORPO INTERO DL 187/2005:		max (1,4*X; 1,4 *Y; Z)= _____ m/s ²		
VALORE GLOBALE DI ESPOSIZIONE CORPO INTERO :		$\sqrt{(1,4 *X)^2 + (1,4 *Y)^2 + (Z)^2} =$ _____ m/s ²		
Note:	Rumore:			

SCHEMA n. 3 – GESTIONE dell'INTERFILA

Filiera:	VITICOLTURA		
Lavorazione:	TAGLIO ERBA <input type="checkbox"/> TRINC. ERBA <input type="checkbox"/> TRINC. SARMENTI <input type="checkbox"/>		
Azienda:			
Data:	Operatori:		
Trattore:	marca: _____	modello: _____	potenza max: _____ kW _____ CV
			ruote motrici: 2WD <input type="checkbox"/> 4WD <input type="checkbox"/>
Sedile conducente:	tipo sospensione : meccanica <input type="checkbox"/> idraulica <input type="checkbox"/> pneumatica <input type="checkbox"/>		
Macchina operatrice:	trainata <input type="checkbox"/> portata <input type="checkbox"/> semiportata <input type="checkbox"/>		
<i>Condizioni operative</i>			
1 - Attrezzo:	larghezza: meno di _____ m più di _____ m	Tipo organo lavorante : _____	
2 - Condizioni terreno:	favorevoli (sabbioso, assenza di scheletro)	intermedie (medio poco scheletro)	sfavorevoli (argilloso, molto scheletro)
3 - Superficie terreno	omogenea (es. prato)	irregolare (es. stoppie di grano)	accidentata (es. stocchi di mais)
4 - Velocità di avanzamento:	bassa (< 5 km/h)	media (5-8 km/h)	alta (>8 km/h)
Livelli vibrazionali rilevati:	asse X (trasv.): _____ m/s ²	asse Y (long.): _____ m/s ²	asse Z (vert.): _____ m/s ²
Tempo di rilevazione:	asse X (trasv.): _____ min	asse Y (long.): _____ min	asse Z (vert.): _____ min
VALORE CORPO INTERO DL 187/2005:	max (1,4*X; 1,4 *Y; Z)= _____ m/s ²		
VALORE GLOBALE DI ESPOSIZIONE CORPO INTERO :	$\sqrt{(1,4 *X)^2 + (1,4 *Y)^2 + (Z)^2} =$ _____ m/s ²		
Note:	Rumore:		

SCHEDA n. 4 - TRATTAMENTI FITOSANITARI

Filiera:	VITICOLTURA		
Lavorazione:	TRATTAMENTO FITOSANITARIO <input type="checkbox"/>		SOLFONATURA <input type="checkbox"/>
	CONCIMAZIONE <input type="checkbox"/>		DISERBO <input type="checkbox"/>
Azienda:			
Data:	Operatori:		
Trattore:	marca:	modello:	potenza max:
	_____	_____	_____ kW _____ CV
			ruote motrici: 2WD <input type="checkbox"/> 4WD <input type="checkbox"/>
Sedile conducente:	tipo sospensione : meccanica <input type="checkbox"/> idraulica <input type="checkbox"/> pneumatica <input type="checkbox"/>		
Macchina operatrice:	capacità serbatoio: _____ trainata <input type="checkbox"/> portata <input type="checkbox"/> semiportata <input type="checkbox"/>		
<i>Condizioni operative</i>			
1 - Attrezzo:			
2 - Condizioni terreno:	favorevoli (sabbioso, assenza di scheletro)	intermedie (medio impasto, poco scheletro)	sfavorevoli (argilloso, molto scheletro)
3 - Superficie terreno:	omogenea (es. prato)	irregolare (es. stoppie di grano)	accidentata (es. stocchi di mais)
4 - Velocità di avanzamento:	bassa (< 5 km/h)	media (5-8 km/h)	alta (>8 km/h)
Livelli vibrazionali rilevati:	asse X (trasv.): _____ m/s ²	asse Y (long.): _____ m/s ²	asse Z (vert.): _____ m/s ²
Tempo di rilevazione:	asse X (trasv.): _____ min	Asse Y (long.): _____ min	asse Z (vert.): _____ min
VALORE CORPO INTERO DL 187/2005:	max (1,4*X; 1,4 *Y; Z)= _____ m/s ²		
VALORE GLOBALE DI ESPOSIZIONE CORPO INTERO :	$\sqrt{(1,4 *X)^2 + (1,4 *Y)^2 + (Z)^2} =$ _____ m/s ²		
Note:	Rumore:		

SCHEDA n. 5 - RACCOLTA DELL'UVA

Filiera:	VITICOLTURA		
Lavorazione:	RACCOLTA		
Azienda:			
Data:	Operatori:		
Trattore:	marca:	modello:	potenza max:
	_____	_____	_____ kW _____ CV
			ruote motrici: 2WD <input type="checkbox"/> 4WD <input type="checkbox"/>
Sedile conducente:	tipo sospensione : meccanica <input type="checkbox"/> idraulica <input type="checkbox"/> pneumatica <input type="checkbox"/>		
	<input type="checkbox"/>		
Macchina operatrice:	trainata <input type="checkbox"/> portata <input type="checkbox"/> semiportata <input type="checkbox"/> semovente <input type="checkbox"/>		
<i>Condizioni operative</i>			
1 - Attrezzo:			
2 - Condizioni terreno:	favorevoli (sabbioso, assenza di scheletro)	intermedie (medio impasto, poco scheletro)	sfavorevoli (argilloso, molto scheletro)
3 - Superficie terreno:	omogenea (es. prato)	irregolare (es. stoppie di grano)	accidentata (es. stocchi di mais)
4 - Velocità di avanzamento:	bassa (< 5 km/h)	media (5-8 km/h)	alta (>8 km/h)
Livelli vibrazionali rilevati:	asse X (trasv.): _____ m/s ²	asse Y (long.): _____ m/s ²	asse Z (vert.): _____ m/s ²
Tempo di rilevazione:	asse X (trasv.): _____ min	asse Y (long.): _____ min	asse Z (vert.): _____ min
VALORE CORPO INTERO DL 187/2005:	max (1,4*X; 1,4 *Y; Z)= _____ m/s ²		
VALORE GLOBALE DI ESPOSIZIONE CORPO INTERO :	$\sqrt{(1,4 *X)^2 + (1,4 *Y)^2 + (Z)^2} =$ _____ m/s ²		
Note:	Rumore:		

SCHEDA n. 6 - TRASPORTO DELL'UVA

Filiera:	VITICOLTURA			
Lavorazione:	TRASPORTO			
Azienda:				
Data:	Operatori:			
Trattore:	marca:	modello:	potenza max:	ruote motrici:
	_____	_____	_____ kW _____ CV	2WD <input type="checkbox"/> 4WD <input type="checkbox"/>
Sedile conducente:	tipo sospensione : meccanica <input type="checkbox"/> idraulica <input type="checkbox"/> pneumatica <input type="checkbox"/>			
Operatrice:	capacità:			
<i>Condizioni operative</i>				
1 - Attrezzo:				
2 - Condizioni terreno:	favorevoli (sabbioso, assenza di scheletro)	intermedie (medio impasto, poco scheletro)	sfavorevoli (argilloso, molto scheletro)	
3 - Superficie terreno:	omogenea (es. prato)	irregolare (es. stoppie di grano)	accidentata (es. stocchi di mais)	
4 - Velocità di avanzamento:	<input type="checkbox"/> bassa (< 5 km/h)	<input type="checkbox"/> media (5-8 km/h)	<input type="checkbox"/> alta (>8 km/h)	
Livelli vibrazionali rilevati:	asse X (trasv.): _____ m/s ²	asse X (long.): _____ m/s ²	asse X (vert.): _____ m/s ²	
Tempo di rilevazione:	asse X (trasv.): _____ min	asse Y (long.): _____ min	asse Z (vert.): _____ min	
VALORE CORPO INTERO DL 187/2005:	max (1,4*X; 1,4 *Y; Z)= _____ m/s ²			
VALORE GLOBALE DI ESPOSIZIONE CORPO INTERO :	$\sqrt{(1,4 *X)^2 + (1,4 *Y)^2 + (Z)^2} =$ _____ m/s ²			
Note:	Rumore:			

Appendice C

Listati delle analisi in frequenza condotti con Matlab

```
clear all;
close all;

load '01_x.txt';
Fx=X01_x(:,1);
realx=X01_x(:,2);
immx=X01_x(:,3);
imm10x=immx*10;
real10x=realx*10;
for i=1:length(real10x)
    realQx(i)=real10x(i)^2;
    immQx(i)=imm10x(i)^2;
end
realx=realQx';
immlx=immQx';
modx=(realx+immlx);
for i=1:length(modx)
    modQx(i)=modx(i)^0.5;
end

load '01_y.txt';
Fy=X01_y(:,1);
realy=X01_y(:,2);
immy=X01_y(:,3);
imm10y=immy*10;
real10y=realy*10;
for i=1:length(real10y)
    realQy(i)=real10y(i)^2;
    immQy(i)=imm10y(i)^2;
end
realy=realQy';
immly=immQy';
mody=(realy+immly);
for i=1:length(mody)
    modQy(i)=mody(i)^0.5;
end

load '01_z.txt';
Fz=X01_z(:,1);
realz=X01_z(:,2);
immz=X01_z(:,3);

imm10z=immz*10;
real10z=realz*10;

for i=1:length(real10z)
    realQz(i)=real10z(i)^2;
```

```

    immQz(i)=imm10z(i)^2;
end

reallz=realQz';
immlz=immQz';
modz=(reallz+immlz);

for i=1:length(modz)
    modQz(i)=modz(i)^0.5;
end

plot(Fx,modQx,'r');
xlabel('Hz');
ylabel('magnitudo');
title ('analisi in frequenza-file1');
grid on
hold on
plot (Fy,modQy,'g');

hold on
plot (Fz,modQz,'b');

```