

ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΩΝ ΑΚΟΥΣΤΙΚΩΝ ΔΟΝΗΣΕΩΝ (ΘΟΡΥΒΟΥ) ΣΤΗΝ ΥΓΕΙΑ ΤΩΝ ΧΕΙΡΙΣΤΩΝ ΓΕΩΡΓΙΚΩΝ ΕΛΚΥΣΤΗΡΩΝ

**Θ. Γιαλαμάς^{1α}, Δ. Κατέρης¹, Μ. Γιαλαμά², Ι. Γράβαλος¹, Π. Ξυραδάκης¹,
Γ. Μενεξές⁵, Α. Γεωργιάδης¹, Κ. Τσατσαρέλης³, Θ. Γέμτος⁴**

¹Εργαστήριο Ασφάλειας και Εργονομίας Γεωργικών Μηχανημάτων. Τομέας Γεωργικής Μηχανολογίας, Τμήμα Μηχανικής Βιοσυστημάτων Σ.Τ.Ε.Γ. Τ.Ε.Ι.Λάρισας, Τ.Κ.41110 Λάρισα. ^αe-mail: gialamas@teilar.gr

²Ψυχολόγος της Υγείας MSc

³Εργαστήριο Γ. Μηχανολογίας. Γεωπονική Σχολή. Α.Π.Θ. 54124 Θεσσαλονίκη

⁴Εργαστήριο Γ. Μηχανολογίας Π.Θ. Τ.Γ.Φυτ. Παρ/γης και Αγρ. Περιβάλλοντος Οδός Φυτόκου, Ν. Ιωνία Μαγνησίας, Τ.Κ.38446

⁵Εργαστήριο Γεωργίας. Γεωπονική Σχολή. Α.Π.Θ. 54124 Θεσσαλονίκη

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Ο προσδιορισμός των ακουστικών επιταχύνσεων των δονήσεων (θορύβου), στο θάλαμο χειρισμού των γεωργικών ελκυστήρων πραγματοποιήθηκε με πειραματικές δοκιμές σε τρεις διαφορετικούς ελκυστήρες. Οι συνθήκες των πειραματικών δοκιμών διατηρήθηκαν οι ίδιες κατά τη διάρκεια πορείας των ελκυστήρων σε ασφαλτόδρομο μήκους 700m, για να υπάρχει δυνατότητα σύγκρισής τους. Τα αποτελέσματα των πειραματικών δοκιμών εξήχθησαν με το πρόγραμμα στατιστικής ανάλυσης SPSS, με τη μέθοδο GLM-ANOVA, για να βρεθούν οι συσχετίσεις θορύβου όλων των παραγόντων μεταξύ των ελκυστήρων.

Λέξεις κλειδιά: ακουστικές δονήσεις, κόπωση χειριστών, προβλήματα υγείας

THE EFFECT OF ACOUSTIC VIBRATIONS (NOISE) ON HEALTH OF AGRICULTURAL TRACTOR OPERATORS

**Th. Gialamas^{1α}, D. Kateris¹, M. Gialama², I. Gravalos¹, P. Xyradakis¹,
G. Menexes⁵, A. Georgiadis¹, K. Tsatsarelis³, Th. Gemtos⁴**

¹Laboratory for Off-Road Equipment, Section of Agricultural Mechanics, Department of Biosystems Engineering, School of Agriculture, Technological Educational Institute of Larissa, 41110, Larissa, Greece. ^αe-mail: gialamas@teilar.gr

²Health Psychologist MSc

³Laboratory for Agricul.Engineering, Aristotle University of Thessaloniki, 54124

⁴Laboratory of Farm Mechanization Dep. Of Agriculture, Crop Production and Rural Environment, Univ.of Thessaly

⁵Laboratory for Agriculture, Aristotle University of Thessaloniki, 54124

ABSTRACT

An experimental investigation was conducted to determine the acoustic vibration (noise) effect into the cab of three different types of agricultural tractors. The treaties during experimental procedure were maintained the same at the duration of tractors course in asphalt length 700m, in order to compare them under the same terms. The results of experimental test were deduced with the program of statistical analysis SPSS, by the method GLM-ANOVA, in order to find the cross-correlations of noise of all factors between all tractors.

Key words: acoustical vibrations, operator fatigue, health problems

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα κύρια φυσικά χαρακτηριστικά του ήχου που μετρώνται κατά τη διάρκεια των πειραματικών δοκιμών είναι η συχνότητα και η ένταση του. Ο ήχος είναι μια φυσική πραγματικότητα ενώ ο θόρυβος είναι μια ψυχολογική έννοια και ορίζεται ως μη επιθυμητός ήχος, δηλαδή ο ήχος που το άτομο δεν επιθυμεί να ακούσει.

Η συχνότητα του ήχου ορίζει τον αριθμό των ολοκληρωμένων δονήσεων στη μονάδα του χρόνου και μετράται σε κύκλους ανά δευτερόλεπτο ή Hertz (Hz). Ο άνθρωπος μπορεί να αντιληφθεί, να αφομοιώσει και κυρίως να ανεχθεί ένα ορισμένο φάσμα ήχων που βρίσκονται μέσα στην περιοχή συχνοτήτων από 16 έως 20.000 Hz.

Σκοπός αυτής της εργασίας είναι να προσδιοριστούν, να καταγραφούν και να αναλυθούν σε πραγματικές συνθήκες τα μεγέθη των ακουστικών δονήσεων και των συχνοτήτων που αναπτύσσονται στο θάλαμο χειρισμού των γεωργικών ελκυστήρων και προκαλούν την κόπωση και πολλά άλλα προβλήματα υγείας στους χειριστές κατά τη διάρκεια της κίνησης τους σε ασφαλτόδρομο.

Οι πειραματικές δοκιμές των ακουστικών δονήσεων πραγματοποιήθηκαν σύμφωνα με το ISO 9612/1997 και την οδηγία 77/311/ΕΟΚ της 29ης Μαρτίου 1977, η οποία αναφέρεται στο ηχητικό επίπεδο που αντιλαμβάνονται οι χειριστές των τροχοφόρων γεωργικών ή δασικών ελκυστήρων, στο θάλαμο χειρισμού, καθώς και παλαιότερων οδηγιών όπως είναι η οδηγία 74/150/ΕΟΚ-1974.

Η πρόληψη της υγείας των εργαζομένων που εκτίθενται σε ένα επιβαρυνόμενο από θόρυβο εργασιακό περιβάλλον αναπτύσσεται σύμφωνα με τις διατάξεις του Π.Δ. 85/91, τις οδηγίες της ΕΚ 89/391, το ISO 1999/1990 «Προστασία εργαζομένων από τους κινδύνους που διατρέχουν λόγω της έκθεσής τους στο θόρυβο κατά την εργασία» (Φ.Ε.Κ. /38/α/18-3-1991), μέσω δυο ενιαίων φάσεων που στοχεύουν στη διαφύλαξη της υγείας των εργαζομένων:

Το ανθρώπινο αυτί αντιλαμβάνεται και αντιδρά λογαριθμικώς καλύτερα στις μεταβολές της ηχητικής πίεσης, σε σχέση με την κλίμακα Pascal, η οποία συμβολίζεται διεθνώς dB(A) και υπολογίζεται από την εξ.(1).

$$Decibel\ dB(A) = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (1)$$

όπου: $P_0 = 20 \times 10^{-6}$... στάθμη αναφοράς

P = πίεση του ήχου σε μέσες τετραγωνικές τιμές (RMS).

Σύμφωνα με τον (Broste, 1989) οι επιπτώσεις στην υγεία των χειριστών από το θόρυβο κατά τη διάρκεια της εργασίας τους με τα γεωργικά μηχανήματα και γενικά τα μηχανήματα εκτός δρόμου είναι πολύ σημαντικές και ταξινομούνται σε δύο κατηγορίες: α) στις επιδράσεις στην ακοή και β) στις μη ακουστικές επιδράσεις. Οι επιδράσεις στην ακοή αναφέρονται κυρίως στη μείωση της ακοής και πολλές φορές στην απώλεια της ακοής. Οι μη ακουστικές επιδράσεις αφορούν κυρίως: α) το νευρικό σύστημα, β) το ενδοκρινικό, γ) το κυκλοφορικό, δ) το γαστρεντερικό και ε) τις ψυχικές λειτουργίες.

Παρατηρούνται ωστόσο επιδράσεις και σε άλλα συστήματα του ανθρώπινου οργανισμού. Έχει αποδεχθεί ερευνητικά, ότι οι εκτεθειμένοι στο θόρυβο εργαζόμενοι παρουσιάζουν συχνά: α) υπέρταση, β) ταχυκαρδία, γ) διαταραχές στην πέψη, δ) δυσκολία στη συγκέντρωση, ε) πονοκεφάλους, στ) διαταραχές στον ύπνο, ζ) σωματική κόπωση, η) εκνευρισμό, θ) υπερένταση, ι) άγχος καθώς και κ) διαταραχές στη συμπεριφορά με έντονη επιθετικότητα.

Οι παθολογικές διαταραχές από το θόρυβο είναι: α) αύξηση της αρτηριακής πίεσης, β) αγγειακά νοσήματα, γ) γαστρεντερικές διαταραχές, δ) βιοχημικές μεταβολές, ε) αύξηση της χοληστερίνης και στ) της κορτιζόλης. Ο θόρυβος επίσης επιδρά στο κεντρικό νευρικό σύστημα προκαλώντας αλλοιώσεις στο ηλεκτροεγκεφαλογράφημα, επιβράδυνση του χρόνου αντίδρασης και αύξηση των λαθών στις ενέργειες χειρισμού.

2. ΥΛΙΚΑ ΚΑΙ ΜΕΘΟΔΟΙ

Ο πειραματικός προσδιορισμός των ακουστικών δονήσεων στο θάλαμο χειρισμού των γεωργικών ελκυστήρων πραγματοποιήθηκε με τους ελκυστήρες του Τμήματος Μηχανικής Βιοσυστημάτων του Τ.Ε.Ι./Λάρισας από το Εργαστήριο Ασφάλειας και Εργονομίας Γεωργικών Μηχανημάτων.

Οι τεχνικές προδιαγραφές των γεωργικών ελκυστήρων που χρησιμοποιήθηκαν στις πειραματικές δοκιμές θορύβου, αναφέρονται, στον πίνακα 1.

Πίνακας 1. Τεχνικές Προδιαγραφές Γεωργικών Ελκυστήρων.

Τεχνικές Προδιαγραφές		Γεωργικός Ελκυστήρας Α RENAULT 361 ΧΩΡΙΣ ΘΑΛΑΜΟ	Γεωργικός Ελκυστήρας Β RENAULT 461 ΜΕ ΘΑΛΑΜΟ ΠΑΛΑΙΑΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ	Γεωργικός Ελκυστήρας Γ LAMBORGHINI R6-130 ΜΕ ΘΑΛΑΜΟ ΣΥΓΧΡΟΝΟ
Τύπος Κινητήρα		D 325-3	D 327-3	12012C
Ονομαστική Ισχύς	kw/hp	26/36	34/46	94/ 126
Έτος Κατασκευής		1974	1974	2006
Ωρες Εργασίας		525	1530	33
Στροφές Κινητήρα max	RPM	2200	2200	2400
Κίνηση στους 2ή 4, τροχούς		2WD	2WD	4WD
Ρυθμίσεις Καθίσματος		Μηχανικά	Μηχανικά	Πεπιεσμένου Αέρα
Ρυθμιστής Ταχύτητας		Μηχανικός	Μηχανικός	Ηλεκτρονικός
Τύπος Μετάδοσης		Μηχανικό Κιβώτιο	Μηχανικό Κιβώτιο	Πλήρως Συγχρονισμένη
Υδραυλική Ανάρτηση		Μηχανική	Μηχανική	Ηλεκτρονική
Εμπρόσθιος Δυναμοδότης		OXI	OXI	OXI
Εμπρόσθια Αντίβαρα	kg	210	210	600
Κάθισμα Χειριστή		Γραμμικό	Γραμμικό	Γραμμικό
Διαστάσεις ελαστικών		12,4'' - 28'' 5,5'' - 16''	13,6'' -28'' 6,0'' - 16''	580/70R38- 480/70R24
Πίσω – Εμπρός Διαστάσεις γεωργ. ελκυστήρα	mm	3322 x 1680 x 1540	3450 x 1700 x 2300	4587 x 2304 x 2922
Μήκος x Πλάτος x Ύψος				
Βάση τροχών	mm	1980	1980	2647
Συνολικό βάρος	kg	1775	2120	5460

Οι ελκυστήρες που χρησιμοποιήθηκαν για τις πειραματικές δοκιμές των ακουστικών δονήσεων (θορύβου), φαίνονται στην εικ. 1. και τα χαρακτηριστικά τους στον πίνακα 1.τα οποία είναι: α) Lamborghini R6 -130, διαθέτει σύγχρονο θάλαμο χειρισμού και ηχομόνωση. β) Renault 461, διαθέτει θάλαμο χειρισμού χωρίς απόσβεση κραδασμών παλαιάς τεχνολογίας. γ) Renault 361, δεν διαθέτει θάλαμο χειρισμού.



Εικόνα.1. Ελκυστήρες που χρησιμοποιήθηκαν για τις πειραματικές δοκιμές θορύβου.

Για τη μέτρηση των ακουστικών δονήσεων (θορύβου), στο κάθισμα χειρισμού πλησίον στα αυτιά των χειριστών χρησιμοποιήθηκε το ηχόμετρο της εικ.2. το οποίο είναι τύπου Bruel & Kjaer, Type 2250, και ανταποκρίνεται στα διεθνή Standard IEC 61672-1/2002-05 και καταγράφει τις εντάσεις των δονήσεων και των συχνοτήτων τους όπως το ανθρώπινο αυτί, με την κλίμακα Pascal, dB(A).

Το μικρόφωνο του ηχομέτρου που χρησιμοποιήθηκε για όλες τις πειραματικές δοκιμές ήταν τοποθετημένο σε απόσταση 20 cm, από το δεξιό και αριστερό αυτί του χειριστή στη θέση χειρισμού. Η διεύθυνση του μικροφώνου είχε κλίση περίπου 45⁰ προς τα εμπρός, σε σχέση με το διάμηκες επίπεδο συμμετρίας του γεωργικού ελκυστήρα, ώστε να παραλαμβάνει όλη την ένταση του θορύβου που φθάνει στα αυτιά του χειριστή χωρίς φυσικά να υπάρχει κάποια παρεμβολή.



Εικόνα 2. Ηχόμετρο τύπου Bruel & Kjaer, Type 2250, για την καταγραφή της έντασης σε dB(A) και της συχνότητας του θορύβου σε Hz.

Για τη στατιστική ανάλυση των πειραματικών δεδομένων εφαρμόστηκε η μέθοδος της Ανάλυσης Διακύμανσης (ANOVA) στο μεθοδολογικό πλαίσιο των Γενικών Γραμμικών Υποδειγμάτων-Μοντέλων. Για τις συγκρίσεις μέσω των όρων χρησιμοποιήθηκε το κριτήριο της Ελάχιστης Σημαντικής Διαφοράς (LSD). Το επίπεδο σημαντικότητας των στατιστικών ελέγχων προκαθορίστηκε σε $\alpha=0,05$. Οι στατιστικές αναλύσεις πραγματοποιήθηκαν με το στατιστικό πακέτο SPSS v.15.0.

3. ΔΟΚΙΜΕΣ - ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ

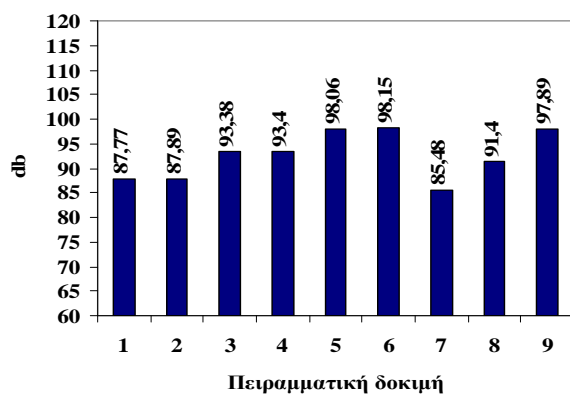
Για τις πειραματικές δοκιμές ακουστικών δονήσεων (θορύβου), (πίνακας 2) χρησιμοποιήθηκαν τρεις ελκυστήρες, ενώ λήφθηκαν υπόψη τα επίπεδα θορύβου που

προέρχονται από παράγοντες όπως: α) ο θάλαμος χειρισμού, β) η κατάσταση και γ) οι στροφές. Στις αναλύσεις διακύμανσης που ακολουθούν δημιουργήθηκαν οι παρακάτω συνδυασμοί: α) ο θάλαμος χειρισμού, περιλαμβάνει τρεις καταστάσεις: 1) χωρίς θάλαμο χειρισμού, 2) με θάλαμο χειρισμού, ο οποίος μελετάται για τις περιπτώσεις με πόρτες: 2α) κλειστές και 2β) ανοιχτές, β) ο παράγοντας κατάσταση που περιλαμβάνει τις καταστάσεις: 1) με κίνηση και 2) σε στάση και γ) ο παράγοντας στροφές που περιλαμβάνει τρεις καταστάσεις: 1) με 1000 RPM, 2) με 1500 RPM και 3) με 2200 RPM.

Πίνακας 2. Μέγιστες τιμές των μέσων όρων δοκιμών θορύβου dB(A) και οι επιτρεπόμενες ώρες ημερήσιας εργασίας των χειριστών γεωργικών ελκυστήρων

Πειραματικές δοκιμές	M.O. db(A) / διάρκεια min	T.A	Πειραματικές δοκιμές	M.O. db(A) /min	T.A	Πειραματικές δοκιμές	M.O. db(A) /min	T.A
11121	93,67/ 90	0,31	21122	87,77/ 4h	0,16	31121	96,25/ 40	0,08
11123	92,68/ 80	0,58	21132	87,89/ 4h	0,96	31123	94,94/ 50	0,11
11131	85,52/ 8h	0,49	21222	93,38/ 80	0,29	31131	96,41/ 40	0,26
11133	95,26/ 50	0,13	21232	93,40/ 70	0,36	31133	96,46/ 40	0,05
11221	104,33/ 6,0	0,32	21322	98,06/ 25	0,18	31221	96,28/ 40	0,33
11223	104,19/ 6,0	0,09	21332	98,15/ 25	0,40	31223	94,85/ 50	1,86
11231	88,08/ 4h	0,09	22112	85,48/ 8h	0,04	31231	100,56/ 15	0,36
11233	105,95/3,7	0,47	22212	91,40/ 2h	0,24	31233	98,83/ 20	2,94
11321	94,45/ 1,0h	4,79	22312	97,89/ 25	0,16	31321	104,52/ 5,5	0,23
11323	89,35/ 200	1,00				31323	105,62/ 4,0	0,41
11331	81,91/ 16h	1,24				31331	108,12/ 2,3	0,38
11333	99,23/ 20	5,63				31333	104,67/ 5,5	0,42
12111	76,02/>16h	0,99				32111	94,52/ 55	0,14
12113	87,35/ 320	1,00				32113	95,45/ 45	0,47
12211	83,96/ 640	0,61				32211	103,47/ 6,0	0,13
12213	99,05/ 20	1,22				32213	99,82/ 17	0,18
12311	82,94/ 800	0,45				32311	108,54/ 2,0	0,71
12313	90,95/ 2h	0,19				32313	104,86/ 5,5	1,54

όπου: Μ.Ο. Μέσος Όρος, Τ.Α. Τυπική Απόκλιση, (1) LAMB R6-130, (2) RENAULT 361, (3) RENAULT 461.



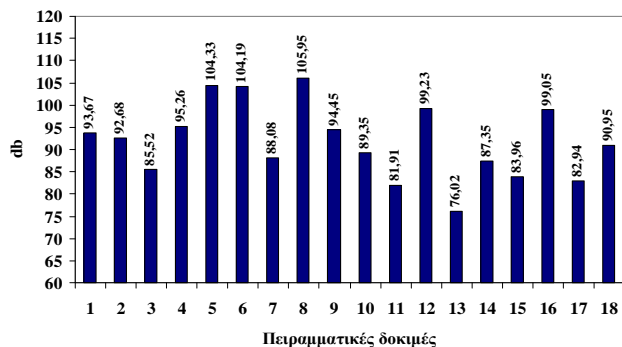
Διάγραμμα 1. Μέγιστες τιμές των μέσων όρων των δοκιμών θορύβου με τον ελκυστήρα **RENAULT 361**

Ανάλυση διαγράμματος 1.

RENAULT 361 ΧΩΡΙΣ ΘΑΛΑΜΟ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ

όπου:

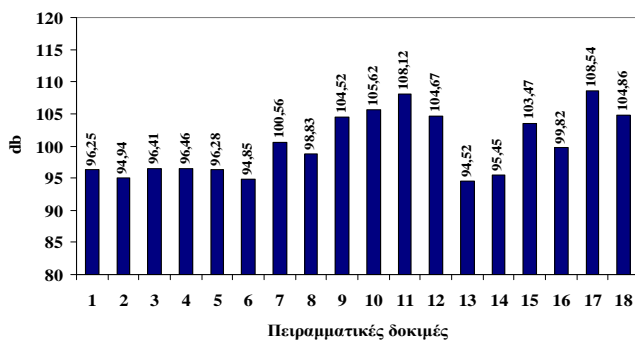
- 1=21122 ΧΩΡΙΣ ΘΑΛΑΜΟ (Χ.Θ.) ΜΕ ΚΙΝΗΣΗ RPM 1000, 5^η ΣΧΕΣΗ
- 2=21132 Χ.Θ. ΚΙΝΗΣΗ RPM 1000 6^η ΣΧΕΣΗ
- 3=21222 Χ.Θ. ΚΙΝΗΣΗ RPM 1500 5^η ΣΧΕΣΗ
- 4=21232 Χ.Θ. ΚΙΝΗΣΗ RPM 1500 6^η ΣΧΕΣΗ
- 5=21322 Χ.Θ. ΚΙΝΗΣΗ RPM 2200 5^η ΣΧΕΣΗ
- 6=21332 Χ.Θ. ΚΙΝΗΣΗ RPM 2200 6^η ΣΧΕΣΗ
- 7=22112 Χ.Θ. ΣΤΑΣΗ RPM 1000
- 8=22212 Χ.Θ. ΣΤΑΣΗ RPM 1500
- 9=22312 Χ.Θ. ΣΤΑΣΗ RPM 2200



Διάγραμμα 2. Μέγιστες τιμές των μέσων όρων των δοκιμών θορύβου με τον ελκυστήρα **LAMB R6-130**.

**Ανάλυση διαγράμματος 2.
LAMB R6 -130,
όπου:**

- 1=11121 ΚΙΝΗΣΗ, R.P.M. 1000, 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 2=11123 ΚΙΝΗΣΗ, R.P.M. 1000, 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 3=11131 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1000, 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 4=11133 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1000, 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 5=11221 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1500, 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)



Διάγραμμα 3. Μέγιστες τιμές των μέσων όρων των δοκιμών θορύβου με τον ελκυστήρα **RENAULT 461**

**Ανάλυση διαγράμματος 3.
RENAULT 461,
όπου:**

- 1=31121 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1000 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 2=31123 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1000 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 3=31131 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1000 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 4=31133 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1000 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)

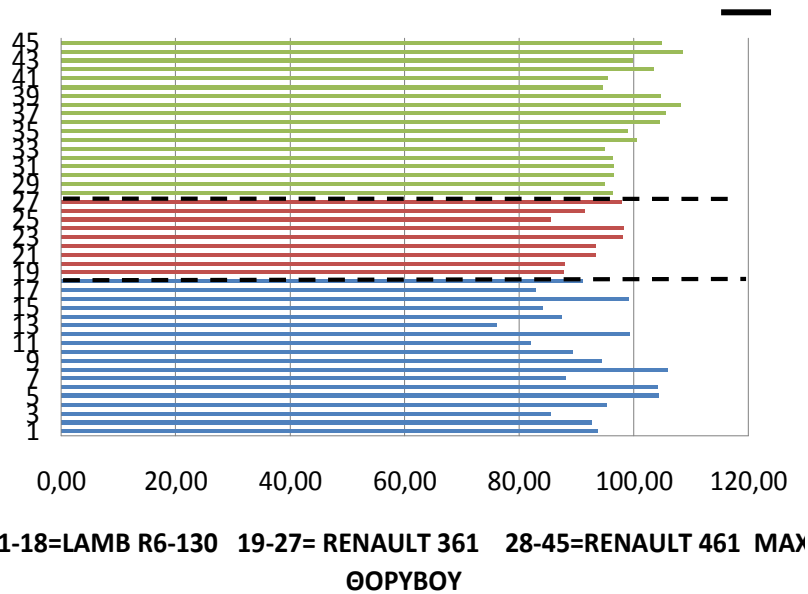
- 6=11223 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1500, 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 7=11231 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1500, 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 8=11233 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1500, 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 9=11321 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 2200, 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 10=11323 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 2200, 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 11=11331 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 2200, 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 12=11333 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 2200, 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 13=12111 ΣΤΑΣΗ R.P.M. 1000 (Π.Κ.)
- 14=12113 ΣΤΑΣΗ R.P.M. 1000 (Π.Α.)
- 15=12211 ΣΤΑΣΗ R.P.M. 1500 (Π.Κ.)
- 16=12213 ΣΤΑΣΗ R.P.M. 1500 (Π.Α.)
- 17=12311 ΣΤΑΣΗ R.P.M. 2200 (Π.Κ.)
- 18=12313 ΣΤΑΣΗ R.P.M. 2200 (Π.Α.)

Όπου: Π.Κ. πόρτες κλειστές, Π.Α. πόρτες ανοιχτές,

- 5=31221 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1500 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 6=31223 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1500 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 7=31231 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1500 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 8=31233 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 1500 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 9=31321 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 2200 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 10=31323 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 2200 5^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 11=31331 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 2200 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Κ.)
- 12=31333 ΚΙΝΗΣΗ R.P.M. 2200 6^η ΣΧΕΣΗ, (Π.Α.)
- 13=32111 ΣΤΑΣΗ R.P.M 1000 (Π.Κ.)
- 14=32113 ΣΤΑΣΗ R.P.M 1000 (Π.Α.)
- 15=32211 ΣΤΑΣΗ R.P.M 1500 (Π.Κ.)
- 16=32213 ΣΤΑΣΗ R.P.M 1500 (Π.Α.)
- 17=32311 ΣΤΑΣΗ R.P.M 2200 (Π.Κ.)
- 18=32313 ΣΤΑΣΗ R.P.M 2200 (Π.Α.)

Όπου: Π.Κ. πόρτες κλειστές, Π.Α. πόρτες ανοιχτές,

Συγκεντρωτικά διαγράμματα δοκιμών θορύβου



Διάγραμμα 4. Μέσοι όροι των **μέγιστων τιμών θορύβου**, των τριών ελκυστήρων. Η οριζόντια έντονη γραμμή (—) αντιστοιχεί στην ελάχιστη σημαντική διαφορά $LSD=4,63db(A)$

4. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Από τους πίνακες των πειραματικών ακουστικών δονήσεων συμπεραίνεται:

α) Ελκυστήρας Lamborghini R6-130

1. Κατά τη διάρκεια της κίνησης με την 5^η σχέση και RPM 1000, 1500, 2200, η ένταση των ακουστικών δονήσεων (θόρυβος), στο θάλαμο χειρισμού με πόρτες κλειστές ήταν μεγαλύτερη, σε σχέση με τις ανοιχτές πόρτες.
2. Κατά τη διάρκεια της κίνησης με την 6^η σχέση και RPM 1000, 1500, 2200, η ένταση των ακουστικών δονήσεων (θόρυβος), στο θάλαμο χειρισμού με πόρτες κλειστές ήταν μικρότερη, σε σχέση με τις ανοιχτές πόρτες.
3. Κατά τη διάρκεια της στάσης και λειτουργίας της μηχανής με RPM 1000, 1500, 2200, η ένταση των ακουστικών δονήσεων (θόρυβος), στο θάλαμο χειρισμού με πόρτες κλειστές ήταν μικρότερη, σε σχέση με τις ανοιχτές πόρτες.

β) Ελκυστήρας Renault 461

1. Κατά τη διάρκεια της κίνησης με την 5^η σχέση και RPM 1000, 1500, 2200, η ένταση των ακουστικών δονήσεων (θόρυβος), στο θάλαμο χειρισμού με πόρτες κλειστές ήταν μεγαλύτερη, σε σχέση με τις ανοιχτές πόρτες.
2. Κατά τη διάρκεια της κίνησης με την 6^η σχέση και RPM 1000, 1500, 2200, η ένταση των ακουστικών δονήσεων (θόρυβος), στο θάλαμο χειρισμού με πόρτες κλειστές ήταν μεγαλύτερες, σε σχέση με τις ανοιχτές πόρτες.
3. Κατά τη διάρκεια της στάσης και λειτουργίας της μηχανής με RPM 1500, 2200, η ένταση των ακουστικών δονήσεων (θόρυβος), στο θάλαμο χειρισμού με πόρτες κλειστές ήταν μεγαλύτερη, σε σχέση με τις ανοιχτές πόρτες.
4. Κατά τη διάρκεια της στάσης και λειτουργίας της μηχανής με RPM 1000, η ένταση των ακουστικών δονήσεων (θόρυβος), στο θάλαμο χειρισμού με πόρτες κλειστές ήταν μικρότερη, σε σχέση με τις ανοιχτές πόρτες.

γ) Ελκυστήρας Renault 361

1. Κατά τη διάρκεια της κίνησης με την 5^η και 6^η σχέση και RPM 1000, 1500, 2200, η ένταση των ακουστικών δονήσεων (θόρυβος), στο θάλαμο χειρισμού, δεν είχε σημαντική διαφορά. Το ίδιο συνέβη για τις RPM 1500, 2200.

2. Με την αύξηση των στροφών της μηχανής με τις σχέσεις 5^η και 6^η παρατηρήθηκε αύξηση της έντασης των ακουστικών δονήσεων.

δ) Σύγκριση μεταξύ των ελκυστήρων που διαθέτουν θάλαμο χειρισμού **Lamborghini R6-130** και **Renault 461**, κατά τη διάρκεια των πειραματικών δοκιμών σε στάση διαπιστώθηκε ότι, σε όλες τις περιπτώσεις η ένταση του θορύβου ήταν μεγαλύτερη στον ελκυστήρα **Renault 461**.

ε) Σύγκριση μεταξύ των τριών ελκυστήρων: α) Η ένταση των δονήσεων κατά τη διάρκεια κίνησης στον ασφαλτόδρομο με την 5^η, 6^η, σχέση και με RPM, 1000, 1500, 2200, διαπιστώθηκε ότι ήταν μικρότερη στον ελκυστήρα **Renault 361** σε σχέση με τον ελκυστήρα **Renault 461**, με πόρτες κλειστές και ανοιχτές. β) Η ένταση των δονήσεων κατά τη διάρκεια κίνησης στον ασφαλτόδρομο με την 5^η, 6^η, σχέση και με RPM, 1000, 1500, 2200, διαπιστώθηκε ότι ήταν μικρότερη στον ελκυστήρα **Renault 361** σε σχέση με τον ελκυστήρα **Lamborghini R6-130**, με πόρτες κλειστές και ανοιχτές. γ) Η μόνη περίπτωση που ο ελκυστήρας **Lamborghini R6-130**, έχει μεγαλύτερη ένταση ακουστικής δόνησης είναι όταν κινείται με την 5^η σχέση με RPM 1500, σε σχέση με την κίνηση του ελκυστήρα **Renault 361**.

5. ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

Τα μέτρα που αναφέρονται στην προστασία των χειριστών από το θόρυβο είναι:

- 1) Η τοποθέτηση στους σύγχρονους ελκυστήρες θαλάμων ασφαλείας οι οποίοι να εδράζονται σε υδρ. αποσβεστήρες κραδασμών, για την απόσβεση των μηχανικών δονήσεων.
- 2) Οι θάλαμοι χειρισμού καθώς και τα καθίσματα θα πρέπει να κατασκευάζονται αναρτώμενα, για να μην προκαλούν δομόφερτο θόρυβο στα αυτιά των χειριστών.
- 3) Να υπάρχει πρόβλεψη για μείωση του θορύβου στην πηγή του, δηλαδή να τοποθετούνται υλικά απορρόφησης του θορύβου περιφερειακά από τη μηχανή του ελκυστήρα.
- 4) Στους σύγχρονους θαλάμους χειρισμού, θα πρέπει να λαμβάνονται μέτρα για τη μείωση των ακουστικών δονήσεων με ειδικούς ηχομονωτικούς θαλάμους χειρισμού.
- 5) Οι χειριστές θα πρέπει να φορούν ατομικά μέσα προστασίας της ακοής όπως ωτοασπίδες ή ωτοβύσματα.

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Broste, S. K., Hansen, D. A., Strand, R. L., Stueland, D. T., 1989. *Hearing Loss Among High School Farm Students*. Am. J. Pub. Health. May, pp. 619- 621.
- Choi, K. K., Shim, I., Wang, S., 1997. *Design Sensitivity Analysis of Structure-Induced Noise and Vibration*, Journal of Vibration and Acoustics, 119, 173-179.
- Cordes, D. H. and Rea, D.F., 1991. *Preventive Measures in Agric.Settings*, 15(5): 312-320.
- Franzinelli, A., Maiorano, M., De Capua, D., Masini, M., Vieri, M., Cipolla, G., 1988. *Annual dose of noise absorbed by machine drivers in wine and cereal growing*. G Ital Med Lav, 10(3): 131-4.
- Gul-Simonsen, F. and Madsen P., 2000. *Laboratory measurements of noise from livestock ventilation units*. Applied Engineering in Agriculture, 16(1): 61.
- Holt, J. J., Broste, S. K., Hansen, D. A., 1993. *Noise Exposure in the Rural Setting*. Laryngoscope, 103(3): 258-262.
- Knobloch, M. J., Broste, S. K., 1998. *A hearing conservation program for Wisconsin youth working in agriculture*. J Sch Health, 68(8): 313-318.
- Lague, C. (1992). *Individual Hearing-Protection Devices In Agriculture*. Canadian Agricultural Engineering, 34(3): pp. 287-290.
- Zawieska, W. M. (2004). *Active noise control methods in Poland*. Archives of Acoustics, 29(2): 317.