

ΑΝΩΤΑΤΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΕΙΡΑΙΑ  
ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟΥ ΤΟΜΕΑ



**ΤΙΤΛΟΣ ΠΤΥΧΙΑΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ**

**«Μελέτη αστοχίας διαφορικού υπό συνθήκες μηχανικής φόρτισης»**

Ονόματα Σπουδαστών: Σμοΐλης Νικόλαος(Α.Μ. 38519)

Ζουμπουνέλλης Νικόλαος(Α.Μ. 37957)

Υπεύθυνος Καθηγητής: Δρ.Κ.Ι.Γιαννακόπουλος

## Πίνακας περιεχομένων

1.Πρόλογος .....	3
2.Ευχαριστίες .....	4
3.Σκοπός .....	5
4.Προηγούμενες συναφείς μελέτες .....	6
4.1.Στρεβλώσεις που προκαλούνται από θερμική κατεργασία στα κωνικά γρανάζια.....	6
4.2.Ανάλυση αστοχίας μηχανισμού γραναζιών υπό συνθήκες μηχανικής φόρτισης .....	7-9
4.3.Μηχανισμός σχηματισμού θρυμμάτων για γρανάζια .....	10-12
4.4.Διαδικασία σχεδίασης για καλούπι σφυρηλατημένου κωνικού γραναζιού με ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων .....	12-14
4.5.Μετρολογία γραναζιών .....	14-17
4.6.Αποδοτικότητα ενός κιβωτίου ταχυτήτων ανεμοστρόβιλου με λίπανση .....	17-19
5.Θεωρητικό Μέρος.....	20
5.1.Εισαγωγή .....	20-21
5.2.Περί διαφορικού .....	21-23
5.3.Λειτουργία,μέρη και είδη διαφορικού .....	23
5.3.1.Μέρη διαφορικού .....	24
5.3.2.Είδη διαφορικού .....	25
5.3.3.Λειτουργία διαφορικού .....	25-27
5.4.Διαφορικό εμπροσθοκίνητου οχήματος .....	27
5.5.Διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης(lsd) .....	28
5.5.1.Συντελεστής περιορισμένης ολίσθησης ή συντελεστής φραγής s .....	28-29
5.6.Οδοντωτοί τροχοί .....	30
5.6.1.Τύποι οδοντωτών τροχών .....	30
5.6.2.Δυνάμεις .....	31
5.6.3.Χαρακτηριστικά μεγέθη οδοντωτών τροχών .....	31-32
5.6.4.Υλικά κατασκευής οδοντωτών τροχών .....	33
5.6.5. Υλικά κατασκευής πινιόν-τροχού .....	34

5.6.6.Κατατομές δοντιών και κατασκευή οδόντωσης .....	34-35
5.6.7.Βλάβες οδόντων .....	36-40
5.7 Μέθοδος Χημικής Ανάλυσης (EDS) .....	40
5.8 Ηλεκτρονική Μικροσκοπία Σάρωσης (SEM) .....	40-41
6.Πειραματικό Μέρος .....	42
6.1.Εισαγωγή Πειραματικού Μέρους .....	42
6.2.Διαδικασία Κοπής.....	42
6.3.Υπολογιστικό Μέρος .....	43-54
6.4.Αποτελέσματα από ηλεκτρονικό μικροσκόπιο σάρωσης (SEM) .....	55-59
7. Συμπεράσματα .....	60
8.Βιβλιογραφία.....	61-63

# 1.ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία συνιστά το αποτέλεσμα της τετραετούς φοίτησής μας στο Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Πειραιά και αποτελεί το τελευταίο στάδιο των σπουδών μας για την απόκτηση του προπτυχιακού τίτλου σπουδών στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών.

Το θέμα το οποίο έχουμε κληθεί να παρουσιάσουμε αναφέρεται στη μελέτη αστοχίας υλικού στη κορώνα (crown)(εικόνα 1) ενός διαφορικού συστήματος αυτοκινήτου (car differential system) υπό συνθήκες μηχανικής φόρτισης.



*Εικόνα 1*

Χρειάζεται να τονίσουμε ότι στην εκπόνηση της πτυχιακής εργασίας σημαντικό ρόλο διαδραμάτισε ο επιβλέπων καθηγητής μας Κωνσταντίνος Γιαννακόπουλος ο οποίος μας καθοδήγησε για το καλύτερο δυνατό αποτέλεσμα.

## 2.ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε θερμά τον υπεύθυνο καθηγητή μας, Κωνσταντίνο Γιαννακόπουλο, ο οποίος αρχικά δέχτηκε να συνεργαστούμε στο πλαίσιο της εκπόνησης της πτυχιακής μας εργασίας και στη συνέχεια μας βοήθησε στην εύρεση των απαραίτητων πληροφοριών και μας παρείχε τις κατάλληλες κατευθύνσεις ώστε αυτή η εργασία να αποτελέσει το σημείο συγκέντρωσης σημαντικών πληροφοριών. Επίσης θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε θερμά για τον χρόνο που διέθεσε κατά τη διάρκεια της συγγραφής της εργασίας μας.

Ακόμα ένα μεγάλο ευχαριστώ στον αξιότιμο καθηγητή, κ.Αντώνιο Τσολάκη για την πολύτιμη βοήθειά του.

Ευχαριστούμε ακόμα το Ανώτατο Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Πειραιά για την διάθεση της αίθουσας διαδικτύου, απ' όπου μας παρείχε την δυνατότητα πρόσβασης σε ειδικές επιστημονικές σελίδες, όπως επίσης και για την σύγχρονη αίθουσα του αναγνωστηρίου και την βιβλιοθήκη, που μας επέτρεψαν να δουλέψουμε πιο συγκεντρωμένα και να οργανώσουμε τη μελέτη μας.

Επίσης θα θέλαμε να αποδώσουμε ευχαριστίες στο Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο για τη παροχή του εξοπλισμού του που συντέλεσαν στην εύρεση πειραματικών στοιχείων.

Τέλος ένα μεγάλο ευχαριστώ στις οικογένειες μας για την στήριξή τους καθ' όλη τη διάρκεια της σπουδαστικής μας φοίτησης.

### **3.ΣΚΟΠΟΣ**

Η παρούσα πτυχιακή εργασία αποσκοπεί στη μελέτη αστοχίας οδοντωτού γранаζιού, διαφορικού, υπό συνθήκες μηχανικής φόρτισης με μικροσκοπικές,μεταλλογραφικές και χημικές αναλύσεις καθώς επίσης και υπολογιστικές μελέτες καταπονήσεων στον πόδα του οδόντα του γранаζιού.

## 4. ΠΡΟΗΓΟΥΜΕΝΕΣ ΣΥΝΑΦΕΙΣ ΜΕΛΕΤΕΣ

### 4.1. Στρεβλώσεις που προκαλούνται από θερμική κατεργασία στα κωνικά γρανάζια

#### Distortions induced by heat treatment of automotive bevel gears

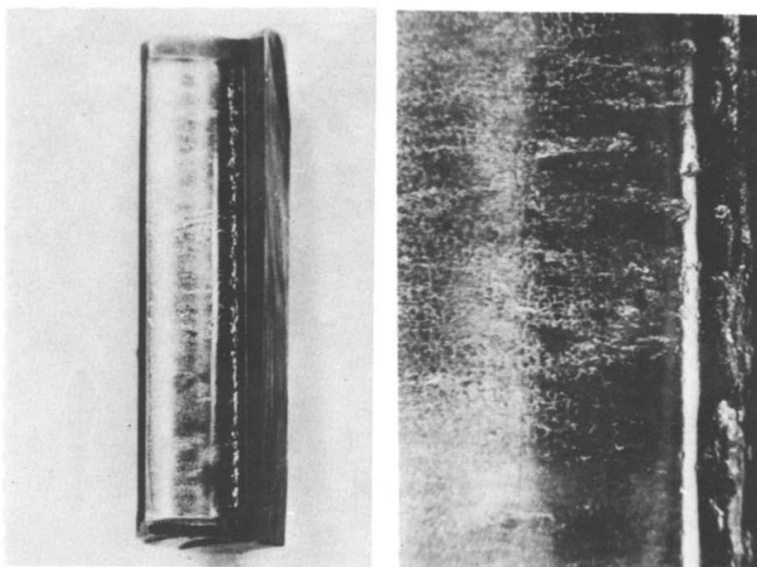
Ο J.R.Cho κ.α, [1] μελέτησαν και διερεύνησαν την παραμόρφωση κωνικών γραναζιών από θερμική κατεργασία με τη μέτρηση και σύγκρισή τους. Πολλά είδη κωνικών γραναζιών παράγονται με σφυρηλάτηση προκειμένου να ενισχυθούν οι μηχανικές ιδιότητες. Ωστόσο, ένα κρίσιμο πρόβλημα των σφυρηλατημένων γραναζιών είναι η αλλαγή των διαστάσεων, η παραμόρφωση που προκαλείται από την ελαστική επαναφορά μετά τη σφυρηλάτηση και ανακούφιση των παραμενουσών τάσεων κατά τις επόμενες θερμικές κατεργασίες. Οι θερμικές κατεργασίες χρησιμοποιούνται για βελτίωση της ποιότητας, όπως αντοχή, επιφανειακή σκληρότητα και ώρες λειτουργίας. Για να πάρουμε τις επιθυμητές ενώσεις της μικροδομής, τις επιθυμητές ιδιότητες του υλικού, τις παραμένουσες τάσεις και την ακρίβεια διαστάσεων στο τελικό προϊόν, η διαδικασία της θερμικής κατεργασίας μπορεί να περιλαμβάνει αρκετά στάδια θέρμανσης και ψύξης και διαδικασία ενανθράκωσης. Κατά τη διάρκεια της θερμικής επεξεργασίας το δοκίμιο υποβάλλεται σε “οριακές” ή “κρίσιμες” θερμοκρασίες. Με τεχνικές μοντελοποίησης υπολογιστή, είναι δυνατόν να ανιχνευθούν ορθά δυνατά προβλήματα όπως σχηματισμός ελατωμάτων ή στρέβλωση κατά τη διάρκεια της θερμικής κατεργασίας. Ο Majorek κ.α, διερεύνησαν την επίδραση της μεταφοράς θερμότητας για την ανάπτυξη παραμενουσών τάσεων και των αλλαγών σε διαστάσεις μετά την απόσβεση σε δύο(μεσαίους) ενανθρακωμένους χάλυβες. Ο Krauss κ.α , αξιολόγησαν την εξέλιξη της επεξεργασίας που εξαρτάται από τις μικροδομές και τις παραμένουσες τάσεις σε χάλυβες ενανθράκωσης και τη σχέση της μικροδομής και των παραμενουσών τάσεων στην κόπωση που μας δείχνει την απόδοση των ενανθρακωμένων χάλυβων. Ο Inoue κ.α , ανέπτυξαν ένα σύστημα προσομοίωσης για θερμική επεξεργασία σε σύστημα CAE. Η προβλεπόμενη παραμόρφωση ενός άξονα με σφηνάλακα αναφέρθηκε χρησιμοποιώντας κώδικα FEM.

## 4.2.Ανάλυση αστοχίας μηχανισμού γραναζιών υπό συνθήκες μηχανικής φόρτισης

### Failure analysis and wear mechanism study of heavily loaded gear

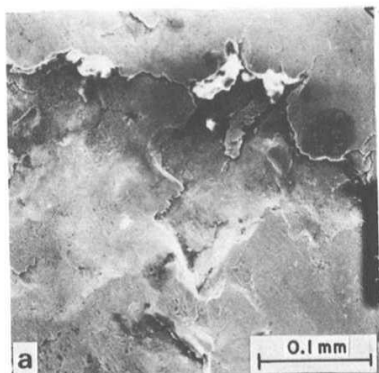
Ο Wang Fuxing κ.α [2], μελέτησαν ένα ζεύγος γραναζιών ασκώντας μεγάλα φορτία πάνω τους για την ανάλυση αστοχίας.

Η αναλογία των συνεργαζόμενων γραναζιών είναι 6,78:1. Και τα δύο γρανάζια είναι κατασκευασμένα από ενανθρακωμένο χάλυβα 18Cr2Ni4WA για να δώσει σκληρότητα στην επιφάνεια 57 Rc. Οι παράμετροι των γραναζιών(κινητήριο-κινούμενο) εμφανίζεται στον table 1. Το λιπαντικό που χρησιμοποιήθηκε ήταν μίγμα λαδιού-γράσσου και οι παράμετροί του εμφανίζονται στον table 2. Λόγω του υψηλού φορτίου  $F_{max}=2,56 \cdot 10^5$  N, της υψηλής πίεσης(η υψηλότερη πίεση Hertz φτάνει τα 2400Mpa) της μεγάλης μείωσης της αναλογίας και των κακών συνθηκών λίπανσης, η διάρκεια ζωής είναι περίπου  $1,5 \cdot 10^7$  κύκλους. Ο κύριος τρόπος αστοχίας είναι η φθορά στην επιφάνεια όπως φαίνεται στην fig. 1. Τα μακροσκοπήματα είναι κατανεμημένα κατά μήκος της επιφάνειας του ύψους πόδας. Στην fig. 2 βλέπουμε μια μικροσκοπική σάρωση της επιφάνειας του ύψους πόδας. Μια εγκάρσια τομή φαίνεται στην fig. 2b η οποία απεικονίζει ότι η ρωγμή διαδίδεται προς τα μέσα με κεκλιμένη γωνία. Το βάθος της ρωγμής μπορεί φτάσει το 1 mm. Στην fig 3, από το scanning electron micrograph(sem) παρατηρούμαι κάποια μικροσκοπήματα κατά μήκος της διεύθυνσης ολίσθησης. Σημαντικές ζημιές παρατηρούνται στην επιφάνεια του ύψους κεφαλής. Στην fig. 4α, αν και μοιάζουν με “γδαρσίματα” είναι αποκόλληση γιατί η λεπτή τομή σπάει μακριά από την επιφάνεια κεφαλής οδόντα μέσω της ρωγμής και διάδοσης. Η ρωγμή διαδίδεται παράλληλα προς την επιφάνεια και περίπου 10μm κάτω από την επιφάνεια(fig. 4b) και είναι ορατή η πλαστική παραμόρφωση.

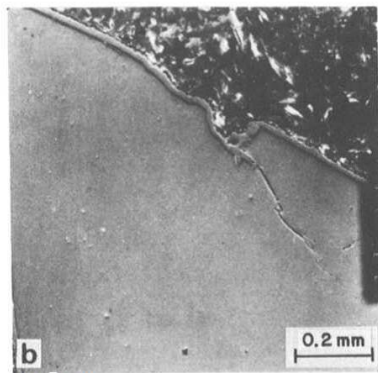


*fig.1*

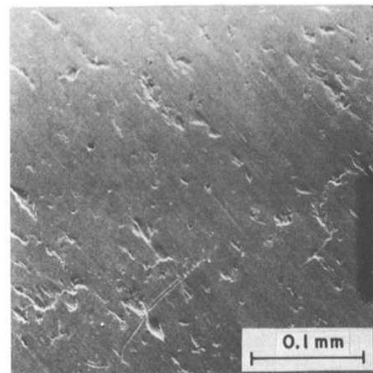




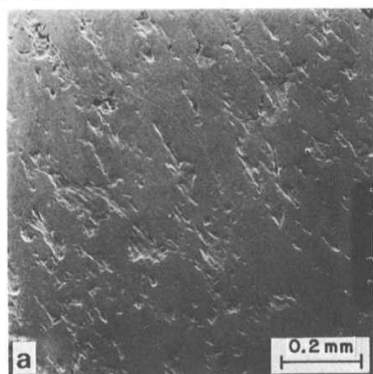
**fig 2a**



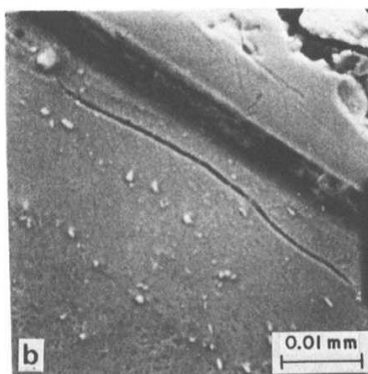
**fig 2b**



**fig 3**



**a**



**b**

**fig 4 a,b**

Στο παρακάτω παράρτημα (table 1) περιγράφονται οι παράμετροι του κινητήριου και του κινούμενου γραναζιού.

*Table 1. Παράμετροι γραναζιών*

	Driving gear	Driven gear
module	9	9
Number of teeth	9	61
Pitch diameter,mm	81	549
Pressure angle,degrees	20	20
Correction coefficient	+0.622	-0.622
Tooth depth	0.8	0.8
Addendum depth	12.798	1.602
Dedendum depth	3.102	15.888
Tooth width,mm	88	80
Overlap coefficient	1.05	1.05
Silding radio (at the mesh starting point) (at the mesh end point)		-0.574 +2.592
Material	18Cr2Ni4WA	20Cr2Ni4WA

Finishing operation	grinding		grinding		
Surface roughness Ra,μm	0.8		0.8		
Heat treatment	carburization		carburization		
Case depth, mm	1.2-1.6				
Surface hardness	Rc 57				
Pinion rotation speed					
Loading	1	2	3	4	5
r/min	333	714	1000	1400	2200

Στο παρακάτω παράρτημα (table 2) περιγράφονται οι παράμετροι του λιπαντικού λαδιού και του γράσου.

*Table 2. Παράμετροι λιπαντικών*

Type of oil : No 16 diesel engine oil
Kinematic viscosity of oil : 100 cSt (at 50°C)
16 cSt (at 100°C)
Viscosity / pressure exponent of oil: $2.1 \cdot 10^{-4} \text{ cm}^2/\text{N}$
Type of grease :No 2 Sodium-soap grease
Enterable degree of needle at 25°C(0,1 mm): 265-295

### 4.3.Μηχανισμός σχηματισμού θρυμμάτων για γρανάζια

#### Spalling formation mechanism for gears

Ο Yan Ding και ο Neville F.Rieger [3] , στη παρούσα μελέτη αναφέρονται στα στάδια σχηματισμού θρυμμάτων.

Τρία στάδια περιλαμβάνονται στη διαδικασία σχηματισμού θρυμμάτων:

- Αρχή της ρωγμής
- Διάδοση της ρωγμής
- Αστοχία

Έχει μελετηθεί ότι η αρχή της ρωγμής προέρχεται από ένα σκληρό σωματίδιο καθώς και αστοχίες υλικού όπως ατέλειες και προϋπάρχουσες εξαρθρώσεις. Αφού γίνει η ρωγμή, η κυκλική πίεση επιφανείας παράγεται από επαναλαμβανόμενη κύλιση. Το αποτέλεσμα της αστοχίας της ρωγμής είναι ο θρυμματισμός στην επιφάνεια επαφής(fig. 5).

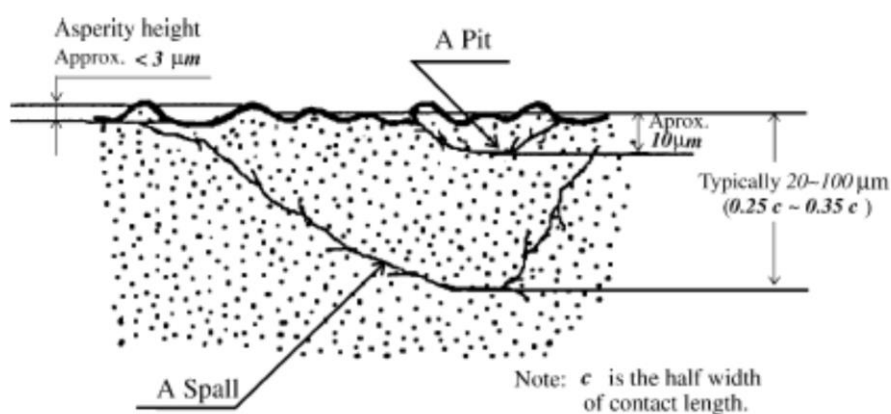
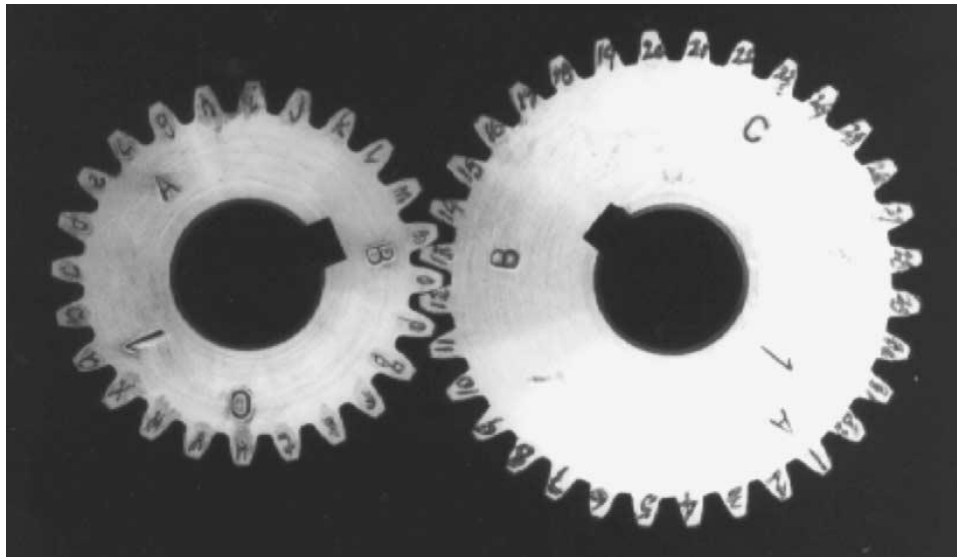


fig.5

Στην πειραματική διαδικασία εξετάστηκαν τρία ζευγάρια γραναζιών με διαφορετικές συνθήκες φόρτισης και διαφορετικές περιόδους λειτουργίας. Η πειραματική διαδικασία του πρώτου ζεύγους γραναζιών ήταν η ακόλουθη:

Τα γρανάζια λειτουργούσαν για 1h σε ταχύτητα περιστροφής του πινιόν 300 rpm και με τη χαμηλότερη φόρτιση(10N). Έπειτα τα γρανάζια λειτούργησαν για 8h με τις συνθήκες λειτουργίας που δείχνει ο table 3. Τα τρία δόντια A,B,C όπως φαίνονται στην fig. 6, τόσο στο πινιόν όσο και στο γρανάζι, εξετάστηκαν με SEM. Ακολούθησαν άλλα τρία στάδια ακόμα όπου τα γρανάζια ξανα-λειτούργησαν για άλλες 8h,32h και 64h αντίστοιχα, με τις συνθήκες λειτουργίας που φαίνονται στον table 3.



*fig.6* Ζεύγος εξεταζόμενων γραναζιών

*Table 3* Συνθήκες λειτουργίας του πρώτου ζεύγους γραναζιών

Operating and loading conditions of the first gear set

Load stage	Pinion speed (RPM)	Contact ratio	Input pressure of the pump (psi)	Contact load (N)	Maximum Hertzian pressure (MPa)	Operating hours	Total test hours
1	1200	1.6	250	233.1	656	8	8
2	1200	1.6	500	437.7	898	8	16
3	1200	1.6	500	437.7	898	16	32
4	1200	1.6	500	437.7	898	32	64

Σύμφωνα με τα διαφορετικά στάδια των δοκιμών, τα πειραματικά αποτελέσματα παρουσιάζονται σε δύο ομάδες.

- Χαρακτηριστικά θρυμματισμού στις επιφάνειες των γραναζιών σύμφωνα με τις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.
- Προφίλ των κοιλοτήτων των δοντιών σύμφωνα με τις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.

## Συμπεράσματα:

Τα ακόλουθα συμπεράσματα προήλθαν βασισμένα στις προβλέψεις του φαινομένου του θρυμματισμού από την εφαρμογή FEM και των πειραματικών επαληθεύσεων.

1. Η θέση του θρυμματισμού θα μπορούσε να προβλεφθεί από τις ρωγμές κάτω από την επιφάνεια, από το βάθος και τη γεωμετρία θρυμματισμού.
2. Τα αποτελέσματα παρείχαν την υποστήριξη για την υπόθεση ότι η κατάρρευση των συνδέσμων που συνδέεται με τις επιφανειακές ρωγμές, είναι ένας αρχικός μηχανισμός θρυμματισμού.
3. Η τρέχουσα ανάλυση και τα αποτελέσματα καθιερώνουν μια βάση για τη μελλοντική πρόβλεψη θρυμματισμού βασισμένη στην προκληθείσα κυκλική φόρτιση και την επίδραση των ρωγμών κάτω από την επιφάνεια στην πλαστική περιοχή.

### **4.4. Διαδικασία σχεδίασης για καλούπι σφυρηλατημένου κωνικού γραναζιού με ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων.**

#### **Process design for closed-die forging of bevel gear by finite element analyses**

Σε αυτή τη μελέτη ο J.-H. Song και ο Y.-T. Im [4] ερεύνησαν το σχέδιο διαδικασίας για σφυρηλατημένο κωνικό γρανάζι που χρησιμοποιείται σε ένα κιβώτιο μετάδοσης της κίνησης χρησιμοποιώντας ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων.

#### Διαδικασία σχεδίασης με χρήση FEM

Στο παρακάτω σχήμα (fig. 7) παρουσιάζονται διαδικασίες σχεδίασης για τη διαμόρφωση καλουπιών κωνικών γραναζιών. Η αρχική διαδικασία σχεδίασης ήταν η ομοιοκατευθυνόμενη διαμόρφωση με διάμετρο 25mm. Με βάση την αρχική διαδικασία σχεδίασης, οι διαδικασίες ξανασχεδιάστηκαν για το αμφίδρομο σφυρηλατημένο κομμάτι συμπιέζοντας το μέσω διάτρησης. Τέλος η αρχική διάμετρος αυξήθηκε σε 30 και 35 mm αντίστοιχα.

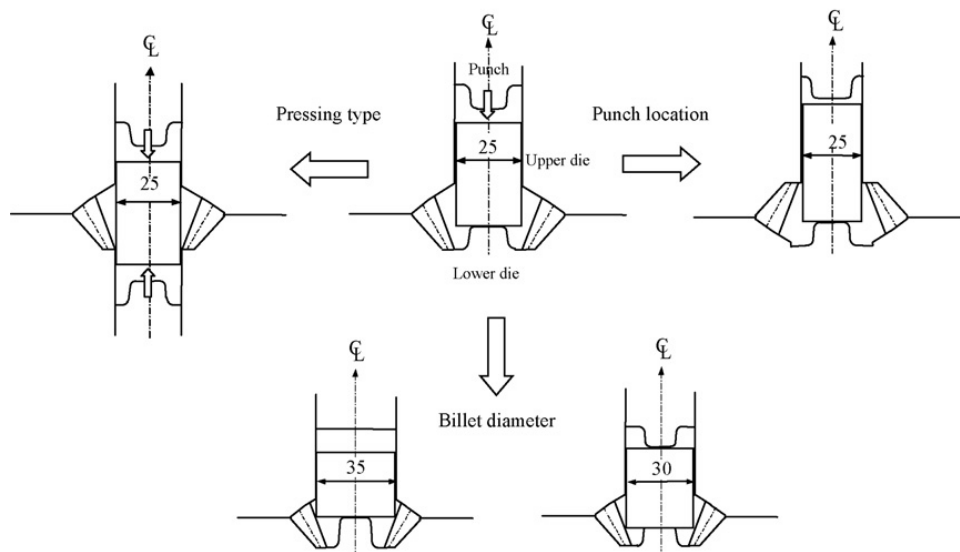


fig.7

Σε αυτή τη μελέτη το καλούπι του κωνικού γραναζιού εξετάστηκε ο έλεγχος της αποτελεσματικότητάς του. Το AISI1020 επιλέχθηκε ως υλικό της οπής λόγω του περιορισμένου φορτίου της υδραυλικής πίεσης. Οι διάμετροι και τα ύψη της οπής καθορίστηκαν να είναι 29,9 και 46 mm αντίστοιχα. Στο σχήμα που ακολουθεί (fig.8) παρουσιάζονται φωτογραφίες κωνικών γραναζιών από ψυχρή σφυρηλάτηση.



fig 8.

Στο παρακάτω διάγραμμα(fig.9) παρουσιάζεται η απαραίτητη δύναμη φόρτισης στο άνω μέρος του καλουπιού που προβλέπεται από τρισδιάστατο FEM. Εξετάστηκε ότι η τιμή του φορτίου ήταν 1863 kN στο τελικό στάδιο διαμόρφωσης.

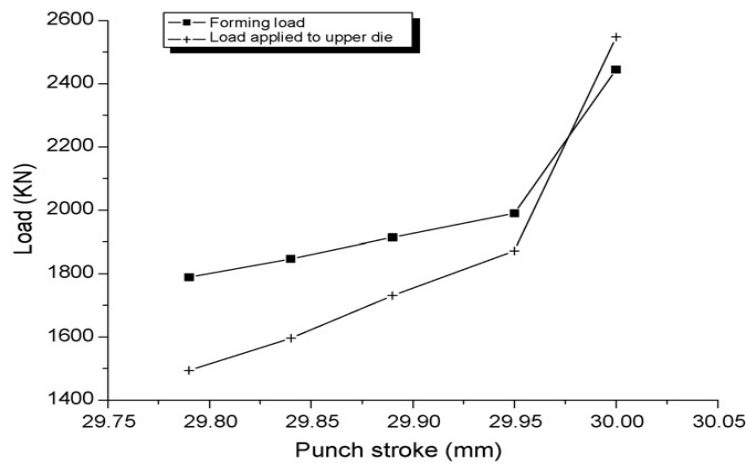


fig.9

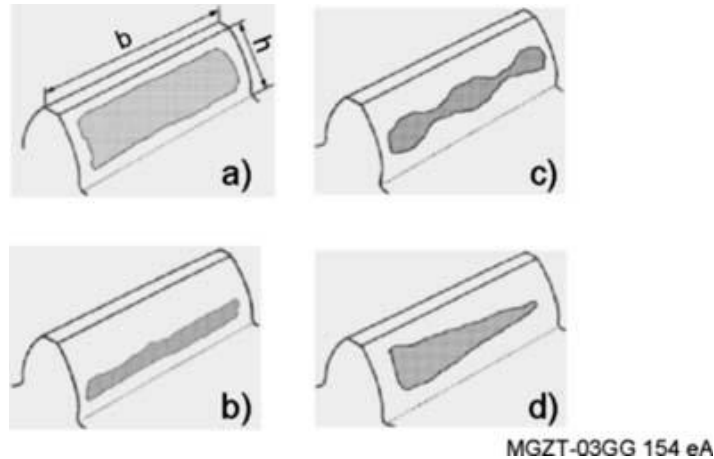
## 4.5.Μετρολογία γραναζιών

### Gear Metrology

Ανάλυση των δοντιών επαφής

Ο G.Goch [5] έκανε μελέτη στη μετρολογία των γραναζιών και διαπίστωσε ότι οι επαφές των δοντιών σχεδιάζονται είτε με δυναμική είτε με στατική μέθοδο. Για τη στατική μέθοδο τα δόντια πρέπει να είναι εντελώς καθαρισμένα. Τρία ή περισσότερα δόντια του πινιόν πρέπει να είναι χρωματισμένα με ένα λεπτό στρώμα στο σημείο επαφής. Η προκύπτουσα στρώση πρέπει να είναι ομαλή και λεπτή (5 και 15 μm πυκνά). Έπειτα ο χειριστής κυλά τα χρωματισμένα δόντια του πινιόν παρέχοντας αρκετή ροπή για να βεβαιώσει την επαφή. Κατόπιν τα μέρη ξαναέρχονται στην αρχική θέση. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται τουλάχιστον για τρία ισοδιάστατα διαστήματα.

Στα παρακάτω σκίτσα(fig.10) απεικονίζονται 4 είδη σημείων επαφής.



*fig.10*

Για τη δυναμική μέθοδο τα δόντια που εξετάζονται πρέπει να είναι λεπτομερώς καθαρισμένα. Τρία ή περισσότερα δόντια του πινιόν και της κορώνας ψεκάζονται με ένα λεπτό στρώμα μελανιού. Η προκύπτουσα στρώση πρέπει να είναι ομαλή και λεπτή. Επομένως μετά από έλεγχο κάθε δοντιού πρέπει να καθαρίζεται για την απομάκρυνση υπολειμμάτων μελανιού ή πετρελαίου. Τα γρανάζια υποκύπτουν σε μια φόρτιση για μια μικρή περίοδο. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται για τρία στάδια.

Η αξιολόγηση του σχεδιασμού της επαφής των δοντιών είναι πολύ σύνθετος στόχος όπου επηρεάζονται από το μέγεθος του γραναζιού, τη διάρκεια ζωής, και το συνεργαζόμενο γρανάζι.

### Περιγραφή και επιθεώρηση της επιφάνειας των πλευρών του γραναζιού

Οι τροποποιήσεις των πλευρών των δοντιών είναι σημαντικά δομικά στοιχεία για την κατασκευή των γραναζιών, επειδή μειώνουν το θόρυβο και βελτιώνουν τις ιδιότητες καθώς επίσης ενισχύει και το φορτίο που μπορεί να δεχθεί. Ωστόσο, η αξιολόγηση της ποιότητας των γραναζιών βασίζεται ακόμη στη μη τροποποιημένη τοπογραφία των πλευρών των γραναζιών. Ως εκ τούτου, η προδιαγραφή των αντίστοιχων ζωνών ανοχής για τα μεμονωμένα ποιοτικά επίπεδα δεν λαμβάνει υπ' όψιν τις τροποποιήσεις των πλευρών των δοντιών και τις τρέχουσες ιδιότητες τους. Αυτό οδηγεί σε μια ανεπαρκή λειτουργία. Επομένως καμία κατάλληλη μετρολογική παράμετρος για ανάπτυξη των βρόχων ποιοτικού ελέγχου στην κατασκευή γραναζιών δεν είναι εφικτή. Για να εξεταστούν αυτά τα προβλήματα, περιγράφεται μια προσέγγιση για την εκτιμημένη προσανατολισμένη λειτουργία αξιολόγησης της τροποποιημένης γεωμετρίας των πλευρών των δοντιών.

Λαμβάνεται υπ' όψιν ότι η λειτουργική ποιότητα της οδόντωσης δεν μπορεί να αξιολογηθεί βασισμένη μόνο στις γεωμετρικές μετρήσεις. Αντ' αυτού, για τα ποιοτικά κριτήρια η



εκτιμημένη προσανατολισμένη λειτουργία της αξιολόγησης των ιδιοτήτων της οδόντωσης θα πρέπει να χρησιμοποιεί τις χαρακτηριστική μορφή απόκλισης των τροποποιημένων πλευρών του δοντιού.

### Μαθηματική περιγραφή επιφάνειας

Η βασική μαθηματική εξίσωση είναι μια τρισδιάστατη επέκταση μιας εξειλιγμένης λειτουργίας. Ένα σημείο  $\vec{P}$  δίνεται σε καρτεσιανές συντεταγμένες (fig.11).

$$x = r * (\cos(\xi + \Lambda) + \xi * \sin(\xi + \Lambda))$$

$$y = r * (\sin(\xi + \Lambda) - \xi * \cos(\xi + \Lambda))$$

ή σε κυλινδρικές συντεταγμένες.

$$s = r * \sqrt{1 + \xi^2}$$

$$\gamma = \xi - \text{atan}\xi + \Lambda$$

$$\xi = \alpha + \text{inv}\alpha = \tan\alpha$$

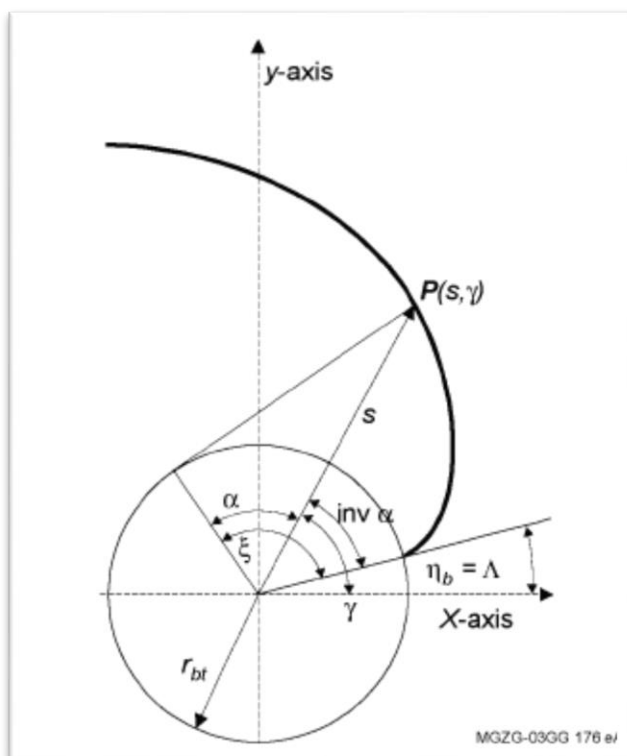


fig.11

Για ελικοειδή γρανάζια, ποσότητα  $\Lambda$  υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο.

$$\Delta\Lambda = \Lambda(z_2) - \Lambda(z_1) = \frac{(z_2 - z_1) * \tan \beta}{r}$$

#### 4.6. Αποδοτικότητα ενός κιβωτίου ταχυτήτων ανεμοστρόβιλου με λίπανση Efficiency of a gearbox lubricated with wind turbine gear oils

Σε αυτή την μελέτη ο Pedro M.T. Marques κ.α [6] εξετάσαν ένα κιβώτιο ταχυτήτων με ελικοειδές γρανάζια με ελάχιστες ταχύτητες εισόδου 100-500 rpm και μέγιστες ροπές εισόδου 500-1000 Nm. Η fig. 12 δείχνει μια σχηματική απεικόνιση ενός πειραματικού κιβωτίου ταχυτήτων, το οποίο έχει τρεις άξονες με πέντε συνεργαζόμενα γρανάζια (table 4). Τα γρανάζια στο μεσαίο άξονα (πινιόν 2,3) είναι κλειδωμένα ενώ τα γρανάζια στον πρώτο και στον τρίτο άξονα είναι τοποθετημένα πάνω σε βελονοειδή ρουλεμάν. Όλοι οι άξονες στηρίζονται από σφαιρικά ή κυλινδρικά ρουλεμάν. Το κιβώτιο ταχυτήτων επιτρέπει δύο διαφορετικές σχέσεις μετάδοσης.

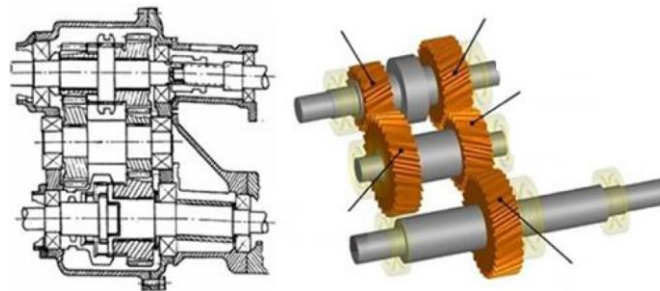


fig.12 κιβώτιο ταχυτήτων

Table 4 Γεωμετρικοί παράμετροι των γραναζιών του κιβωτίου ταχυτήτων

Παράμετροι	Μονάδες	Γρανάζια				
		1	2	3	4	5
Modul(m)	mm	3,5	3,5	3,5	4	4
Γωνία πίεσης( $\alpha$ )	°	20	20	20	20	20
Γωνία έλικά( $\beta$ )	°	20	20	20	20	20
Αριθμός οδόντων( $z$ )	–	32	23	27	28	17
Ύψος κεφαλής ( $x$ )	–	0,381	0,415	0,161	-0,240	0,051
Διάμετρος κεφαλής ( $d_a$ )	mm	128,6	95,3	108,4	125,2	80,7

Πλάτος οδόντα(b)	mm	35	35	35	33,5	35
Τραχύτητα(R <sub>a</sub> )	μm	0,4				
Σχέση μετάδοσης (u=z <sub>2</sub> /z <sub>1</sub> )	–	0,7188			0,6071	

Οι ιδιότητες των λιπαντικών που χρησιμοποιήθηκαν στο πείραμα φαίνονται στον παρακάτω πίνακα(table 5).

*Table 5\_ Φυσικοί παράμετροι λιπαντικών*

παράμετροι	Μονάδες	MINR	PAOR	MINE	PAGD
Βασικό λιπαντικό	-	mineral	Poly-a-olefin	Mineral+PAM A	Polyakylene Glykol
Πυκνότητα στους 15°C	gr/cm <sup>3</sup>	0,902	0,859	0,893	1,059
Συντελεστής θερμικής διαστολής(a <sub>i</sub> *10 <sup>-4</sup> )	-	-5,8	-5,6	-6,7	-7,1
Ιξώδες στους 40 °C	cSt	319,25	324,38	328,59	290.26
Ιξώδες στους 70 °C	cSt	65,87	87,92	92,72	102,33
Ιξώδες στους 100 °C	cSt	22,41	35,27	37,88	51,06
Δείκτης ιξώδους VI	-	85	155	166	241

Στην πειραματική διαδικασία οι θερμοκρασίες θερμικής σταθεροποίησης συνεχώς μετρώνται και καταγράφονται κατά τη διάρκεια της δοκιμής και η μέση τιμή βγήκε από τα τελευταία 30 λεπτά της δοκιμής των 8 ωρών (Fig 13).

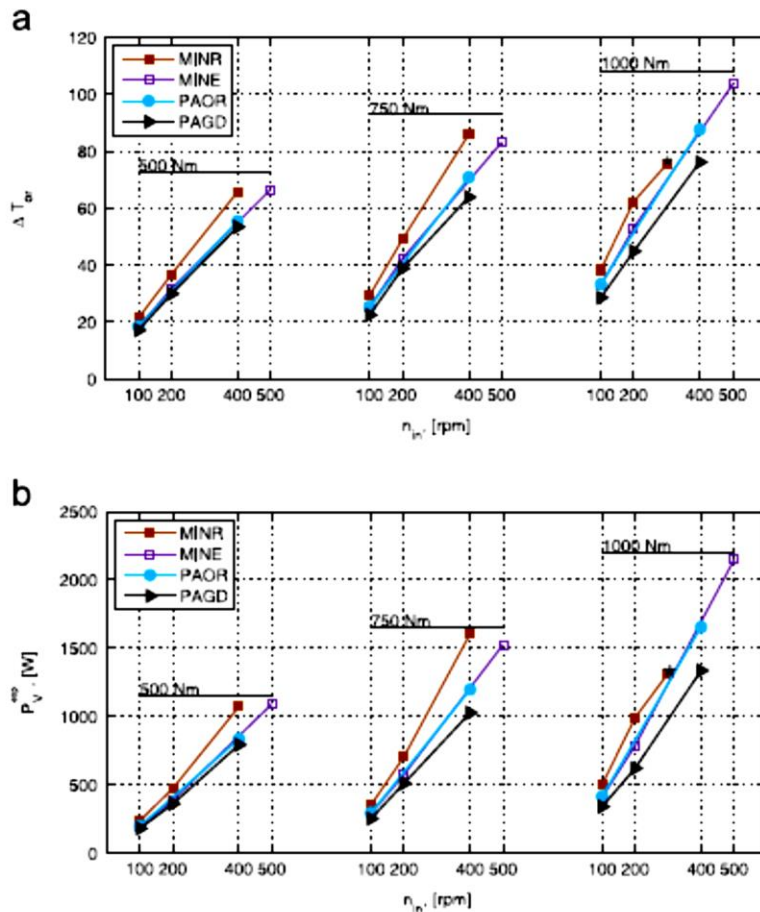


fig.13(a-b)

Στην fig. 13a απεικονίζεται η διαφορά θερμοκρασίας, στην ελαιολεκάνη, μεταξύ λαδιού και χώρου. Στην fig. 13b απεικονίζεται η απώλεια δύναμης όπως υπολογίστηκε από τα πειραματικά αποτελέσματα.

Το πειραματικό τεστ μας έδειξε ότι τα λιπαντικά με το ίδιο ιξώδες μπορούν να έχουν διαφορετική συμπεριφορά απώλειας δύναμης σύμφωνα με το βασικό τύπο λιπαντικού. Ανάμεσα στα δοκιμασμένα λιπαντικά γραναζιών, το βασικό λιπαντικό Polyalkylene Glycol έχει καλύτερη απόδοση από τα υπόλοιπα επιλεγμένα λάδια. Το PAGD προτιμάται όχι μόνο λόγω της χαμηλής απώλειας δύναμης και των χαμηλών θερμοκρασιών λειτουργίας, αλλά και για τους χαμηλούς δείκτες. Το MINE είναι ένα μεταλλικό λάδι με πρόσθετα βελτίωσης ιξώδες το οποίο έχει σχεδόν ίδια χαρακτηριστικά με το PAOR. Αλλάζοντας τη δομή του λιπαντικού μπορούμε να έχουμε ένα σημαντικό αντίκτυπο όχι μόνο στην παραγόμενη απώλεια δύναμης αλλά και στη διάρκεια ζωής των εξαρτημάτων που λιπαίνονται.

Σύμφωνα με τα πειραματικά και τα αριθμητικά αποτελέσματα ο μέσος συντελεστής τριβής  $\mu_{avg}$  υπολογίστηκε από τον παρακάτω τύπο :

$$\mu_{avg} = \frac{P_{VZP}}{\sum_{i=1}^{n_{mesh}} p_a^i} * H_{V_{num}}^i$$

## 5. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ

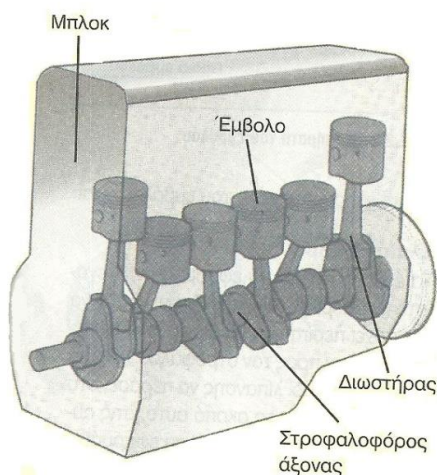
### 5.1.Εισαγωγή

Κάθε όχημα αποτελείται από Μηχανή Εσωτερικής Καύσης(Μ.Ε.Κ.)και για να πραγματοποιήσει ομαλή κίνηση είναι απαραίτητο ένα κιβώτιο ταχυτήτων(σασμάν) και διαφορικό σύστημα.

Όπως είναι γνωστό, οι Μ.Ε.Κ. είναι θερμικές μηχανές, στις οποίες τόσο η καύση όσο και η παραγωγή του έργου πραγματοποιούνται εσωτερικά στο χώρο του κινητήρα. Οι Μ.Ε.Κ. χρησιμοποιούν κυρίως υγρά και κατά δεύτερο λόγο, αέρια καύσιμα. Τα βασικά μέρη μιας Μ.Ε.Κ. είναι τα εξής ακόλουθα (fig.14) :

1. Το σώμα των κυλίνδρων (μπλοκ ή κορμός)
2. Τα έμβολα με τα εξαρτήματά τους
3. Οι διωστήρες (μπιέλες)
4. Ο στροφαλοφόρος άξονας
5. Ο σφόνδυλος (βολάν)

Μέσω του σφονδύλου (βολάν), το οποίο παίρνει κίνηση από το στροφαλοφόρο άξονα, μεταφέρεται η κίνηση στο κιβώτιο ταχυτήτων λόγω τριβής, με τη βοήθεια του συμπλέκτη (δίσκος-πλατώ).Ο δίσκος του συμπλέκτη φέρει πλήμνη με θηλυκό πολύσφηνο ο οποίος συμπλέκεται με το αντίστοιχο πολύσφηνο του πρωτεύων άξονα του κιβωτίου ταχυτήτων (σασμάν).



**fig.14** Βασικά μέρη Μ.Ε.Κ. κινητήρα

[7]

Τα βασικά μέρη ενός κιβωτίου ταχυτήτων, όπως στην fig.15,είναι ο πρωτεύων άξονας, ο οποίος μεταφέρει την κίνηση στο κιβώτιο ταχυτήτων, ο ενδιάμεσος άξονας, ο δευτερεύων και ο άξονας της όπισθεν ταχύτητας. Σκοπός του κιβωτίου ταχυτήτων είναι, με τη βοήθεια οδοντωτών τροχών(γρναζιών), να δημιουργεί μια μεταβλητή σχέση μετάδοσης της κίνησης μεταξύ του κινητήρα και των κινητήριων τροχών του οχήματος. Η λειτουργία του κιβωτίου ταχυτήτων στηρίζεται στην αρχή

των οδοντωτών τροχών, κατά την οποία όταν δύο τροχοί με διαφορετικές διαμέτρους ή με διαφορετικό αριθμό δοντιών συνεργάζονται μεταξύ τους, αυτός που έχει τη μεγαλύτερη διάμετρο ή το μεγαλύτερο αριθμό δοντιών, αντίστοιχα, περιστρέφεται με μικρότερο αριθμό στροφών, έναντι του άλλου.

Τέλος, η κίνηση, μέσω του πινιόν, το οποίο είναι οδοντωτό γρανάτζι που είναι τοποθετημένο στην έξοδο του δευτερεύων άξονα, περνάει στο διαφορικό μέσω της κορώνας. Στη λεπτομερή αναφορά της λειτουργίας του διαφορικού συστήματος θα αναφερθούμε παρακάτω.

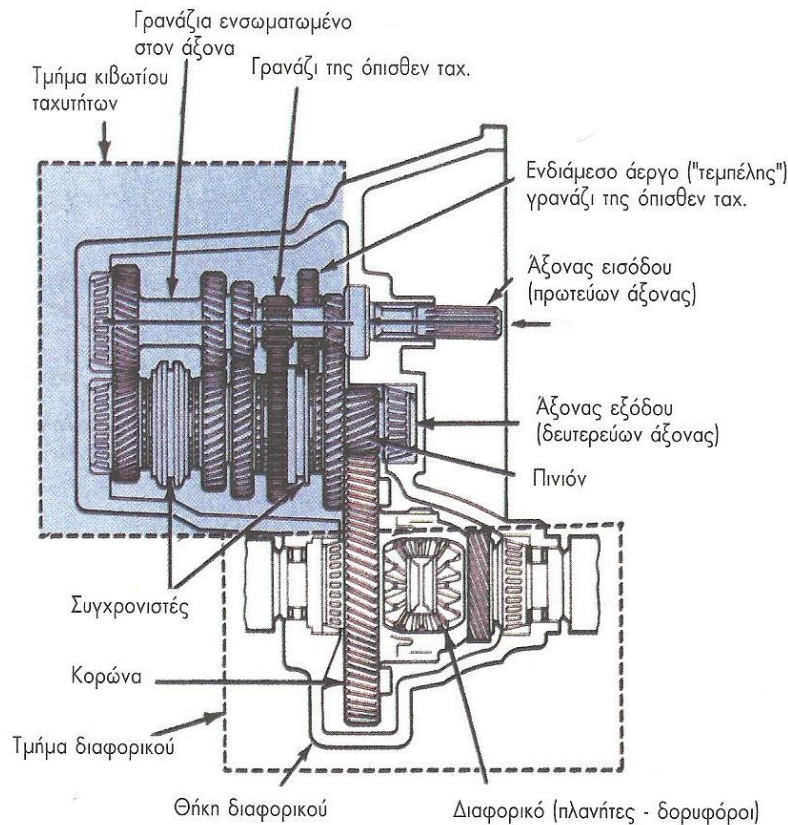
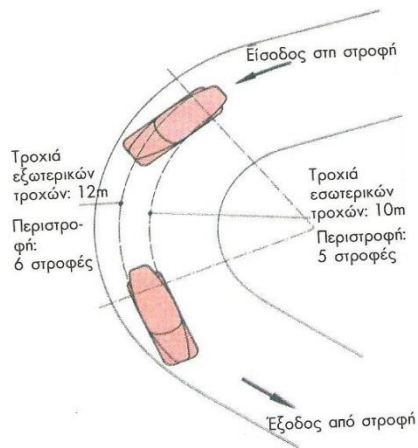


fig.15 Μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων μαζί με διαφορικό

[8]

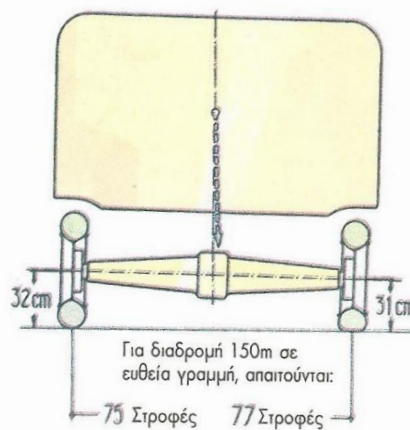
## 5.2.Περί Διαφορικού

Ένα όχημα που εισέρχεται σε μια στροφή ενός δρόμου(fig.16), για να εκτελέσει αυτή την πορεία θα πρέπει οι εξωτερικοί του τροχοί να διαγράψουν, στον ίδιο χρόνο, μεγαλύτερη διαδρομή από τους εσωτερικούς .Επομένως, για να παρατηρηθεί το φαινόμενο της ολίσθησης πρέπει οι εξωτερικοί τροχοί να περιστρέφονται, στον ίδιο χρόνο, με ταχύτητα μεγαλύτερη από εκείνη των εσωτερικών.



**fig.16** Διαδρομή οχήματος σε στροφή δρόμου

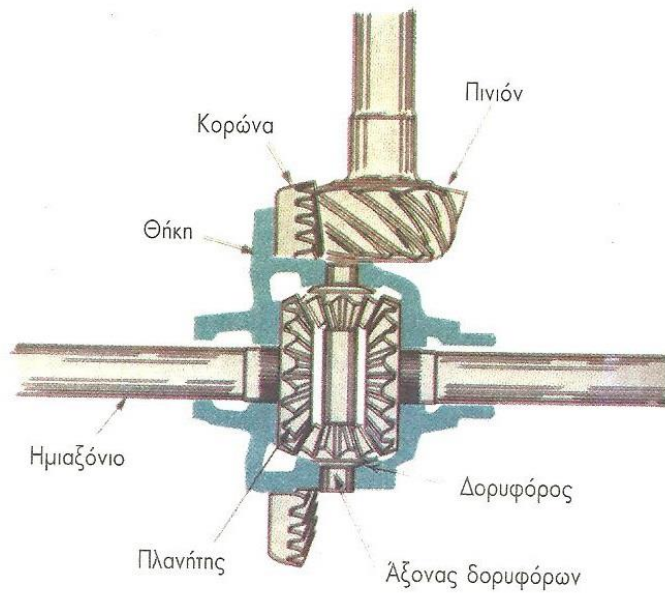
Από την άλλη πλευρά, ακόμα κι αν ο δρόμος ήταν απόλυτα ευθύς, αλλά ωστόσο υπήρχαν ανωμαλίες στο οδόστρωμα είτε οι τροχοί του οχήματος δεν είχαν ίδια πίεση αέρα(fig.17), είτε το φορτίο δεν είναι ισομερώς κατανομημένο στο αμάξωμά του οχήματος, το αποτέλεσμα θα ήταν το όχημα να διαγράφει καμπύλη τροχιά ή να είχαμε ολίσθηση των τροχών.



**fig.17** Όχημα σε ευθεία πορεία αλλά με άνισες διαμέτρους τροχών.

Έτσι για να αποφύγουμε τα προβλήματα αυτά, θα πρέπει οι κινητήριοι τροχοί να περιστρέφονται με διαφορετικές ταχύτητες. Για την επίλυση όλων αυτών των παραπάνω σοβαρών προβλημάτων οδήγησης-διεύθυνσης του οχήματος επινοήθηκε ο μηχανισμός του διαφορικού(fig.18), ο οποίος σκοπό έχει:

- Να κατανέμει τη ροπή στρέψης του κινητήρα στους κινητήριους τροχούς-ανάλογα βέβαια με την αντίσταση που έχει να αντιμετωπίσει ο κάθε τροχός-κατά τέτοιον τρόπο, ώστε αυτοί να μπορούν να περιστρέφονται ταυτόχρονα, αλλά με διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής ο καθένας
- Να εμποδίζει τη ροπή στρέψης του κινητήρα στα ημιαξόνια των κινητήριων τροχών, υπό γωνία  $90^\circ$  σε σχέση με το κεντρικό άξονα μετάδοσης της κίνησης.
- Να δημιουργεί ένα σταθερό υποπολλαπλασιασμό των στροφών των κινητήριων τροχών, από 3:1 μέχρι 5:1 στα επιβατικά, και από 5:1 μέχρι 11:1 στα φορτηγά.



*fig.18* Σύστημα διαφορικού (συναρμολογημένο)

[9]

### 5.3. Λειτουργία, μέρη και είδη διαφορικού

Το διαφορικό αποτελείται από το πινιόν, τη θήκη, την κορώνα, τους δορυφόρους και τους πλανήτες(fig.19).

Πιο αναλυτικά:



### 5.3.1. Τα μέρη είναι:

- **Θήκη-κορώνα**

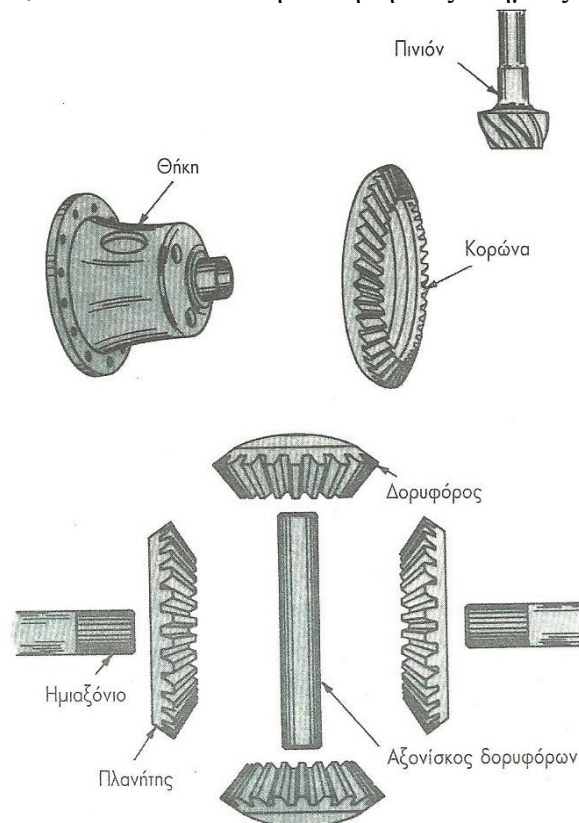
Πάνω στη θήκη είναι στερεωμένη η στεφάνη “κορώνα” του συστήματος μέσω της οποίας το διαφορικό παίρνει την κίνηση από τον οδοντωτό τροχό “πινιόν” του συστήματος μετάδοσης της κίνησης. Χρησιμοποιούνται κυρίως οδοντωτοί τροχοί κεκλιμένης οδόντωσης ώστε να βρίσκονται σε εμπλοκή όσο το δυνατό περισσότερα δόντια την ίδια στιγμή γεγονός που εξασφαλίζει ομαλή και αθόρυβη λειτουργία, με αντίστοιχη μείωση κινδύνου σπασίματος(θραύσης) των δοντιών.

- **Δορυφόροι**

Μικροί κωνικοί οδοντωτοί τροχοί, στερεωμένοι εσωτερικά της θήκης του διαφορικού με άξονες κάθετους στον άξονα περιστροφής των τροχών.

- **Πλανήτες**

Είναι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί μεγαλύτεροι σε διάμετρο από τους δορυφόρους. Είναι και αυτοί στερεωμένοι εσωτερικά στη θήκη του διαφορικού και βρίσκονται σε εμπλοκή με τους δορυφόρους. Ο άξονάς τους, όμως, συμπίπτει με τον άξονα κίνησης των τροχών του οχήματος. Στους πλανήτες συνδέονται, με πολύσφηνα, τα δύο ημιαξόνια, τα οποία δίνουν την κίνηση στις πλήμνες “μουαγιέ” των τροχών.



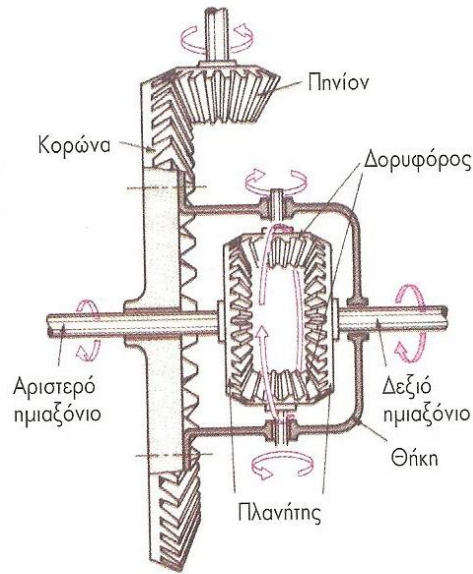
*fig.19* Βασικά μέρη ενός διαφορικού

### 5.3.2. Τα είδη των διαφορικών είναι τα εξής:

1. Διαφορικό με κορώνα-πινιόν
2. Διαφορικό με ατέρμονα κοχλία και οδοντωτό τροχό
3. Διαφορικό τύπου μπλοκέ (χωρίς ολίσθηση)

### 5.3.3. Η λειτουργία του διαφορικού έχει ως εξής:

Το πινιόν κινούμενο από τον άξονα μετάδοσης της κίνησης(δευτερεύων άξονας) ο οποίος μεταφέρει την κίνηση από την έξοδο του κιβωτίου ταχυτήτων στην οδοντωτή στεφάνη “κορώνα” αναγκάζει την τελευταία να περιστραφεί. Μαζί με τη στεφάνη περιστρέφεται, αναγκαστικά η θήκη του διαφορικού, και επομένως και οι δορυφόροι. Οι δορυφόροι, όμως, επειδή εμπλέκονται συνεχώς με τους πλανήτες, θα περιστρέψουν κι αυτούς. Όταν η αντίσταση και επί των δύο κινητήριων τροχών είναι ίδια, τη στιγμή που το όχημα κινείται σε ευθεία και ομαλή οδό και έχει ομοιόμορφα κατανεμημένο το φορτίο του, καθώς και η ίδια πίεση στα ελαστικά των τροχών του, οι δορυφόροι κατά τη περιστροφή της θήκης δεν περιστρέφονται γύρω από τον άξονα τους, αλλά ενεργούν σαν “σφήνες” στα “δόντια” των πλανητών και έτσι, όλα μαζί ως ένα σώμα πλέον περιστρέφονται με αυτή την ταχύτητα(δηλαδή τόσο η κορώνα και η θήκη, όσο και τα ημιαξόνια των τροχών). Όταν το όχημα εκτελεί στροφή, για να αποφύγουμε την ολίσθηση του εξωτερικού τροχού, πρέπει ο εσωτερικός τροχός να περιστραφεί με μικρότερη ταχύτητα από τον εξωτερικό. Αυτό επιτυγχάνεται με τον εξής τρόπο και με δεδομένο ότι η αντίσταση του εσωτερικού τροχού, κατά τη στροφή, είναι μεγαλύτερη του εξωτερικού. Λόγω της διαφοράς των παραπάνω αντιστάσεων, οι δορυφόροι αποσφηνώνονται από τους πλανήτες και στρέφονται γύρω από τον άξονά τους, αναγκάζοντας τον πλανήτη του εξωτερικού τροχού να στραφεί σχετικά ταχύτερα από όσο περιστρέφεται ο εσωτερικός. Δηλαδή, τις στροφές που χάνει ο εσωτερικός, τις κερδίζει ο εξωτερικός. Γι αυτό και από αυτήν ακριβώς τη λειτουργία, ο συγκεκριμένος μηχανισμός ονομάσθηκε **διαφορικό**(fig.20).

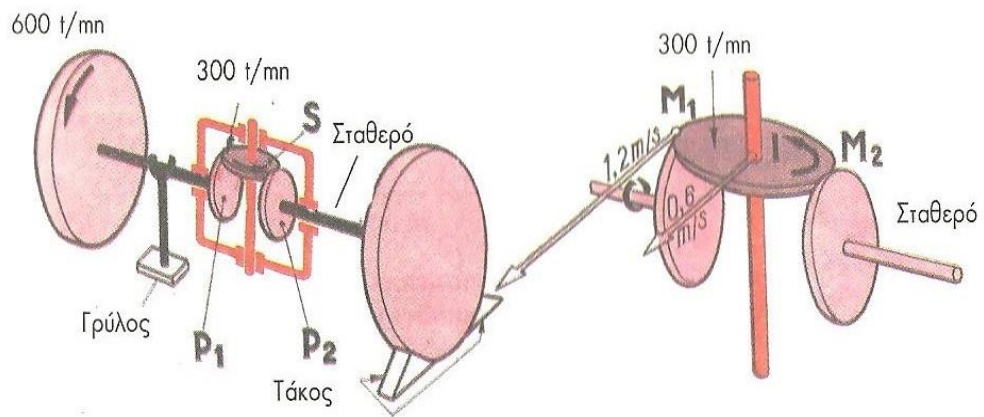


*fig.20* Διαφορικό σε λειτουργία

Μία μορφή της κίνησης που προκύπτει στην έξοδο του διαφορικού είναι:

Ο ένας τροχός ακίνητος (μπλοκαρισμένος) ή ο αντίθετος τροχός μπορεί να περιστρέφεται και ελεύθερα.( fig.21)

Η περιστροφή της κορώνας του διαφορικού μεταδίδεται στη θήκη, η οποία παρακινεί το σημείο 1 σε μια ταχύτητα  $V$  (για παράδειγμα  $V=0,6\text{m/s}$ ). Ο δορυφόρος παρασύρεται σε κίνηση πιέζοντας το πλανήτη, του οποίου ο τροχός είναι ακίνητος (μπλοκαρισμένος), π.χ. στο P2 οπότε στο σημείο M1 λαμβάνει μια ταχύτητα διπλάσια του 1, δηλαδή:  $V1=1,2\text{ m/s}$ . Έτσι, ο πλανήτης P1 περιστρέφεται με μια ταχύτητα διπλάσια της θήκης.



*fig.21* Ο ένας τροχός ακίνητος (μπλοκαρισμένος)

[10]

## 5.4. Διαφορικό εμπροσθοκίνητου οχήματος

Στα οχήματα με εμπρόσθια κίνηση, το κιβώτιο ταχυτήτων και το διαφορικό είναι ενσωματωμένα σε ένα ενιαίο λυόμενο συγκρότημα. Στο κιβώτιο ταχυτήτων δεν υπάρχει ενδιάμεσος άξονας ενώ ο πρωτεύων (άξονας εισόδου) φέρει μόνιμα στερεωμένους επάνω του τους οδοντωτούς τροχούς των αντίστοιχων ταχυτήτων. Ο δευτερεύων άξονας (άξονας εξόδου) φέρει επίσης τους αντίστοιχους οδοντωτούς τροχούς (γρανάζια) των ταχυτήτων και μεταξύ αυτών –ανά δύο– παρεμβάλλονται τα “συγχρονιζέ” που κινούνται με τις αντίστοιχες φουρκέτες. Ο δευτερεύων άξονας καταλήγει στο πινιόν που εμπλέκεται με την κορώνα του διαφορικού.

Η ισχύς από τον κινητήρα εισέρχεται στο κιβώτιο ταχυτήτων μέσω του πρωτεύοντα άξονα. Στη συνέχεια μεταδίδεται στο πινιόν, το οποίο βρίσκεται στο άκρο του δευτερεύοντα άξονα κι από κει μεταφέρεται στην “κορώνα” του διαφορικού, όπου μέσω των πλανητών του μεταδίδεται στα δύο εμπρόσθια ημιαξόνια. Έτσι τα δύο αυτά ημιαξόνια περιστρέφουν τους τροχούς για να κινηθεί το όχημα. Το διαφορικό επιτρέπει στους εμπρόσθιους τροχούς να περιστρέφονται με διαφορετικές ταχύτητες και να διανύουν διαφορετικές αποστάσεις στον ίδιο χρόνο όταν βέβαια το όχημα διαγράφει μια καμπύλη τροχιά.[11]

## 5.5. Διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης(limited slip differential)

Οι τύποι των διαφορικών περιορισμένης ολίσθησης, κατατάσσονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες. Στην πρώτη κατηγορία υπάρχουν αυτά που «αισθάνονται» την ροπή και στη δεύτερη αυτά που «αισθάνονται» την ταχύτητα περιστροφής των κινητήριων τροχών. Τα διαφορικά που «αισθάνονται» τη ροπή, χρησιμοποιούν τη μηχανική τριβή των εξαρτημάτων τους για να δημιουργήσουν την απαιτούμενη διαφορά ροπής μεταξύ των δύο αξόνων, ανεξάρτητα από την ταχύτητα περιστροφής των τροχών. Τα διαφορικά που «αισθάνονται» την ταχύτητα των τροχών, για να ενεργοποιηθούν και να λειτουργήσουν, πρέπει να υπάρχει διαφορά στην ταχύτητα περιστροφής των τροχών.[12]

### 5.5.1. Συντελεστής περιορισμού ολίσθησης ή συντελεστής φραγής (s)

Συντελεστής περιορισμού ολίσθησης ή συντελεστής φραγής(s) ονομάζεται η μεγαλύτερη διαφορά της ροπής που μπορεί να εφαρμοσθεί στους δύο κινητήριους τροχούς σε σχέση με την συνολική ροπή που εφαρμόζεται(δηλ. το κατά πόσο είναι “μπλοκέ” ένα διαφορικό). Τα επιβατικά αυτοκίνητα έχουν συντελεστή φραγής 25-40%.

$$S = \frac{\text{Διαφορά ροπής κίνησης μεταξύ των κινητήριων τροχών}}{\text{Ολική ροπή που εφαρμόζεται στους κινητήριους τροχούς}} * 100\%$$

Έστω ένα όχημα και οι τροχοί του πατούν σε διαφορετικές επιφάνειες οδοστρώματος με διαφορετικό συντελεστή τριβής(π.χ. ο ένας στον πάγο και ο άλλος σε στεγνό οδόστρωμα). Εάν συμβολίζεται με **H** η υψηλή πρόσφυση του ελαστικού και με **L** η χαμηλή πρόσφυση τότε ο συντελεστής φραγής **S** θα είναι:

$$S = \frac{H-L}{H+L} * 100\%$$

Χρησιμοποιώντας τη παραπάνω εξίσωση σε ένα διαφορικό με συντελεστή φραγής S= 25%(μπλοκέ κατά 25%) προκύπτει ότι ο τροχός με τη μεγαλύτερη πρόσφυση θα παραλάβει το 62,5 % της ολικής ροπής που θα εφαρμοσθεί στους τροχούς ενώ ο άλλος με τη χαμηλή πρόσφυση(π.χ. αυτός που πατάει στον πάγο) θα παραλάβει 100% - 62,5% =37,5% της ολικής ροπής.

Αναλυτικά λοιπόν η κατανομή της ροπής για ένα διαφορικό με συντελεστή  $S=25\%$  είναι:

$$H = \frac{S+1}{2} = \frac{0,25+1}{2} = 0,625 = 62,5\%$$

η ροπή του τροχού με τη μεγαλύτερη πρόσφυση

$$L = \frac{-S + 1}{2} = \frac{-0,25 + 1}{2} = 0,375 = 37,5\%$$

η ροπή του τροχού με τη μικρότερη πρόσφυση

Ο λόγος  $H/L$  είναι ο συντελεστής της κατανομής της ροπής **TBR** που δείχνει το μέγεθος της ροπής που μπορεί να εφαρμοσθεί στο τροχό με τη μεγαλύτερη πρόσφυση σε σχέση με τον τροχό που έχει τη μικρότερη πρόσφυση.

Το διαφορικό του παραδείγματος με συντελεστή  $S=25\%$  μπορεί να αποδώσει 1,67 περισσότερη ροπή με τη μεγαλύτερη πρόσφυση. Αναλυτικά λοιπόν ισχύει ότι:

$$\frac{H}{L} = \frac{S + 1}{-S + 1} = \frac{0,25 + 1}{-0,25 + 1} = 1,67$$

όπου το 1,67 ο συντελεστής της κατανομής της ροπής TBR

Όταν ένα διαφορικό έχει τη δυνατότητα, με κάποιο μηχανισμό να “κλειδώσει” και τα δύο ημιαξόνια μεταξύ τους, ώστε να περιστρέφονται και τα δύο με τον ίδιο αριθμό στροφών, τότε έχει συντελεστή φραγής 100%, δηλ. είναι 100% “μπλοκέ” ,έχει άπειρο συντελεστή κατανομής ροπής TBR και λέγεται **διαφορικό αυτόματης φραγής**. Ένα διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης επιτρέπει τη μεταφορά δυνάμεων στο οδόστρωμα μέσα από τον τροχό που έχει καλή πρόσφυση, έτσι ώστε να κινηθεί το αυτοκίνητο, εάν ο άλλος ολισθήσει, όταν για παράδειγμα ο τροχός πατάει σε πάγο ή λάσπη. Τα κλασικά διαφορικά παρουσιάζουν το πρόβλημα της ακινητοποίησης του αυτοκινήτου επειδή θεωρητικά έχουν συντελεστή φραγή 0%, συντελεστή κατανομής ροπής TBR=1 και η ροπή σε κάθε τροχό ισοσταθμίζεται ( $H=L$ ). Στην πράξη υπάρχει μικρή κατανομή ροπής TBR=1,1 επειδή το διαφορικό σαν μηχανισμός λειτουργεί με τριβές.[13]

## 5.6. Οδοντωτοί τροχοί

Ένας από τους πιο διαδεδομένους τρόπους μετάδοσης της περιστροφικής κίνησης είναι οι **οδοντωτοί τροχοί** διάφορων μορφών και ειδών, οι οδοντωτοί κανόνες και ατέρμονες κοχλίες. Τα εξαρτήματα αυτά συνεργάζονται σε ζεύγη, δηλαδή δύο γρανάζια, γρανάζι και οδοντωτός κανόνας, ατέρμονας κοχλίας και γρανάζι(κορώνα).

Ο οδοντωτός τροχός είναι συνήθως ένας ολόσωμος κύλινδρος ή δίσκος(για μικρές διαστάσεις) ή τροχός με βραχίονες. Πολλές φορές ο δίσκος έχει τρύπες για μείωση του βάρους του γραναζιού. Στο κέντρο του γραναζιού υπάρχει ο “ομφαλός” σύνδεσης με την άτρακτο, ή “**πλήμνη**”, που φέρει την κατάλληλη σφηνάλακα, στη δε περιφέρεια του υπάρχει “**οδόντωση**”. [14]

### 5.6.1 Τύποι οδοντωτών τροχών

Οι οδοντωτοί τροχοί κατηγοριοποιούνται σε μετωπικούς και κωνικούς με βάση τη γεωμετρία τους. Βάσει της μορφής της οδόντωσής τους μπορούν να διαχωριστούν σε οδοντωτούς τροχούς με παράλληλη και κεκλιμένη οδόντωση. Τέλος, βάσει του εάν κινούν ή κινούνται χαρακτηρίζονται ως πινιόν και τροχοί.

#### ➤ Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί

Οι οδοντωτοί τροχοί αυτού του τύπου μεταδίδουν την κίνηση μεταξύ παράλληλων αξόνων. Η αρχική μεταλλική επιφάνεια από την κατεργασία της οποίας προκύπτουν έχει κυλινδρική μορφή και τα δόντια τους μπορεί να είναι παράλληλα, κεκλιμένα με τον άξονα τους, ή να σχηματίζουν γωνία μεταξύ τους. Τα παράλληλα τοποθετημένα γρανάζια μπορούν να είναι σε επαφή είτε εξωτερικά είτε εσωτερικά, ενώ η κεκλιμένη οδόντωση μπορεί να είναι απλή ή διπλή. Τα γρανάζια με κεκλιμένα ή ελικοειδή δόντια υπερτερούν των γραναζιών με ευθεία δόντια διότι έχουν μεγαλύτερη αντοχή και προκαλούν λιγότερο θόρυβο κατά τη λειτουργία τους

#### ➤ Οδοντωτοί τροχοί με κεκλιμένη οδόντωση

Τα δόντια αυτών των τροχών αποτελούν τμήμα έλικας. Είναι λοξά ως προς τον άξονα του τροχού κατά γωνία  $\beta^\circ$  (γωνία κλίσης), που παίρνει τιμές από  $8^\circ - 25^\circ$  για απλή και διπλή οδόντωση και  $30^\circ - 45^\circ$  για οδόντωση σε μορφή βέλους, ώστε να μην αναπτύσσονται σημαντικές αξονικές δυνάμεις.

Σε ένα ζεύγος ελικοειδών τροχών και οι δύο τροχοί έχουν την ίδια γωνία κλίσης αλλά αντίστροφη φορά έλικας. Χρησιμοποιούνται όταν οι άτρακτοι των οδοντωτών τροχών δεν τέμνονται στο χώρο, αλλά διασταυρώνονται. Συνήθως, προτιμάται η διασταύρωση των ατράκτων να είναι κάθετη. Σε αυτή τη περίπτωση μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σύστημα οδοντωτού τροχού και ατέρμονα κοχλία. [15]

### 5.6.2 Δυνάμεις

Αν κατά τη συνεργασία δύο οδοντωτών τροχών μόνο ένα ζεύγος οδόντων βρίσκεται σε επαφή τότε η κατατομή του οδόντα 1 που δίνει κίνηση πιέζει την κατατομή του οδόντα 2 που παίρνει κίνηση. Στο σημείο επαφής των οδόντων στο μέσο του πλάτους  $b$  του οδόντα ενεργεί μια κάθετη δύναμη  $F_n$  σε κάθε οδόντα. Η δύναμη αυτή μπορεί να αναλυθεί σε μία περιφερειακή  $F_t$ , μια ακτινική  $F_r$  και μια αξονική συνιστώσα  $F_a$ .

Η περιφερειακή δύναμη υπολογίζεται και πάλι μέσω της ροπής στρέψης, η ακτινική ως  $F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta^\circ}$  και η αξονική υπολογίζεται ως  $F_a = F_t \cdot \tan \beta^\circ$ . [16]

### 5.6.3. Χαρακτηριστικά μεγέθη οδοντωτών τροχών

Στον επόμενο πίνακα (table 6) δίνονται συνοπτικά τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών.

*Table 6 Χαρακτηριστικά μεγέθη οδοντωτών τροχών*

da	Διάμετρος κύκλου κεφαλής
d	Διάμετρος αρχικού κύκλου
df	Διάμετρος κύκλου πόδα
b	Πλάτος οδόντα
p	Βήμα
s	Πάχος οδόντων
e	Διάκενο μεταξύ των οδόντων
ha	Ύψος κεφαλής
hf	Ύψος πόδα
ad	Απόσταση αξόνων
d <sub>b</sub>	Διάμετρος βασικού κύκλου



Στην παρακάτω εικόνα(fig.22) απεικονίζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη ενός γραναζιού με εξωτερική οδόντωση.

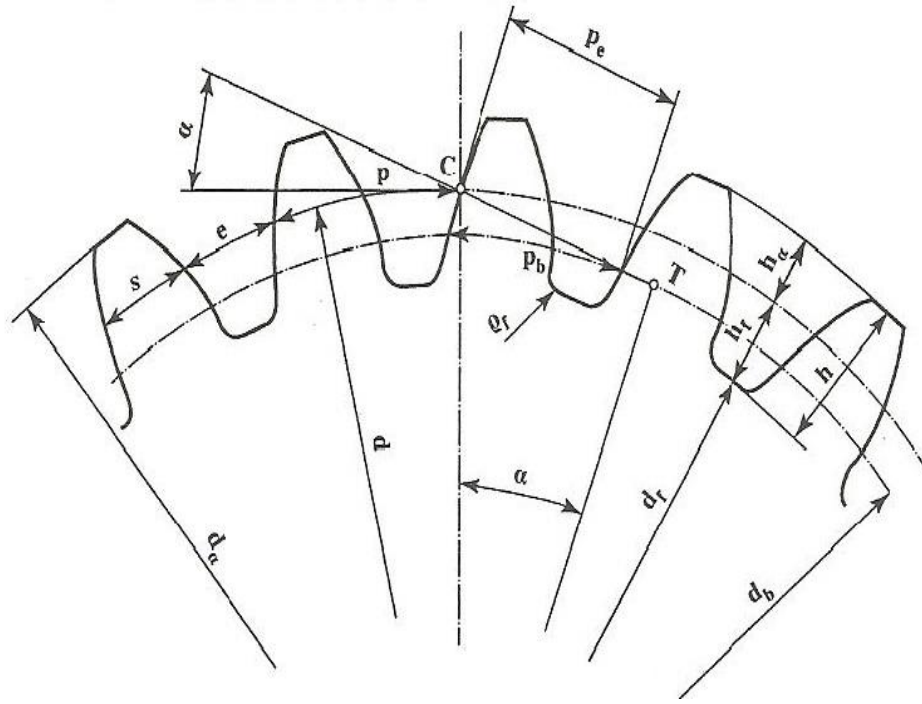


fig.22 Εξωτερική οδόντωση

[17]

#### 5.6.4.Υλικά κατασκευής οδοντωτών τροχών

Στον παρακάτω πίνακα(table 7) παρουσιάζουμε τα υλικά από τα οποία μπορεί να είναι κατασκευασμένο ένας οδοντωτός τροχός καθώς και τις ενδεικτικές τιμές σε πίεση επιφανείας.

*Table 7* Υλικά για οδοντωτούς τροχούς με ενδεικτικές τιμές αντοχής σε πίεση επιφανείας

<i>Ομάδα υλικού</i>	<i>Σύμβολο υλικού κατά DIN</i>	<i>Δυναμική αντοχή σε πίεση επιφανείας <math>\sigma_{Hl}</math> (N/mm<sup>2</sup>)</i>
Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη	GG-20	300
	GG25	360
Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	GGG-40	370
	GGG-60	490
	GGG-80	610
Μαύρος μαλακτός χυτοσίδηρος	GTS-35	320
	GTS-65	460
Χυτοχάλυβες	GT-52	320
	GT-60	380
Χάλυβες κατασκευών	St50	370
	St60	430
	St70	460
Βελτιωμένοι χάλυβες	C45	530
	34CrMo4	530
	42CrMo4	600
	34CrNiMo6	630
Βελτιωμένοι χάλυβες, βαμμένοι με φλόγα ή επαγωγικά	C45	710
	16MnCr5	770
	42CrMo4	830
	34Cr4	1350
Βελτιωμένοι χάλυβες εναζωτωμένοι	42CrMo4	1070
	16MnCr5	1100
	31CrMoV9	1230
Χάλυβες επιφανειακής βαφής	16MnCr5	1470
	15CrNi6	1490
	17CrNiMo6	1510

[18]

### 5.6.5.Υλικά κατασκευής Πινιόν- Τροχού

Στον παρακάτω πίνακα(table 8) φαίνεται ο συνδυασμός των υλικών που μπορούμε να εκλέξουμε για ζεύγος οδοντωτών τροχών(πινιον-τροχός)

**Table 8** Εκλογή υλικών για την κατασκευή οδοντωτών τροχών

<i>Χαρακτηριστικά</i>	<i>Υλικό</i>	
	<i>Πινιόν</i>	<i>Τροχού</i>
1.Μικρές ισχείς και μικρός αριθμός στροφών	Χυτοσίδηρος St42,St50	Χυτοσίδηρος
2.Μέσες ισχείς και μέσος αριθμός στροφών	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας St50,St60	Χυτοσίδηρος,χυτοχάλυβας, σφαιροειδής χυτοσίδηρος
3.Μεγάλες ισχείς και μεγάλος αριθμός στροφών	St60,St70 βελτιωμένοι χάλυβες	Χυτοσίδηρος,χυτοχάλυβας, σφαιροειδής χυτοσίδηρος, βελτιωμένοι χάλυβες
4.Τροχοί μεγάλων απαιτήσεων	St60,St70 βαμμένοι και βελτιωμένοι χάλυβες, χάλυβες ενανθράκωσης	χυτοχάλυβες,βελτιωμένοι χάλυβες, χάλυβες ενανθράκωσης

[19]

### 5.6.6.Κατατομές δοντιών και κατασκευή οδόντωσης

Η μορφή ενός δοντιού χαρακτηρίζεται από την κατατομή του. Η κατατομές των δοντιών γίνονται με διάφορες καμπύλες. Αυτή που χρησιμοποιείται περισσότερο στις μηχανολογικές κατασκευές είναι η καμπύλη της εξειλιγμένης(fig.23). Εξειλιγμένη είναι η καμπύλη που προκύπτει από το σημείο μιας ευθείας EL η οποία κυλίεται πάνω σε ένα κύκλο, το βασικό κύκλο g. Για να χαράξουμε την εξειλιγμένη παίρνουμε πάνω στην περιφέρεια g και στην ευθεία EL ίσα τμήματα από το σημείο G. Έτσι έχουμε τα σημεία 1,2,3 και 1',2',3'. Με το κέντρο 3' και ακτίνα 3G καθώς και με κέντρο G και ακτίνα 33' χαράζουμε δύο τόξα κύκλου. Το σημείο III της τομής τους είναι σημείο της ζητούμενης εξειλιγμένης. Η ευθεία 3'III είναι κάθετος πάνω στην εξειλιγμένη, το δε σημείο 3' είναι το κέντρο καμπυλότητας για το σημείο III. Επειδή η κατασκευή των οδόντων είναι τόσο ευκολότερη όσο πιο απλή είναι η τροχιά επαφών, η εξειλιγμένη καμπύλη χρησιμοποιείται σχεδόν αποκλειστικά στη μηχανολογία για την κατατομή των οδόντων.

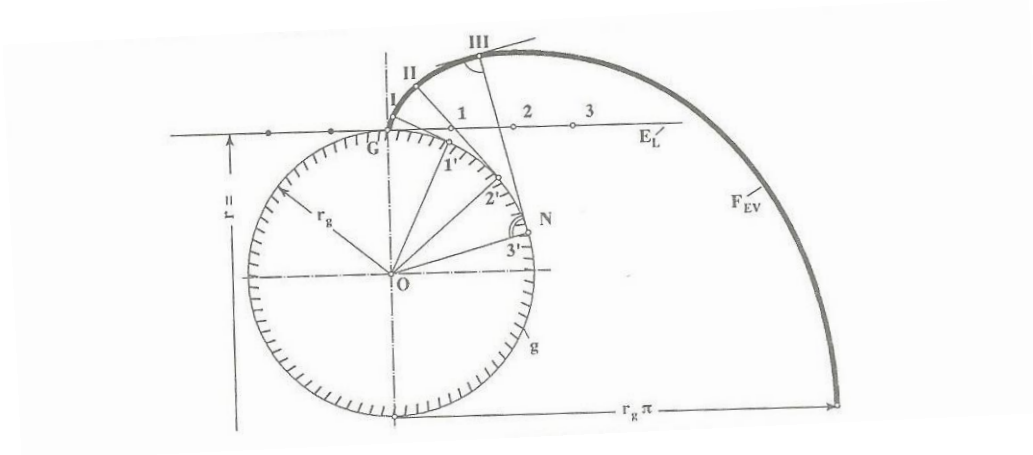


fig.23 Κατασκευή της εξειλιγμένης καμπύλης

Οι οδοντώσεις με εξειλιγμένη έχουν επικρατήσει πλήρως διότι παρουσιάζουν πολλά πλεονεκτήματα:

- Μπορούν να κατασκευαστούν με μεγάλη ακρίβεια με ένα απλό εργαλείο του οποίου οι κατατομές είναι ευθείες.
- Μικρές μεταβολές στην απόσταση των κέντρων των τροχών δεν επηρεάζουν τις συνθήκες επαφής των οδόντων.
- Με το ίδιο εργαλείο μπορούν να κατασκευαστούν και οδόντες με μετατόπιση.
- Είναι τροχοί ανταλλάξιμοι διότι τα τμήματα της γραμμής επαφών δεξιά κι αριστερά από την διάκεντρο είναι εφαρμόσιμα.
- Η διεύθυνση της κάθετης δύναμης πάνω στην κατατομή παραμένει αμετάβλητη (διεύθυνση γραμμής επαφών).

Σαν μειονέκτημα θεωρείται ότι για μικρό αριθμό οδόντων οι κορυφές των οδόντων του μεγάλου τροχού υποσκάπτουν τη βάση των οδόντων του μικρού τροχού και εμφανίζονται έτσι οι λεγόμενες **υποκοπές**.

[20]

### 5.6.7.Βλάβες οδόντων

Οι τύποι βλαβών των οδόντων είναι δύο, οι **βλάβες θραύσης** και οι **βλάβες κατατομής**. Η θραύση ενός οδόντα μπορεί να προέλθει από στατική ή δυναμική φόρτιση. Η στατική θραύση οφείλεται σε στιγμιαία υπερφόρτιση του τροχού και εμφανίζεται στη βάση του οδόντα.

Η δυναμική θραύση οφείλεται σε συνεχώς επαναλαμβανόμενες φορτίσεις πάνω από τα όρια της δυναμικής ή χρονικής αντοχής του υλικού. Στη δυναμική θραύση παίζουν ρόλο σφάλματα υλικού, θερμικής επεξεργασίας, κατεργασίας των οδόντων και η συγκέντρωση τάσεων στον πόδα του οδόντα.

Μέτρα για την αντιμετώπιση αυτής της θραύσης είναι η αύξηση της αντοχής του οδόντα στον πόδα π.χ. με θερμική κατεργασία βελτίωσης του υλικού, αύξηση του  $modul$ , αποφυγή των σημείων συγκέντρωσης τάσεων ή λαμβάνοντας υπόψη πρόσθετες καταπονήσεις στον υπολογισμό.

Επίσης παρατηρούνται θραύσεις στην κεφαλή του οδόντα που οφείλονται π.χ. σε λάθη στην παραλληλότητα των αξόνων ή σε μεγάλη ελαστική παραμόρφωση ή σε λάθη κοπής των οδόντων, οπότε δεν έχουμε ομοιόμορφη κατανομή της φόρτισης σε όλο το πλάτος του οδόντα, ή σε χρησιμοποίηση πολύ σκληρού υλικού.

Πολλές φορές εμφανίζονται πάνω στην επιφάνεια των οδόντων στην περιοχή του κύκλου κύλισης, εκκοιλάνσεις (μικρά “σκαψίματα”, “pittings”), που πιστεύεται ότι προέρχονται από τη συμπίεση λεπτόρευστου λαδιού λίπανσης μέσα σε μικρές χαραγές του υλικού που μεγαλώνουν σιγά σιγά. Οι χαραγές αυτές μπορεί να οφείλονται, σε ανομοιόμορφη κατανομή της πίεσης επιφανείας, από αιχμές πιέσεων που υπερβαίνουν το όριο ροής του υλικού. Το φαινόμενο αυτό είναι ιδιαίτερα αισθητό σε βελτιωμένους ή σκληρημένους χάλυβες, ενώ σε μαλακότερους χάλυβες τα “σκαψίματα” επικαλύπτονται από φθορές ολίσθησης και πλαστική παραμόρφωση.

Για την αντιμετώπιση αυτής της βλάβης θα πρέπει να μειωθεί η τοπική υπερφόρτιση της κατατομής του οδόντα ώστε να υπάρχει ομοιόμορφη κατανομή της πίεσης επιφανείας, να αυξηθεί η αντοχή της κατατομής του οδόντα(π.χ. με σκλήρυνση) ή να χρησιμοποιηθεί πιο παχύρευστο λάδι.

Φθορές των οδόντων (“άρπαγμα” “gallings”) εμφανίζονται και όταν δεν έχει γίνει καλή εκλογή των υλικών του ζεύγους των τροχών ή όταν έχουμε ανεπαρκή λίπανση. Το φαινόμενο αυτό παρατηρείται κυρίως σε τροχούς με σχετικά μεγάλο  $modul$  και μικρή περιφερειακή ταχύτητα, η δε επίδρασή του μειώνεται με τη χρησιμοποίηση σκληρημένων οδόντων και παχύρευστου λιπαντικού. [21]

Στους οδοντωτούς τροχούς με κεκλιμένους οδόντες, υπάρχει μια δύναμη  $F_n$  (fig.24), η οποία είναι κάθετη στον οδόντα και θεωρείται ότι ενεργεί στο μέσο του πλάτους  $b$  του οδόντα.

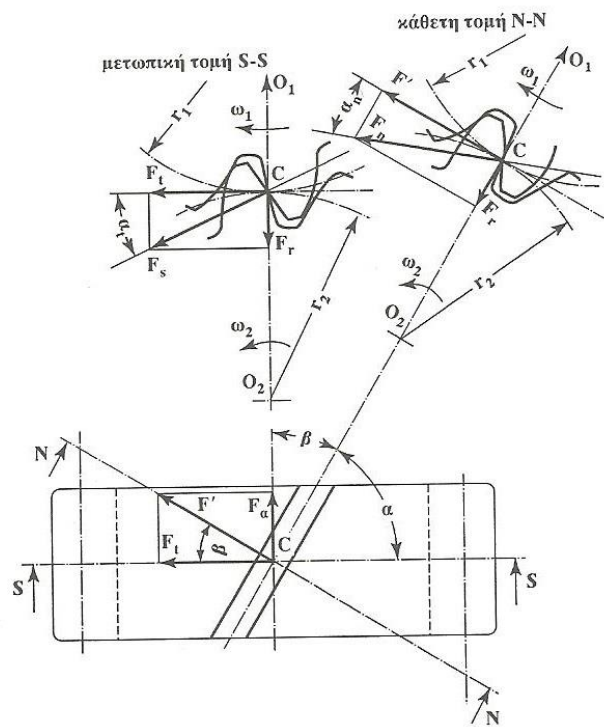


fig.24 Δυνάμεις στην κεκλιμένη οδόντωση

Η  $F_n$  τέμνει τον άξονα του τροχού υπό γωνία  $90^\circ - \beta$ . Έτσι η  $F_n$  αναλύεται σε τρεις συνιστώσες κάθετες μεταξύ τους, την περιφερειακή δύναμη  $F_t$ , την ακτινική δύναμη  $F_r$  και την αξονική δύναμη  $F_a$ .

Γενικά ισχύουν οι σχέσεις:

$$\text{Περιφερειακή δύναμη: } F_t \frac{2000 \cdot T}{d} \text{ σε N}$$

$T$  ροπή στρέψης σε Nm

$d$  διάμετρος αρχικού κύκλου σε mm

Ακτινική δύναμη:  $F_r = \frac{F_t * \epsilon \varphi \alpha_n}{\text{συν}\beta}$  σε N

Αξονική δύναμη:  $F_a = F_t * \epsilon \varphi \beta$  σε N [22]

➤ Υπολογισμός του οδόντα σε θραύση στον πόδα

Η μέγιστη τάση που εμφανίζεται στον πόδα του οδόντα είναι:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b * m_n} * K_A * K_V * K_{F\alpha} * Y_{F\alpha} * Y_{S\alpha} * Y_\epsilon * Y_\beta \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F}$$

$\sigma_F$  τάση στον πόδα σε N/mm<sup>2</sup>

$F_t$  περιφερειακή δύναμη σε N

$m_n$  κάθετο modul σε mm

όπου  $m_n = m_t * \text{συν}\beta^\circ$

όπου  $m_t = \frac{d}{z}$

$b$  πλάτος οδόντα σε mm

$K_A$  συντελεστής εφαρμογής

$K_V$  συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων

$K_{Fa}$  μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση

$$K_{Fa} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha * \epsilon_\gamma} \quad \text{με } Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \quad \text{και } \epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$$

με  $\epsilon_\alpha \approx \epsilon * \text{συν}^2\beta$  βαθμός επικάλυψης

$Y_{Fa}$  συντελεστής μορφής

- $Y_{Sa}$  συντελεστής διόρθωσης και τάσης  
 $Y_{\varepsilon}$  συντελεστής επικάλυψης.  $Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}}$  και  $\varepsilon_{\alpha} \approx \varepsilon * \sigma \nu \nu^2 \beta$   
 $Y_{\beta}$  συντελεστής κλίσης  $Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120}$   
 $\sigma_{FP}$  επιτρεπόμενη τάση στον πόδα σε  $N/mm^2$   
 $\sigma_{FI}$  δυναμική αντοχή διαρκείας σε επαναλαμβανόμενη καμπτική καταπόνηση σε  $N/mm^2$   
 $S_F$  συντελεστής ασφάλειας για την καταπόνηση σε πόδα

➤ Υπολογισμός του οδόντα σε πίεση επιφανείας

Η πίεση επιφανείας στον κύκλο κύλισης για την κεκλιμένη οδόντωση είναι:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} * \frac{u+1}{u} * K_A * K_V * K_{Ha} * Z_H * Z_M * Z_{\varepsilon} * Z_{\beta}} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HI}}{S_H}$$

- $\sigma_H$  πίεση επιφανείας στην κατατομή του οδόντα σε  $N/mm^2$   
 $F_t$  περιφερειακή δύναμη σε N  
 $d_1$  αρχική διάμετρος πινιόν σε mm  
 $b$  πλάτος οδόντα σε mm  
 $u = \frac{z_2}{z_1}$  λόγος αριθμού οδόντων τροχού προς πινιόν  
 $K_A$  συντελεστής εφαρμογής  
 $K_V$  συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων  
 $K_{Ha}$  μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για πίεση επιφανείας  
 $K_{Ha} = \varepsilon_{\gamma}$  με  $\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$  και  $\varepsilon_{\alpha} \approx \varepsilon * \sigma \nu \nu^2 \beta$   
 $Z_H$  συντελεστής ζώνης



$Z_M$	συντελεστής υλικού σε $\sqrt{N/mm^2}$	
$Z_e$	συντελεστής επικάλυψης	
$Z_\beta = \sqrt{\sigma \nu \beta}$	συντελεστής τριβής	
$\sigma_{HP}$	επιτρεπόμενη τάση σε πίεση επιφανείας σε $N/mm^2$	
$\sigma_{HI}$	αντοχή διάρκειας των κατανομών των οδόντων σε πίεση επιφανείας σε $N/mm^2$	
$s_H$	συντελεστής ασφαλείας σε πίεση επιφανείας σε $N/mm^2$	[23]

### 5.7. Μέθοδος Χημικής Ανάλυσης (EDS)

Η Energy-dispersive X-ray spectroscopy, (EDS) είναι μια αναλυτική τεχνική που χρησιμοποιείται για στοιχειώδη ανάλυση ή για χημικό χαρακτηρισμό ενός δείγματος. Στηρίζεται σε μια αλληλεπίδραση μιας πηγής ακτίνας X κι ενός δείγματος. Οι χαρακτηριστικές ικανότητες της μεθόδου οφείλονται σε μεγάλο μέρος στη θεμελιώδη αρχή ότι κάθε στοιχείο έχει μια μοναδική ατομική δομή που επιτρέπει το μοναδικό σύνολο αιχμών στο φάσμα της ακτίνας X. Τα συστήματα EDS περιλαμβάνουν έναν ευαίσθητο ανιχνευτή ακτινών X περιβαλλόμενο από υγρό άζωτο για την ψύξη, και το λογισμικό για τη συλλογή και την ανάλυση του ενεργειακού φάσματος. Ο ανιχνευτής είναι τοποθετημένος στο θάλαμο δείγματος του κύριου μέσου στο τέλος ενός μακρύ βραχίονα, ο οποίος ψύχεται με υγρό άζωτο. Οι πιο κοινοί ανιχνευτές είναι κατασκευασμένοι από Si (Li) κρυστάλλους, που λειτουργούν σε χαμηλές τάσεις για καλύτερη ευαισθησία. Ένας ανιχνευτής EDS περιέχει έναν κρύσταλλο που απορροφά την ενέργεια των εισερχόμενων ακτινών X από τον ιονισμό, αποδίδοντας ελεύθερα ηλεκτρόνια στον κρύσταλλο που γίνονται αγωγία και παράγουν ένα ηλεκτρικό φορτίο. [24]

### 5.8. Ηλεκτρονική Μικροσκοπία Σάρωσης (Scanning Electron Microscopy, SEM)

Η Ηλεκτρονική Μικροσκοπία Σάρωσης (Scanning Electron Microscopy, SEM) είναι μία από τις σύγχρονες και ευέλικτες μεθόδους ανάλυσης της μικροδομής μεγάλου αριθμού υλικών. Η ικανότητα των οπτικών μικροσκοπιών περιορίζεται λόγω της φύσης του φωτός σε επίπεδα μεγενθύνσεων έως 1000x και σε διακριτική ικανότητα έως 0.2  $\mu m$ . Το ηλεκτρονικό μικροσκόπιο σάρωσης είναι ένα όργανο που λειτουργεί όπως περίπου και ένα οπτικό μικροσκόπιο μόνο που χρησιμοποιεί

δέσμη ηλεκτρονίων υψηλής ενέργειας, η οποία δημιουργείται από υπερθέρμανση και εξάχνωση νήματος βολφραμίου, αντί για φως, για να εξετάσει αντικείμενα σε λεπτομερή κλίμακα. Τα ηλεκτρόνια λόγω της κυματικής τους φύσης μπορούν να εστιαστούν όπως και τα φωτεινά κύματα αλλά σε πολύ μικρότερη επιφάνεια (π.χ. κόκκος υλικού).

Η δέσμη ηλεκτρονίων σαρώνει την επιφάνεια του δείγματος με το οποίον αλληλεπιδρά. Από την αλληλεπίδραση αυτή προκύπτουν πληροφορίες σε σχέση με τα άτομα των στοιχείων που απαρτίζουν το εξεταζόμενο υλικό. Από τα άτομα των στοιχείων εκπέμπονται κυρίως δευτερογενή (secondary) και οπισθοσκεδαζόμενα (backscattered) ηλεκτρόνια καθώς και ακτίνες X. Η ένταση των εκπεμπομένων ηλεκτρονίων επηρεάζεται από τα χαρακτηριστικά της επιφάνειας. Έτσι το SEM δίνει πληροφορίες που αφορούν κυρίως στη μορφολογία και στη σύσταση της επιφάνειας. Εφαρμόζοντας ένα σύστημα ανίχνευσης της διασποράς των ενεργειών των ακτινών X που δημιουργούνται στην επιφάνεια από την προσπίπτουσα δέσμη, μπορεί να γίνει ημιποσοτική στοιχειακή ανάλυση του υλικού.

Επομένως το SEM χρησιμοποιείται για την εξέταση μικροδομής στερεών δειγμάτων και για να δίνει εικόνες υψηλού βαθμού διείσδυσης. Η βασική αρχή λειτουργίας περιλαμβάνει την ακτινοβολία του δείγματος με μια καλά εστιασμένη δέσμη ηλεκτρονίων.

Οι αλληλεπιδράσεις που συμβαίνουν ανάμεσα στο δείγμα και τα ηλεκτρόνια της δέσμης περιλαμβάνουν:

- Φόρτιση (Charging) Σύσσωρευση φορτίου ηλεκτρονίων στο δείγμα (Για να μην συμβαίνει αυτό το δείγμα θα πρέπει να είναι αγώγιμο και συνδεδεμένο με γείωση ή να χρησιμοποιείται χαμηλό δυναμικό επιτάχυνσης)
- Ελαστική σκέδαση ηλεκτρονίων (Μεγαλύτερη γωνία, μικρότερη απώλεια ενέργειας)
- Μη ελαστική σκέδαση ηλεκτρονίων (Μικρότερη γωνία, μεγαλύτερη απώλεια ενέργειας)
- Θέρμανση του δείγματος

[25]

## 6. ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ

### 6.1. Εισαγωγή πειραματικού μέρους

Κατά τη διαδικασία του πειραματικού μέρους, το δοκίμιο (κεκλιμένο γρανάζι-κορώνα) στάλθηκε για κοπή του τμήματος στο οποίο είχαμε τη φθορά. Έπειτα στάλθηκε για χημική ανάλυση με σκοπό την εύρεση του υλικού, ακολούθησε η διαδικασία ηλεκτρονικής μικροσκοπικής ανάλυσης (SEM) και τέλος υπολογίστηκαν κάποια χρήσιμα χαρακτηριστικά μεγέθη για την σχεδίαση του σε πρόγραμμα inventor.

### 6.2. Διαδικασία κοπής

Στη διαδικασία κοπής στείλαμε το δοκίμιό μας σε ένα εξειδικευμένο μηχανουργείο το οποίο πραγματοποίησε την κοπή με δίσκο κοπής Norton P125x1mm A60S-BF41 και για λίπανση χρησιμοποιήθηκε συνθετικό υγρό κοπής μετάλλων Lubricool 37.

Πιο αναλυτικά:

Ο δίσκος Norton είχε διαστάσεις 125mm σε διάμετρο και 1mm σε πάχος.

Είναι εξαιρετικής ποιότητας κοπής δίσκος κοπής INOX μετάλλων αλλά και σκληρών και βαμένων μετάλλων. Επίσης έχει εξαιρετικά πυκνό πλέγμα και υψηλής ρητίνη που εγγυούνται αντοχή και μεγάλη διάρκεια ζωής.

Το Lubricool 37 είναι ψυκτικό και συνθετικό λιπαντικό υγρό, είναι ευδιάλυτο στο νερό σε αναλογία 3-10% και είναι άφλεκτο. Το LUBRICOOL No 37 είναι, ευδιάλυτο στο νερό χωρίς να δημιουργεί γαλάκτωμα, με βακτηριογόνα πρόσθετα που εμποδίζουν το τάγγισμα του διαλύματος και αντιδιαβρωτικές ουσίες για την προστασία από την σκουριά των μηχανημάτων και αντικειμένων.

Οι συνθήκες λειτουργίας της κοπής ήταν στροφές  $n = 12250$  rpm και

ταχύτητα  $U = 80$  m/sec

### 6.3. Υπολογιστικό μέρος

#### Υπολογισμός βασικών στοιχείων κορώνας

Από το μηχανουργείο που πραγματοποιήθηκε η κοπή, μετρήθηκε το modul στην κάθετη τομή ( $m_n$ ), η γωνία κλίσης του οδόντα ( $\beta^\circ$ ) και η γωνία επαφής στη μετωπική τομή ( $\alpha_{wt}^\circ$ ) και βρέθηκαν:

- $m_n=2,75\text{mm}$
- $\beta^\circ=30^\circ$
- $\alpha_{wt}^\circ=25^\circ$

➤ Υπολογισμός modul στη μετωπική τομή  $m_t$ :

$$m_n = \cos\beta \cdot m_t \rightarrow m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} \rightarrow m_t = \frac{2.75}{\cos 30^\circ} \rightarrow \mathbf{m_t = 3.17mm}$$

➤ Υπολογισμός διαμέτρου αρχικού κύκλου  $d$

$$m_t = \frac{d}{z} \rightarrow d = m_t \cdot z \rightarrow d = 3.17 \cdot 56 \rightarrow \mathbf{d = 177.83mm}$$

➤ Υπολογισμός διαμέτρου βασικού κύκλου  $d_b$

$$d_b = d \cdot \cos\alpha_t \rightarrow d_b = 177.83 \cdot \cos 22.79^\circ \rightarrow \mathbf{d_b = 163.95mm}$$

➤ Υπολογισμός διαμέτρου κύκλου πόδα  $d_f$

$$d_f = d - 2.5m_n \rightarrow d_f = 177.83 - 2.5 \cdot 2.75 \rightarrow \mathbf{d_f = 170.955mm}$$

➤ Υπολογισμός διαμέτρου κύκλου κεφαλής  $d_\alpha$

$$d_\alpha = d + 2 \cdot m_n \rightarrow d_\alpha = 177.83 + 2 \cdot 2.75 \rightarrow \mathbf{d_\alpha = 183.33mm}$$

➤ Υπολογισμός βήματος  $p$

$$p = \pi \cdot \frac{d}{z} \rightarrow p = 3.14 \cdot \frac{177.83}{56} \rightarrow \mathbf{p = 9.9538mm}$$

- Υπολογισμός πάχους οδόντα  $s$

$$s = \frac{p}{2} \rightarrow s = \frac{9.9538}{2} \rightarrow \mathbf{s = 4.9769mm}$$

- Σχέση μετάδοσης κορώνα-πινιόν

$$i = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow i = \frac{56}{15} \rightarrow \mathbf{i = 3.73}$$
 όπου  $z_2$ :αριθμός οδόντων κορώνας

$z_1$  : αριθμός οδόντων πινιόν

### Υπολογισμός βασικών στοιχείων πινιόν

- Υπολογισμός modul στη μετωπική τομή  $m_t$ :

$$m_n = \cos\beta * m_t \rightarrow m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} \rightarrow m_t = \frac{2.75}{\cos 30^\circ} \rightarrow \mathbf{m_t = 3.17mm}$$

- Υπολογισμός διαμέτρου αρχικού κύκλου  $d$

$$m_t = \frac{d}{z} \rightarrow d = m_t * z \rightarrow d = 3.17 * 15 \rightarrow \mathbf{d = 47,55mm}$$

- Υπολογισμός διαμέτρου βασικού κύκλου  $d_b$

$$d_b = d * \cos\alpha_t \rightarrow d_b = 47,55 * \cos 22.79^\circ \rightarrow \mathbf{d_b = 43,84mm}$$

- Υπολογισμός διαμέτρου κύκλου πόδα  $d_f$

$$d_f = d - 2.5m_n \rightarrow d_f = 47,55 - 2.5 * 2.75 \rightarrow \mathbf{d_f = 40,675mm}$$

- Υπολογισμός διαμέτρου κύκλου κεφαλής  $d_\alpha$

$$d_\alpha = d + 2 * m_n \rightarrow d_\alpha = 47,55 + 2 * 2,75 \rightarrow \mathbf{d_\alpha = 53,05mm}$$

- Υπολογισμός βήματος  $p$

$$p = \pi * \frac{d}{z} \rightarrow p = 3.14 * \frac{47,55}{15} \rightarrow p = \mathbf{9.9538mm}$$

- Υπολογισμός πάχους οδόντα  $s$

$$s = \frac{p}{2} \rightarrow s = \frac{9.9538}{2} \rightarrow s = \mathbf{4.9769mm}$$

- Σχέση μετάδοσης κορώνα-πινιόν

$$i = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow i = \frac{56}{15} \rightarrow i = \mathbf{3.73} \quad \text{όπου } z_2: \text{αριθμός οδόντων κορώνας}$$

$z_1$  : αριθμός οδόντων πινιόν

### Υπολογισμός μετατόπισης

- $m_n=2,75mm$
- $\beta^\circ=30^\circ$
- $\alpha_{wt}^\circ=25^\circ$

- Υπολογισμός απόστασης αξόνων  $a_d$

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{177.83 + 47.55}{2} = \mathbf{112.69mm}$$

- Υπολογισμός γωνίας επαφής στη μετωπική τομή  $\alpha_t$

$$\cos\beta = \frac{\tan\alpha_n}{\tan\alpha_t} = \cos 30^\circ = \frac{\tan 20^\circ}{\tan\alpha_t} = \tan\alpha_t = 0,4202 \rightarrow \alpha_t = \mathbf{22,79^\circ}$$

- Υπολογισμός νέας απόστασης αξόνων  $a$

$$a = a_d \frac{\cos a_t}{\cos a_{wt}} = 112.69 * \frac{\cos 22.79^\circ}{\cos 25^\circ} \rightarrow a = \mathbf{114.66mm}$$

- Υπολογισμός συντελεστών μετατόπισης  $x_1+x_2$

$$\text{inv} a_{wt} = 2 * \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} * \tan \alpha_n * \text{inv} \alpha_t \rightarrow$$

$$\rightarrow \text{inv} 25 = 2 * \frac{x_1 + x_2}{71} * \tan 20^\circ * \text{inv} 22.79^\circ \rightarrow$$

$$\rightarrow x_1 + x_2 = \frac{\text{inv} 25 - \text{inv} 22.79}{2 * \tan 20} * 71 \rightarrow x_1 + x_2 = \mathbf{0.7364}$$

Όπου με το παρακάτω διάγραμμα(fig 25) και με τις παρακάτω σχέσεις κάνουμε καταμερισμό του αθροίσματος των συντελεστών μετατόπισης στους δύο τροχούς. Με βάση το  $Z_m$  και το  $X_m$  βρίσκουμε ένα σημείο στο οποίο χαράζω μια ευθεία παράλληλη της ευθείας L13 και με βάση τα  $Z_{n1}$ ,  $Z_{n2}$  και της ευθείας που χάραξα βρίσκω τα  $x_1$ ,  $x_2$ .

$$Z_m = \frac{z_{n1} + z_{n2}}{2} \rightarrow Z_m = \frac{23 + 56}{2} \rightarrow Z_m = 54.5$$

$$X_m = \frac{x_1 + x_2}{2} \rightarrow X_m = \frac{0.7364}{2} \rightarrow X_m = 0.3682$$

$$Z_{n1} = \frac{Z}{\sin^3 \beta} \rightarrow Z_{n1} = \frac{15}{\sin^3 30} \rightarrow Z_{n1} = 23$$

$$Z_{n2} = \frac{Z}{\sin^3 \beta} \rightarrow Z_{n2} = \frac{56}{\sin^3 30} \rightarrow Z_{n2} = 86$$

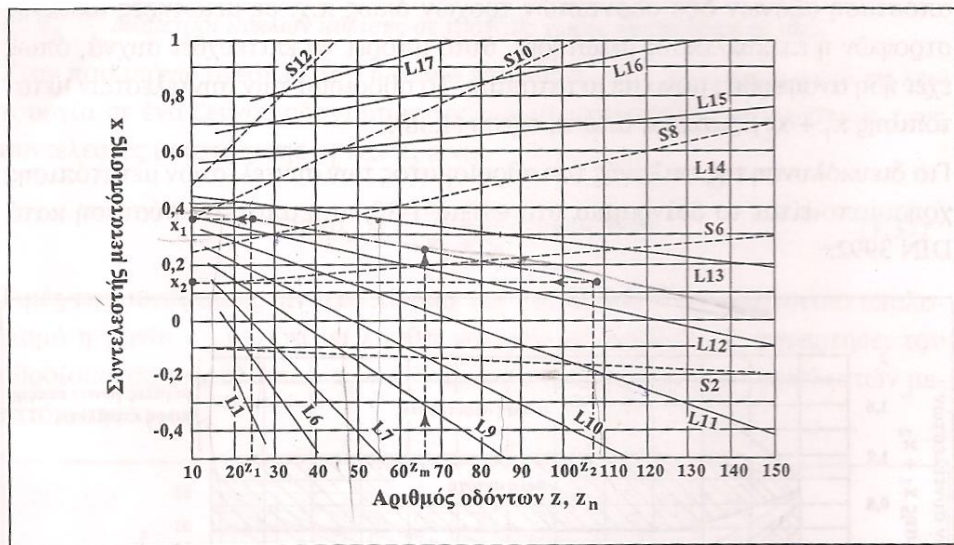


fig.25

Και έτσι έχουμε :  $X_1 = 0.39$  ,  $X_2 = 0.35$

[26]

### Υπολογισμός μέγιστης ροπής

Για να υπολογίσουμε τη μέγιστη ροπή στη κορώνα μετρήσαμε τα δόντια από τα γρανάζια της πρώτης ταχύτητας του πρωτεύον αλλά και του δευτερεύοντα άξονα.

Για λόγους συντομογραφίας το γρανάζι της πρώτης ταχύτητας στο πρωτεύον θα συμβολίζεται με δείκτη "Α" ενώ το γρανάζι της πρώτης στο δευτερεύοντα άξονα θα συμβολίζεται με δείκτη "Β"

Δόντια 1ης ταχύτητας :  $Z_{1ης\ πρωτεύον} = Z_A=11$  ,  $Z_{1ης\ δευτερεύον} = Z_B=43$

Η μέγιστη ροπή του κινητήρα είναι  $T_{κιν} = 169$  Nm στις 3500 rpm.

[47]



Επειδή η μετάδοση της κίνηση (συναρμογή κινητήρα –κιβωτίου ταχυτήτων) από τον κινητήρα στο κιβώτιο ταχυτήτων γίνεται με πολύσφηνο δεν έχουμε μείωση της ροπής, άρα στο πρωτεύον άξονα (πρώτη ταχύτητα πρωτεύον άξονα) έχουμε ροπή  $T_A$  ίση με αυτή που έχουμε στο κινητήρα.

- $T_{κιν} = 169 Nm$
- $T_{κιν} = T_A = 169 Nm$
  
- Σχέση μετάδοσης γραναζιών πρώτης ταχύτητας  $i_{AB} = \frac{Z_B}{Z_A} = 3.91$
- Ροπή στο γρανάκι της πρώτης ταχύτητας του 2<sup>ου</sup> άξονα  $T_B = 169 * 3.91 = 660.79 Nm$
- Ροπή στο γρανάκι του πινιόν  $T_B = T_{πινιόν} = 660.79 Nm$
  
- Ροπή στο γρανάκι κορώνας  $T_{κορώνας} = 660.79 * 3,73 = 2464.7 Nm$

### Υπολογισμός αντοχής στον πόδα του οδόντα

Σε αυτό το σημείο θα υπολογίσουμε τη τάση στο πόδα του γραναζιού, της κορώνας δηλαδή, που έχουμε προς μελέτη. Έπειτα θα συγκρίνουμε με τη μέγιστη τάση που μπορεί να δεχτεί το υλικό μας στον πόδα και θα βγάλουμε ένα δείκτη ασφαλείας για το γρανάκι μας.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b * m} * K_A * K_V * K_{Fa} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\epsilon * Y_\beta \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Fl}}{\sigma_F}$$

$\sigma_F$  τάση στον πόδα σε  $N/mm^2$

$F_t$  περιφερειακή δύναμη σε N

$m_n$  κάθετο modul σε mm

$b$  πλάτος οδόντα σε mm

$K_A$  συντελεστής εφαρμογής

$K_V$  συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων

$K_{Fa}$  μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση

$Y_{Fa}$	συντελεστής μορφής
$Y_{Sa}$	συντελεστής διόρθωσης και τάσης
$Y_{\epsilon}$	συντελεστής επικάλυψης
$Y_{\beta}$	συντελεστής κλίσης
$\sigma_{FP}$	επιτρεπόμενη τάση στον πόδα σε $N/mm^2$
$\sigma_{FI}$	δυναμική αντοχή διάρκειας σε επαναλαμβανόμενη καμπτική καταπόνηση σε $N/mm^2$
$S_F$	συντελεστής ασφάλειας για την καταπόνηση σε πόδα

- Υπολογισμός περιφερειακής δύναμης

$$F_t = \frac{2000 * T_{\text{κορώνας}}}{d} = \frac{2000 * 2464.7}{177.83} \rightarrow F_t = 27719,7 \text{ N}$$

- $b = 29.6 \text{ mm}$
- $m_n = 2.75 \text{ mm}$
- $K_A = 1, K_V = 1, K_{Fa} = 1$

- Για να υπολογίσουμε το συντελεστή μορφής  $Y_{Fa}$  χρησιμοποιούμε το παρακάτω διάγραμμα(fig.26) όπου βάση τον φανταστικό αριθμό οδόντων ( $Z_n$ ) της κορώνας συναρτήσει της μετατόπισης της κορώνας βρίσκουμε το συντελεστή  $Y_{Fa}$

$$\text{Όπου } Z_{n2} = \frac{Z}{\sigma v^3 \beta} \rightarrow Z_{n2} = \frac{56}{\sigma v^3 30} \rightarrow Z_{n2} = 86 \text{ και } \chi_{\text{κορώνας}} = 0,35$$

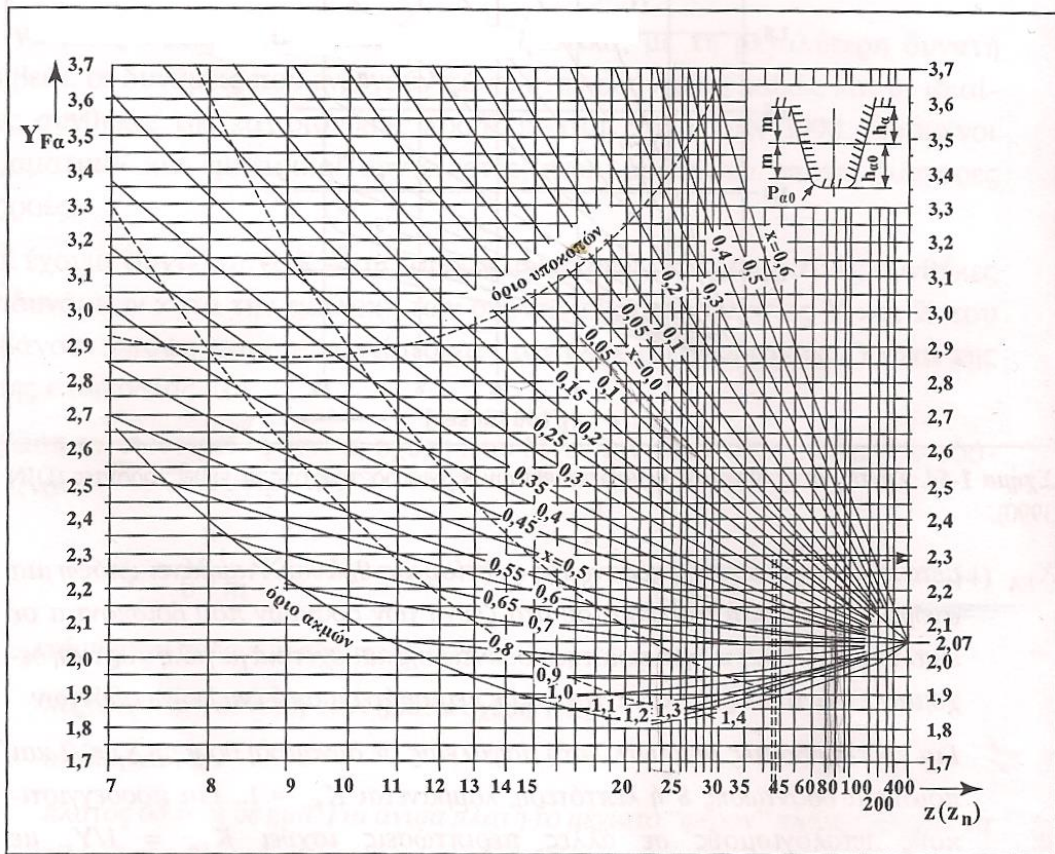


fig.26

άρα  $Y_{Fa}=2,15$ .

- Για να υπολογίσουμε το συντελεστή διόρθωσης της τάσης  $Y_{Sa}$  χρησιμοποιούμε το παρακάτω διάγραμμα(fig.27) όπου βάση τον φανταστικό αριθμό οδόντων ( $Z_n$ ) της κορώνας συναρτήσει της μετατόπισης της κορώνας βρίσκουμε το συντελεστή  $Y_{Sa}$ .

Όπου  $Z_n = 86$  και  $\chi_{κορώνας} = 0,35$

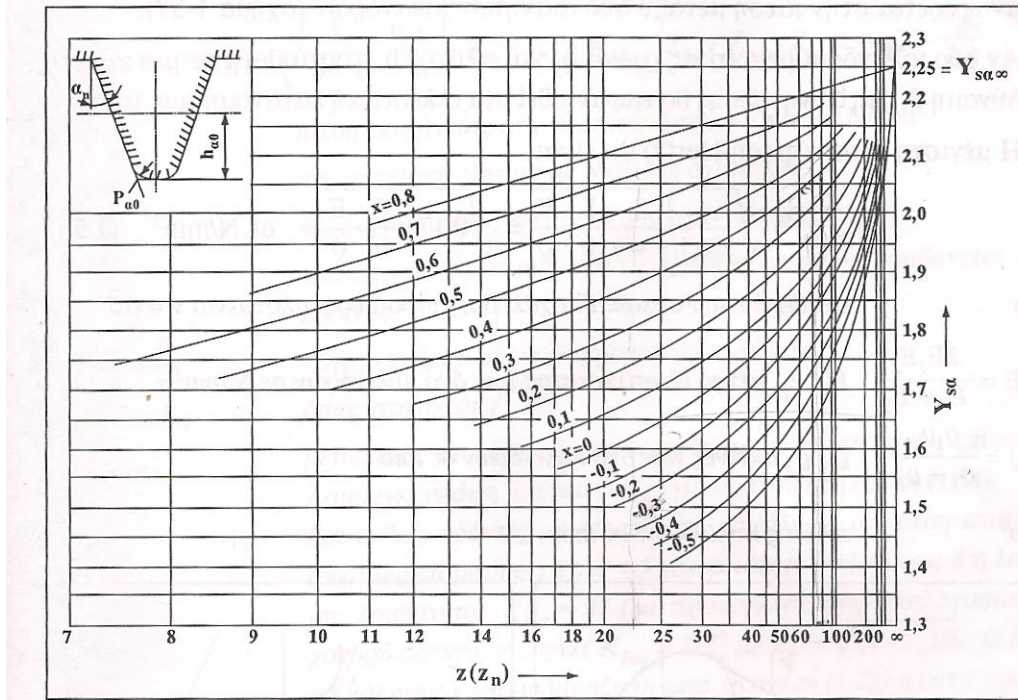


fig.27

άρα  $Y_{Sa} = 2,05$ .

- Για να υπολογίσουμε το συντελεστή επικάλυψης  $Y_\epsilon$

χρησιμοποιούμε το παρακάτω διάγραμμα(fig.28) όπου βάση τον φανταστικό αριθμό οδόντων ( $Z_n$ ) του πινιόν συναρτήσεσι του λόγου αριθμού οδόντων ( $u$ ) βρίσκουμε το βαθμό επικάλυψης  $\epsilon$ .

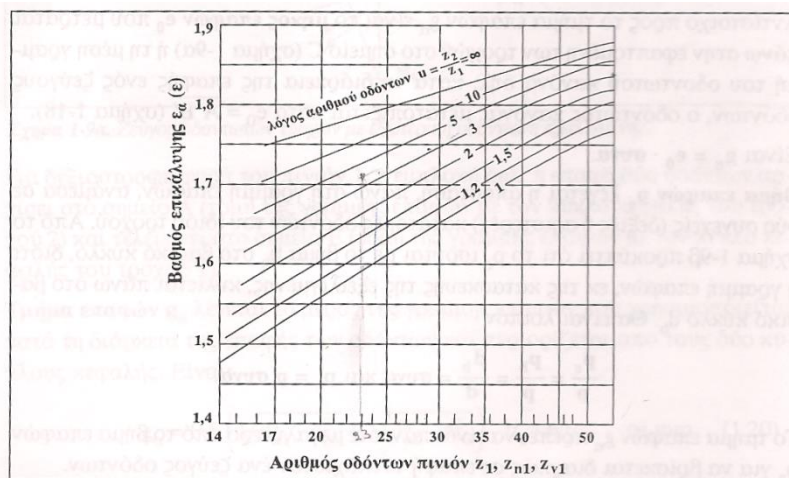


fig.28

όπου

$$Z_{n1} = \frac{Z}{\sigma v^3 \beta} \rightarrow Z_{n1} = \frac{15}{\sigma v^3 30} \rightarrow Z_{n1} = 23 \quad \text{και} \quad u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{56}{15} = 3.73$$

Από το παραπάνω διάγραμμα βρίσκουμε το  $\varepsilon=1,73$

Έπειτα με αντικατάσταση στους παρακάτω τύπους υπολογίζουμε το συντελεστή  $Y_\varepsilon$ .

$$\varepsilon_\alpha \approx \varepsilon * \sigma v^2 \beta \rightarrow \varepsilon_\alpha \approx 1,73 * \sigma v^2 30 \rightarrow \varepsilon_\alpha = 1,3$$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \rightarrow Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{1,3} \rightarrow Y_\varepsilon = 0,8$$

- Για να υπολογίσουμε το συντελεστή κλίσης  $Y_\beta$

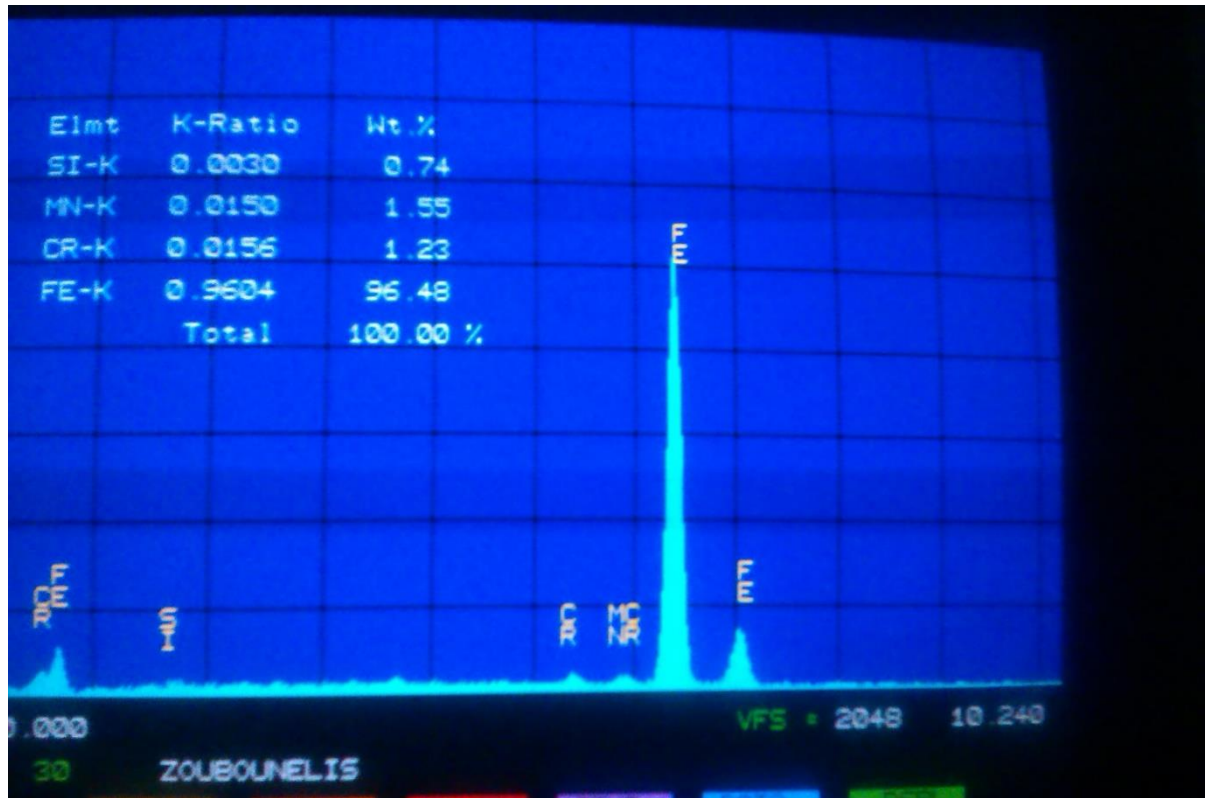
$$\varepsilon_\beta = \frac{b * \eta * \mu \beta}{m_n * \pi} \rightarrow \varepsilon_\beta = \frac{29,6 * \eta * \mu 30}{2,75 * 3,14} \rightarrow \varepsilon_\beta = 1,71$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \rightarrow Y_\beta = 1 - 1,71 * \frac{30}{120} \rightarrow Y_\beta = 0,56$$

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b * m} * K_A * K_V * K_{Fa} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\varepsilon * Y_\beta \rightarrow$$

$$\sigma_F = \frac{27719,7}{29,6 * 2,75} * 1 * 1 * 1 * 2,15 * 2,05 * 0,8 * 0,56 \rightarrow \sigma_F = 673 \text{ N/mm}^2$$

Από τις χημικές αναλύσεις που κάναμε(εικόνα 2) βρήκαμε ότι έχουμε ποσοστό χρωμίου 1,23%. Από τον παρακάτω πίνακα(fig.29) επιλέγουμε βελτιωμένο χάλυβα 34Cr4 όπου το ποσοστό του χρωμίου είναι 0,9-1,2 % ±0,5.



Εικόνα 2

Δεδομένου ότι  $\sigma_F = \sigma_{FP}$  και γνωρίζοντας ότι έχουμε βελτιωμένο χάλυβα 34Cr4 όπου έχει δυναμική αντοχή στον πόδα σε επαναλαμβανόμενο φορτίο  $\sigma_{Fl} = 900 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Fl}}{\sigma_F} \rightarrow 673 = \frac{900}{\sigma_F} \rightarrow \sigma_F = \frac{900}{673} \rightarrow \sigma_F = 1,33$$

Ομάδα υλικού	Σύμβολο υλικού κατά DIN (παλαιό)	Σκληρότητα του τροχού στην επιφάνεια N/mm <sup>2</sup>	Δυναμική αντοχή	
			στον πόδα σε επαναλαμβανόμενο φορτίο $\sigma_{Fe}$ N/mm <sup>2</sup>	σε πίεση επιφανείας $\sigma_{He}$ N/mm <sup>2</sup>
Χυτοσίδηρος με διακο- ειδή γραφίτη	GG-20	1800 HB	80	300
	GG25	2200 HB	110	360
Χυτοσίδηρος με σφαι- ροειδή γραφίτη	GGG-40	1800 HB	370	370
	GGG-60	2500 HB	450	490
	GGG-80	3200 HB	500	610
Μαύρος μαλακτός χυτοσίδηρος	GTS-35	1500 HB	330	320
	GTS-65	2200 HB	410	460
Χυτοχάλυβες	GS-52	1600 HB	280	320
	GS-60	1750 HB	320	380
Χάλυβες κατασκευών	St50	1600 HB	320	370
	St60	1900 HB	350	430
	St70	2080 HB	510	460
Βελτιωμένοι χάλυβες	C45	1850 HV10	410	530
	34CrMo4	2700 HV10	520	530
	42CrMo4	3000 HV10	570	600
	34CrNiMo6	3100 HV10	610	630
Βελτιωμένοι χάλυβες, βαμμένοι με φλόγα ή επαγωγικά	C45	4200 HV10	620	710
	16MnCr5	5600 HV10	650	770
	42CrMo4	6100 HV10	680	830
	34Cr4	6500 HV10	900	1350
Βελτιωμένοι χάλυβες εναζωτωμένοι	42CrMo4	5500 HV10	770	1070
	16MnCr5	5500 HV10	810	1100
	31CrMoV9	7800 HV10	840	1230
Χάλυβες επιφανειακής βαφής	16MnCr5	7200 HV10	860	1470
	15CrNi6	7200 HV10	920	1490
	17CrNiMo6	7400 HV10	1000	1510

**fig.29**

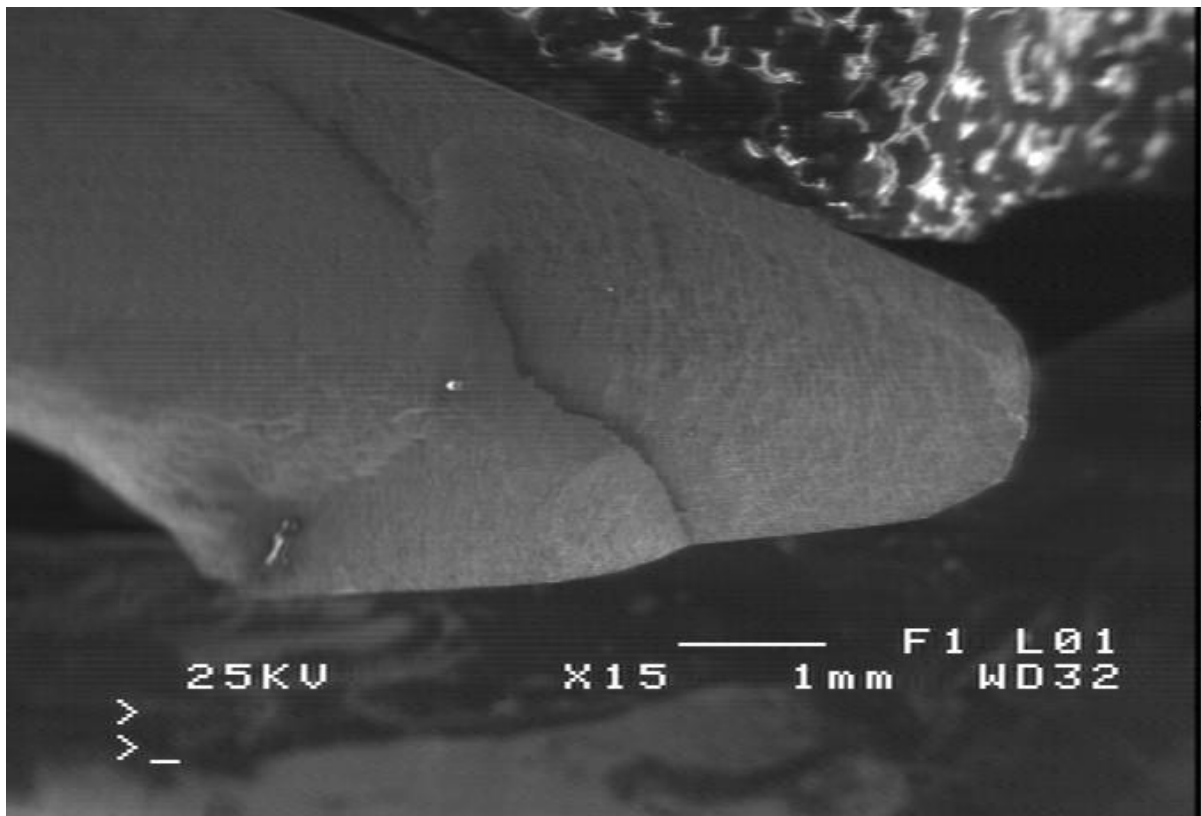
Από τους παραπάνω υπολογισμούς βρήκαμε ότι ο συντελεστής ασφαλείας του δοκιμίου μας είναι ίσος με 1,33 χωρίς να έχουμε λάβει υπόψη τους συντελεστές , εφαρμογής ( $K_A$ ), δυναμικών καταπονήσεων ( $K_V$ ) και μετωπικό συντελεστή κατανομής φορτίου για θραύση.

Αν λάβουμε υπόψη μας ότι ο συντελεστής ασφαλείας  $S_F \geq 1,5$  ενώ ο συντελεστής ασφαλείας του δοκιμίου που είχαμε προς μελέτη είναι 1,33 αμέσως συμπεραίνουμε ότι το δοκίμιο μας (κορώνα) είναι επιρρεπής σε αυξομειώσεις τάσεων και σε συνδυασμό του χαμηλού συντελεστή ασφαλείας με τις κρουστικές δυνάμεις είναι πιθανή η αστοχία υλικού. [27]

#### 6.4. Αποτελέσματα από ηλεκτρονικό μικροσκόπιο σάρωσης(SEM)

Παρακάτω παρατίθενται φωτογραφίες ηλεκτρονικού μικροσκοπίου σάρωσης(SEM) της θραυσογενούς επιφάνειας οδόντα γραναζιού.

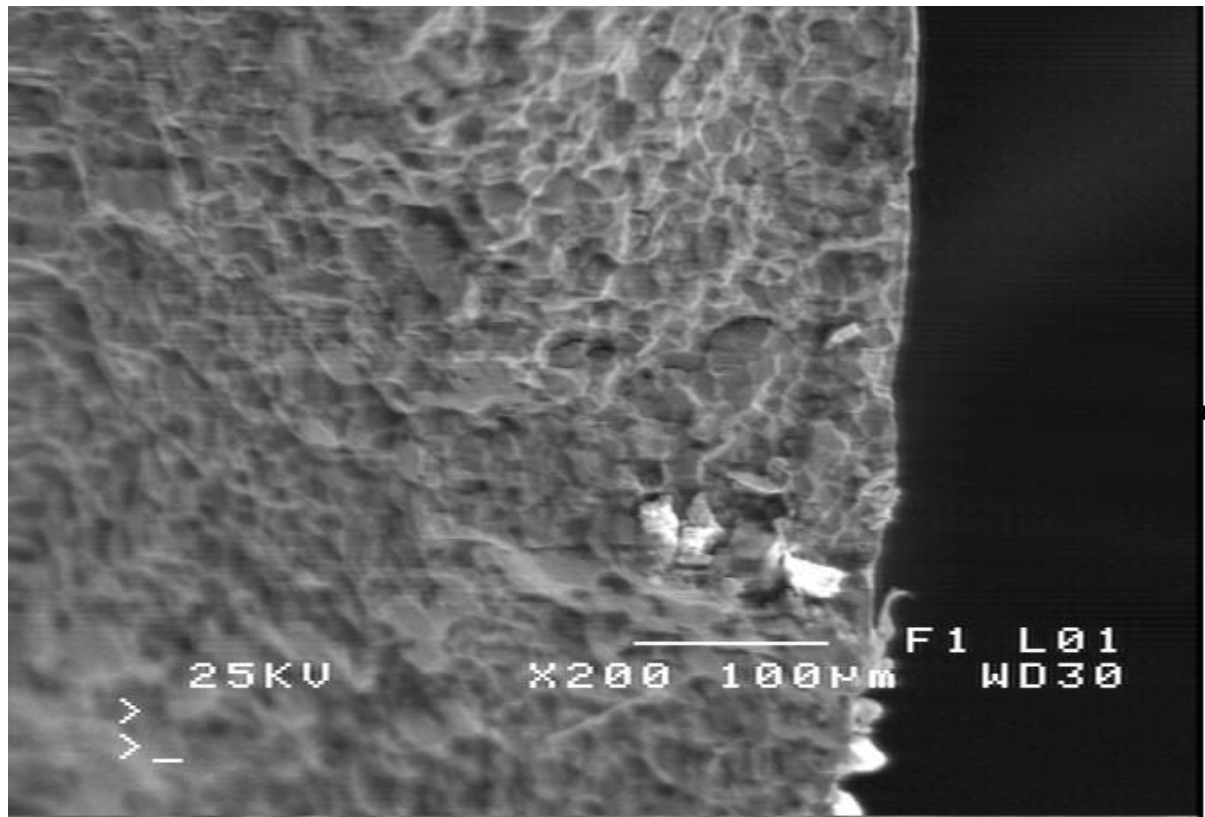
Στη παρακάτω φωτογραφία (εικόνα 3) απεικονίζεται μικροσκοπικά το πέλμα του θραυσμένου οδόντα όπου διακρίνονται δύο επιφάνειες θραύσης, γεγονός που δηλώνει ότι η ενδιάμεση διαχωριστική ρωγμή συνετέλεσε στην ανάπτυξη δύο ανισοϋψών επιπέδων.



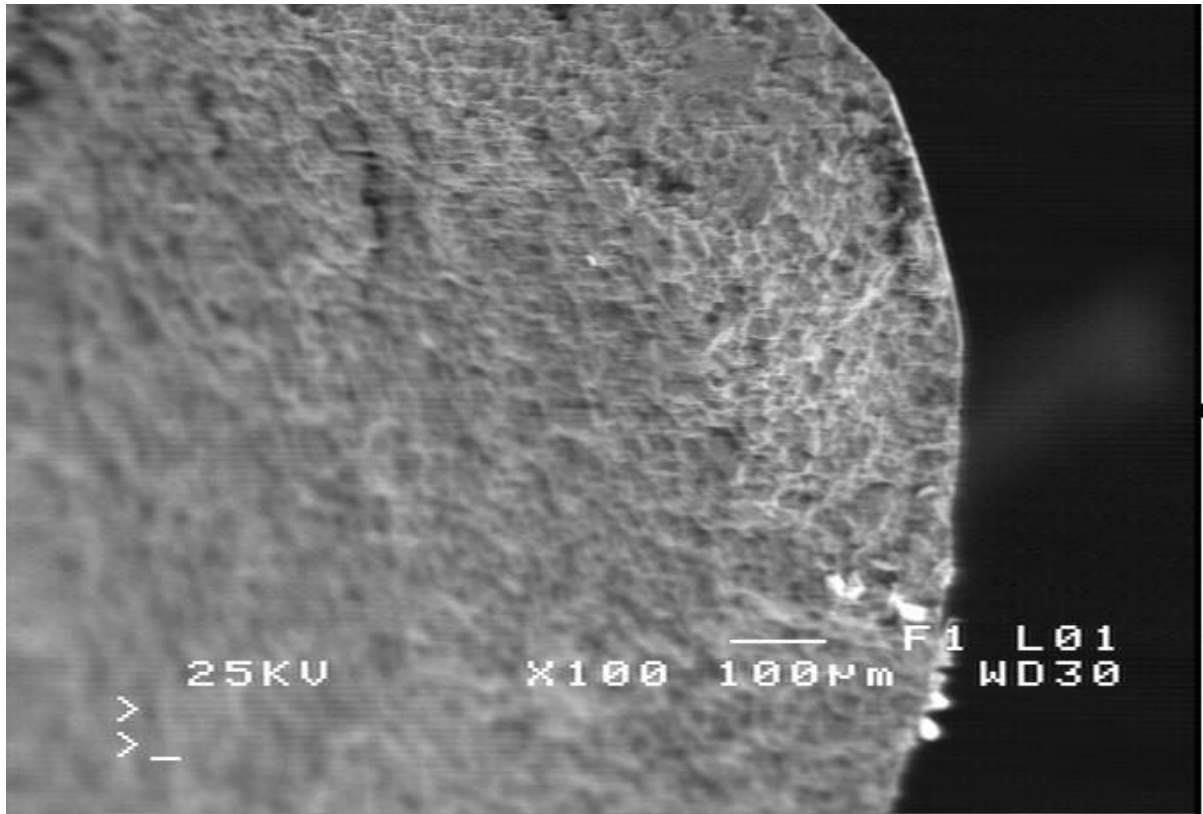
Εικόνα 3



Οι παρακάτω φωτογραφίες (εικόνα 4,5) αποτελούν φωτογραφίες στην άκρη του πέλματος όπου είναι ορατός ο έντονος όγκιμος χαρακτήρας του υλικού.

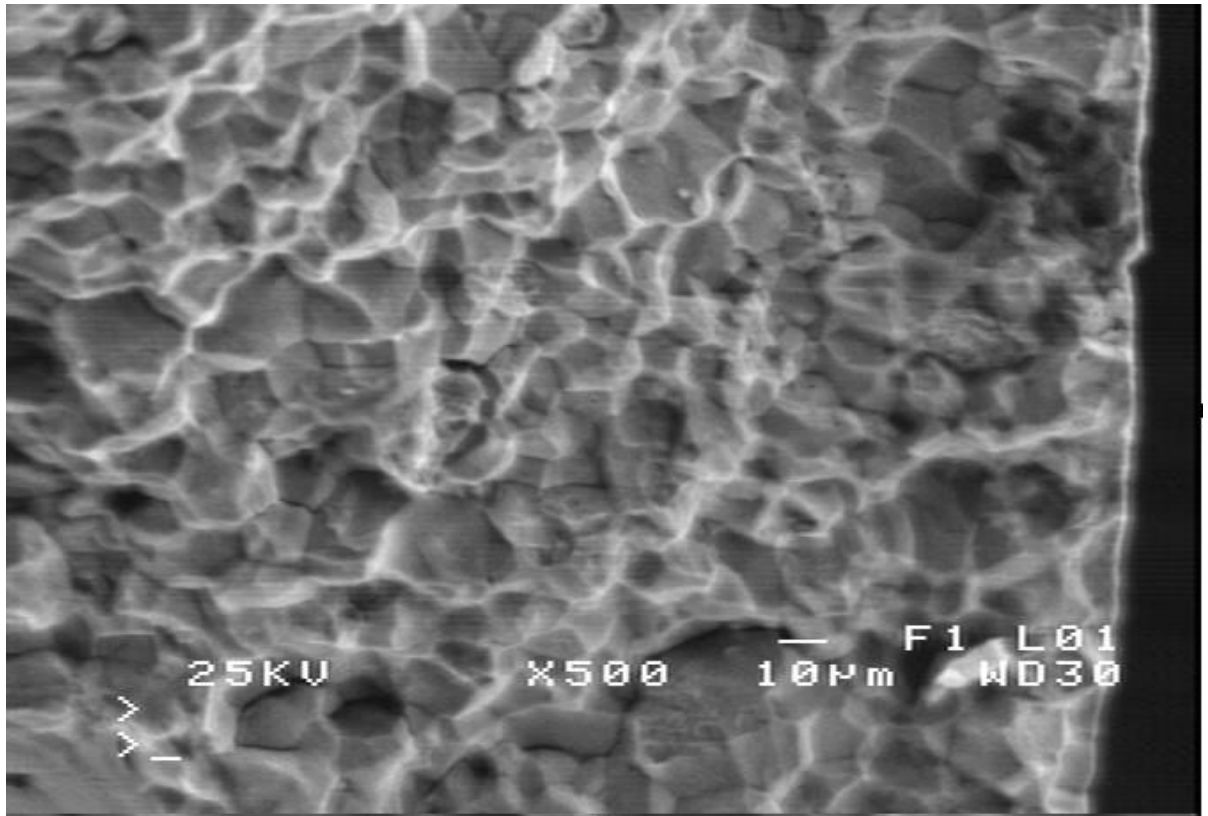


*Εικόνα 4*

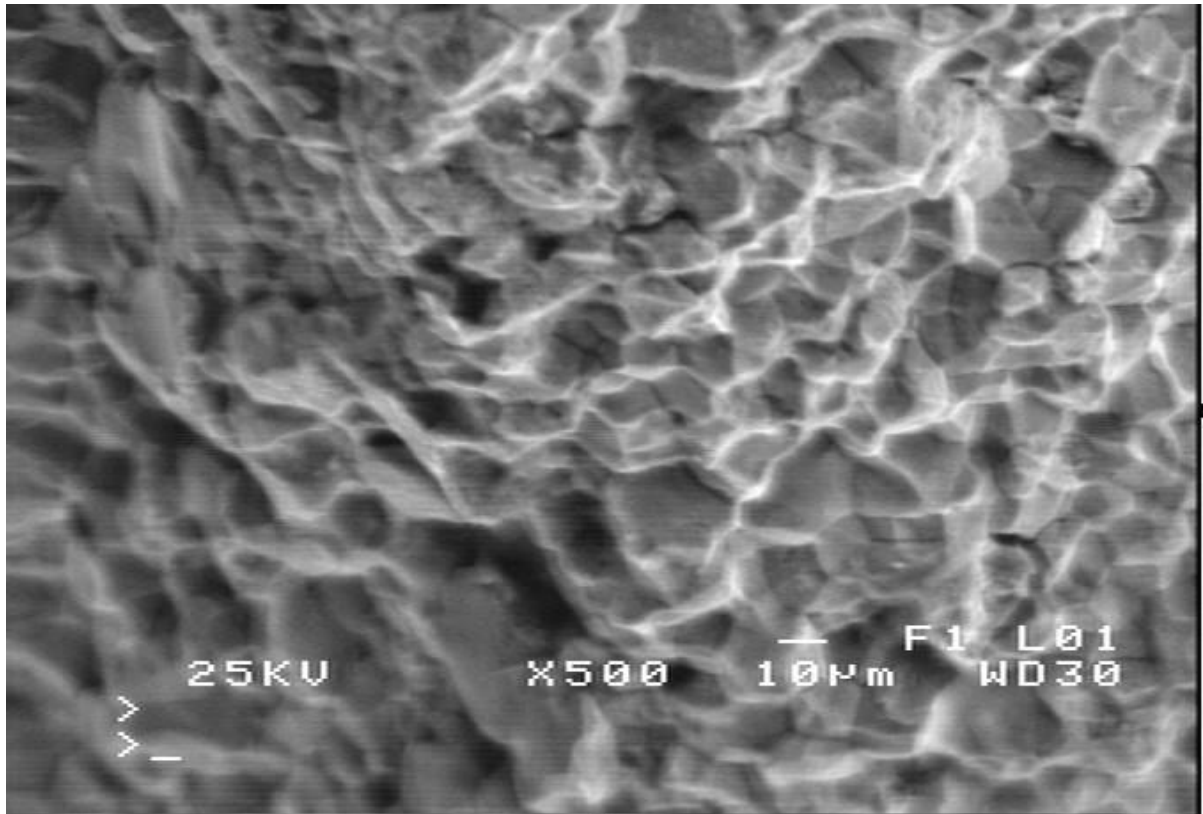


*Εικόνα 5*

Στην παρακάτω φωτογραφία (εικόνα 6) η εμφάνιση του όλκιμου χαρακτήρα με την ύπαρξη έντονου ανάγλυφου είναι ορατή από τα διάκενα (dimples), που οφείλονται στην περικρυσταλλική αποκόλληση λόγω της θραύσης ενώ ταυτοχρόνως εμφανίζεται πλήθος μικρορωγμών ύπο διάφορες διευθύνσεις όπως και στη φωτογραφία της εικόνας 7



*Εικόνα 6*



*Εικόνα 7*

Από τη μελέτη των παραπάνω φωτογραφιών είναι σαφές ότι το υλικό δεν εμφανίζει ορατά επίπεδα κόπωσης, επομένως η αστοχία του δεν μπορεί να αποδοθεί σε τέτοιο φαινόμενο. Από τις υπολογιστικές μελέτες βρέθηκε ότι το εν λόγω υλικό εμφανίζει συντελεστή ασφαλείας της τάξης του 1,33 μικρότερο από το συντελεστή σε συνήθεις εφαρμογές.

## 7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Από τα ανωτέρω δεδομένα(υπολογιστικά και μεταλλογραφικά) μπορεί κανείς να ισχυριστεί ότι το εν λόγω υλικό αστόχησε πιθανώς λόγω της ανάπτυξης υψηλότερου, εκ του ορίου διαρροής του υλικού, φορτίου το οποίο συνετέλεσε στην έντονη, αρχικά πλαστική παραμόρφωση του υλικού και εν τελεί τη θράυση του.

## 8.ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] J.R. Cho, W.J. Kang, M.G. Kim, J.H. Lee, Y.S. Lee , W.B. Bae, Distortions induced by heat treatment of automotive bevel gears, Elsevier-Journal of Materials Processing Technology (2004), σελ 476.
- [2] Wang Fuxing, Cai Qigong and Zhang Yongxin, Failure analysis and wear mechanism study of heavily loaded gear, Butterworth & Co (publishers) Ltd - tribology international (1985),0301-976X/85/020093-07, σελ 93-95,98.
- [3] Yan Ding, Neville F.Rieger ,Spalling formation mechanism for gears,(2003), Elsevier- Wear 254, σελ 1307-1308,1311-1312,1316.
- [4] J.-H.Song , Y.-T. Im , Process design for closed-die forging of bevel gear by finite element analyses,(2003),Elsevier- Journal of Materials Processing Technology 192–193 σελ 1-2,5,7 .
- [5] G.Goch, Gear Metrology,(2003), Manufacturing Technology , σελ 18,24-25
- [6] Pedro M.T.Marques, CarlosM.C.G.Fernandes , RamiroC.Martins , JorgeH.O.Seabra, Efficiency of a gearbox lubricated with wind turbine gear oils,(2014), Elsevier- Tribology International 71, σελ 7-10,14-15.
- [7] Αγερίδης Γεώργιος-Καραμπίλας Πέτρος-Ρώσσης Κυριάκος, Μηχανές Εσωτερικής Καύσης Ι, (Οργανισμός Εκδόσεων Διδακτικών Βιβλίων, Αθήνα),2001, σελ 54-57.
- [8] Ανδρινός Νικόλαος-Παναγιωτίδης Παναγιώτης- Παπαδόπουλος Νικόλαος, Συστήματα Αυτοκινήτου Ι, (Οργανισμός Εκδόσεων Διδακτικών Βιβλίων, Αθήνα), 2005, σελ 90,159
- [9] Ανδρινός Νικόλαος-Παναγιωτίδης Παναγιώτης- Παπαδόπουλος Νικόλαος, Συστήματα Αυτοκινήτου Ι, (Οργανισμός Εκδόσεων Διδακτικών Βιβλίων, Αθήνα), 2005,σελ 140-143
- [10] Ανδρινός Νικόλαος-Παναγιωτίδης Παναγιώτης- Παπαδόπουλος Νικόλαος, Συστήματα Αυτοκινήτου Ι, (Οργανισμός Εκδόσεων Διδακτικών Βιβλίων, Αθήνα), 2005,σελ 142-146,148-152

- [11] Ανδρινός Νικόλαος-Παναγιωτίδης Παναγιώτης- Παπαδόπουλος Νικόλαος, Συστήματα Αυτοκινήτου Ι, (Οργανισμός Εκδόσεων Διδακτικών Βιβλίων, Αθήνα), 2005,σελ 156-159
- [12] Αλεξάνδρου Δημήτριος-Γιάννος Γεώργιος-Καπετανάκης Γεώργιος, Συστήματα Αυτοκινήτου ΙΙ, (Οργανισμός Εκδόσεων Διδακτικών Βιβλίων, Αθήνα),2006,σελ 68
- [13] Αλεξάνδρου Δημήτριος-Γιάννος Γεώργιος-Καπετανάκης Γεώργιος, Συστήματα Αυτοκινήτου ΙΙ, (Οργανισμός Εκδόσεων Διδακτικών Βιβλίων, Αθήνα),2006,σελ 66-67
- [14] Ιωάννης Καρβέλης-Αντώνιος Μπαλντούκας-Αικατερίνη Ντασκαγιάννη, Στοιχεία Μηχανών Σχέδιο, (Οργανισμός Εκδόσεων Διδακτικών Βιβλίων, Αθήνα), 2006, σελ 226
- [15] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 97 & Κλειώ Γ. Βόσου, Στοιχεία Μηχανολογίας, 2012, σελ 41-42  
[http://www.metal.ntua.gr/uploads/4552/1034/StoixeiaMixanwn\\_NTUA\\_2012.pdf](http://www.metal.ntua.gr/uploads/4552/1034/StoixeiaMixanwn_NTUA_2012.pdf)
- [16] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 72,104-105
- [17] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 22,27
- [18] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 80
- [19] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 63
- [20] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 34-35
- [21] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 55-56 & Κλειώ Γ. Βόσου, Στοιχεία Μηχανολογίας, 2012, σελ 40  
[http://www.metal.ntua.gr/uploads/4552/1034/StoixeiaMixanwn\\_NTUA\\_2012.pdf](http://www.metal.ntua.gr/uploads/4552/1034/StoixeiaMixanwn_NTUA_2012.pdf)
- [22] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 104-105
- [23] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 106-109

[24] [https://en.wikipedia.org/wiki/Energy-dispersive\\_X-ray\\_spectroscopy](https://en.wikipedia.org/wiki/Energy-dispersive_X-ray_spectroscopy)

[25 ] [www.chemeng.ntua.gr/files/SEM.doc](http://www.chemeng.ntua.gr/files/SEM.doc) σελ 2-4

[26] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 17,19,21,54,94-99,102,105.

[27] Ιωάννης Κ. Στεργίου-Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002, σελ 28,73,80,86-87,100,102,106-108.