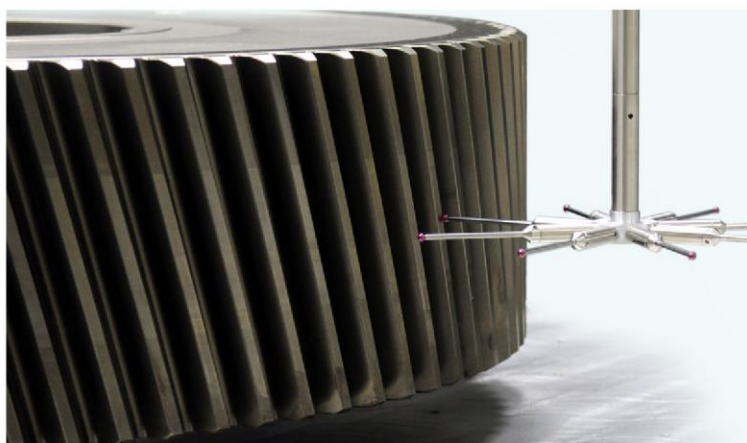




**ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ & ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ**  
**ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΙΚΡΟΚΟΠΗΣ & ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ**

## **ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΚΑΙ ΣΦΑΛΜΑΤΑ ΟΔΟΝΤΩΣΕΩΝ**



**ΦΑΣΙΛΗΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΑΡΙΣΤΟΜΕΝΗΣ ΑΝΤΩΝΙΑΔΗΣ**  
**ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

**ΑΡ. ΔΙΠΛ. : 74**

**ΧΑΝΙΑ 2019**

Αφιερωμένη στους γονείς μου,  
Παναγιώτη και Χριστίνα,  
στον αδελφό μου,  
Σάββα  
και στη Νάντια.

Με την ολοκλήρωση της διπλωματικής μου εργασίας ολοκληρώνεται και ο κύκλος σπουδών μου στο Πολυτεχνείο Κρήτης. Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Καθηγητή κ. Αριστομένη Αντωνιάδη για την ευκαιρία που μου έδωσε να συνεργαστώ μαζί του και την καθοδήγηση του που μου παρείχε. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά και την κα Ευσταθίου Χαρά για την εξαιρετική συνεργασία που είχαμε όλο αυτόν τον καιρό, για το χρόνο που αφιέρωσε και τη βοήθεια της προκειμένου να ολοκληρωθεί η διπλωματική. Το μεγαλύτερο ευχαριστώ το οφείλω στους γονείς και στους φίλους μου για τη συνεχή στήριξη τους.

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....</b>	<b>6</b>
1.1 Αντικείμενο της εργασίας .....	6
1.2 Δομή της εργασίας .....	6
<b>2. ΘΕΩΡΙΑ ΟΔΟΝΤΩΣΕΩΝ .....</b>	<b>7</b>
2.1 Γενικά για τη μετάδοση κίνησης .....	7
2.2 Τύποι οδοντωτών τροχών .....	7
2.2.1 Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί .....	8
2.2.1.1 Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί ευθείας οδόντωσης .....	8
2.2.1.2 Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί ελικοειδούς οδόντωσης .....	23
2.2.1.3 Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί με διπλή λοξή ή τοξοειδή οδόντωση .....	30
2.2.2 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί .....	30
2.2.2.1 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί ευθείας οδόντωσης .....	31
2.2.2.2 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή και τοξοειδή οδόντωση .....	38
2.2.3 Ατέρμων κοχλίας-κορώνα .....	42
2.3 Εξειλιγμένη καμπύλη .....	48
2.4 Μεγέθη επαφών .....	50
2.5 Υλικά οδοντωτών τροχών .....	52
2.6 Κατεργασίες οδοντωτών τροχών .....	53
2.6.1 Μέθοδος με κοπτικό εργαλείο μορφής .....	54
2.6.2 Μέθοδοι με γένεση .....	55
2.6.2.1 Φραιζάρισμα με κύλιση οδοντώσεων (gear hobbing) .....	56
2.6.2.2 Πλάνιση με κύλιση οδοντώσεων .....	59
2.6.3 Κατεργασίες κωνικών οδοντωτών τροχών .....	61
2.6.3.1 Κοπή κωνικών οδοντωτών τροχών με μέθοδο γένεσης .....	61
2.6.3.2 Κοπή κωνικών οδοντωτών τροχών με κοπτήρα μορφής .....	64
2.7 Θερμικές κατεργασίες .....	65
2.8 Επιφανειακές κατεργασίες .....	65
2.8.1 Ηλεκτρο-γαλβανικές μεταλλώσεις .....	66
2.8.2 Επιμεταλλώσεις νικελίου απουσία ηλεκτρικού ρεύματος .....	66
<b>3. ΣΦΑΛΜΑΤΑ ΟΔΟΝΤΩΣΕΩΝ .....</b>	<b>67</b>
3.1 Εισαγωγή .....	67
3.2 Σφάλμα μετάδοσης κίνησης .....	67
3.2.1 Τύποι σφαλμάτων μετάδοσης .....	69
3.2.2 Μέθοδοι εκτίμησης του σφάλματος μετάδοσης .....	72
3.3 Αίτια πρόκλησης βλαβών κατά τη λειτουργία των οδοντωτών τροχών .....	74
3.4 Κριτήρια κακής λειτουργίας των οδοντωτών τροχών .....	75
3.5 Βλάβες οδοντωτών τροχών .....	75
3.6 Συχνότητα εμπλοκής οδοντωτών τροχών .....	86
3.6.1 Εμφάνιση πλευρικών συχνοτήτων (sidebands) .....	90
3.6.2 Λανθάνουσες συχνότητες .....	92
3.6.3 Κλασματικές συχνότητες .....	93
3.6.4 Χρονικά σήματα και Φάσματα συχνοτήτων για τις επιμέρους βλάβες .....	94
3.6.4.1 Ρωγμή οδόντος .....	94
3.6.4.2 Σπασμένος οδόντας .....	95



3.6.4.3	Κακή ευθυγράμμιση.....	98
3.6.4.4	Χαλαρότητα .....	99
3.6.4.5	Εκκεντρότητα και χάρη των κατατομών .....	100
3.6.4.6	Ύπαρξη φθοράς .....	102
3.6.4.7	Φορτίο οδόντος .....	103
3.6.4.8	Οδοντωτοί τροχοί με περιφερειακές ανομοιομορφίες .....	104
3.6.4.9	Συχνότητα εμπλοκής ίδιων οδόντων .....	105
<b>4.</b>	<b>ΜΕΤΡΟΛΟΓΙΑ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ .....</b>	<b>108</b>
4.1	Εισαγωγή στη μετρολογία των οδοντώσεων .....	108
4.2	Μετρούμενα μεγέθη και συμβατές μέθοδοι μέτρησης .....	108
4.2.1	Μετρήσεις σε μετωπικούς τροχούς ευθείας και ελικοειδούς οδόντωσης.....	113
4.2.2	Μετρήσεις σε κωνικούς οδοντωτούς τροχούς .....	114
4.2.3	Μετρήσεις κοπτικών εργαλείων.....	115
4.3	Μέτρηση πάχους οδόντος .....	119
4.3.1	Μέτρηση πάχους οδόντος με ειδικό παχύμετρο .....	120
4.3.2	Μέτρηση πάχους οδόντος με μικρόμετρο φλάντζας .....	121
4.3.3	Μετρήσεις σε οδόντα με τη μέθοδο των κυλίνδρων για μετωπικούς τροχούς .....	122
4.3.4	Μετρήσεις με τη μέθοδο των σφαιρών σε μετωπικούς τροχούς ελικοειδούς οδόντωσης .....	124
4.3.5	Μετρήσεις με τη μέθοδο των σφαιρών ή κυλίνδρων σε ατέρμονα κοχλία .....	125
4.3.6	Μετρήσεις με τη μέθοδο των σφαιρών ή κυλίνδρων σε οδοντωτό κανόνα .....	126
4.4	Μέτρηση σύνθετου σφάλματος με πρότυπο τροχό.....	127
4.4.1	Σύνθετη δοκιμή μονής παρειάς (Single Flank Gear Roll Testing) .....	128
4.4.2	Σύστημα ταξινόμησης βαθμού ακρίβειας μετωπικών οδοντωτών τροχών βάσει ISO 1328-1995.....	132
4.4.3	Σύνθετη δοκιμή διπλής παρειάς (Double Flank Gear Roll Testing) .....	134
4.4.4	Σύστημα ταξινόμησης ακρίβειας μετωπικών οδοντωτών τροχών βάσει των προδιαγραφών κατά AGMA .....	140
4.4.5	Βασικά στοιχεία για τους πρότυπους τροχούς .....	142
4.5	Πρότυπα επαφής .....	144
4.6	Αξιολόγηση των μετρούμενων αποτελεσμάτων .....	145
4.7	Οπτικά μέσα.....	185
<b>5.</b>	<b>ΣΥΝΟΨΗ.....</b>	<b>188</b>
<b>6.</b>	<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....</b>	<b>189</b>

## 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

### 1.1 Αντικείμενο της εργασίας

Η σύγχρονη μετρολογία των οδοντώσεων αποτελεί αντικείμενο υψηλής σημαντικότητας στις τεχνολογίες παραγωγής των οδοντωτών τροχών. Οι τεχνικές μέτρησης που εφαρμόζονται αποσκοπούν στην εύρεση αποκλίσεων της γεωμετρικής μορφής του υπό εξέταση οδοντωτού τροχού από τη θεωρητικά προβλεπόμενη, προκειμένου να προσδιοριστούν διάφορα σφάλματα μετάδοσης κίνησης κατά τη συνεργατική λειτουργία τους και να αντιμετωπισθούν τα αυξανόμενα μεγέθη εκπομπής θορύβου.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναφέρονται διάφορες τεχνικές μέτρησης της γεωμετρίας στους οδοντωτούς τροχούς οι οποίες υλοποιούνται μέσω εφαρμογής ειδικών εργαλείων έως και από σύγχρονες εξελιγμένες μετρητικές μηχανές με χρήση αισθητήρων ή οπτικών μέσων. Ο κύριος σκοπός των μετρήσεων και των μεθόδων επιθεώρησης είναι η εξασφάλιση της ποιότητας των τροχών όπως αυτή σχετίζεται με τις σχετικές προδιαγραφές. Για την απόκτηση σωστής μέτρησης απαιτείται εις βάθος γνώση τόσο του σωστού χειρισμού των χρησιμοποιούμενων μέσων, όσο και των βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών των οδοντώσεων. Οι υλοποιούμενες μέθοδοι μέτρησης διαφέρουν σημαντικά ως προς την ταχύτητα και την ακρίβεια μέτρησης, καθώς οι νέες απαιτήσεις εστιάζουν και στα δύο αυτά χαρακτηριστικά.

Τη σημερινή εποχή, κατά κύριο λόγο στη μετρολογία οδοντώσεων επικρατεί η χρήση μετρητικών μηχανών με αισθητήρες εξ επαφής. Νέοι αλγόριθμοι και πρόσθετοι εξοπλισμοί είναι διαθέσιμοι για την απόκτηση ρεαλιστικής μέτρησης ακόμα και σε επιφάνειες οδοντωτών τροχών πολύπλοκης γεωμετρίας.

### 1.2 Δομή της εργασίας

Το **κεφάλαιο 1** αναφέρεται στο σκοπό της εργασίας.

Στο **κεφάλαιο 2** πραγματοποιείται μια λεπτομερής αναφορά στους τύπους των οδοντωτών τροχών, στις βασικές γεωμετρίες τους, στις δυνάμεις, στον υπολογισμό των κύριων διαστάσεων του συνεργαζόμενου ζεύγους τροχών, στα υλικά και τέλος στις κατεργασίες με τις οποίες διαμορφώνονται.

Στο **κεφάλαιο 3** επισημαίνονται σε αρχικό στάδιο τα διάφορα είδη των σφαλμάτων μετάδοσης τα οποία διαφέρουν σε μικρό βαθμό μεταξύ τους. Στη συνέχεια επισημάνονται τα διάφορα αίτια αστοχιών που προκύπτουν κατά τη συνεργατική λειτουργία των τροχών καθώς και ορισμένων μέτρων αποφυγής αυτών. Στο τέλος του κεφαλαίου πραγματοποιείται μια αναφορά για το πως ορισμένες βλάβες αποτυπώνονται και ερμηνεύονται στα φάσματα συχνοτήτων και στα χρονικά σήματα.

Το **κεφάλαιο 4** αναφέρεται στη μετρολογία των οδοντώσεων. Αναλύονται οι τρόποι όπως και οι διάφορες μεθοδολογίες με τις οποίες υλοποιούνται οι μετρήσεις, καθώς επίσης ακολουθεί και η καταγραφή τυποποιημένων ανοχών αποκλίσεων βάσει των μετρούμενων μεγεθών, για την ένταξη των οδοντωτών τροχών σε βαθμό ακρίβειας/ποιότητας.

## **2. ΘΕΩΡΙΑ ΟΔΟΝΤΩΣΕΩΝ**

### **2.1 Γενικά για τη μετάδοση κίνησης**

Η μετάδοση κίνησης αποτελεί μία από τις βασικότερες λειτουργίες στο κλάδο της Μηχανολογίας. Οι σημαντικότερες και πιο κρίσιμες εφαρμογές αφορούν την επίτευξη ολοκληρωμένων περιστροφικών κινήσεων, χάρη στη μετάδοση κίνησης από μία περιστρεφόμενη άτρακτο σε μία ή περισσότερες κινούμενες περιστρεφόμενες ατράκτους. Η μετάδοση κίνησης περιλαμβάνει την ιμαντοκίνηση, την αλυσοκίνηση και την οδοντοκίνηση. Στη συνέχεια θα γίνει αναφορά και παρουσίαση της μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς. [11].

Η οδοντοκίνηση είναι το σπουδαιότερο σύστημα μετάδοσης κίνησης, καθώς βρίσκει εφαρμογή σε μικροσκοπικές κατασκευές έως σε πλοία και αεροπλάνα. Οι οδοντώσεις με διάφορες γεωμετρικές μορφές θεωρούνται από τα πιο σημαντικά στοιχεία μηχανών που χρησιμοποιούνται στη Μηχανολογία, καθώς βρίσκουν εφαρμογή από πολύ παλιά. Χαρακτηριστικές αναφορές ή και ευρήματα οδοντωτών τροχών είναι η περιγραφή γραναζιού από τον Αριστοτέλη (382 έως 322 π.χ.), όπως και το ανυψωτικό μηχανήμα του Αρχιμήδη (287 έως 212 π.χ.) που χρησιμοποιούσε ατέρμονα κοχλία και κορώννα. Στη σημερινή εποχή οι οδοντώσεις χρησιμοποιούνται σε καθημερινή βάση και για ποικίλους λόγους. Οι οδοντωτοί τροχοί, ή αλλιώς κοινώς αναφερόμενοι ως γρανάζια, είναι στοιχεία μηχανών τα οποία χρησιμοποιούνται για τη μετάδοση κίνησης ή ισχύος από έναν άξονα σε έναν άλλο. Η μετάδοση αυτή πραγματοποιείται μέσω των οδόντων του ενός τροχού ο οποίος ονομάζεται κινητήριος, οι οποίοι εισέρχονται στις εσοχές του συνεργαζόμενου (κινούμενου) κατά την περιστροφή γύρω από άξονες που διέρχονται από τα κέντρα τους. Χρησιμοποιούνται για αύξηση ή μείωση της ταχύτητας περιστροφής, καθώς επίσης είναι ικανοί να την αντιστρέψουν. Επιπλέον μπορούν να μεταφέρουν άμεσα από τις πιο μικρές έως τις πιο μεγάλες τιμές ισχύος και στροφών μεταξύ παράλληλων, τεμνόμενων και ασύμβατων στο χώρο αξόνων. Το μέγεθος τους δύναται να είναι μερικά χιλιοστά (mm) σε διάμετρο έως πολύ μεγάλα γρανάζια διαμέτρου μερικών μέτρων. Οι οδόντες δύναται να βρίσκονται είτε στην εσωτερική είτε στην εξωτερική περιφέρεια του τροχού, οι οποίοι έχουν διαμορφωθεί από συγκεκριμένη κατεργασία. Ανάλογα με τη σχετική θέση των αξόνων εκλέγεται και η κατάλληλη γεωμετρική μορφή του οδοντωτού τροχού προς χρήση, ο οποίος μπορεί να είναι μετωπικός με ευθεία ή ελικοειδή οδόντωση, κωνικός (με ευθεία ή ελικοειδή οδόντωση) ή και σύστημα ατέρμονα κοχλία-κορώννας [1,6,11].

### **2.2 Τύποι οδοντωτών τροχών**

Για να διατηρηθεί σταθερή η σχέση μετάδοσης κίνησης μεταξύ των δύο συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών, θα πρέπει οι οδόντες του κάθε τροχού να έχουν το ίδιο πάχος, το ίδιο ύψος, την ίδια απόσταση μεταξύ τους και την ίδια μορφή. Η κατηγοριοποίηση των οδοντωτών τροχών ποικίλει ανάλογα με το κριτήριο ταξινόμησης τους. Έχοντας ως κριτήριο το βασικό σχήμα των οδοντωτών τροχών, αυτοί διακρίνονται σε [1]:

- Μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς
- Κωνικούς οδοντωτούς τροχούς
- Ατέρμονες κοχλίες – κορώνες

Ο μετωπικός τροχός με ευθεία οδόντωση θεωρείται και ως ο πιο απλός γεωμετρικά οδοντωτός τροχός.



Σχήμα 2.1: Οδοντώσεις διάφορων τύπων

### 2.2.1 Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί

Οι μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί έχουν σχήμα κυλινδρικής μορφής, όπου ανάλογα με τη μορφή της οδόντωσης στην εξωτερική τους περιφέρεια αυτοί διακρίνονται σε [1]:

- Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθεία οδόντωση
- Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή ή λοξή οδόντωση
- Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί με διπλή λοξή ή τοξοειδή οδόντωση



Σχήμα 2.2: Είδη μετωπικών οδοντωτών τροχών

Οι άξονες σε ένα ζευγάρι μετωπικών τροχών είναι παράλληλοι μεταξύ τους.

#### 2.2.1.1 Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί ευθείας οδόντωσης

Είναι ο πιο κοινός τύπος γραναζιών και μπορούν να κατασκευασθούν με μεγάλη ακρίβεια λόγω της εύκολης παραγωγής τους. Στο [σχήμα 2.3](#) παρουσιάζεται ένας κοινός μετωπικός τροχός ευθείας οδόντωσης. Γενικά χρησιμοποιούνται για μικρές περιφερειακές ( $u \approx 20 \text{ m/sec}$ ) και σε κανονικές απαιτήσεις π.χ. σε μειωτήρες γενικής χρήσης, μικρά σχετικά ανυψωτικά μηχανήματα, βαρούλκα, δομικές και αγροτικές μηχανές, κιβώτια αλλαγής ταχυτήτων σε εργαλειομηχανές [3,4].



Σχήμα 2.3: Μετωπικός οδοντωτός τροχός ευθείας οδόντωσης

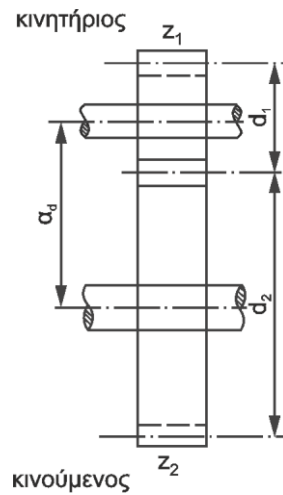
Τα πλεονεκτήματα που εμφανίζει η συγκεκριμένη μορφή οδόντωσης σε σύγκριση με την ελικοειδή είναι πως επειδή οι επιφάνειες επαφής του συνεργαζόμενου ζεύγους είναι παράλληλες προς τους άξονες, δεν εμφανίζονται δυνάμεις στην αξονική διεύθυνση και έτσι τα έδρανα δέχονται μικρότερα φορτία. Ο βαθμός απόδοσης είναι λίγο μεγαλύτερος, καθώς επίσης είναι δυνατή η κατασκευή οδόντων με μεγαλύτερο πλάτος, επιτυγχάνοντας μεγαλύτερες επιφάνειες επαφής, μικρότερες πιέσεις επιφάνειας και κατά συνέπεια μείωση βαθμού φθοράς. Τέλος, ο σχεδιασμός της μετωπικής ευθείας οδόντωσης είναι απλούστερος από την ελικοειδή καθώς επίσης η παραγωγή όπως και η συντήρηση αυτής είναι οικονομικότερη [3,5].

Όσον αφορά τα μειονεκτήματα της συγκεκριμένης μορφής οδόντωσης είναι πως η λειτουργία της θεωρείται ιδιαίτερα θορυβώδης ειδικά σε υψηλό αριθμό στροφών και για αυτό το λόγο χρησιμοποιούνται σε χαμηλές ταχύτητες. Σε σύγκριση ίδιων διαστάσεων, η αντοχή είναι μειωμένη και παρουσιάζουν ευαισθησία σε λανθασμένη μορφή του οδόντα και πρόσθετων δυναμικών φορτίων, εμφανίζοντας έτσι ευκολότερα ταλαντώσεις και θραύσεις [3].

### Τεχνικά χαρακτηριστικά οδοντώσεων

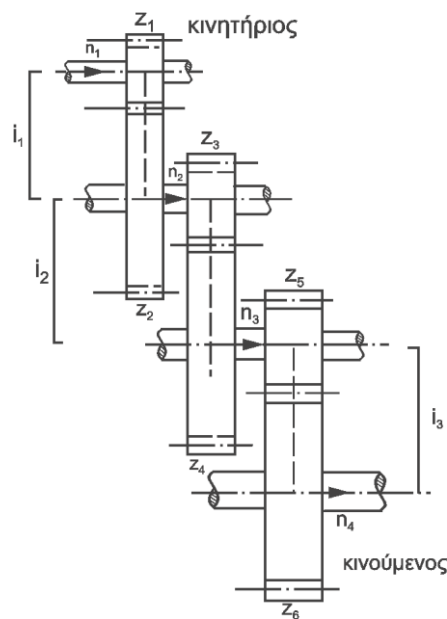
Η **σχέση μετάδοσης  $i$** , είναι ένα πολύ σημαντικό τεχνικό χαρακτηριστικό σε ένα συνεργαζόμενο ζεύγος οδοντωτών τροχών. Ορίζεται ως ο λόγος του αριθμού στροφών του κινητήριου τροχού  $n_\alpha$  ή της γωνιακής ταχύτητας  $\omega_\alpha$ , προς τον αριθμό στροφών του κινούμενου  $n_\beta$  ή της γωνιακής ταχύτητας  $\omega_\beta$  δηλαδή:

$$i = \frac{n_\alpha}{n_\beta} = \frac{\omega_\alpha}{\omega_\beta} \quad (2.1)$$



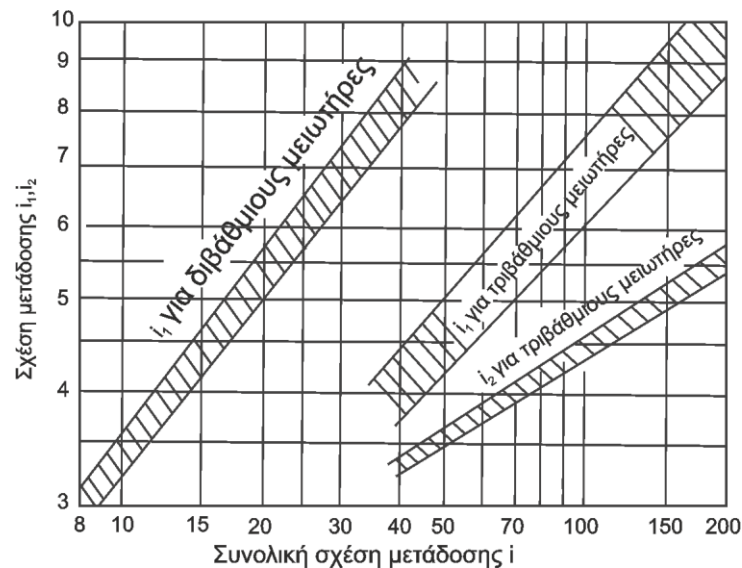
Σχήμα 2.4: Σχέση μετάδοσης σε μονοβάθμιο μειωτήρα

Για να μην υπάρξει κίνδυνος φθοράς των δοντιών του πινιόν (που συνήθως είναι ο κινητήριος τροχός) με το συνεργαζόμενο του, η σχέση μετάδοσης  $i$  σε ένα μονοβάθμιο μειωτήρα δεν πρέπει να υπερβαίνει το  $i_{\max} = 8 \div 10$ .



Σχήμα 2.5: Σχέση μετάδοσης σε πολυβάθμιο μειωτήρα

Σε περιπτώσεις υψηλών σχέσεων μετάδοσης, οι οδοντωτοί τροχοί κατανέμονται σε βαθμίδες, όπου για  $i < 45$  πραγματοποιείται κατανομή σε δύο βαθμίδες, ενώ για  $i < 200$  σε τρεις βαθμίδες [1,3].

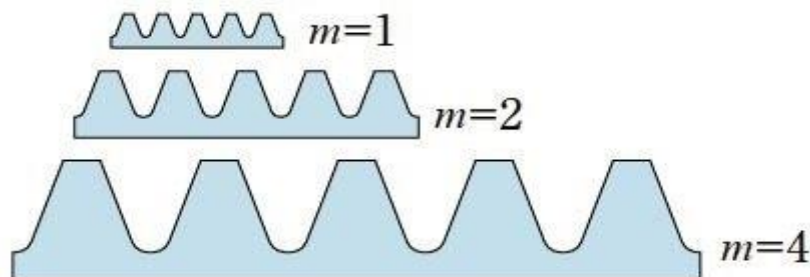


Σχήμα 2.6: Κατανομή σχέσεων μετάδοσης στις επιμέρους βαθμίδες μειωτήρων

Το **μέτρο οδόντωσης modul (m)** (ή **διαμετρικό βήμα**) είναι γεωμετρικό μέγεθος και πρέπει να λαμβάνει τυποποιημένες τιμές σε χιλιοστά (mm) κατά ISO. Θεωρείται ως η κύρια μονάδα που αντιπροσωπεύει τις οδοντώσεις και δίνεται από τις σχέσεις:

$$m = \frac{t}{\pi} = \frac{d_0}{z} \text{ σε mm} \quad (2.2)$$

όπου.....



Σχήμα 2.7: Τυποποιημένες διαστάσεις μέτρου οδόντωσης

Σειρά 1	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	0.20	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.25
	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Σειρά 2	0.055	0.07	0.09	0.11	0.14	0.18	0.22	0.28	0.35	0.45	0.55	0.65	0.75	0.85	0.95	1.125	1.375
	1.75	2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

Πίνακας 2.2: Τιμές modul σε mm τυποποιημένες κατά DIN 780



Το αντίστροφο του modul, είναι το diametrical pitch και ισούται με τον αριθμό των οδόντων που αντιστοιχεί σε μία ίντσα μήκους της αρχικής διαμέτρου. Είναι όρος που χρησιμοποιείται στην Αμερική και δίνεται από τη σχέση [3]:

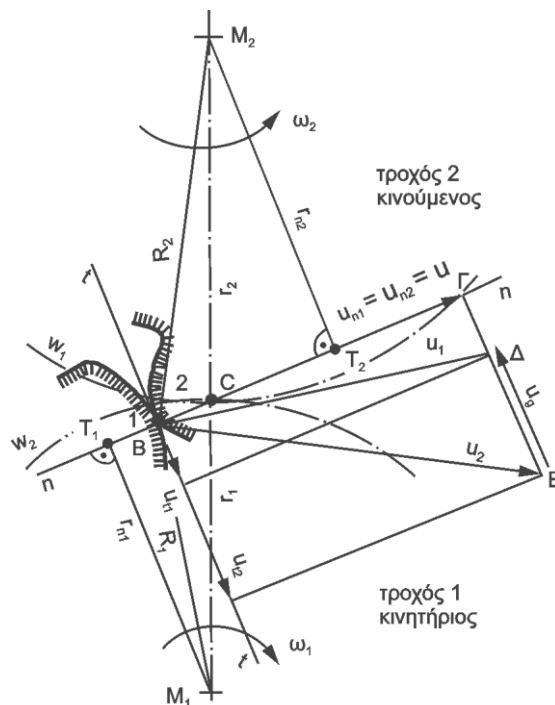
$$DP = \frac{1}{m} = \frac{z}{d_0} \text{ όπου } m \text{ και } d \text{ σε ίντσες} \quad (2.3)$$

### Βασικός νόμος της οδόντωσης

Προκειμένου σε ένα ζευγάρι οδοντωτών τροχών, η λειτουργία του να θεωρείται ομαλή απαιτείται μία σταθερή σχέση των γωνιακών τους ταχυτήτων, δηλαδή μια σταθερή σχέση μετάδοσης [3].

Ο βασικός νόμος της οδόντωσης αναφέρει πως:

Για να μεταφερθεί κίνηση από έναν οδοντωτό τροχό στο συνεργαζόμενο του ομοιόμορφα, δηλαδή ο αρχικός κύκλος του τροχού να κυλιέται χωρίς ολίσθηση πάνω στον αρχικό κύκλο του συνεργαζόμενου, θα πρέπει η κάθετος στο εκάστοτε σημείο επαφής των δύο συνεργαζόμενων κατατομών να περνά από το σημείο (κέντρο) κύλισης C.



Σχήμα 2.8: Βασικός νόμος της οδόντωσης

Έστω tBt η κοινή εφαπτόμενη των δύο κατατομών στο σημείο B, και nBn η κοινή κάθετος η οποία τέμνει τη διάκεντρο M<sub>1</sub>M<sub>2</sub> στο σημείο C. Η μεταφορά δύναμης από οδόντα σε οδόντα γίνεται μόνο κατά το μήκος της τροχιάς nBn. Οι δύο τροχοί περιστρέφονται με γωνιακές ταχύτητες ω<sub>1</sub> και ω<sub>2</sub> αντίστοιχα, όπου ο πρώτος περιστρέφεται δεξιόστροφα και ο δεύτερος αριστερόστροφα. Αν θεωρηθεί το B ως σημείο του τροχού 1, η περιφερειακή ταχύτητα u<sub>1</sub> γύρω από το M<sub>1</sub> θα δίδεται ως:

$$u_1 = \omega_1 \cdot M_1B = \omega_1 \cdot R_1 \quad (2.4)$$

Το σημείο B όμως ανήκει και στο τροχό 2, άρα η περιφερειακή του ταχύτητα γύρω από το M<sub>2</sub> θα είναι:

$$u_2 = \omega_2 \cdot M_2B = \omega_2 \cdot R_2 \quad (2.5)$$



Αν  $u_{n1}$  και  $u_{n2}$  οι δύο συνιστώσες των ταχυτήτων  $u_1$  και  $u_2$  αντίστοιχα κατά τη διεύθυνση της κοινής καθέτου των κατατομών, τότε αυτές πρέπει να είναι ίσες προκειμένου να διατηρηθεί η συνεχής επαφή μεταξύ των αρχικών κύκλων. Δηλαδή:

$$u_{n1} = u_{n2} = U \quad (2.6)$$

Αν  $u_{n1} < u_{n2}$  η επαφή διακόπτεται γιατί η κατατομή του τροχού 1 απομακρύνεται από την κατατομή του τροχού 2, ενώ επίσης  $u_{n1} > u_{n2}$  τότε η μία κατατομή εισχωρεί στην άλλη [3].

Η ύπαρξη των οδόντων θεωρητικά δεν είναι απαραίτητη για τη μετάδοση περιστροφικής κίνησης. Δηλαδή το συνεργαζόμενο ζεύγος τροχών, μπορεί να θεωρηθεί ως δύο κύλινδροι οι οποίοι περιστρέφονται χωρίς ολίσθηση μεταξύ τους. Όμως για τη μετάδοση υψηλής ισχύος, στην οποία η αναπτυσσόμενη τριβή μεταξύ αυτών δεν είναι αρκετή για να επιτευχθεί αυτή η μεταφορά, η ύπαρξη των οδόντων κρίνεται αναγκαία. Απαραίτητη είναι και η διατήρηση μιας σταθερής σχέσης μετάδοσης κίνησης, ανεξαρτήτως του μεγέθους της εκάστοτε μεταφερόμενης ισχύος. Εφόσον οι δύο συνεργαζόμενοι οδοντωτοί τροχοί παραμένουν σε επαφή και χωρίς να ολισθαίνουν μεταξύ τους, οι περιφερειακές τους ταχύτητες είναι ίσες, δηλαδή  $u_1 = u_2$ . Επειδή  $u = \omega \cdot R$  προκύπτει πως:

$$\omega_1 \cdot R_1 = \omega_2 \cdot R_2 \Leftrightarrow \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} \quad (2.7)$$

η οποία είναι η σχέση μετάδοσης κίνησης και είναι αντιστρόφως ανάλογη του λόγου των ακτινών των τροχών. Έτσι λοιπόν, σύμφωνα με την παραπάνω σχέση συμπεραίνεται ότι οι ακτίνες των συνεργαζόμενων τροχών έχουν καθοριστικό ρόλο στη μετάδοση κίνησης [6].

### **Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά**

Όπως προαναφέρθηκε ο μετωπικός οδοντωτός τροχός με ευθεία οδόντωση, θεωρείται ως ο πιο απλός από γεωμετρικής φύσεως. Στη συνέχεια με βάση το σχήμα 2.9 παρουσιάζονται τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του [1].

### Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά

$m$  = μέτρο οδόντωσης (modul) =  $t/\pi$

$d_k$  = διάμετρος κεφαλής

$d_o$  = αρχική διάμετρος

$d_f$  = διάμετρος ποδιού

$s$  = πάχος δοντιού

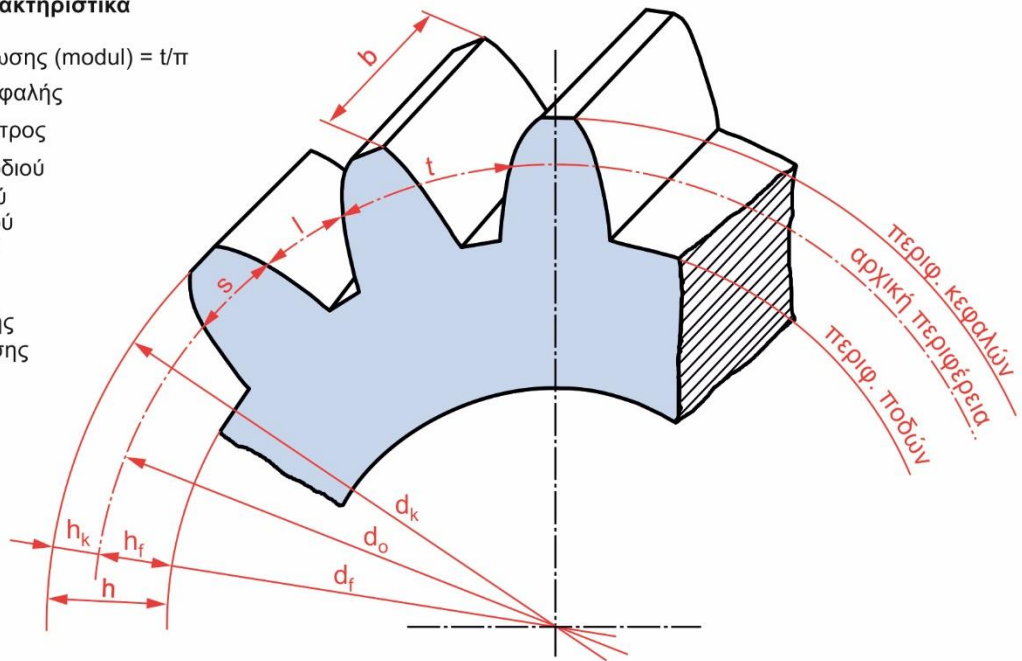
$l$  = διάκενο δοντιού

$h$  = ύψος δοντιού

$h_f$  = ύψος ποδιού

$h_k$  = ύψος κεφαλής

$t$  = βήμα οδόντωσης



Σχήμα 2.9: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά οδοντώσεων

### Βήμα $t$

Το βήμα  $t$  (pitch), ορίζεται ως η απόσταση μεταξύ δύο οδόντων και μετρείται ως μήκος τόξου πάνω στον αρχικό κύκλο. Δίνεται από τη σχέση:

$$t = \frac{\pi \cdot d_o}{z} \text{ σε mm} \quad (2.8)$$

όπου  $z$  είναι ο αριθμός οδόντων και  $d_o$  η αρχική διάμετρος [1,3]

### Ύψος οδόντος

Το ύψος του δοντιού λαμβάνει τιμές συναρτήσει του μέτρου οδόντωσης  $m$  [3].

Το **ύψος κεφαλής**  $h_k$  ορίζεται ως η ακτινική απόσταση μεταξύ του αρχικού κύκλου και του κύκλου που διέρχεται από την κεφαλή του οδόντος. Η τιμή του είναι ίση με του modul [3].

$$h_k = m \quad (2.9)$$

Το **ύψος πόδα**  $h_f$  ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ του αρχικού κύκλου και του κύκλου πόδα. Οι τιμές που λαμβάνει είναι  $1,167m$  για προφίλ αναφοράς I ή  $1,25m$  για προφίλ αναφοράς κατά DIN 867 [3].

$$\begin{aligned} h_f &= 1,167 \cdot m \\ h_f &= 1,25 \cdot m \end{aligned}$$

$$\text{Συνηθέστερα λαμβάνεται ως } h_f = 1,25 \cdot m \quad (2.10)$$

Το άθροισμα του ύψους κεφαλής και ύψους πόδα, δίνει **το ύψος του οδόντα  $h$**  ως:

$$h = h_k + h_f \quad (2.11)$$

### Διάμετρος οδοντωτού τροχού

Η περιφέρεια που περνά από τη μέση περίπτωση των οδόντων λέγεται αρχική περιφέρεια και η αντίστοιχη διάμετρος ονομάζεται **αρχική διάμετρος**  $d_o$  (Reference diameter) η οποία ορίζεται από τη σχέση [3]:

$$d_o = m \cdot z \quad (2.12)$$

Η **διάμετρος κύκλου κεφαλής**  $d_k$  (Tip diameter) ορίζεται ως η διάμετρος που περιορίζεται εξωτερικά στους οδόντες και δίνεται ως [3]:

$$d_k = d_o + 2 \cdot h_k = d + 2 \cdot m \quad (2.13)$$

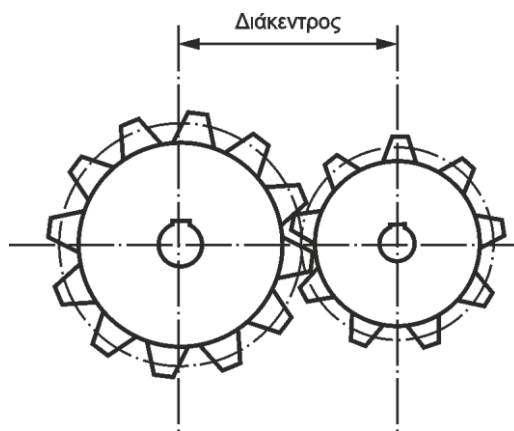
Η **διάμετρος κύκλου ποδός**  $d_f$  (Root diameter) ορίζεται ως η διάμετρος που περιορίζεται εσωτερικά στους οδόντες και δίνεται ως [3]:

$$d_f = d_o - 2 \cdot h_f = d - 2,5 \cdot m \quad (2.14)$$

### Απόσταση αξόνων $\alpha_d$

Σε ένα συνεργαζόμενο ζεύγος οδοντωτών τροχών, η απόσταση αξόνων  $\alpha_d$ , ορίζεται ως το ημιάθροισμα των διαμέτρων των αρχικών κύκλων, και δίνεται από τη σχέση:

$$\alpha_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (2.15)$$



Σχήμα 2.10: Διάκεντρος ζεύγους οδοντωτών τροχών

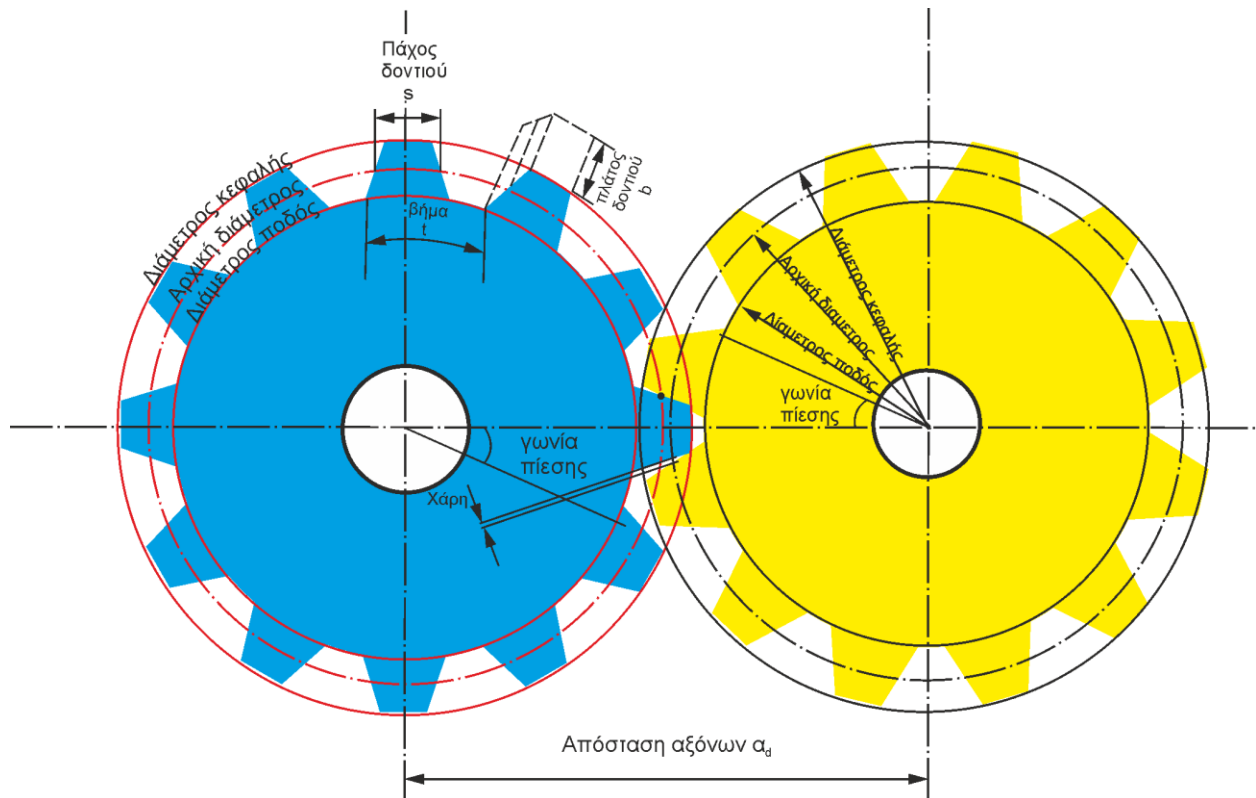
### Πάχος οδόντα $s$

Το πάχος  $s$  (tooth thickness) μετριέται πάνω στην αρχική περιφέρεια και ισούται ως  $s = t - l$  όπου  $l$  είναι το διάκενο ανάμεσα σε δύο οδόντες [1,3].

Ένα μικρό διάκενο πρέπει να υπάρχει μεταξύ των δύο τροχών προκειμένου αυτοί να λειτουργούν ομαλά. Η τιμή που λαμβάνεται για τα διάκενα είναι λίγο μεγαλύτερη από το πάχος του οδόντα, προκειμένου να αποφευχθούν κατασκευαστικές ανακρίβειες. Το πάχος προκύπτει και από τη σχέση:

$$s = \frac{t}{2} = \frac{m \cdot \pi}{2} \quad (2.16)$$

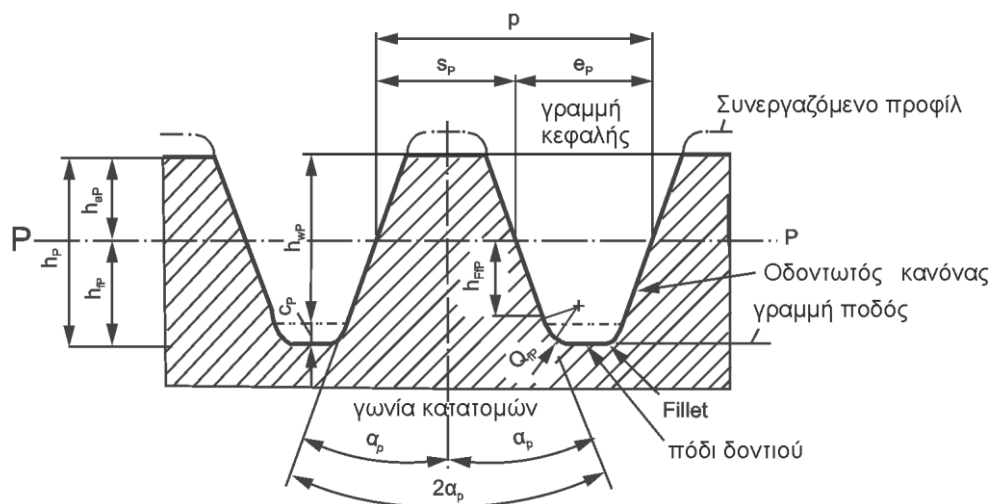
Κατά την εμπλοκή δύο οδοντωτών τροχών, απαραίτητη είναι η ύπαρξη μιας ελάχιστης απόστασης μεταξύ των δύο κατατομών, η οποία λέγεται χάρη ή τζόγος (backlash). Ο τζόγος μετρείται πάνω στη γραμμή επαφών και χάρη σε αυτόν, διευκολύνεται η ροή λίπανσης και μπορούν να καλυφθούν κατασκευαστικές αποκλίσεις [10].



Σχήμα 2.11: Ενδεικτική εμπλοκή μετωπικών οδόντων

### Κατασκευή της μορφής του οδόντα

Η μορφή και οι διαστάσεις εξειλιγμένης καθορίζονται σύμφωνα με το “προφίλ αναφοράς” κατά DIN 867. Το εν λόγω προφίλ κατέχει ένας οδοντωτός κανόνας όπου οι κατατομές του είναι ευθείες και ανταποκρίνεται και στο προφίλ των κοπτικών εργαλείων για την κατασκευαστική διαμόρφωση των οδοντωτών τροχών [3,33].



Σχήμα 2.12: 'Προφίλ αναφοράς' (οδοντωτός κανόνας) βάσει DIN 867.

Με βάση τους συμβολισμούς κατά DIN 3960 παρατίθεται ο παρακάτω πίνακας.

Συμβολισμός	Ποσότητα	Μονάδα
$c_p$	Χάρη κατατομών	mm
$c_p^*$	Συντελεστής χάρης	-
$e_p$	Κενό οδόντος	mm
$h_{ap}$	Ύψος κεφαλής	mm
$h_{ap}^*$	Συντελεστής ύψους κεφαλής	-
$h_{fp}$	Ύψος ποδός	mm
$h_{fp}^*$	Συντελεστής ύψους ποδός	-
$h_{wp}$	Κοινό ύψος οδόντων	mm
$h_{wp}^*$	Συντελεστής κοινού ύψους	-
$h_{ffp}$	Μορφή ύψους κεφαλής	mm
$h_p$	Ύψος δοντιού	mm
$h_p^*$	Συντελεστής ύψους	-
$m$	Μέτρο οδόντωσης	mm
$p$	Βήμα	mm
$s_p$	Πάχος οδόντος	mm
$\alpha_p$	Γωνία πίεσης	rad
$Q_{aPO}$	Ακτίνα στρογγύλευσης κεφαλής	mm
$Q_{fp}$	Ακτίνα fillet	mm
$Q_{fp}^*$	Συντελεστής ακτίνας fillet	-

Πίνακας 2.3: Συμβολισμοί κατά DIN 3960.

Η γωνία κατατομής ισούται με το διπλάσιο της γωνίας πίεσης  $\alpha_p$ . Ο οδοντωτός κανόνας έχει το προφίλ αναφοράς με ύψος κεφαλής  $h_{ap} = m$ , ύψος ποδός  $h_{fp} = h_{ap} + c = m + c_p = 1,167 m$  για προφίλ αναφοράς I και  $h_{fp} = 1,25 m$  για προφίλ αναφοράς II (κατά DIN 3972), καθώς επίσης  $h_{wp} = 2m$ . Κατά μέσο όρο ισχύει για τη χάρη  $c_p = 0,25 m$  και το ύψος ποδός  $h_{fp} = 1,2 m$ . Ο οδοντωτός τροχός έχει διάμετρο αρχικού κύκλου  $d = m \cdot z$ . Η ακτίνα fillet στον πόδα δίνεται από τη σχέση  $Q_{fp} = \frac{c_p}{1 - \sin \alpha_p}$  και ξεκινά από το κοινό βάθος των οδόντων ή λίγο πιο κάτω από αυτό.

Στην περίπτωση όπου το ισούται με  $h_{fp} = m + c_p$  τότε η ακτίνα fillet υπολογίζεται ως:

$$Q_{fp} = \frac{1+\sin\alpha_p}{\cos\alpha_p} \cdot [m \cdot (\frac{\pi}{4} - \tan\alpha_p) - c_p \cdot \tan\alpha_p] \quad (2.17)$$

### **Δυνάμεις σε ζεύγος οδοντωτών τροχών με ευθείς οδόντες**

Σε ένα ζευγάρι οδοντωτών τροχών, θεωρείται πως έρχεται σε επαφή μόνο ένα ζεύγος δοντιών. Έτσι, η κατατομή του οδόντα 1 ο οποίος δίδει την κίνηση, ασκεί πίεση στην κατατομή του οδόντα 2 που λαμβάνει την κίνηση. Η κάθετη δύναμη  $F_n$  εφαρμόζεται στο κοινό σημείο επαφής των οδόντων, όπου συμπίπτει με τη γραμμή επαφών n-n και περνά από το σημείο κύλισης C. Η  $F_n$  θεωρείται ότι ενεργεί στο μέσο πλάτος  $b$  του οδόντα [3].

Η  $F_{n1}$  ασκείται στη κατατομή του οδόντα 1. Ίση και αντίθετη δύναμη  $F_{n2}$  εφαρμόζεται στην κατατομή του οδόντα 2, με θεώρηση αμελητέας τριβής. Οι  $F_{n1}$  και  $F_{n2}$  μπορούν να αναλυθούν σε ακτινικές συνιστώσες  $F_{r1}$ ,  $F_{r2}$  και στις εφαπτομενικές συνιστώσες  $F_{t1}$ ,  $F_{t2}$  αντίστοιχα, οι οποίες μεταφέρουν ροπή στρέψης από τον τροχό 1 στον τροχό 2 [3].

Ως  $T_1$  ορίζεται η ροπή στρέψης στον τροχό 1 με διάμετρο  $d_1$  και υπολογίζεται:

$$T_1 = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2000} \text{ σε Nm} \quad (2.18)$$

$F_{t1}$  σε N,  $d_1$  σε mm.

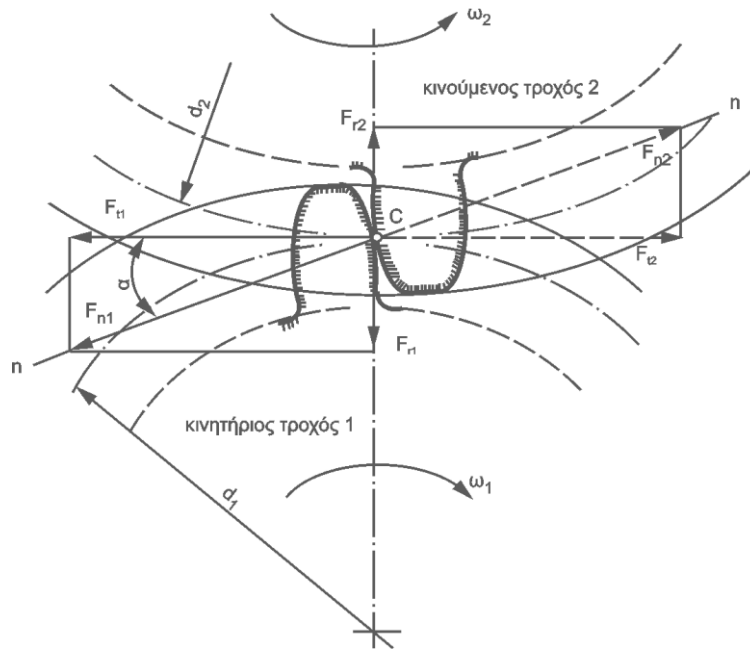
Επιπλέον η κάθετη  $F_{n1}$  στον οδόντα 1 θα δίδεται ως:

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\sin\alpha} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1 \cdot \sin\alpha} \text{ σε N} \quad (2.19)$$

και η ακτινική δύναμη  $F_{r1}$  με διεύθυνση το κέντρο του τροχού:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \epsilon\phi\alpha = \frac{2000 \cdot T_1 \cdot \epsilon\phi\alpha}{d_1} \text{ σε N} \quad (2.20)$$

Στον τροχό 2, θα ασκούνται ίδιου κατά απόλυτη τιμή μέτρου δυνάμεις με αντίθετη κατεύθυνση. Όπως προαναφέρθηκε, στη συγκεκριμένη μορφή οδόντωσης δεν εμφανίζονται αξονικές δυνάμεις, γιατί οι επιφάνειες επαφής του συνεργαζόμενου ζεύγους είναι παράλληλες προς τους άξονες.



Σχήμα 2.13: Δυνάμεις σε ζεύγος μετωπικών οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης

### Υπολογισμός κύριων διαστάσεων ζεύγους οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης

Οι κυριότερες διαστάσεις σε ένα ζεύγος μετωπικών οδοντωτών τροχών είναι η διάμετρος αρχικού κύκλου, ο αριθμός οδόντων, το μέτρο οδόντωσης  $\text{modul}$ , το πλάτος οδόντων, κ.λπ.. Αφού πραγματοποιηθεί μια σωστή εκτίμηση των παραπάνω διακρίνονται τρεις περιπτώσεις υπολογισμού των κύριων διαστάσεων [3].

#### 1η περίπτωση

Η διάμετρος  $d_{sh}$  του τροχού είναι καθορισμένη στον οποίο θα τοποθετηθεί το πινιόν και προσεγγιστικά υπολογίζεται από τη σχέση:

$$d_{sh} \approx C_1 \sqrt[3]{T_1} \approx C_2 \sqrt[3]{\frac{C_B \cdot P_1}{n_1}} \text{ σε mm} \quad (2.21)$$

- $T_1$  ροπή στρέψης στο πινιόν  $T_1 = 9550 \frac{C_B \cdot P_1}{n_1}$  σε Nm
- $P_1$  ισχύς εισόδου (πινιόν) σε KW
- $n_1$  στροφές εισόδου
- $C_1, C_2$  συντελεστές που εξαρτώνται από τη επιτρεπόμενη τάση στρέψης όπου
  - $C_1=6,9$  και  $C_2=146$  αν  $\tau_{\text{επ}} = 15\text{N/mm}^2$  για S<sub>i</sub>37, S<sub>i</sub>42 και χάλυβες παρόμοιας αντοχής
  - $C_1=6,3$  και  $C_2=133$  αν  $\tau_{\text{επ}} = 20\text{N/mm}^2$  για S<sub>i</sub>50, S<sub>i</sub>42 και χάλυβες παρόμοιας αντοχής
  - $C_1=5,8$  και  $C_2=123$  αν  $\tau_{\text{επ}} = 25\text{N/mm}^2$  για χάλυβες υψηλότερες αντοχής
- $C_B$  συντελεστής λειτουργίας

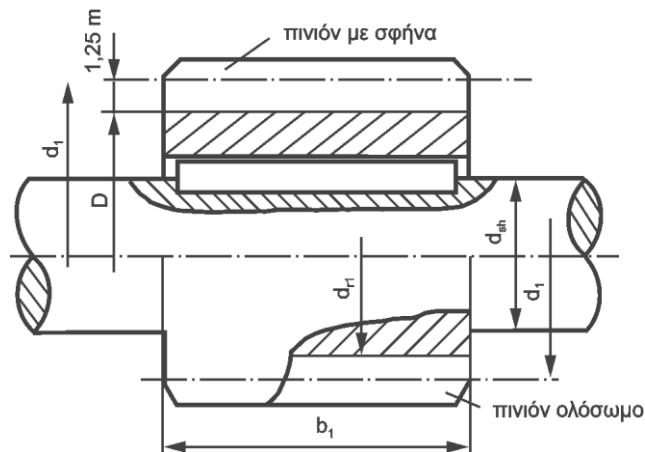
Για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα, η ελάχιστη διάμετρος του δίνεται από τη σχέση:

$$d_1 \approx \frac{1,8 \cdot d_{sh} \cdot z_1}{z_1 - 2,5} \text{ σε mm} \quad (2.22)$$

ενώ αντίστοιχα, για πινιόν ολόσωμο με άξονα η διάμετρος είναι:

$$d_1 \approx \frac{1,1 \cdot d_{sh} \cdot z_1}{z_1 - 2,5} \text{ σε mm} \quad (2.23)$$

όπου  $z_1$  ο αριθμός των οδόντων του πινιόν.



Σχήμα 2.14: Πινιόν τοποθετημένο πάνω στον άξονα (άνω). Πινιόν ολόσωμο με άξονα (κάτω)

Η περιφερειακή ταχύτητα δίδεται από τη σχέση  $u = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60}$  καθώς επίσης μπορεί να θεωρηθεί πως:

- Για πινιόν που είναι τοποθετημένο με σφήνα τότε  $d_1 \approx 2 \cdot d_{sh}$
- Αν πρόκειται για πινιόν ολόσωμο με άξονα τότε  $d_1 \approx 1,25 \cdot d_{sh}$

Ανάλογα με την περιφερειακή ταχύτητα, εκλέγεται και το πλήθος των οδόντων  $z_1$  του πινιόν. Δηλαδή, πιο συγκεκριμένα:

- $z_1 \approx 20 \dots 25$  για μεγάλες περιφερειακές ταχύτητες ( $u > 5 \text{ m/sec}$ )
- $z_1 \approx 18 \dots 22$  για μέσες περιφερειακές ταχύτητες ( $u = 1 \dots 5 \text{ m/sec}$ )
- $z_1 \approx 15 \dots 20$  για χαμηλές περιφερειακές ταχύτητες ( $u < 1 \text{ m/sec}$ )

Επιπλέον η εκλογή του αριθμού οδόντων  $z_1$  του πινιόν πρέπει να γίνεται με τέτοιο τρόπο, έτσι ώστε ο αριθμός οδόντων  $z_2$  του συνεργαζόμενου τροχού να είναι ακέραιος αριθμός, και ταυτοχρόνως να διατηρείται σταθερή η σχέση μετάδοσης  $i(u)$  [3].

Το μέτρο οδόντωσης modul, όπως έχει προαναφερθεί δίνεται από τον τύπο  $m = \frac{d_1}{z_1}$ , σε mm.

Σε περιπτώσεις υπολογισμού που οι τιμές δεν συμπίπτουν με αντίστοιχες τις τυποποιημένες από πίνακες κατά DIN 780, τότε αυτό στρογγυλεύεται στο αμέσως μεγαλύτερο, καθώς επίσης πρέπει να υπολογισθεί εκ νέου η διάμετρος  $d_1$  [3].

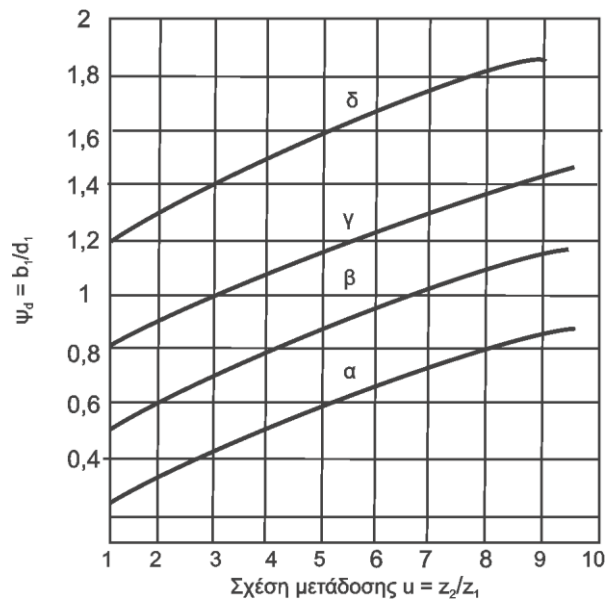


Το πλάτος οδόντα  $b$  του πινιόν προκύπτει ως μέσος όρος από τις σχέσεις:

$$b = \psi_d \cdot d_1 \quad (2.24)$$

$$b = \psi_m \cdot d_1 \quad (2.25)$$

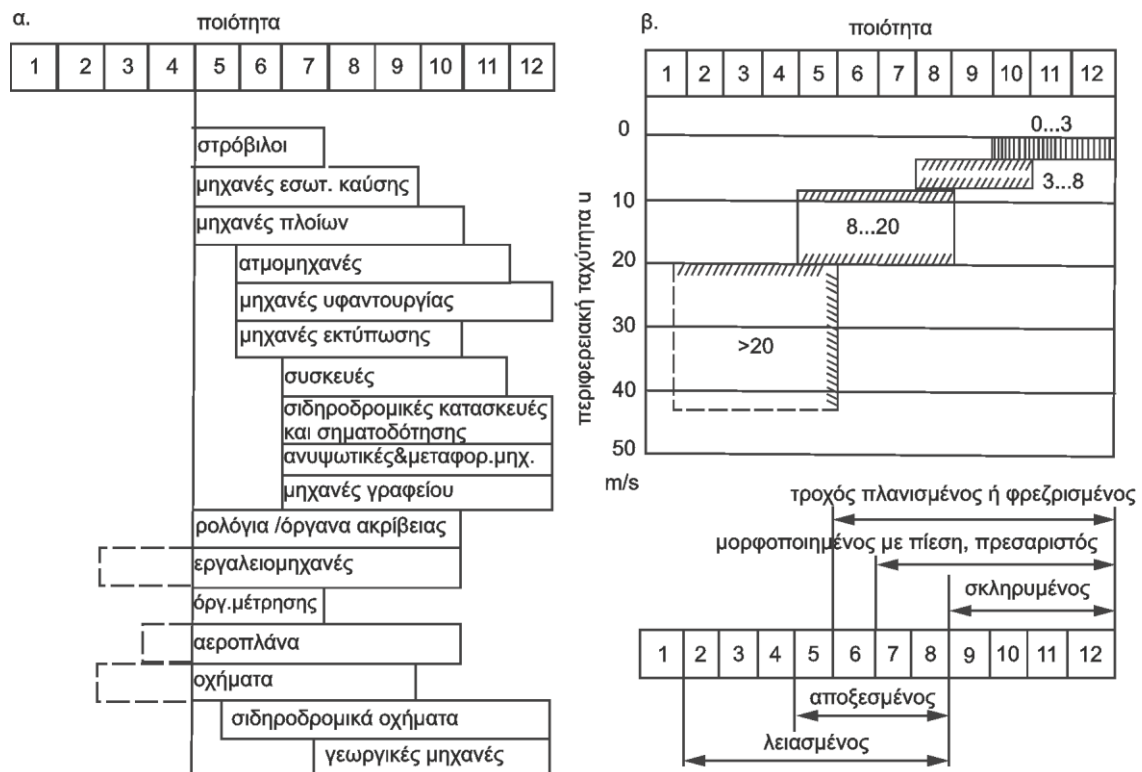
Το  $\psi_d$  υπολογίζεται από το σχήμα 2.15 βάσει του λόγου  $u = \frac{z_2}{z_1}$ , της ποιότητας της οδόντωσης, την έδραση των αξόνων και τις συνθήκες λειτουργίας.



Σχήμα 2.15: Λόγος του πλάτους προς τη διάμετρο του πινιόν

Το  $\psi_m$  υπολογίζεται συναρτήσει της ποιότητας οδόντωσης και έδρασης των αξόνων. Πιο συγκεκριμένα:

- $\psi_m \approx 8 \dots 10$  για ακατέργαστους χυτούς οδόντες (ποιότητα 11...12)
- $\psi_m \approx 10 \dots 15$  για κατεργασμένη οδόντωση (ποιότητα 8...10) και κανονική έδραση
- $\psi_m \approx 15 \dots 30$  για κατεργασμένους οδόντες (ποιότητα 6...7) και παράλληλη έδραση
- $\psi_m > 30$  για υψηλής ποιότητας οδοντώσεων και ακριβείας έδρασης.



Σχήμα 2.16: Εκλογή ποιότητας οδόντωσης

Βάσει DIN 3961 για τα επιτρεπόμενα μεγέθη λαθών σε μετωπικούς τροχούς που αφορούν το βήμα οδόντωσης, τη μορφή κατατομής, το πάχος οδόντος κ.λπ. προβλέπονται 12 ποιότητες. Η εκλογή της ποιότητας εξαρτάται από τις λειτουργικές απαιτήσεις, επομένως ιδιαίτερα από την περιοχή χρησιμοποίησης και την περιφερειακή ταχύτητα των οδοντωτών τροχών όπως παρουσιάζεται και στο σχήμα 2.16.

Για την αποφυγή εσφαλμένων συναρμολογήσεων, το πλάτος του πινιόν πρέπει να είναι μεγαλύτερο από του συνεργαζόμενου τροχού. Συνηθέστερα αυτό δίνεται ως  $b_2 \approx b_1 - 5 \text{ mm}$  [3].

## 2η περίπτωση

Οι διάμετροι των αξόνων και η απόσταση μεταξύ αυτών δεν είναι καθορισμένες.

Η αρχική διάμετρος του πινιόν υπολογίζεται από τη σχέση:

$$d_1 \approx \frac{9500}{\sigma_{H\ell}}^3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot \sigma_{H\ell} \cdot u + 1}{\psi_d \cdot u}} \approx \frac{20500}{\sigma_{H\ell}}^3 \sqrt{\frac{P_1 \cdot \sigma_{H\ell} \cdot u + 1}{\psi_d \cdot n_1 \cdot u}} \text{ σε mm} \quad (2.26)$$

- $T_1$  ροπή στρέψης στον κινητήριο τροχό σε Nm
- $P_1$  ισχύς προς μεταφορά από τον κινητήριο τροχό σε KW
- $\psi_d$  λόγος πλάτους οδόντα προς διάμετρο τροχού  $\psi_d = b_1/d_1$  από σχήμα
- $\sigma_{H\ell}$  αντοχή της κατατομής οδόντα σε πίεση επιφάνειας του υλικού σε  $\text{N/mm}^2$
- $u$  ο λόγος των δοντιών  $u(i) = \frac{z_2}{z_1}$

- $n_1$  αριθμός στροφών του κινητήριου τροχού σε rpm

Ο υπολογισμός του αριθμού οδόντων  $z_1$  του πινιόν, καθώς επίσης ο καθορισμός του μέτρου οδόντωσης  $\text{modul}$  και πλάτος δοντιού  $b$ , πραγματοποιούνται όπως και στην πρώτη περίπτωση. Πρέπει να τονισθεί πως αν η σχέση μετάδοσης  $i(u) < 1$  δηλαδή, προκύπτει αύξηση στροφών τότε το πινιόν παύει να θεωρείται ως ο κινητήριος τροχός και όλοι οι υπολογισμοί που θα διεξαχθούν, θα αναφέρονται στο μεγάλο τροχό, θεωρώντας εκείνον ως κινητήριο [3].

### 3η περίπτωση

Στη συγκεκριμένη περίπτωση η απόσταση των αξόνων είναι γνωστή.

Η διάμετρος του πινιόν δίνεται από τη σχέση:

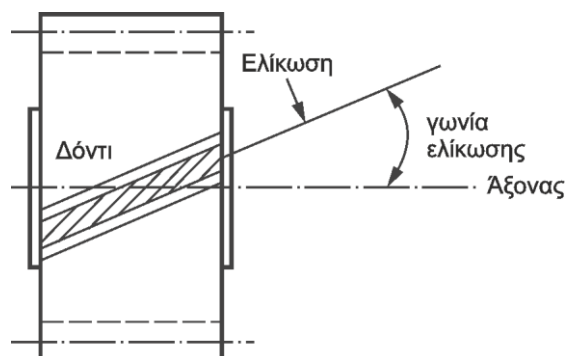
$$d_1 = \frac{2 \cdot \alpha_d}{1+i} = \frac{2 \cdot \alpha_d}{1+u} \quad (2.27)$$

όπου  $i(u)$  η σχέση μετάδοσης και  $\alpha_d$  η απόσταση των αξόνων σε mm.

Ο αριθμός οδόντων  $z_1$  του πινιόν και το πλάτος  $b$ , υπολογίζονται με παρόμοιο τρόπο όπως στην πρώτη περίπτωση. Αν σύμφωνα με τους υπολογισμούς το μέτρο οδόντωσης, δεν είναι τυποποιημένο με τις τιμές κατά DIN 780, τότε επιλέγεται το αμέσως μικρότερο τυποποιημένο και η αξονική απόσταση μπορεί να επιτευχθεί με θετική μετατόπιση [3].

#### 2.2.1.2 Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί ελικοειδούς οδόντωσης

Οι μετωπικοί ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί χρησιμοποιούνται όπως και οι τροχοί με ευθεία οδόντωση για μετάδοση κίνησης και ισχύος μεταξύ παράλληλων αξόνων. Οι οδόντες δεν είναι παράλληλοι ως προς τον άξονα του τροχού, αλλά σχηματίζουν με αυτόν τη γωνία ελίκωσης όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2.17.



Σχήμα 2.17: Προφίλ οδόντωσης στους ελικοειδείς τροχούς

Για να επιτευχθεί ομοιόμορφη συνεργασία μεταξύ των δύο τροχών, πρέπει οι οδόντες του ενός να είναι δεξιόστροφοι και του δεύτερου αριστερόστροφοι έχοντας την ίδια γωνία κλίσης και οι δύο. Οι ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί βρίσκουν εφαρμογή στην αυτοκινητοβιομηχανία σε κιβώτια ταχυτήτων, στην εξορυκτική βιομηχανία, στη βιομηχανία ελαστικών και σε εξειδικευμένα μηχανήματα [3,4].

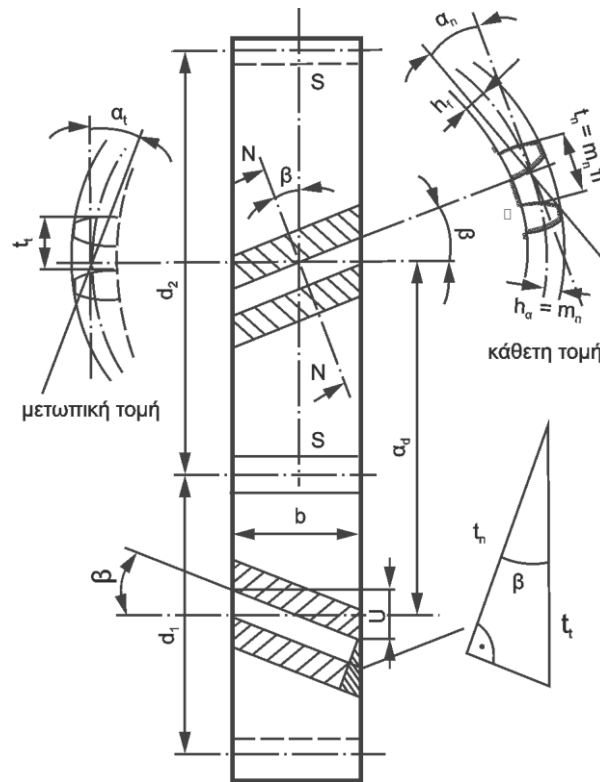


Σχήμα 2.18: Ζεύγος μετωπικών τροχών με ελικοειδείς οδόντες

Σε σύγκριση με τους μετωπικούς τροχούς ευθείας οδόντωσης, τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν είναι πως επιτυγχάνεται πιο ήρεμη και αθόρυβη λειτουργία διότι ο λόγος επαφής τους είναι μεγαλύτερος και βρίσκονται ταυτόχρονα σε επαφή περισσότερα δόντια. Είναι κατάλληλοι για υψηλό αριθμό στροφών, ικανοί να δεχτούν μεγαλύτερες φορτίσεις (σε σύγκριση ιδίων διαστάσεων) και η ευαισθησία σε λάθη μορφής του οδόντα είναι μικρότερη [3,4].

Όσον αφορά τα μειονεκτήματα, σε αντίθεση με τους τροχούς ευθείας οδόντωσης, στη συγκεκριμένη μορφή εμφανίζονται αξονικές δυνάμεις λόγω της κλίσης, όπου προκαλούν επιπρόσθετες καταπονήσεις, υψηλότερες απώλειες τριβής και μειώνουν το βαθμό απόδοσης [3,4].

Στην ελικοειδή οδόντωση διακρίνονται δύο τομές, η **μετωπική S-S** η οποία είναι κάθετη προς τον άξονα του τροχού και υψηλής σημαντικότητας για την επαφή, καθώς επίσης και η **κάθετη τομή N-N**, κάθετα προς τη διεύθυνση του οδόντα που είναι προσδιοριστική για την κατασκευή και το κοπτικό εργαλείο της οδόντωσης. Τα επίπεδα των δύο τομών σχηματίζουν τη γωνία ελίκωσης  $\beta$ . Τα μεγέθη στη μετωπική τομή θα χαρακτηρίζονται από το δείκτη  $t$ , ενώ αντίστοιχα στη κάθετη με το δείκτη  $n$  [3].



Σχήμα 2.19: Μετωπική τομή S-S και κάθετη τομή N-N

Το βήμα  $t_n$  και το modul  $m_n$  στην κάθετη τομή, καθώς και το βήμα  $t_t$  και modul  $m_t$  στη μετωπική θα συνδέονται από τη σχέση:

$$\text{συν}\beta = \frac{t_n}{t_t} = \frac{m_n \cdot \pi}{m_t \cdot \pi} = \frac{m_n}{m_t} \quad (2.28)$$

Επιπλέον, οι γωνίες πίεσης  $\alpha_n$  και  $\alpha_t$  της κάθετης και μετωπικής τομής αντίστοιχα θα συνδέονται από τη σχέση:

$$\text{συν}\beta = \frac{\varepsilon\varphi\alpha_n}{\varepsilon\varphi\alpha_t} \quad (2.29)$$

με  $\alpha_t > \alpha_n = 20^\circ$

Σύμφωνα με την τυποποίηση κατά DIN, χρησιμοποιείται το κάθετο modul  $m_n$  για την κατασκευή της οδόντωσης [3].

### Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά ελικοειδούς οδόντωσης

Στο μετωπικό επίπεδο ορίζονται ο βασικός κύκλος, αρχικός κύκλος και ο κύκλος κεφαλής. Για την ελικοειδή οδόντωση ισχύουν τα ακόλουθα:

Διάμετρος του αρχικού κύκλου:

$$d = z \cdot m_t = z \cdot \frac{m_n}{\text{συν}\beta} \text{ σε mm} \quad (2.30)$$

Διάμετρος βασικού κύκλου:

$$d_b = d \cdot \sigma u n a_t = z \frac{m_n \cdot \sigma u n a_t}{\sigma u n \beta} \text{ σε mm} \quad (2.31)$$

Διάμετρος κύκλου κεφαλής με  $h_k = m_n$ :

$$d_k = d + 2 \cdot h_k = d + 2 \cdot m_n = m_n \left( \frac{z}{\sigma u n \beta} + 2 \right) \text{ σε mm} \quad (2.32)$$

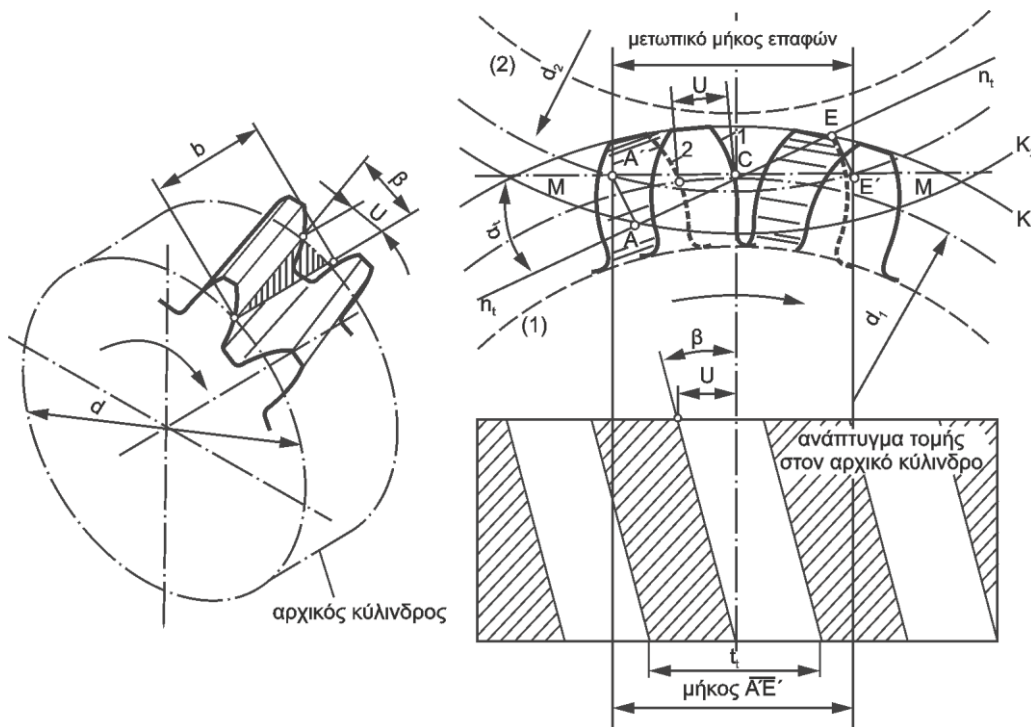
Διάμετρος κύκλου ποδός με  $h_f = 1,25m_n$ :

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = d - 2,5 m_n \text{ σε mm} \quad (2.33)$$

Απόσταση αξόνων του ζεύγους πινιόν-τροχού:

$$\alpha_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_t (z_1 + z_2)}{2} = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cdot \sigma u n \beta} \text{ σε mm} \quad (2.34)$$

όπου  $d_1, d_2$  οι διάμετροι πινιόν και τροχού και  $z_1, z_2$  οι αντίστοιχοι οδόντες.



Σχήμα 2.20: Εμπλοκή οδόντων και μετάθεση U στην ελικοειδή οδόντωση

Επιπλέον, λόγω κλίσης του δοντιού, υπάρχει μια θετική μετατόπιση όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2.20 από την αρχή προς το τέλος της κατατομής του, η οποία ονομάζεται μετάθεση U και προκύπτει από τη σχέση:

$$U = b \cdot \epsilon \phi \beta \text{ σε mm} \quad (2.35)$$

Ο βαθμός επικάλυψης στην ελικοειδή οδόντωση δίδεται ως:

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta \quad (2.36)$$

όπου  $\varepsilon_\alpha$ , είναι ο μετωπικός βαθμός επικάλυψης και ο υπολογισμός του είναι ίδιος με αυτόν της ευθείας οδόντωσης, δηλαδή:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{t_e} = \frac{0,5 \left( \sqrt{d_{\alpha 1}^2 - d_{b 1}^2} + \sqrt{d_{\alpha 2}^2 - d_{b 2}^2} \right) - \alpha_d \cdot \eta \mu \alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \sigma \nu \nu \alpha_t} \quad (2.37)$$

και  $\varepsilon_\beta$  ο βαθμός επικάλυψης λόγω κλίσης:

$$\varepsilon_\beta = \frac{U}{t_t} = \frac{b \cdot \varepsilon \varphi \beta}{m_t \cdot \pi} = \frac{b \cdot \eta \mu \beta}{m_n \cdot \pi} \geq 1 \quad (2.38)$$

U μετάθεση σε mm

$t_t$  βήμα στη μετωπική τομή σε mm

b πλάτος δοντιού σε mm

$\beta$  γωνία κλίσης δοντιού σε °

$m_t$ ,  $m_n$  τα modul στη μετωπική και κάθετη τομή αντίστοιχα σε mm

Υπάρχει η δυνατότητα για υπολογιστικούς λόγους, η αναγωγή του οδοντωτού τροχού με ελικοειδή οδόντωση σε τροχό με ευθείς οδόντες. Η διάμετρος του φανταστικού τροχού δίνεται ως:

$$d_n = 2 \cdot r_n = z_n \cdot m_n \quad (2.39)$$

Επιπλέον ο φανταστικός και πραγματικός αριθμός οδόντων  $z_n$  και  $z$  αντίστοιχα συνδυάζονται από τη σχέση:

$$z_n \approx \frac{z}{\sigma \nu \nu^3 \beta} \quad (2.40)$$

Ο φανταστικός αριθμός οδόντων είναι υπεύθυνος για την εμφάνιση υποκοπών (αναφορά για αυτές όπως και για τις ακμές θα πραγματοποιηθεί στη συνέχεια). Οι οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή οδόντωση δύναται να κατασκευασθούν με μικρότερο αριθμό δοντιών σε σύγκριση με τους τροχούς ευθείας οδόντωσης. Ο θεωρητικά ελάχιστος αριθμός δοντιών είναι:

$$z = z_n \cdot \sigma \nu \nu^3 \beta = 17 \cdot \sigma \nu \nu^3 \beta \quad (2.40a)$$

και ο πρακτικά ελάχιστος αντίστοιχα:

$$z = z_n \cdot \sigma \nu \nu^3 \beta = 14 \cdot \sigma \nu \nu^3 \beta \quad (2.40b)$$

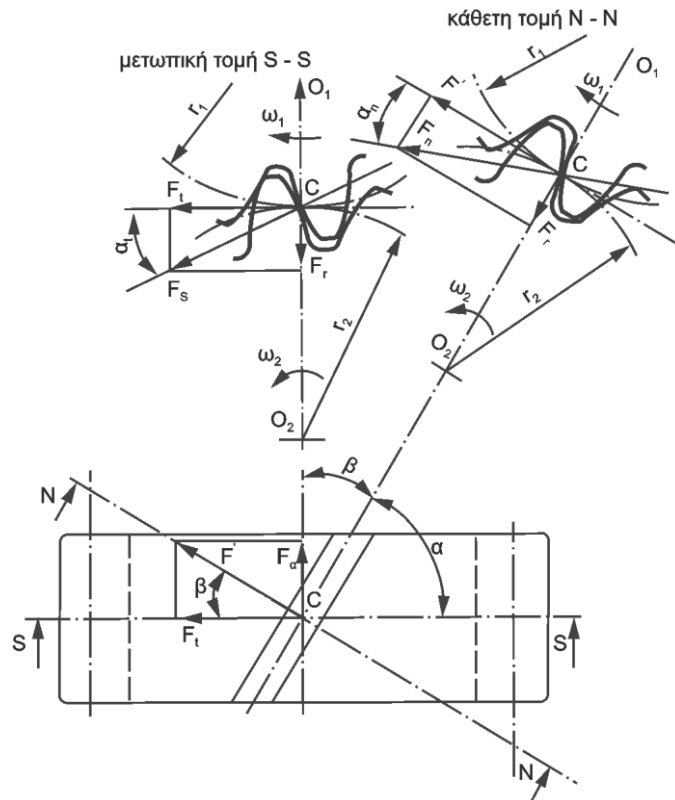
Επίσης ο ελάχιστος πρακτικός συντελεστής μετατόπισης είναι:

$$x = \frac{14 - z_n}{17} \quad (2.41)$$

**Δυνάμεις σε ζεύγος οδοντωτών τροχών με ελικοειδείς οδόντες**

Ομοίως από την περίπτωση των τροχών ευθείας οδόντωσης, θεωρείται πως η κάθετη δύναμη  $F_n$  ασκείται στη μέση του πλάτους  $b$  και περνάει από το σημείο κύλισης  $C$ . Η διαφορά είναι πως ο άξονας τέμνεται υπό γωνία  $90^\circ - \beta$  ( $\beta$  η γωνία κλίσης) και δεν είναι κάθετη προς αυτόν. Με ανάλυση αυτής προκύπτει η ακτινική δύναμη  $F_r$ , η αξονική  $F_\alpha$  και η περιφερειακή  $F_t$ . [3].

Οι ακτινικές δυνάμεις  $F_{r1}$  και  $F_{r2}$  έχουν διεύθυνση προς τα αντίστοιχα κέντρα των τροχών. Οι διευθύνσεις των αξονικών δυνάμεων  $F_{\alpha1}$ ,  $F_{\alpha2}$  εξαρτώνται από τη γωνία κλίσης  $\beta$  της οδόντωσης. Η περιφερειακή δύναμη  $F_{t1}$  ασκείται στη μετωπική τομή S-S στον κινητήριο τροχό 1, αντίθετα προς τη διεύθυνση περιστροφής και η περιφερειακή  $F_{t2}$  κατά τη διεύθυνση περιστροφής του κινούμενου. Όλα τα επιμέρους ζεύγη των δυνάμεων έχουν ίση κατά απόλυτη τιμή μέτρα και αντίθετη κατεύθυνση [3].



Σχήμα 2.21: Δυνάμεις στην ελικοειδή οδόντωση

Τα μέτρα για τις παραπάνω μορφές δυνάμεων δίδονται από τις σχέσεις:  
Η ακτινική δύναμη ως:

$$F_r = F' \varepsilon \varphi \alpha_n = \frac{F_t \cdot \varepsilon \varphi \alpha_n}{\sin \beta} \text{ σε N} \quad (2.42)$$

Η αξονική δύναμη ως:

$$F_\alpha = F_t \cdot \varepsilon \varphi \beta \text{ σε N} \quad (2.43)$$

Η περιφερειακή δύναμη ως:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T}{d} \text{ σε N} \quad (2.44)$$

όπου  $T$  η ροπή στρέψης και  $d$  η διάμετρος αρχικού κύκλου



**Υπολογισμός κύριων διαστάσεων οδοντωτών τροχών ελικοειδούς οδόντωσης**  
Όπως και στην περίπτωση οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης διακρίνονται τρεις περιπτώσεις για τον καθορισμό των βασικών διαστάσεων σε ένα συνεργαζόμενο ζεύγος [3].

### 1<sup>η</sup> περίπτωση

Η διάμετρος  $d_{sh}$  του τροχού, στον οποίο θα τοποθετηθεί το πινιόν είναι καθορισμένη και υπολογίζεται ομοίως από τη σχέση (2.21):

$$d_{sh} \approx C_1 \sqrt[3]{T_1} \approx C_2 \sqrt[3]{\frac{C_B \cdot P_1}{n_1}} \text{ σε mm}$$

Με παρόμοια διαδικασία που υλοποιήθηκε στο ζεύγος οδοντωτών τροχών παράλληλων οδόντων, η διάμετρος του πινιόν προκύπτει με τις ίδιες σχέσεις και περιπτώσεις (πινιόν τοποθετημένο με σφήνα ή ολόσωμο). Ο αριθμός οδόντων  $z_1$  του πινιόν, προσδιορίζεται βάση τις διαφορετικές τιμές της περιφερειακής ταχύτητας [3].

Για τη μετωπική τομή, το μέτρο οδόντωσης modul προκύπτει από τη σχέση:

$$m_t = \frac{d_1}{z_1}$$

και για την κάθετη:

$$m_n = m_t \cdot \sin \beta$$

Αν το modul  $m_n$  δεν είναι τυποποιημένο κατά DIN 780, τότε σύμφωνα με τους υπολογισμούς επιλέγεται το αμέσως μεγαλύτερο και υπολογίζεται η νέα διάμετρος  $d_1$ .

Το πλάτος  $b$ , υπολογίζεται με ίδια μεθοδολογία όπως στους τροχούς ευθείας οδόντωσης. Πρέπει να σημειωθεί πως σε περιπτώσεις υψηλών γωνιών κλίσης π.χ.  $\beta > 25^\circ$ , το  $\psi_m$  λαμβάνει τιμές μέχρι 30. Για ομαλή λειτουργία του συνεργαζόμενου ζεύγους τροχών, η γωνία κλίσης  $\beta$  κυμαίνεται από  $8^\circ$  έως  $25^\circ$  [3].

### 2<sup>η</sup> περίπτωση

Οι διάμετροι των αξόνων και η αξονική απόσταση τους δεν είναι καθορισμένες.

Η διάμετρος του πινιόν υπολογίζεται με την ίδια σχέση όπως και στη δεύτερη περίπτωση του ζεύγους τροχών ευθείας οδόντωσης. Ο αριθμός οδόντων, το modul, το πλάτος οδόντων και η γωνία κλίσης  $\beta$  υπολογίζονται με τις ίδιες σχέσεις από την πρώτη περίπτωση. Η διάμετρος του κινούμενου τροχού, προσεγγιστικά υπολογίζεται από τη σχέση (2.21) [3].

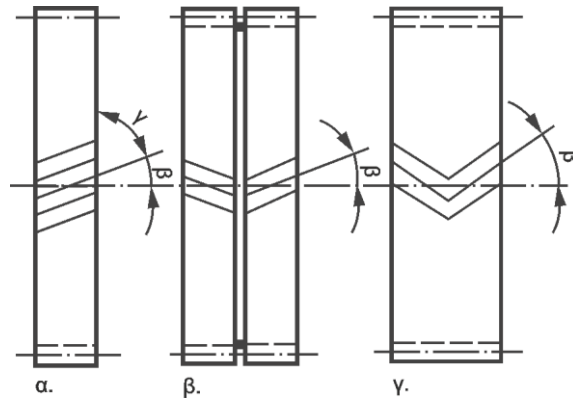
### 3<sup>η</sup> περίπτωση

Η αξονική απόσταση είναι δεδομένη. Ο υπολογισμός των απαραίτητων στοιχείων γίνεται με παρόμοιο τρόπο όπως και στους τροχούς ευθείας οδόντωσης. Η απόσταση των αξόνων δύναται να μεταβληθεί είτε με μετατόπιση είτε με τροποποίηση της γωνίας κλίσης  $\beta$ . Ο αριθμός οδόντων εκλέγεται σύμφωνα με το αν το πινιόν είναι τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα ή είναι ολόσωμο με αυτόν [3].

### 2.2.1.3 Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί με διπλή λοξή ή τοξοειδή οδόντωση

Με την κατασκευή διπλής ελικοειδής ή μορφής βέλους οδόντωσης αντιμετωπίζεται το πρόβλημα εμφάνισης υψηλών αξονικών δυνάμεων. Για μια ομαλή λειτουργία του συνεργαζόμενου ζεύγους συνίσταται:

- a) Για απλή και διπλή ελικοειδή οδόντωση  $\beta = 8^\circ \dots 25^\circ$
- b) Για οδόντωση μορφής βέλους  $\beta = 30^\circ \dots 45^\circ$



Σχήμα 2.22: απλή (α), διπλοελικοειδής οδόντωση (β), οδόντωση μορφής βέλους (γ)

Οι δύο σειρές των οδόντων είναι διαχωρισμένες στη μέση για μια σωστή ευθυγράμμιση, σχηματίζοντας ένα βέλος ( V ). Ένας τέλειος διπλοελικοειδής οδοντωτός τροχός είναι αυλακωτός στη μέση του αριστερού και δεξιού μέρους του και σχηματίζει γωνία 30 μοιρών. Οι συγκεκριμένοι τροχοί, λόγω της υψηλής ακρίβειας σχεδίασης χρησιμοποιούνται σε περιπτώσεις για μετάδοση πολύ υψηλών τιμών ισχύος.



Σχήμα 2.23: Διπλό ελικοειδής οδοντωτός τροχός

Θα πρέπει να τονισθεί πως, η παραγωγική διαδικασία αυτής της γεωμετρικής μορφής είναι ιδιαίτερα δύσκολη και ακριβή, καθώς επίσης για λόγους αντοχής, η κορυφή της γωνίας που σχηματίζουν οι οδόντες πρέπει να βρίσκεται προς τη διεύθυνση περιστροφής του οδοντωτού τροχού [3,5].

### 2.2.2 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί

Έχουν κωνική μορφή και οι συμπλεκόμενες οδοντώσεις είναι πάντοτε εξωτερικές. Η χρήση τους εμφανίζεται όταν απαιτείται μεταφορά κίνησης ή ισχύος μεταξύ τεμνόμενων αξόνων. Οι άξονες

δύναται να τέμνονται υπό οποιαδήποτε γωνία, αλλά η πιο συνηθισμένη περίπτωση είναι να τέμνονται κάθετα. Ανάλογα με τη μορφή των δοντιών τους, οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί διακρίνονται σε [1,3,4]:

- **Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθεία οδόντωση**, όπου θεωρείται το συνηθέστερο κωνικό είδος και πιο εύκολο προς κατασκευή. Τα δόντια είναι ευθύγραμμα και συγκλίνουν προς την κορυφή του κώνου. Χρησιμοποιούνται σε κατασκευές με χαμηλές ταχύτητες (μέχρι 6m/sec ή σε λειασμένους οδόντες μέχρι 20m/sec), καθώς επίσης όταν η εκπομπή θορύβου και ομοιομορφία μετάδοσης κίνησης και φορτίου δε θεωρούνται βασικές απαιτήσεις [1,3].
- **Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή ή λοξή οδόντωση**, όπου η διαφορά με εκείνους της ευθείας οδόντωσης, είναι πως οι οδόντες εμφανίζουν γωνία κλίσης. Η κατασκευή τους είναι δυσκολότερη σε σύγκριση με τους ευθύγραμμους, αλλά επιτυγχάνουν πιο αθόρυβη λειτουργία, διότι ο βαθμός επικάλυψης είναι μεγαλύτερος. Η ταχύτητα περιορίζεται στα 40m/sec για οδόντες κοινούς από γκρανζοκόπτη και μέχρι 50m/sec για λειασμένους [1,3].
- **Κωνικοί με τοξοειδή οδόντωση**, όπου βρίσκουν εφαρμογή σε περιπτώσεις απαίτησης υψηλής αντοχής σε θραύση του οδόντα και για ήρεμη λειτουργία. Μια ειδική κατηγορία αυτών, είναι οι υποειδείς. Οι άξονες τους είναι ασύμβατοι. Θεωρείται ως η δυσκολότερη κατασκευή και εμφανίζει κύρια χρήση στην αυτοκινητοβιομηχανία [1,3,4].

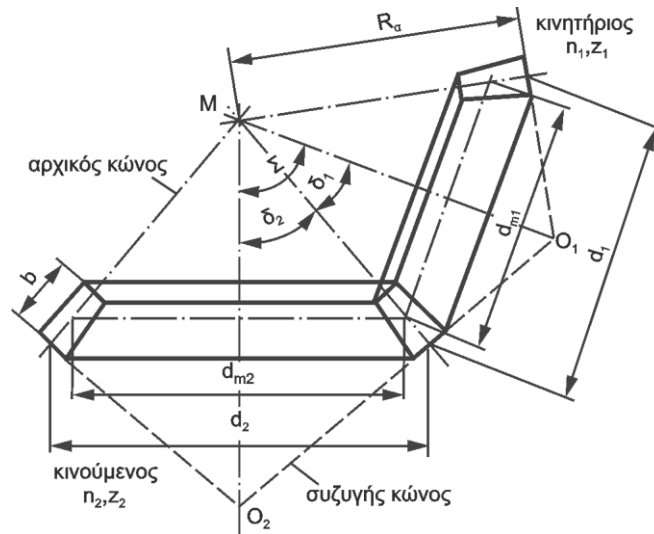


Σχήμα 2.24: Είδη κωνικών οδοντωτών τροχών

#### 2.2.2.1 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί ευθείας οδόντωσης

Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί ευθείας οδόντωσης αποτελούν τον πιο απλό τύπο κωνικών τροχών με τους οδόντες να βρίσκονται στην εξωτερική περιφέρεια ενός κώνου. Βρίσκουν εφαρμογή σε χαμηλές ταχύτητες, για μετάδοση μικρών φορτίων και όταν η εκπομπή θορύβου δε θεωρείται σημαντική απαίτηση. Το κύριο μειονέκτημα τους σε σύγκριση με τους τροχούς ελικοειδούς είναι πως δε μπορούν να λειανθούν μετά από θερμική κατεργασία με αποτέλεσμα οι κωνικοί με ελικοειδείς οδόντες να αυξάνουν σε μεγάλο βαθμό την διαστατική ακρίβεια τους. Χρησιμοποιούνται γενικά σε εργαλειομηχανές, εκτυπωτικά μηχανήματα, πύργους ψύξης, χαλυβουργία και σε διαφορικά οχημάτων [3,5,7].

Στη συνέχεια θα πραγματοποιηθεί ανάλυση ορισμένων βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών ενός ζεύγους κωνικών οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2.25.



Σχήμα 2.25: Γεωμετρία κωνικών οδοντωτών τροχών

Η συνεργασία ενός ζεύγους κωνικών οδοντωτών τροχών υλοποιείται μέσω κύλισης χωρίς ολίσθηση μεταξύ δύο κώνων, όπου οι κορυφές τους συμπίπτουν στον σημείο M, που είναι και το σημείο τομής των αξόνων τους. Ο μέγιστος κύκλος των κώνων θεωρείται ως αρχικός κύκλος και χρησιμοποιείται μόνο το τμήμα που περιλαμβάνει το πλάτος  $b$  του οδόντα.

Η γωνία αξόνων του ζεύγους σχηματίζεται από τις γωνίες των αρχικών κώνων  $\delta_1$  και  $\delta_2$  αντίστοιχα, η οποία προκύπτει:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \quad (2.45)$$

Η σχέση μετάδοσης  $i$  δίδεται από τη σχέση:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\eta \mu \delta_2}{\eta \mu \delta_1} \quad (2.46)$$

Ο λόγος αριθμού δοντιών προκύπτει ως:

$$u = \frac{z_{\text{τροχού}}}{z_{\text{πινιόν}}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\eta \mu \delta_2}{\eta \mu \delta_1} \quad (2.47)$$

Η γωνία  $\delta_1$  αρχικού κώνου του κινητήριου τροχού για τυχαία γωνία  $\Sigma$  των αξόνων ζεύγους δίδεται:

$$\epsilon \phi \delta_1 = \frac{\eta \mu \Sigma_1}{i + \sigma \nu \Sigma} \quad (2.48)$$

Η γωνία  $\delta_1$  του μικρού τροχού είναι:

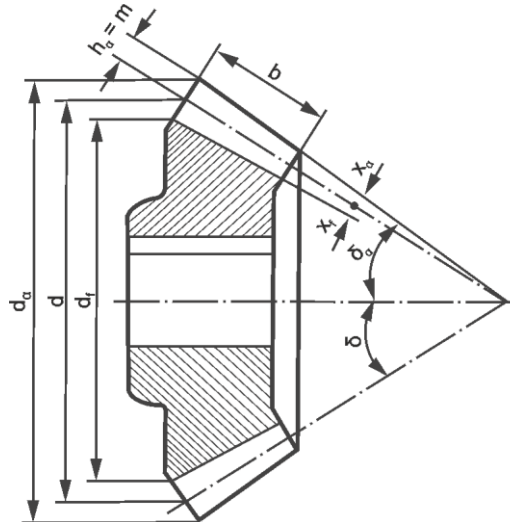
$$\epsilon \phi \delta_1 = \frac{\eta \mu \Sigma_1}{u + \sigma \nu \Sigma} \quad (2.49)$$

Στη συνηθέστερη περίπτωση όπου οι άξονες σχηματίζουν γωνία  $\Sigma = 90^\circ$  η γωνία αρχικού κώνου  $\delta_1$  του κινητήριου τροχού θα είναι:

$$\sigma\phi\delta_1 = \epsilon\phi\delta_2 = i \quad (2.50)$$

Η γωνία  $\delta_1$  του μικρού τροχού θα δίνεται:

$$\sigma\phi\delta_1 = \epsilon\phi\delta_2 = u \quad (2.51)$$



Σχήμα 2.26: Διαστάσεις κωνικού τροχού ευθείας οδόντωσης

Το προφίλ αναφοράς που χρησιμοποιείται για τους κωνικούς οδοντωτούς τροχούς, αντιστοιχεί με το προφίλ αναφοράς κατά DIN 867 για τους μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς [3].

Διάμετρος του αρχικού κύκλου:

$$d = m \cdot z \text{ σε mm} \quad (2.52)$$

Μέση αρχική διάμετρος:

$$d_m = m_m \cdot z = d - 2 \cdot h_\alpha \cdot \sigma\eta\nu\delta \quad (2.53)$$

Διάμετρος κύκλου κεφαλής:

$$d_\alpha = d + 2 \cdot h_\alpha \cdot \sigma\eta\nu\delta \quad (2.54)$$

Διάμετρος κύκλου πόδα:

$$d_f = d - 2 \cdot h_f \cdot \sigma\eta\nu\delta \quad (2.55)$$

Γωνία κεφαλής:

$$\epsilon\phi x_\alpha = \frac{h_\alpha}{R_\alpha} \quad (2.56)$$

Γωνία ποδός:

$$\varepsilon \varphi x_f = \frac{h_f}{R_\alpha} \quad (2.57)$$

Γωνία κώνου κεφαλής:

$$\delta_\alpha = \delta + x_\alpha \quad (2.58)$$

Γωνία κώνου πόδα:

$$\delta_f = \delta - x_f \quad (2.59)$$

Όπου  $R_\alpha$  είναι το μήκος της κοινής γενέτειρας με:

$$R_\alpha = \frac{d}{2 \cdot \eta \mu \delta} \quad (2.60)$$

και  $m_m$  το μέτρο οδόντωσης στη μέση διάμετρο [3].

Όπως και στην περίπτωση μετωπικών τροχών ελικοειδούς οδόντωσης, για υπολογιστικούς λόγους πραγματοποιείται αναγωγή του κωνικού οδοντωτού τροχού σε ισοδύναμο φανταστικό μετωπικό ευθείας οδόντωσης. Με δείκτη  $v$  συμβολίζονται τα φανταστικά μεγέθη [3].

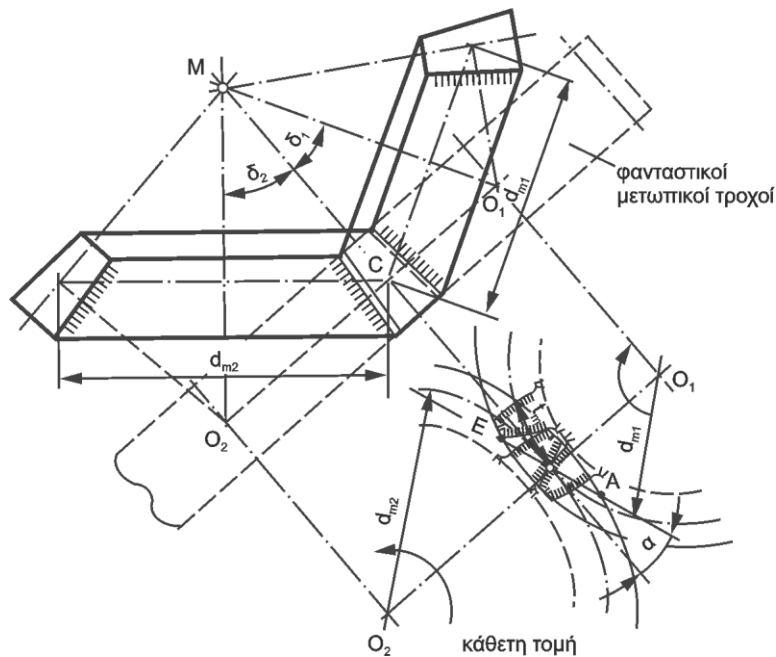
Η μέση διάμετρος και η μέση φανταστική διάμετρος συνδέονται με τη σχέση:

$$d_v = \frac{d_m}{\sigma_{\text{υνδ}}} \quad (2.61)$$

καθώς επίσης ο αριθμός πραγματικών και φανταστικών οδόντων:

$$z_v = \frac{z}{\sigma_{\text{υνδ}}} \quad (2.62)$$

Από την παραπάνω σχέση συμπεραίνεται πως η φανταστική οδόντωση έχει μεγαλύτερο αριθμό οδόντων από την πραγματική [3].



Σχήμα 2.27: Φανταστικοί μετωπικοί τροχοί σε κωνική οδόντωση

Προκειμένου να αποφευχθεί η εμφάνιση υποκοπών, ο θεωρητικά ελάχιστος αριθμός οδόντων είναι  $z' = z_v = 14$ , ενώ ο πραγματικός  $z = z' \cdot \text{συν}\delta = 14 \cdot \text{συν}\delta$ . Αν ο ελάχιστος αριθμός δοντιών είναι  $z' < 14$  πρέπει να εφαρμοστεί θετική μετατόπιση κατά:

$$u = + x_h \cdot m \text{ σε mm} \quad (2.63)$$

$$\text{όπου } x_h \text{ είναι ο συντελεστής μετατόπισης με } x_h = \frac{14 - z'}{17} = \frac{14 - (z/\text{συν}\delta)}{17} \quad (2.64)$$

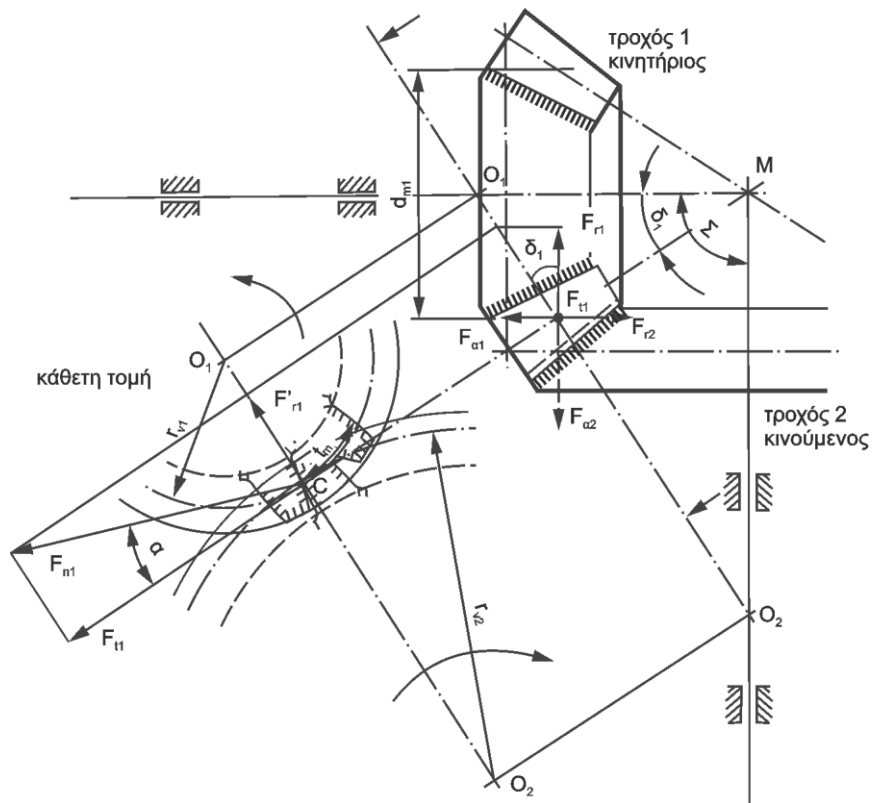
Αντίστοιχα για την αποφυγή ακμών, ο ελάχιστος αριθμός δοντιών είναι:

$$z_{\min K} = z_{\min} \cdot \text{συν}\delta \quad (2.65)$$

Οι ακμές προκύπτουν όταν για συγκεκριμένο συντελεστή μετατόπισης  $x$ , οι κατατομές του οδόντα οδηγούνται σε ακμή πάνω στον κύκλο κεφαλής [3].

### Δυνάμεις σε ζεύγος κωνικών οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης

Με την προϋπόθεση πως οι άξονες του συνεργαζόμενου ζεύγους τέμνονται κάθετα θα ακολουθήσει η ανάλυση των δυνάμεων. Η κάθετη δύναμη  $F_{n1}$  αναλύεται στην περιφερειακή δύναμη  $F_{t1}$  και την ακτινική στην κάθετη τομή  $F'_{r1}$ . Η  $F'_{r1}$  αναλύεται επιπλέον στην ακτινική  $F_{r1}$  και στην αξονική  $F_{a1}$  [3].



Σχήμα 2.28: Δυνάμεις σε κωνικούς τροχούς ευθείας οδόντωσης

Η περιφερειακή δύναμη  $F_{t1}$  ασκείται στη μέση αρχική διάμετρο  $d_{m1}$  και δίνεται από τη σχέση:

$$F_{t1} = \frac{2000 T_1}{d_{m1}} \text{ σε N} \quad (2.66)$$

Η ακτινική δύναμη  $F_{r1}$  προκύπτει ως:

$$F_{r1} = F'_{r1} \cdot \sin \delta = F_{t1} \cdot \epsilon \phi \alpha \cdot \sin \delta_1 \text{ σε N} \quad (2.67)$$

Τέλος, η αξονική  $F_{a1}$  δίνεται:

$$F_{a1} = F'_{r1} \cdot \eta \mu \delta_1 = F_{t1} \cdot \epsilon \phi \alpha \cdot \eta \mu \delta_1 \text{ σε N} \quad (2.68)$$

Όσον αφορά το συνεργαζόμενο τροχό 2, για γωνία αξόνων  $\Sigma = 90^\circ$  το μέτρο της ακτινικής του δύναμης θα ισούται με την αξονική δύναμη του τροχού 1, καθώς επίσης η αξονική του θα είναι ίση με την ακτινική του τροχού 1, δηλαδή:

$$F_{r2} = F_{a1} \text{ και } F_{a2} = F_{r1} \text{ σε N} \quad (2.69)$$

### Υπολογισμός κύριων διαστάσεων ζεύγους κωνικών οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης

Με παρόμοια διαδικασία από τους μετωπικούς τροχούς διακρίνονται οι εξής περιπτώσεις [3].

#### 1<sup>η</sup> περίπτωση

Η διάμετρος του άξονα  $d_{sh}$  στην οποία θα τοποθετηθεί το πινιόν είναι καθορισμένη και υπολογίζεται από τη σχέση (2.21).



Αν το πινιόν είναι τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα τότε η μέση αρχική διάμετρος είναι

$$d_{m1} = (2,4 \dots 2,6) d_{sh} \quad (2.70)$$

ενώ αντίστοιχα αν πρόκειται για ολόσωμο με άξονα πινιόν τότε:

$$d_{m1} = 1,25 \cdot d_{sh} \quad (2.71)$$

Ο αριθμός δοντιών του πινιόν  $z_1$  εκλέγεται σύμφωνα με τη σχέση μετάδοσης  $i$  ή από το λόγο αριθμού οδόντων  $u$  από τυποποιημένο πίνακα.

Σχέση μετάδοσης $i$ Λόγος αριθμού οδόντων $u$	1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4	6
Αριθμός οδόντων του πινιόν $z_1$	40...18	36...17	34...16	30...15	26...13	23...12	18...10	11...7
Λόγος πλάτους προς τη διάμετρο του πινιόν $\psi_d = \frac{b}{d_{m1}}$	0,21	0,24	0,28	0,34	0,4	0,5	0,6	0,9

Πίνακας 2.4: Τιμές για προεπιλογή κωνικών οδοντωτών τροχών. Οι μεγαλύτερες τιμές επιλέγονται για κωνικούς τροχούς ευθείας οδόντωσης, ενώ οι μικρότερες για ελικοειδείς και τοξοειδείς.

Το πλάτος  $b$ , υπολογίζεται από τη σχέση:

$$b \approx \psi_d \cdot d_{m1} \quad (2.72)$$

ενώ παράλληλα πρέπει να ικανοποιείται η σχέση:

$$R_a \geq 3b \quad (2.73)$$

Επιπλέον, η γωνία του αρχικού κώνου  $\delta_1$  προκύπτει από τη σχέση  $i = \sigma_f \delta_1$  και η αρχική διάμετρος  $d_1$  από τη σχέση:

$$d_1 = d_{m1} + b \cdot \eta \mu \delta_1 \quad (2.74)$$

Το μέτρο οδόντωσης  $modul\ m$ , υπολογίζεται από τη σχέση:

$$m = \frac{d_1}{z_1}$$

όπου σε περίπτωση που δεν είναι τυποποιημένο σύμφωνα με τους υπολογισμούς, τότε επιλέγεται το αμέσως επόμενο μεγαλύτερο, υπολογίζοντας εκ νέου του τη διάμετρο  $d_1$  και τη μέση διάμετρο  $d_{m1}$  [3].

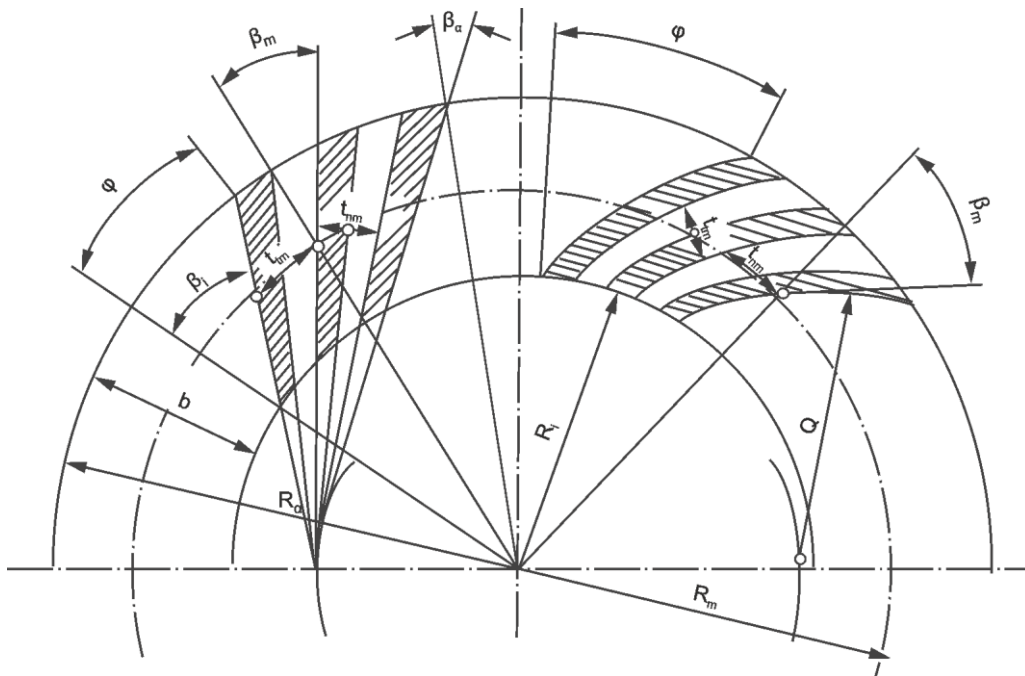
## 2<sup>η</sup> περίπτωση

Η μέση αρχική διάμετρος του πινιόν προκύπτει από τη σχέση:

$$d_{m1} \approx \frac{20500}{\sigma_{H\ell}} \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot \sigma_{H\ell} \cdot \sigma_{\nu}^2 \cdot \delta_1 \cdot u^2 + 1}{\psi_d \cdot n_1 \cdot u^2}} \sigma \epsilon \text{ mm} \quad (2.75)$$

#### 2.2.2.2 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή και τοξοειδή οδόντωση

Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή οδόντωση, για υπολογιστικούς λόγους δύναται να αντικατασταθούν με φανταστικούς μετωπικούς ελικοειδής οδόντωσης ( $z_v$ ) και στη συνέχεια με επιπλέον αντικατάσταση σε φανταστικούς μετωπικούς τροχούς ευθείας οδόντωσης ( $z_{vn}$ ) [3].



Σχήμα 2.29: Κωνικός οδοντωτός τροχός με ελικοειδή και τοξοειδή οδόντωση

Με βάση τις αντικαταστάσεις ο αριθμός δοντιών θα υπολογιστεί ως:

$$z_v = \frac{z}{\sigma_{\text{υν}\delta}} \quad (2.76)$$

σύμφωνα με την πρώτη αντικατάσταση, δηλαδή αναγωγή σε μετωπικό ελικοειδής οδόντωσης και

$$z_{vn} = \frac{z_v}{\sigma_{\text{υν}}^3 \beta_m} = \frac{z}{\sigma_{\text{υν}\delta} \cdot \sigma_{\text{υν}}^3 \beta_m} \quad (2.77)$$

με αναγωγή σε φανταστικό μετωπικό ευθείας οδόντωσης.

Η γωνία  $\beta_m$  είναι η γωνία κλίσης και μετρείται στη μέση διάμετρο.

Για την αποφυγή υποκοπών στους κωνικούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, ο θεωρητικά ελάχιστος αριθμός δοντιών είναι:

$$z_{vn} \geq 14 \quad (2.78)$$

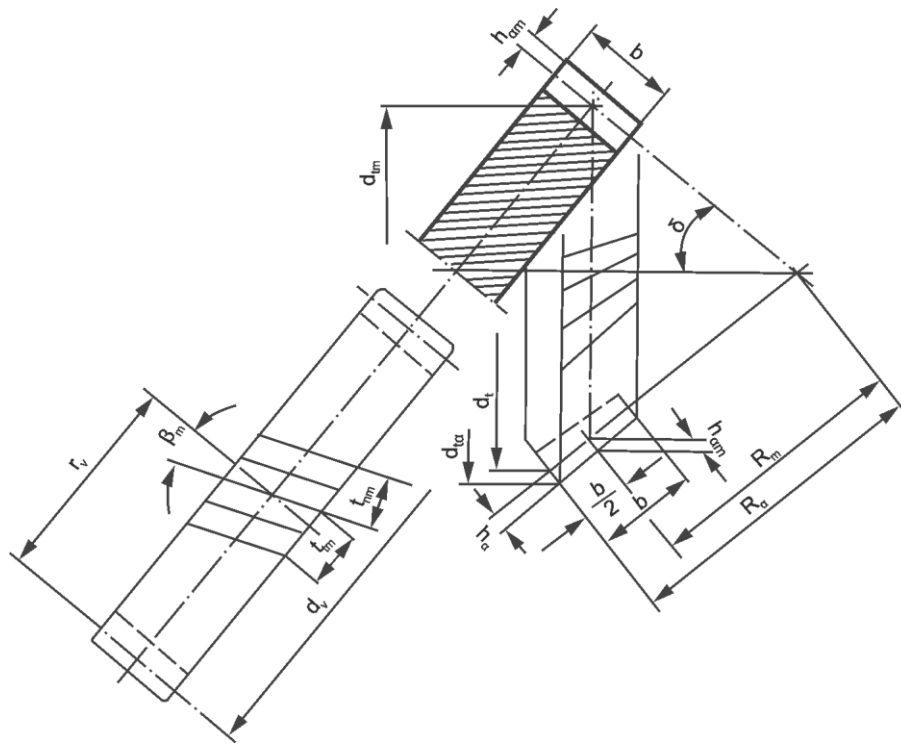
επειδή στη συγκεκριμένη μορφή οδόντωσης δεν χρησιμοποιείται η μέθοδος της μετατόπισης, και σπάνια ζητείται  $z_{vn} < 14$ , ο πραγματικός ελάχιστος αριθμός οδόντων υπολογίζεται:

$$z < 14 \cdot \sigma_{\text{υν}\delta} \cdot \sigma_{\text{υν}}^3 \beta_m \quad (2.79)$$

Αντίστοιχα για την αποφυγή σχηματισμού ακμών ο οριακός αριθμός δοντιών δίνεται ως:

$$z_{\text{minK}} = z_{\text{min}} \cdot \sigma_{\text{υν}\delta} \cdot \sigma_{\text{υν}}^3 \beta_m \quad (2.80)$$

Στην κάθετη τομή στο μέσο του οδόντα εμφανίζεται το μέσο κάθετο βήμα  $t_{nm} = m_{nm} \cdot \pi$ , ενώ στη μετωπική τομή το μέσο μετωπικό βήμα  $t_{tm} = m_{tm} \cdot \pi$ . Κατά κανόνα τυποποιείται το μέσο κάθετο modul  $m_{nm}$  που αντιστοιχεί γενικά προς το κάθετο modul των κεκλιμένων μετωπικών τροχών, επομένων εδώ των φανταστικών κεκλιμένων τροχών. Στο μέσο του πλάτους του οδόντα το ύψος κεφαλής είναι κανονικά  $h_{\alpha m} = m_{nm}$  και το ύψος του πόδα  $h_{fm} \approx 1,25m_{nm}$ . Η γωνία  $\delta_1$  του αρχικού κώνου προκύπτει από τις σχέσεις (2.48),(2.49),(2.50) και (2.51) [3].



Σχήμα 2.30: Αναγωγή κωνικού τροχού ελικοειδούς οδόντωσης σε μετωπικό με ελικοειδείς οδόντες

Ο βαθμός επικάλυψης, είναι ανάλογος με τη περίπτωση της ελικοειδούς οδόντωσης στους μετωπικούς τροχούς, δηλαδή:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

Όπου  $\varepsilon_\alpha$  ο μετωπικός βαθμός επικάλυψης και  $\varepsilon_\beta$  ο βαθμός επικάλυψης λόγω κλίσης. Γενικά λαμβάνεται  $\varepsilon_\beta \approx 1$  [3].

Οι βασικές γεωμετρικές διαστάσεις ενός ζεύγους κωνικών οδοντωτών τροχών με ελικοειδή οδόντωση ορίζονται στη συνέχεια [3].

Μέση διάμετρος αρχικού κύκλου:

$$d_{tm} = \frac{m_{nm} \cdot z}{\sin \beta_m} \quad (2.81)$$

Μέση ακτίνα επίπεδου κωνικού τροχού:

$$R_m = \frac{r_{tm}}{\sin \delta} \quad (2.82)$$

Εξωτερική ακτίνα επίπεδου κωνικού τροχού:

$$R_\alpha = R_m + 0,5b \quad (2.83)$$

Διάμετρος αρχικού κύκλου:

$$d_t = d_{tm} (1 + 0,5b/R_m) \quad (2.84)$$

Ύψος κεφαλής οδόντα:

$$h_\alpha = m_{nm} \cdot R_\alpha / R_m \quad (2.85)$$

Ύψος ποδός:

$$h_f \approx 1,2 h_\alpha \quad (2.86)$$

Διάμετρος κύκλου κεφαλής:

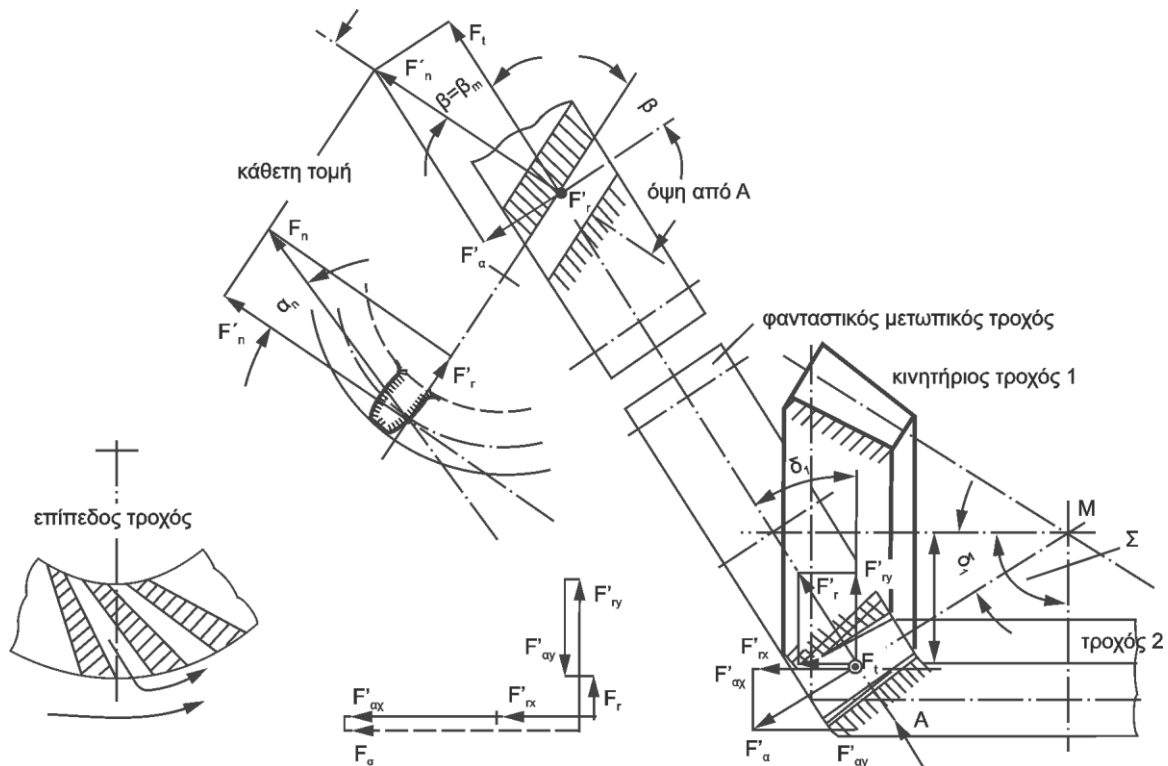
$$d_{t\alpha} = d_t + 2 h_\alpha \cdot \text{συν}\delta \quad (2.87)$$

Διάμετρος κύκλου πόδα:

$$d_{tf} = d_t - 2 h_f \cdot \text{συν}\delta \quad (2.88)$$

### Δυνάμεις σε ζεύγος κωνικών οδοντωτών τροχών ελικοειδούς οδόντωσης

Πραγματοποιείται αναγωγή της ελικοειδούς οδόντωσης σε ισοδύναμης μετωπικής ελικοειδούς, με μέτρο οδόντωσης  $m_n = m_{nm}$  και γωνία κλίσης  $\beta = \beta_m$  προκειμένου οι δυνάμεις που ενεργούν να καθοριστούν με παρόμοια διαδικασία που υλοποιήθηκε στην περίπτωση κωνικών ευθείας οδόντωσης [3].



Σχήμα 2.31: Δυνάμεις ζεύγους κωνικών οδοντωτών τροχών με ελικοειδείς οδόντες

Για τον κινητήριο τροχό:

Περιφερειακή δύναμη  $F_{t1}$ :

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}} \text{ σε Ν} \quad (2.89)$$

Ακτινική δύναμη  $F_{r1}$ :

$$F_{r1} = F_{t1} \left( \epsilon \phi \alpha_n \frac{\text{συν}\delta_1}{\text{συν}\beta_m} \mp \epsilon \phi \beta_m \cdot \eta \mu \delta_1 \right) \text{ σε Ν} \quad (2.90)$$

Αξονική δύναμη  $F_{a1}$ :

$$F_{\alpha 1} = F_{t1} \left( \varepsilon \varphi_{\alpha n} \frac{\eta \mu \delta_1}{\sigma \nu \nu \beta_m} \pm \varepsilon \varphi \beta_m \cdot \sigma \nu \nu \delta_1 \right) \text{ σε N} \quad (2.91)$$

Για την περίπτωση που οι άξονες τέμνονται κάθετα ( $\Sigma=90^\circ$ ), στο συνεργαζόμενο τροχό 2 θα ασκούνται δυνάμεις ίδιου μέτρου και αντίθετης φοράς, δηλαδή:

$$F_{t2} = F_{t1}, F_{r2} = F_{\alpha 1} \text{ και } F_{\alpha 2} = F_{r1}$$

### Υπολογισμός κύριων διαστάσεων ζεύγους κωνικών οδοντωτών τροχών ελικοειδούς οδόντωσης

Ο υπολογισμός των βασικών στοιχείων είναι ίδιος όπως και στους κωνικούς με ευθεία οδόντωση, καθώς επίσης το ζεύγος αντικαθίστανται από φανταστικούς μετωπικούς τροχούς ευθείας οδόντωσης. Οι περιπτώσεις που διακρίνονται είναι:

#### 1<sup>η</sup> περίπτωση

Η διάμετρος  $d_{sh}$  του άξονα στον οποίο θα τοποθετηθεί το πινιόν είναι δεδομένη και μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση (2.21). Η μέση αρχική διάμετρος, καθώς επίσης ο αριθμός οδόντων του συνεργαζόμενου ζεύγους  $z_1$  και  $z_2$ , όπως και το πλάτος  $b$  υπολογίζονται με τις ίδιες σχέσεις της πρώτης περίπτωσης κωνικών οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης [3].

Από τη μέση αρχική διάμετρο προκύπτει και η εύρεση του μέσου μετωπικού modul, ορίζεται η γωνία κλίσης και στη συνέχεια υπολογίζονται το μέσο κάθετο modul ως:

$$m_{nm} = m_m \cdot \sigma \nu \nu \beta_m \quad (2.92)$$

και το εξωτερικό modul από τον ορισμό της αρχικής διαμέτρου κύκλου ως:

$$m_n = m_{nm} (1 + 0,5b/R_m) \quad (2.93)$$

Οι τιμές αυτών πρέπει να είναι τυποποιημένες προκειμένου να υπολογιστούν με ακρίβεια οι διαστάσεις τους κωνικού ζεύγους [3].

#### 2<sup>η</sup> περίπτωση

Η αξονική απόσταση δεν είναι καθορισμένη.

Η μέση αρχική διάμετρος του πινιόν προκύπτει από τη σχέση (2.75):

$$d_{m1} \approx \frac{9500}{\sigma_{H\ell}} \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot \sigma_{H\ell} \cdot \sigma \nu \nu \delta_1^2}{\psi_d} \frac{u^2+1}{u^2}} \approx \frac{20500}{\sigma_{H\ell}} \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot \sigma_{H\ell} \cdot \sigma \nu \nu \delta_1^2}{\psi_d \cdot n_1} \frac{u^2+1}{u^2}} \text{ σε mm}$$

Ο προσδιορισμός του αριθμού οδόντων  $z_1$ , του πλάτους  $b$ , της αρχικής διαμέτρου  $d_1$  και του μέτρου οδόντωσης  $m$ , γίνεται όπως και στην πρώτη περίπτωση [3].

### 2.2.3 Ατέρμων κοχλίας-κορώνα

Το σύστημα ατέρμονα κοχλία-οδοντωτός τροχός χρησιμοποιείται σε περιπτώσεις κάθετων και ασύμβατων αξόνων, μεταφοράς υψηλών φορτίων, μεγάλης σχέσης μετάδοσης και μη αναστρέψιμης κίνησης. Αποτελείται από έναν κοχλία, ο οποίος φέρει μία ή περισσότερες αρχές και συνεργάζεται με έναν οδοντωτό τροχό (κορώνα). Ο συνεργαζόμενος τροχός έχει σαν βασική μορφή τον οδοντωτό τροχό με ελικοειδή οδόντωση. Ο κοχλίας είναι συνήθως δεξιόστροφος και κινητήριος και σε μια τέτοια περίπτωση το σύστημα αυτό χρησιμοποιείται ως μειωτήρας



Σε σχέση με τους μετωπικούς και κωνικούς οδοντωτούς τροχούς, το σύστημα ατέρμον κοχλία-κορώνας επιτυγχάνει πιο αθόρυβη λειτουργία και για την ίδια ισχύ και σχέση μετάδοσης είναι μικρότερο και πιο εύκολο προς κατασκευή. Όμως, λόγω της κίνησης ολίσθησης των κατατομών προκαλείται μεγαλύτερη φθορά, υψηλή αναπτυσσόμενη θερμοκρασία και ο βαθμός απόδοσης είναι μικρότερος. Απαιτείται ισχυρή έδραση των αξόνων για την αντιμετώπιση των μεγάλων αξονικών δυνάμεων [3,4].

[illegible]

Κατά την περιστροφή του ατέρμονα, οι κατατομές του προχωρούν σε σύγκριση με την κορώνα. Μετά από μία ολόκληρη περιστροφή ο ατέρμον θα βρίσκεται στην ίδια θέση αλλά θα έρχεται σε επαφή με διαφορετικό δόντι της κορώνας. Στην ειδική περίπτωση όπου ο ατέρμον αποτελείται

μόνο από μία αρχή, τότε μετά το πέρας μιας περιστροφής, ο οδοντωτός τροχός θα έχει προχωρήσει κατά έναν οδόντα. Αν  $z_1$  είναι ο αριθμός δοντιών του ατέρμονα και  $z_2$  οι οδόντες του τροχού τότε η σχέση μετάδοσης που προκύπτει είναι:

$$i = u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.94)$$

$n_1, n_2$  ο αριθμός στροφών ατέρμονα και οδοντωτού τροχού

Η γωνία κλίσης  $\gamma_m$  επιλέγεται  $15^\circ$  με  $25^\circ$  και είναι:

$$\varepsilon \gamma_m = \frac{t_{z1}}{d_{m1} \cdot \pi} \quad (2.95)$$

$t_{z1} = z_1 \cdot t_x$  βήμα κοχλία πολλών αρχών

$t_x$  βήμα στην αξονική τομή

$d_{m1}$  διάμετρος αρχικού κύκλου του ατέρμονα

Από το διαγραμμισμένο τρίγωνο του σχήματος 2.32 προκύπτει:

$$t_n = t_x \cdot \sin \gamma_m \text{ και } m_n = m \cdot \sin \gamma_m \quad (2.96)$$

Διάμετρος αρχικού κύκλου του ατέρμονα:

$$d_{m1} = \frac{z_1 \cdot m}{\varepsilon \gamma_m} = \frac{z_1 \cdot m_n}{\eta \mu \gamma_m} \text{ σε mm} \quad (2.97)$$

Διάμετρος κύκλου κεφαλής με ύψος κεφαλής  $h_{\alpha 1} = m$ :

$$d_{\alpha 1} = d_{m1} + 2 \cdot m \text{ σε mm} \quad (2.98)$$

Διάμετρος κύκλου πόδα με ύψος πόδα  $h_{f1} = 1,25 \cdot m$ :

$$d_{f1} \approx d_{m1} - 2 \cdot m \text{ σε mm} \quad (2.99)$$

Μήκος ατέρμονα:

$$b_1 \geq 2 \cdot m \sqrt{z_2 + 1} \text{ σε mm} \quad (2.100)$$

Σε περίπτωση που ο ατέρμον είναι ολόσωμος με τον άξονα τότε η διάμετρος αρχικού του κύκλου δίνεται:

$$d_{m1} \geq 1,4 \cdot d_{sh} + 2,5 \text{ σε mm} \quad (2.101)$$

ενώ αν είναι τοποθετημένος με σφήνα πάνω στον άξονα τότε προκύπτει:

$$d_{m1} \geq 1,8 \cdot d_{sh} + 2,5 \text{ σε mm} \quad (2.102)$$

$d_{sh}$  η διάμετρος άξονα ατέρμονα σε mm που μπορεί να υπολογισθεί από τη σχέση (2.20).

Διάμετρος αρχικού κύκλου κορώνας:



$$d_2 = m \cdot z_2 \text{ σε mm} \quad (2.103)$$

Διάμετρος κύκλου κεφαλής:

$$d_{\alpha 2} = d_2 + 2 \cdot m \text{ σε mm} \quad (2.104)$$

Διάμετρος κύκλου πόδα:

$$d_{f2} \approx d_2 - 2 \cdot m \text{ σε mm} \quad (2.105)$$

Εξωτερική διάμετρος του εξωτερικού κυλίνδρου:

$$d_{e2} \approx d_{\alpha 2} + m \text{ σε mm} \quad (2.106)$$

Ανάλογα με το χρησιμοποιούμενο υλικό, καθορίζεται και το πλάτος των τροχών. Αν πρόκειται για χυτοσίδηρο και ορείχαλκο τότε λαμβάνεται:

$$b_2 = 0,45 (d_{\alpha 1} + 4 \cdot m) \text{ σε mm} \quad (2.107)$$

Αν το υλικό είναι αλουμίνιο:

$$b_2 = 0,45 (d_{\alpha 1} + 4 \cdot m) + 1,8 \cdot m \text{ σε mm} \quad (2.108)$$

Η απόσταση αξόνων του ζεύγος ατέρμων-κορώνα δίνεται από τη σχέση:

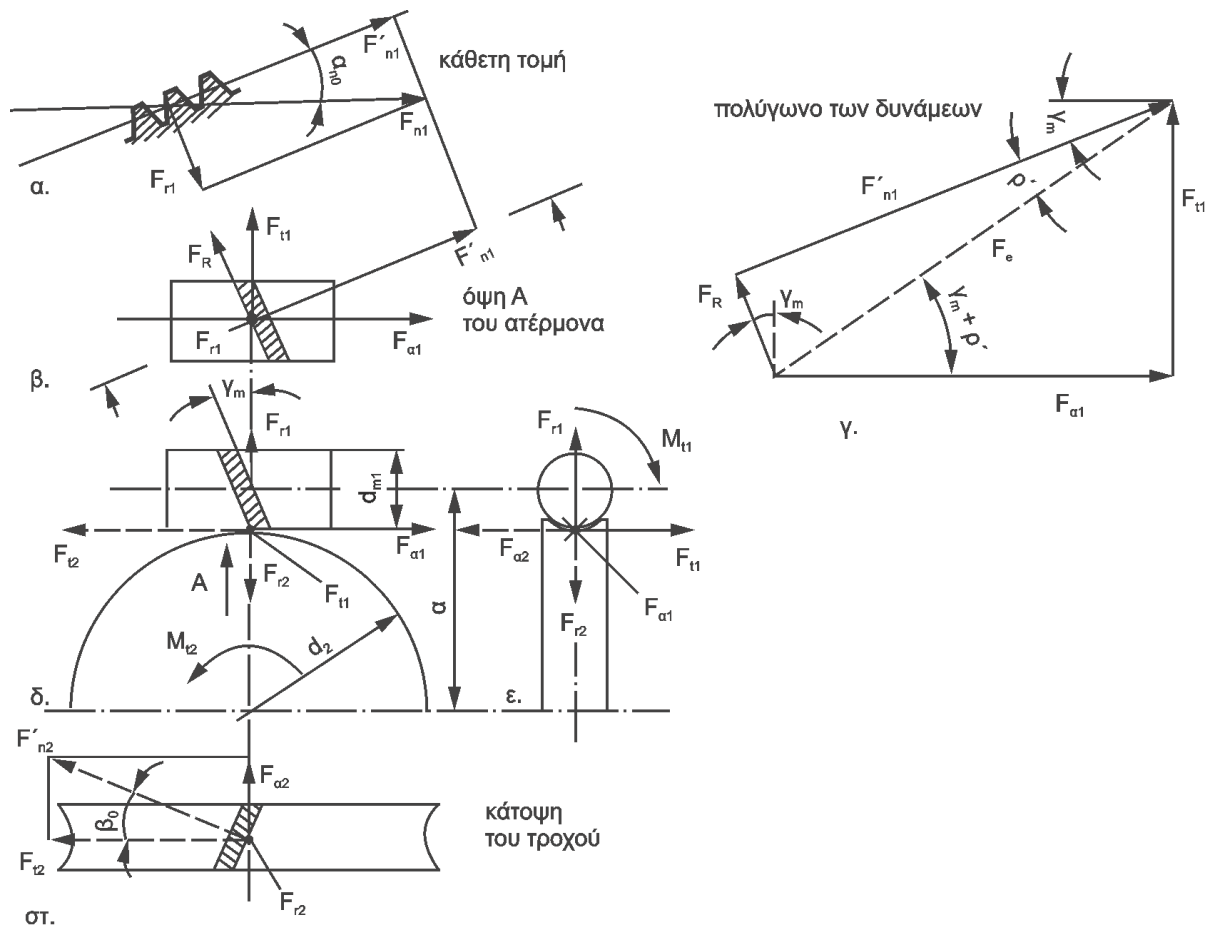
$$a = \frac{d_{m1} + d_2}{2} \text{ σε mm} \quad (2.109)$$

Η γωνία πίεσης κατά την αξονική τομή προκύπτει:

$$\varepsilon \varphi_{\alpha_x} = \frac{\varepsilon \varphi_{\alpha_n}}{\sigma \nu \gamma_m} \text{ με } \alpha_n = 20^\circ \quad (2.110)$$

### **Δυνάμεις σε ζεύγος ατέρμονα-κορώνα**

Η κάθετη δύναμη  $F_{n1}$  ασκείται κατά τη διεύθυνση της γραμμής επαφών, η οποία αναλύεται στην ακτινική  $F_{r1}$  και στη  $F'_{n1}$  όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2.34. Αντίστοιχα, η  $F'_{n1}$  αναλύεται στην περιφερειακή δύναμη  $F_{t1}$  και στην αξονική  $F_{\alpha 1}$ , καθώς επίσης ασκείται και μια δύναμη τριβής  $F_R$  κατά το μήκος κατατομής του οδόντα και αντίθετα προς τη διεύθυνση περιστροφής.



Σχήμα 2.34: Δυνάμεις στο σύστημα ατέρμονα κοχλία-κορώνας

Η περιφερειακή δύναμη  $F_{t1}$  όπως και στις περιπτώσεις οδοντωτών τροχών δίνεται:

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}} \text{ σε N} \quad (2.111)$$

Η ακτινική  $F_{r1}$ :

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \sigma \nu \rho' \cdot \epsilon \varphi \alpha_n}{\eta \mu (\gamma_m + \rho')} \text{ σε N} \quad (2.112)$$

$\rho'$  η γωνία τριβής

$\alpha_n$  γωνία στην κάθετη τομή με τιμή  $\alpha_n = 20^\circ$

$\gamma_m$  γωνία κλίσης ατέρμονα

Η αξονική  $F_{a1}$  προκύπτει ως:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\epsilon \varphi (\gamma_m + \rho')} \text{ σε N} \quad (2.113)$$

Όσον αφορά τις δυνάμεις για την κορώνα, η περιφερειακή της δύναμη  $F_{t2}$  είναι ίση με την αξονική δύναμη του ατέρμονα  $F_{a1}$  δηλαδή

$$F_{t2} = F_{a1} \quad (2.114)$$

Η ακτινική δύναμη της κορώνας είναι ίσου μέτρου με του ατέρμονα:

$$F_{r1} = F_{r2} \quad (2.115)$$

Η αξονική δύναμη για την κορώνα ισούται με την περιφερειακή του ατέρμονα:

$$F_{a2} = F_{t1} \quad (2.116)$$

### Υπολογισμός κύριων διαστάσεων συστήματος ατέρμων κοχλία-κορώνας

Εξετάζονται δύο περιπτώσεις για τον καθορισμό των διαστάσεων του συστήματος οι οποίες είναι και πιο συχνές στην πράξη [3].

#### 1<sup>η</sup> περίπτωση

Είναι καθορισμένη η αξονική απόσταση  $a$  όπως και η σχέση μετάδοσης  $i$ .

Ο αριθμός αρχών  $z_1$  του ατέρμονα εκλέγεται από τον πίνακα 2.5 και σύμφωνα από το λόγο αριθμού οδόντων  $u$ , υπολογίζεται και το πλήθος οδόντων της κορώνας.

Σχέση μετάδοσης $i$	<5	5...10	>10...15	>15...30	>30
Αριθμός αρχών $z_1$ ατέρμονα	6	4	3	2	1

Πίνακας 2.5: Ενδεικτικές τιμές για τον αριθμό αρχών του ατέρμονα

Εναλλακτικά οι αρχές του ατέρμων προσδιορίζονται και από τη σχέση:

$$z_1 \approx \frac{1}{u} (7+2,4\sqrt{u}) \quad (2.117)$$

Η διάμετρος του ατέρμων δίνεται από τη σχέση:

$$d_{m1} \approx \psi_\alpha \cdot a \text{ σε mm} \quad (2.118)$$

όπου  $\psi_\alpha$  είναι ο λόγος της διαμέτρου  $d_{m1}$  προς την αξονική απόσταση  $a$  και επιλέγεται μεταξύ των τιμών  $\psi_\alpha \approx 0,3 \dots 0,5$

και η διάμετρος της κορώνας:

$$d_2 = 2 \cdot a - d_{m1} \text{ σε mm} \quad (2.119)$$

Στη συνηθέστερη περίπτωση όπου οι άξονες τέμνονται κάθετα, το μέτρο οδόντωσης  $modul$  στη μετωπική τομή ισούται το  $modul$  της αξονικής του ατέρμονα:

$$m_x = m_t = m = \frac{d_2}{z_2} \quad (2.120)$$

Αν το μέτρο οδόντωσης δεν είναι τυποποιημένο, τότε λαμβάνει την αμέσως μεγαλύτερη τιμή και υπολογίζονται εκ νέου οι διαμέτροι του ατέρμονα και της κορώνας.

Η γωνία κλίσης του ατέρμονα  $\gamma_m$  είναι ίση με τη γωνία κλίσης των οδόντων της κορώνας  $\beta$  και συνδυάζονται από τη σχέση:

$$\varepsilon\varphi\gamma_m = \varepsilon\varphi\beta = \frac{z_1 \cdot m}{d_{m1}} \quad (2.121)$$

## 2<sup>η</sup> περίπτωση

Η απόσταση των αξόνων  $a$  δεν είναι καθορισμένη. Ο λόγος οδόντων  $u$ , η ροπή εξόδου  $T_2$  ή ισχύς εισόδου  $P_2$  καθώς και οι στροφές  $n_2$  είναι γνωστά [3].

Η απόσταση των αξόνων  $\alpha$  προκύπτει από τη σχέση:

$$\alpha \approx 750 \sqrt[3]{\frac{T_2}{\sigma_{h\ell}^2}} \approx 16 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot \sigma_{h\ell}^2}} \sigma \varepsilon \text{ mm} \quad (2.122)$$

$T_2$  η ροπή στρέψης που μεταδίδεται από την κορώνα σε Nm

$P_2$  η ισχύς που μεταφέρεται από την κορώνα σε KW

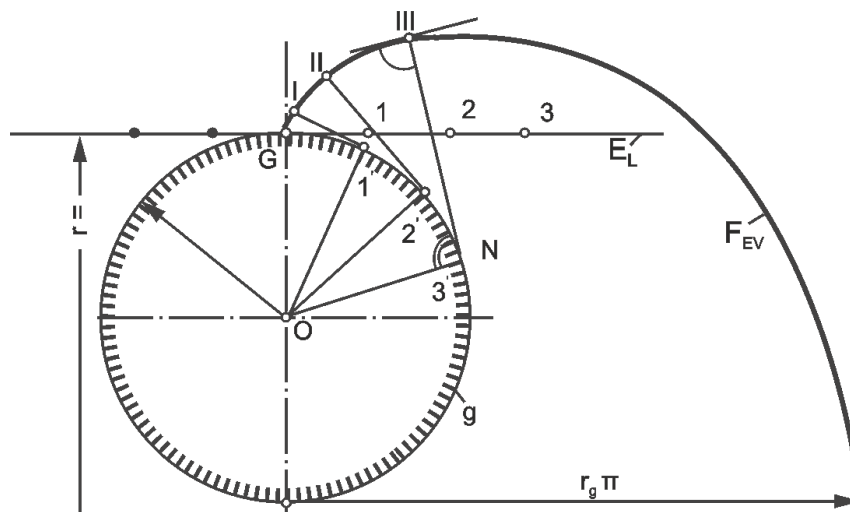
$n_2$  αριθμός στροφών της κορώνας

## σΗ<sub>2</sub> αντοχή διάρκειας υλικού της κορώνας σε πίεση επιφάνειας

Οι υπολογισμοί πραγματοποιούνται με ίδια μεθοδολογία όπως και στην πρώτη περίπτωση [3].

## 2.3 Εξειλιγμένη καμπύλη

Η εξειλιγμένη είναι μια καμπύλη η οποία προκύπτει από την τροχιά που διαγράφει σημείο μιας ευθείας η οποία κυλίνεται πάνω σε έναν κύκλο, το βασικό κύκλο.



Σχήμα 2.35: Η εξειλιγμένη καμπύλη

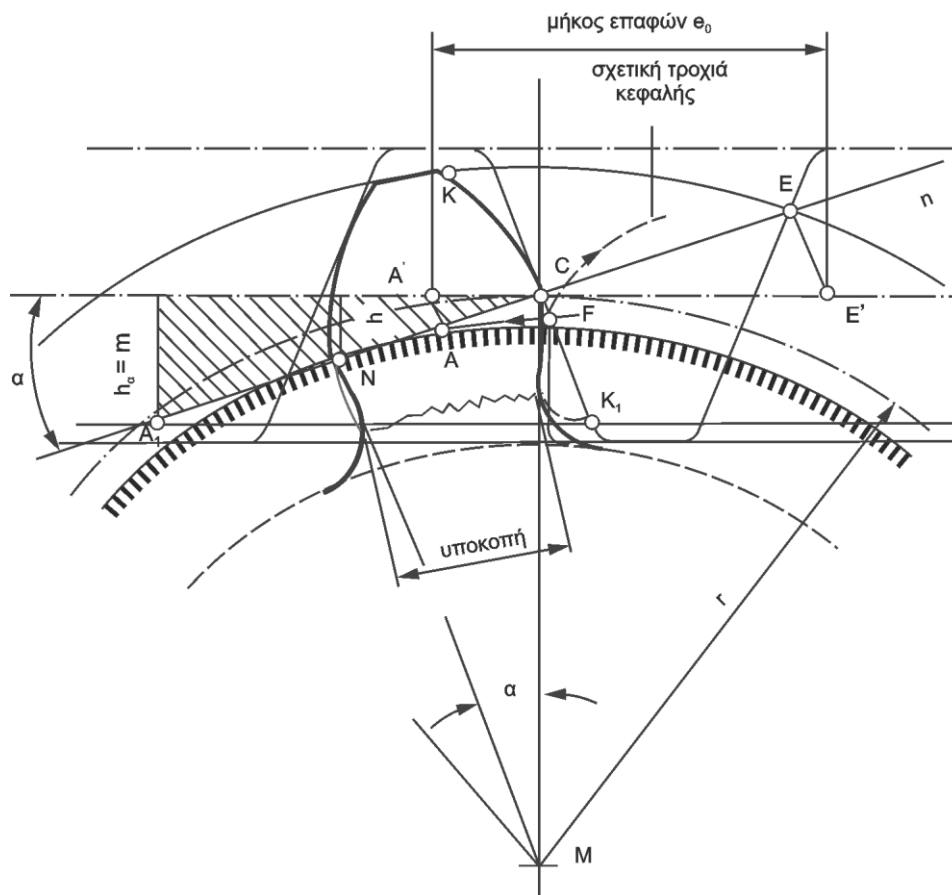
Για να χαραχθεί η εξειλιγμένη λαμβάνονται πάνω στην περιφέρεια  $g$ , και στην ευθεία  $E_L$  ίσα τμήματα από το σημείο  $G$ . Έτσι προκύπτουν τα σημεία 1,2,3 και 1',2',3'. Με κέντρο το 3' και ακτίνα 3G καθώς και με κέντρο το G και ακτίνα 33' χαράζονται δύο τόξα κύκλου. Το σημείο III της τομής τους είναι σημείο της ζητούμενης εξειλιγμένης. Η ευθεία 3'III είναι κάθετος πάνω στην εξειλιγμένη, ενώ το σημείο 3' είναι το κέντρο καμπυλότητας για το σημείο III [3].

Η εξειλιγμένη καμπύλη χρησιμοποιείται σχεδόν αποκλειστικά στη μηχανολογία για την κατατομή των οδόντων. Οι οδόντες εξειλιγμένης παρειάς έχουν επικρατήσει πλήρως διότι μπορούν να κατασκευασθούν με μεγάλη ακρίβεια από 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 κατασκευασθούν και οδόντες με μετατόπιση. Είναι τροχοί ανταλλάξιμοι διότι τα τμήματα της γραμμής επαφών δεξιά και αριστερά από τη διάκεντρο είναι εφαρμόσιμα καθώς επίσης η διεύθυνση της κάθετης δύναμης πάνω στην κατατομή παραμένει αμετάβλητη.

Ως κύριο μειονέκτημα θεωρείται πως για μικρό αριθμό οδόντων οι κορυφές των οδόντων του μεγάλου τροχού υποσκάπτουν τη βάση των οδόντων του μικρού τροχού δημιουργώντας έτσι τις λεγόμενες υποκοπές [3].

Οι υποκοπές είναι όρος ο οποίος χρησιμοποιήθηκε εκτενώς παραπάνω. Ουσιαστικά προκύπτουν όταν οδοντωτοί τροχοί εξειλιγμένης έχουν αριθμό οδόντων μικρότερο από έναν καθορισμένο οριακό. Έτσι λοιπόν η σχετική τροχιά του κοπτικού αποτελείται, έξω από το βασικό κύκλο (ο κύκλος που ξεκινά η εξειλιγμένη) και μειώνεται το μήκος κατατομής που παίρνει μέρος στην εμπλοκή. Αυτό φέρει σαν αποτέλεσμα μείωση του βαθμού επικάλυψης, εφόσον μειώνεται το τμήμα επαφών, δυσμενείς συνθήκες εμπλοκής και κίνδυνος θραύσης του οδόντα λόγω ελάττωσης του πάχους στη βάση του [3].

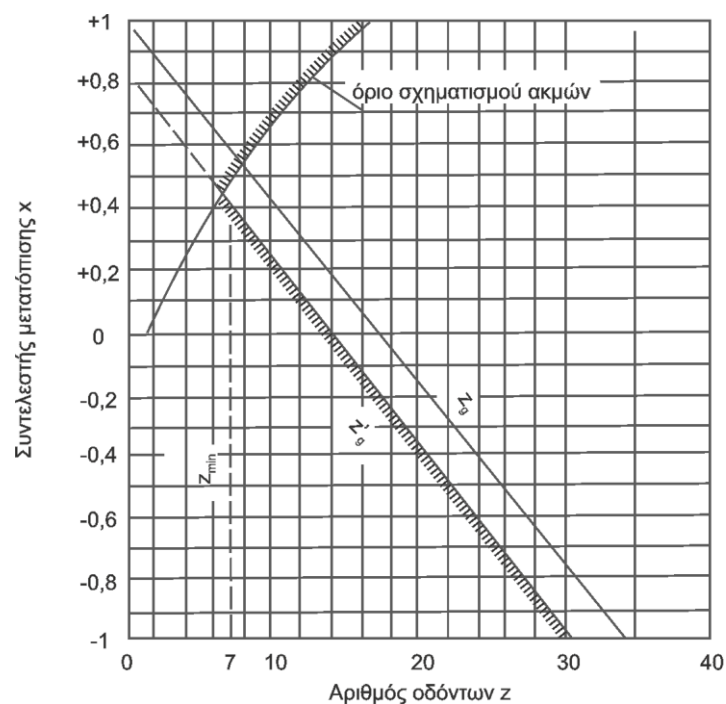


Σχήμα 2.36: Εμφάνιση υποκοπής

Οι υποκοπές μπορούν να αποφευχθούν με τη μέθοδο της μετατόπισης. Στην εν λόγω μέθοδο η μέση γραμμή του προφίλ αναφοράς δεν περνά πλέον από το σημείο κύλισης C, αλλά είναι πλέον μετατοπισμένη είτε θετικά με κατεύθυνση απομάκρυνσης από το κέντρο του τροχού, είτε αρνητικά με κατεύθυνση προς το κέντρο του τροχού. Οι υποκοπές συγκεκριμένα, μπορούν να αποφευχθούν με θετική μετατόπιση γιατί έτσι αυξάνεται το πάχος στη βάση αποκτώντας οδόντες υψηλής αντοχής. Η μετατόπιση δύναται να χρησιμοποιηθεί και για τροποποίηση απόστασης αξόνων ενός ζεύγους τροχών π.χ. για κατασκευαστικούς λόγους [3].

Θα πρέπει να τονισθεί πως με θετική μετατόπιση το πάχος κεφαλής του οδόντα μειώνεται. Για έναν ορισμένο συντελεστή μετατόπισης  $x$ , στις κατατομές του οδόντα δημιουργούνται ακμές πάνω στο κύκλο κεφαλής, και σχηματίζεται έτσι ο λεγόμενος "σχηματισμός ακμών". Ο ελάχιστος πρακτικός αριθμός δοντιών, σύμφωνα με τον οποίο αποφεύγονται οι υποκοπές και οριακά εμφανίζονται ακμές είναι για  $z_{\min} = 7$ .

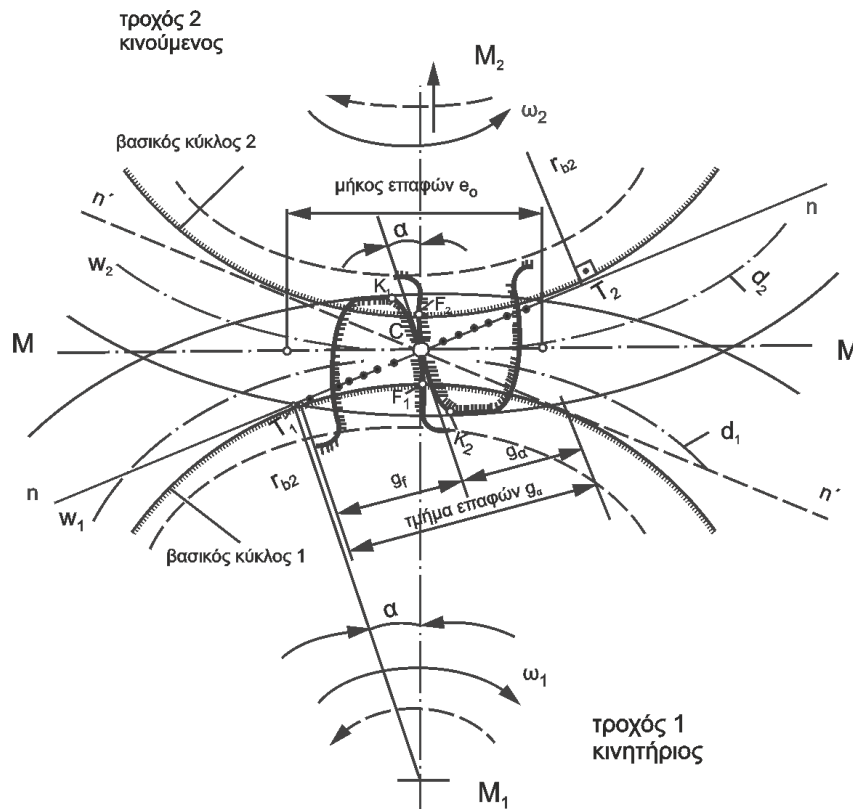
Στο σχήμα 2.37 δίνεται το θεωρητικό και πρακτικό όριο εμφάνισης υποκοπών και ακμών συναρτήσει του αριθμού οδόντων  $z$  και του συντελεστή μετατόπισης  $x$  [3].



Σχήμα 2.37: Οριακός αριθμός οδόντων και όριο σχηματισμού ακμών σε τροχό ευθείας οδόντωσης

## 2.4 Μεγέθη επαφών

Ορίζεται ως **γραμμή ή τροχιά** επαφών η γραμμή n-n στην οποία κινείται κατά τη διάρκεια εμπλοκής των τροχών το εκάστοτε σημείο επαφής [3].



Σχήμα 2.38: Ζεύγος οδοντωτών τροχών με εξωτερική οδόντωση εξειλιγμένης

Το **τμήμα επαφών**  $g_\alpha$  είναι το τμήμα το οποίο περιορίζεται από τους δύο κύκλους κεφαλής κατά τη διάρκεια της επαφής. Ορίζεται ως:

$$g_\alpha = 0,5(\sqrt{d_{\alpha 1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{\alpha 2}^2 - d_{b2}^2}) - \alpha_d \cdot \eta \text{ μα σε mm}$$

όπου  $d_{\alpha 1}$ ,  $d_{\alpha 2}$  οι διάμετροι κεφαλής πινιόν και τροχού εκφρασμένες σε mm

$d_{b1}$ ,  $d_{b2}$  οι διάμετροι βασικού κύκλου πινιόν και τροχού σε mm

$\alpha = 20^\circ$  η γωνία πίεσης, η οποία είναι οξεία και σχηματίζεται μεταξύ της γραμμής επαφών n-n και της εφαπτόμενης στο κύκλο κύλισης στο σημείο C.

$\alpha_d$  η απόσταση των αξόνων

Αντίστοιχο προς το τμήμα επαφών  $g_\alpha$ , είναι το **μήκος επαφών**  $e_0$  όπου μετριέται στην εφαπτόμενη των τροχών στο σημείο C κατά τη διάρκεια επαφής ενός ζεύγους οδόντων. Το τμήμα και μήκος επαφών συνδέονται από τη σχέση:

$$g_\alpha = e_0 \cdot \sigma \nu \alpha$$

Το **βήμα επαφών**  $t_e$  ορίζεται ως η απόσταση πάνω στη γραμμή επαφών, ανάμεσα σε δύο συνεχείς κατατομές οδόντων του τροχού [3].

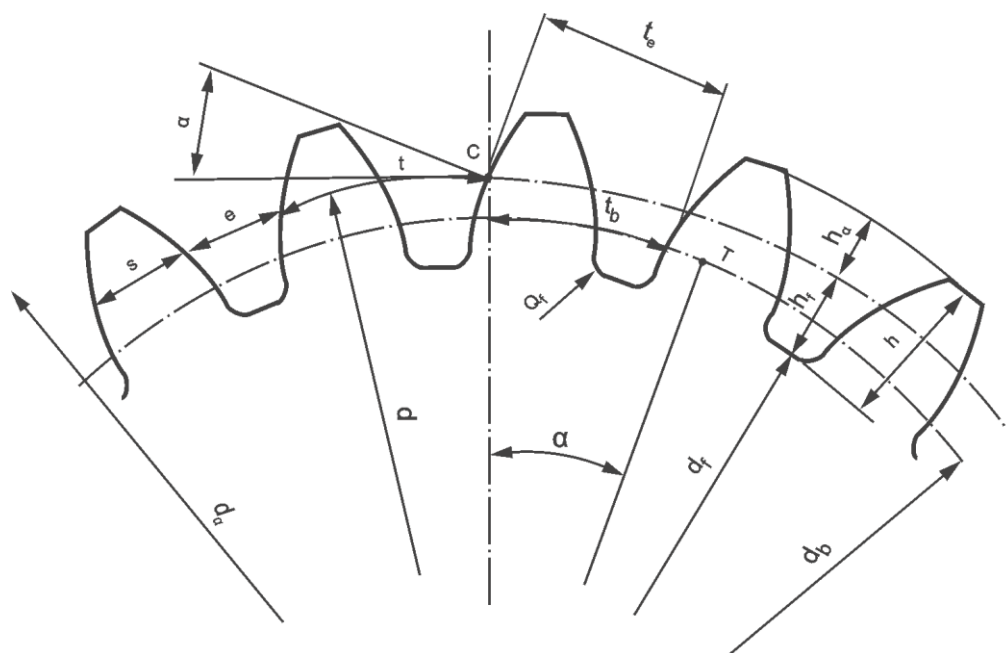
Προκειμένου τουλάχιστον ένα ζεύγος οδόντων να παραμένει σε συνεχή επαφή, θα πρέπει το τμήμα επαφών  $g_\alpha$  να είναι μεγαλύτερο από το βήμα επαφών  $t_e$  ώστε η περιστροφή των τροχών

να επιτυγχάνεται ομοιόμορφα. Σε διαφορετική περίπτωση, μετά το πέρας σύζευξης, το επόμενο ζευγάρι δεν θα έρθει άμεσα σε επαφή, καθιστώντας έτσι τον τροχό για ένα χρονικό διάστημα ακίνητο [3].

Ο λόγος του τμήματος επαφών  $g_\alpha$  προς το βήμα επαφών  $t_e$ , δίδει το **βαθμό επικάλυψης**  $\varepsilon_\alpha$ , δηλαδή:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{t_e} = \frac{0,5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - \alpha_d \cdot \eta_{μα}}{\pi \cdot m \cdot \sigma_{υν\alpha}}$$

του οποίου η τιμή κατά το δυνατόν πρέπει να είναι  $\varepsilon_\alpha \geq 1,25$ . Ουσιαστικά δείχνει τον αριθμό των συνεργαζόμενων οδόντων και αποτελεί μέτρο για την κατανομή περιφερειακής δύναμης πάνω στους οδόντες [3].



Σχήμα 2.39: Εξωτερική οδόντωση

## 2.5 Υλικά οδοντωτών τροχών

Η επιλογή του υλικού για την κατασκευή ενός οδοντωτού τροχού διαφέρει ανάλογα με τη χρήση που πρόκειται να υποστεί όπως το μέγεθος των δυνάμεων που εφαρμόζονται, την εκπομπή θορύβου, τη φθορά κ.λπ.. Για την παραγωγή οδοντωτών τροχών χρησιμοποιείται μια ποικιλία υλικών όπως σίδερα, μεταλλική σκόνη, μη σιδηρούχα κράματα και πλαστικά. Το συνηθέστερο χρησιμοποιούμενο υλικό είναι ο χάλυβας λόγω της υψηλής αντοχής και του οικονομικού του κόστους καθώς επίσης το συγκεκριμένο υλικό ενδείκνυται για λειτουργία σε υψηλές θερμοκρασίες. Σε οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση τα υλικά που βρίσκουν εφαρμογή για την παραγωγή τους είναι ο ανοξείδωτος χάλυβας, ο σίδηρος ο ορείχαλκος και το πλαστικό. Στην τοξοειδή χρησιμοποιούνται μέταλλα όπως ο ορείχαλκος, το αλουμίνιο, ο μπρούτζος, και ποικιλίες χάλυβα όπως άνθρακας και ανοξείδωτος χάλυβας. Τα χρησιμοποιούμενα υλικά για την παραγωγή κωνικών οδοντωτών τροχών είναι κράματα από χάλυβα S45C, SCM415 και θερμοπλαστικά πολυμερή. Όσον αφορά τους κοχλίες, αυτοί κατασκευάζονται από σκληρά μέταλλα ενώ οι κορώνες από μαλακά όπως αλουμίνιο και μπρούτζο. Αυτό συμβαίνει διότι ο αριθμός οδόντων της κορώνας είναι αρκετά μεγαλύτερος σε



σύγκριση με τον κοχλία και έτσι λόγω μείωσης της σκληρότητας της κορώνας επιτυγχάνεται μείωση στις τριβές των οδόντων.

Επειδή το πινιόν είναι συνήθως ο κινητήριος οδοντωτός τροχός και κατά συνέπεια καταπονείται περισσότερο, το χρησιμοποιούμενο υλικό πρέπει να είναι πιο ανθεκτικό από εκείνο του συνεργαζομένου τροχού. Το πινιόν συνήθως κατασκευάζεται από χάλυβα ενώ οι μεγαλύτεροι τροχοί, ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας παράγονται από χυτοσίδηρο και χυτοχάλυβα.

Στη συνέχεια, παρατίθενται στον πίνακα 2.6 τα χρησιμοποιούμενα υλικά για πινιόν και τροχό, βάση των συνθηκών λειτουργίας τους [3,5,7].

Χαρακτηριστικά	Υλικό	
	Πινιόν	Τροχός
Μικρή ισχύς και μικρός αριθμός στροφών π.χ. ανυψωτικά μηχανήματα	Χυτοσίδηρος St42, St50	Χυτοσίδηρος
Μέση ισχύς και μέσος αριθμός στροφών, π.χ. μικρές εργαλειομηχανές	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας St50, St60	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας Σφαιροειδής χυτοσίδηρος ,βελτιωμένοι χάλυβες
Μεγάλη ισχύς και μεγάλος αριθμός στροφών π.χ. μεγάλες εργαλειομηχανές	St60, St70 Βελτιωμένοι χάλυβες	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας, σφαιροειδής χυτοσίδηρος, βελτιωμένοι χάλυβες
Υψηλών απαιτήσεων π.χ. σε πλοία, αυτοκίνητα	St60, St70 Βαμμένος και βελτιωμένος, Βελτιωμένοι χάλυβες, χάλυβες ενανθράκωσης	Χυτοχάλυβες, βελτιωμένοι χάλυβες, χάλυβες ενανθράκωσης

Πίνακας 2.6: Υλικά για κατασκευή οδοντωτών τροχών

## 2.6 Κατεργασίες οδοντωτών τροχών

Οι οδοντωτοί τροχοί πρέπει να είναι κατάλληλοι για μεταφορά ισχύος και κίνησης και για αυτό το λόγο οι κατεργασίες που χρησιμοποιούνται για τη διαμόρφωση τους, πρέπει να τους αποδίδουν την καλύτερη δυνατή ποιότητα των κατατομών και ακρίβεια γεωμετρικής μορφής για την ομαλή λειτουργία τους. Οι μέθοδοι κοπής οδοντώσεων που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή οδοντωτών τροχών ως επί το πλείστον σήμερα είναι [2]:

Με εργαλείο μορφής, με επιμέρους μεθόδους:

- Περιφερικό φραιζάρισμα με δισκοειδή φραίζα (κοπτήρας μορφής)
- Μετωπικό φραιζάρισμα με κονδυλοειδή φραίζα μορφής

Με γένεση, με επιμέρους μεθόδους:

- Φραιζάρισμα με κύλιση οδοντώσεων (gear hobbing)
- Πλάνιση με κύλιση οδοντώσεων (gear shaping)
- Με οδοντωτό τροχό (μέθοδος Fellows)
- Με οδοντωτό κανόνα (μέθοδος Maag)

Οδοντωτοί τροχοί που συνεργάζονται, πρέπει κατά το δυνατόν να κατασκευάζονται με την ίδια μέθοδο προκειμένου να αποφευχθούν πιθανά σφάλματα κατά τη λειτουργία τους λόγω ανακριβειών [3].

Εκτός από τις κατεργασίες κοπής οδοντώσεων, υπάρχουν και μέθοδοι παραγωγής οδοντωτών τροχών οι οποίες είναι οικονομικότερες και χαρακτηρίζονται από υψηλή παραγωγικότητα. Ο παραγόμενος τροχός όμως έχει χαμηλότερη ποιότητα και συνήθως χρειάζεται να υποβληθεί σε μια τελική κατεργασία κοπής για να αποκτήσει την επιθυμητή γεωμετρική μορφή. Μερικές από αυτές τις μεθόδους είναι:

### **Χύτευση με πίεση**

Είναι διαδικασία με την οποία το λιωμένο μέταλλο χυτεύεται υπό πίεση σε κατάλληλα διαμορφωμένες μήτρες. Είναι ιδιαίτερα οικονομική μέθοδος γιατί με την ίδια μήτρα μπορούν να παραχθούν πολλοί οδοντωτοί τροχοί ίδιων διαστάσεων. Η ποιότητα του παραγόμενου τροχού επηρεάζεται σε μεγάλο βαθμό από τη γεωμετρική ακρίβεια της μήτρας, καθώς για τη βελτίωση της επιφάνειας του τροχού απαιτούνται κατεργασίες ποιοτικής αναβάθμισης [5,6].

### **Έλαση**

Στη θερμή έλαση το υλικό ωθείται μέσω εξωθητήρα και οι παραγόμενοι οδοντωτοί τροχοί έχουν υψηλή ακρίβεια διαστάσεων και πολύ καλές μηχανικές ιδιότητες. Για οικονομικούς λόγους η συγκεκριμένη κατεργασία ενδείκνυται για παραγωγή των πινιόν, όταν άλλες μέθοδοι δεν είναι κατάλληλες για διαμόρφωση μικρών διαστάσεων. Στη ψυχρή έλαση το μέταλλο περνάει μέσα από δύο κυλίνδρους, στο οποίο εφαρμόζονται θλιπτικές τάσεις με αποτέλεσμα να μειώνεται το πάχος του, ενώ το πλάτος του αυξάνεται. Το τελικό προϊόν που προκύπτει είναι ένας οδοντωτός τροχός με πολύ μεγάλο πλάτος, από τον οποίο μέσω κοπής θα προκύψουν τροχοί ίδιου module και ίδιου αριθμού οδόντων με ίδια ή διαφορετικά πλάτη [5,6].

### **Κονεομεταλλουργία**

Η κονεομεταλλουργία είναι διαδικασία στην οποία μεταλλική σκόνη υλικών τοποθετείται σε κατάλληλα διαμορφωμένο καλούπι που έχει το σχήμα του οδοντωτού τροχού. Η ανάμειξη σκόνης συμπιέζεται με χρήση πρέσας και στη συνέχεια θερμαίνεται σε κλίβανο στους 1350° C προκειμένου να συγκολληθούν τα υλικά και να αυξηθεί η αντοχή. Η συγκεκριμένη μέθοδος συμφέρει οικονομικά μόνο για μαζική παραγωγή καθώς το κόστος της εγκατάστασης είναι αρκετά υψηλό [5,6].

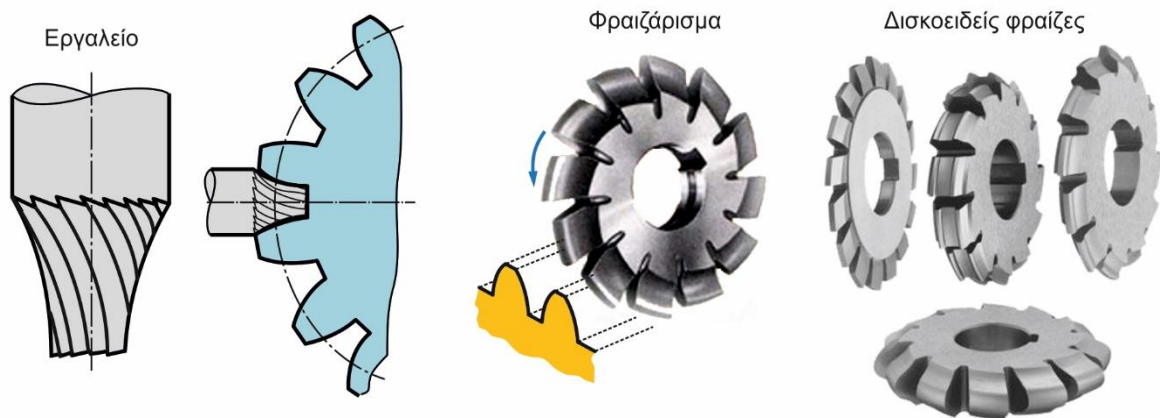
### **Εκβολή πλαστικού**

Η συγκεκριμένη μέθοδος χρησιμοποιείται για μαζική παραγωγή πλαστικών οδοντωτών τροχών χαμηλού κόστους, έχοντας ως κύριο πλεονέκτημα την επίτευξη πολύπλοκης γεωμετρικής μορφής. Συνήθως δεν απαιτείται κάποιου είδους επιφανειακής ποιοτικής αναβάθμισης. Επειδή ο θερμικός συντελεστής των πλαστικών είναι πολύ μεγαλύτερος σε σύγκριση με το συντελεστή του χάλυβα, θα πρέπει να προβλέπονται μεγάλες χάρες των κατατομών προκειμένου να είναι ομαλή η συνεργασία των τροχών για όλο το θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας τους [5].

#### **2.6.1 Μέθοδος με κοπτικό εργαλείο μορφής**

Η συγκεκριμένη μέθοδος απαιτεί μόνο μία οριζόντια φραίζα και έτσι μπορεί να χρησιμοποιηθεί από κάθε είδους μηχανουργείο. Το χρησιμοποιούμενο κοπτικό εργαλείο έχει δισκοειδές σχήμα και κατά το πέρασμα του δίνει τη μορφή κενού του οδόντα. Ο κατεργαζόμενος τροχός τοποθετείται στην εργαλειομηχανή με τρόπο κατάλληλο ώστε ο άξονας να περνά από τη μέση περίπου του κοπτικού εργαλείου. Το κοπτικό εργαλείο κινείται παράλληλα προς τον άξονα αλλά

ταυτόχρονα και κατά την ακτινική διεύθυνση του τροχού, σχηματίζοντας το πλάτος και βάθος του οδόντα. Το κοπτικό εργαλείο οπισθοχωρεί μετά τη διαμόρφωση κενού του οδόντα και ο τροχός περιστρέφεται κατά ένα βήμα για την κοπή του επόμενου. Στην κατεργασία οδοντωτών τροχών με ευθείς οδόντες, ο τροχός θα περιστραφεί μόνο μετά το τέλος διαμόρφωσης κενού του οδόντος κατά ένα βήμα, η οποία λέγεται μέθοδος χωριστού βήματος. Στην περίπτωση τροχών ελικοειδούς οδόντωσης, το κατεργαζόμενο τεμάχιο περιστρέφεται συνεχώς υπό γωνία ίση με τη γωνία ελίκωσης, όπου και σε αυτή την περίπτωση χρησιμοποιείται η μέθοδος χωριστού βήματος [2,6].

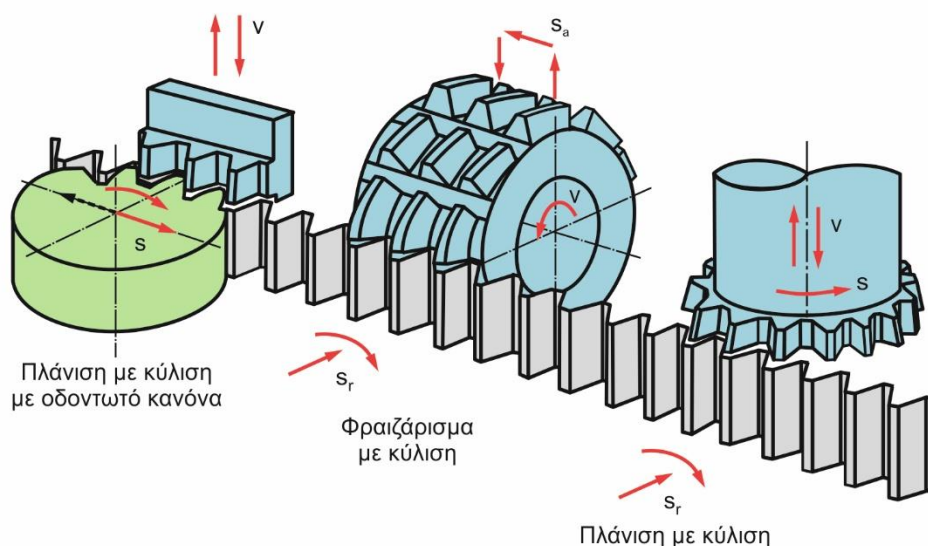


Σχήμα 2.40: Κοπή οδοντώσεων με φραιζάρισμα

Ο περιορισμός της συγκεκριμένης μεθόδου είναι πως ένα κοπτικό εργαλείο δε δύναται να χρησιμοποιηθεί για κάθε αριθμό οδόντων όπως κανονικά θα έπρεπε. Τα κοπτικά εργαλεία περιορίζονται σε μια ομάδα από 8 αν το μέτρο οδόντωσης  $\text{modul}$  είναι  $m=8$  και για  $m>10$  τα εργαλεία είναι 15. Η κατατομή των οδοντωτών τροχών δεν είναι ακριβής, αλλά προσεγγιστική. Λόγω ύπαρξης αρκετού νεκρού χρόνου η συγκεκριμένη κατεργασία δε χρησιμοποιείται για μαζική παραγωγή. Ανακρίβειες ενδέχεται και να οφείλονται σε εσφαλμένη τοποθέτηση του κοπτικού, πιθανή παραμόρφωση του κ.λπ. [2,6,7].

### 2.6.2 Μέθοδοι με γένεση

Σε αντίθεση με την προηγούμενη μέθοδο, κάθε οδοντωτός τροχός ενός  $\text{modul}$  κόβεται από το ίδιο κοπτικό εργαλείο, ανεξαρτήτως από τον αριθμό των οδόντων του. Οι βασικότερες μέθοδοι κατεργασίας με γένεση είναι το φραιζάρισμα με κύλιση οδοντώσεων (μέθοδος gear hobbing), η πλάνιση με κύλιση οδοντώσεων με παλινδρομούντα και περιστρεφόμενο κοπτικό οδοντωτό τροχό (μέθοδος Fellows) και η πλάνιση οδοντώσεων με κύλιση με παλινδρομούντα και μεταφερόμενο κοπτικό οδοντωτό τροχό (μέθοδος Maag). Οι παραπάνω μέθοδοι ενδείκνυνται για κατασκευή οδοντωτών τροχών επίτευξης υψηλών στροφών και απαίτησης προδιαγραφών. Το κοπτικό εργαλείο εμπλέκεται στην προς κατεργασία πλευρά του οδόντα και διεξάγει κινήσεις κοπής που περιβάλλουν την κατατομή του. Το κύριο μειονέκτημα για τη συγκεκριμένη μέθοδο είναι το υψηλό κόστος και η κατασκευαστική δυσκολία των κοπτικών εργαλείων [2].

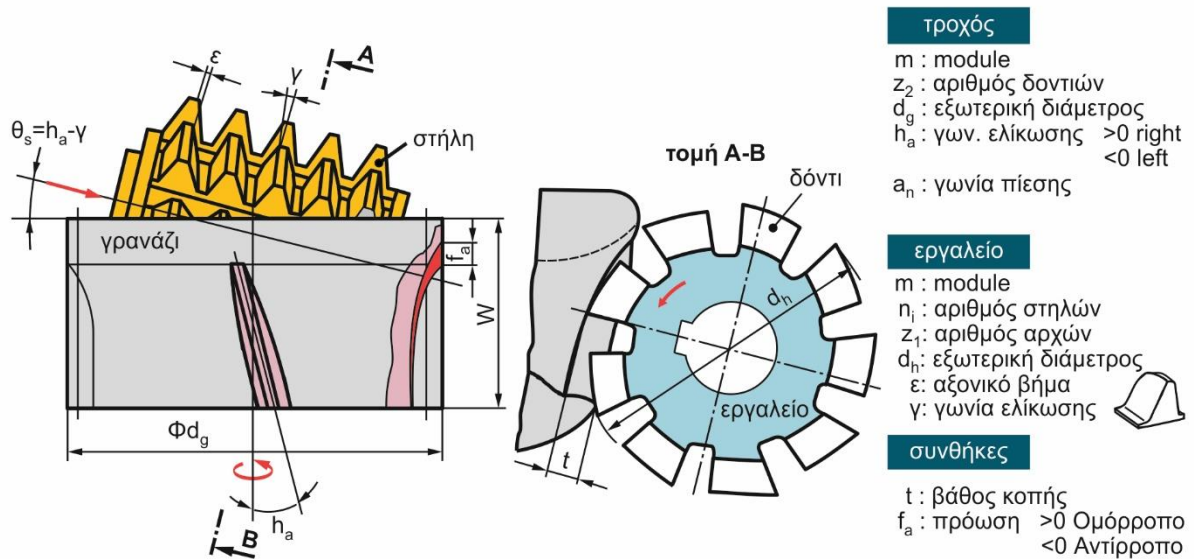


Σχήμα 2.41: Κοπή οδοντώσεων με γένεση

### 2.6.2.1 Φραιζάρισμα με κύλιση οδοντώσεων (gear hobbing)

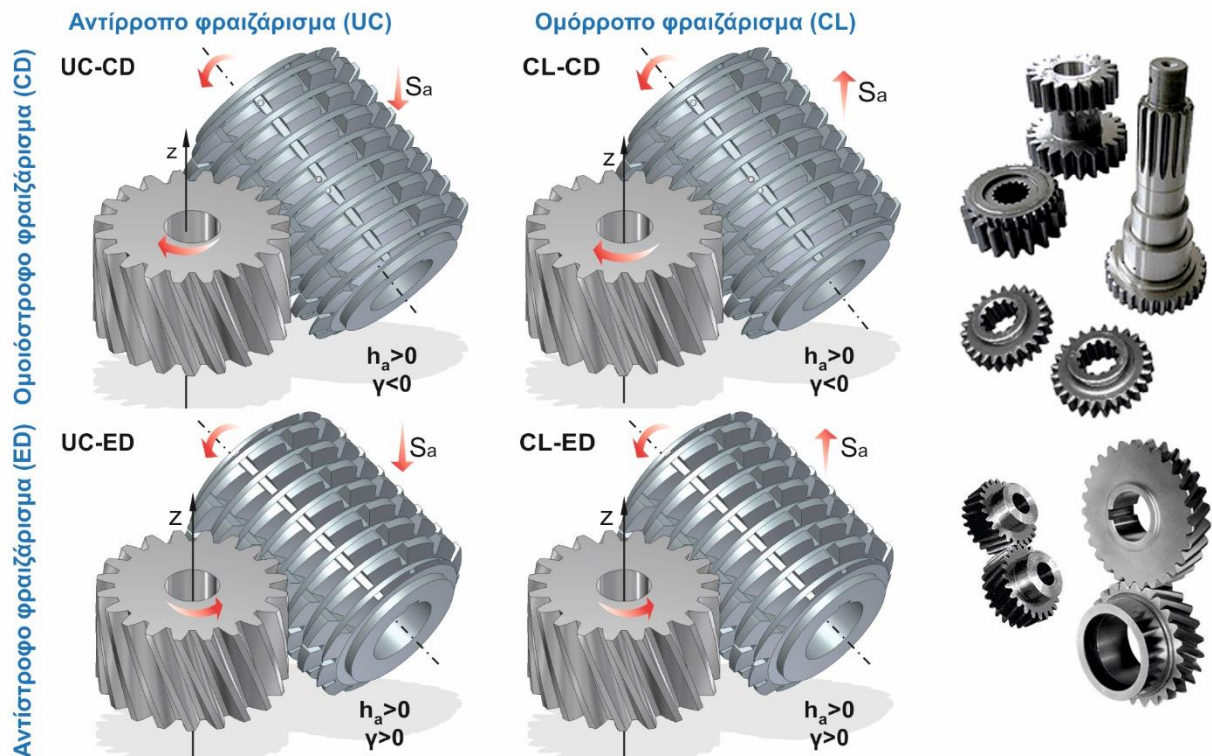
Η συγκεκριμένη κατεργασία κατέχει κύρια θέση στις μεθόδους γένεσης. Χρησιμοποιείται αποκλειστικά για κοπή οδοντωτών τροχών εξωτερικής οδόντωσης για μετωπική ευθεία, ελικοειδή οδόντωση και για τροχούς που συνεργάζονται με ατέρμονα. Το κοπτικό εργαλείο ονομάζεται hob και έχει μορφή ατέρμονα όπου εκτελεί σύνθετη κίνηση, περιστροφική η οποία είναι και η κύρια κίνηση και ευθύγραμμη κατά τον άξονα του κατεργαζόμενου τεμαχίου. Η ταχύτητα είναι προκαθορισμένη για τις δύο επιμέρους κινήσεις. Κοπτικό και τροχός βρίσκονται σε συνεχόμενη επαφή διατηρώντας μια σταθερή σχέση μετάδοσης. Η κατεργασία ολοκληρώνεται μέχρις ότου να έχει διαμορφωθεί η επιθυμητή γεωμετρική μορφή του τροχού για δεδομένο βάθος κοπής. Σε περίπτωση που απαιτούνται περισσότερα από ένα περάσματα για τη μορφοποίηση της οδόντωσης, τίθεται στο τέλος κάθε περιστροφής του τεμαχίου το επιλεγόμενο κατά περίπτωση βάθος κοπής, με κίνηση του τεμαχίου προς τον κοπτήρα. Οι αύλακες του κοπτικού χρησιμεύουν για την απομάκρυνση του αποβλίπτου καθώς επίσης διευκολύνουν και τη ροή λιπαντικού για μείωση των τριβών και της αναπτυσσόμενης θερμοκρασίας [2,3].

Θα πρέπει να τονισθεί πως επειδή η συγκεκριμένη μέθοδος είναι σύνθετη κινηματική λαμβάνουν χώρα πολλές παράμετροι και δεδομένα που αφορούν το κοπτικό, το κατεργαζόμενο τεμάχιο και τις συνθήκες κοπής. Στο σχήμα 2.42 παρουσιάζονται τα βασικά δεδομένα της κατεργασίας.

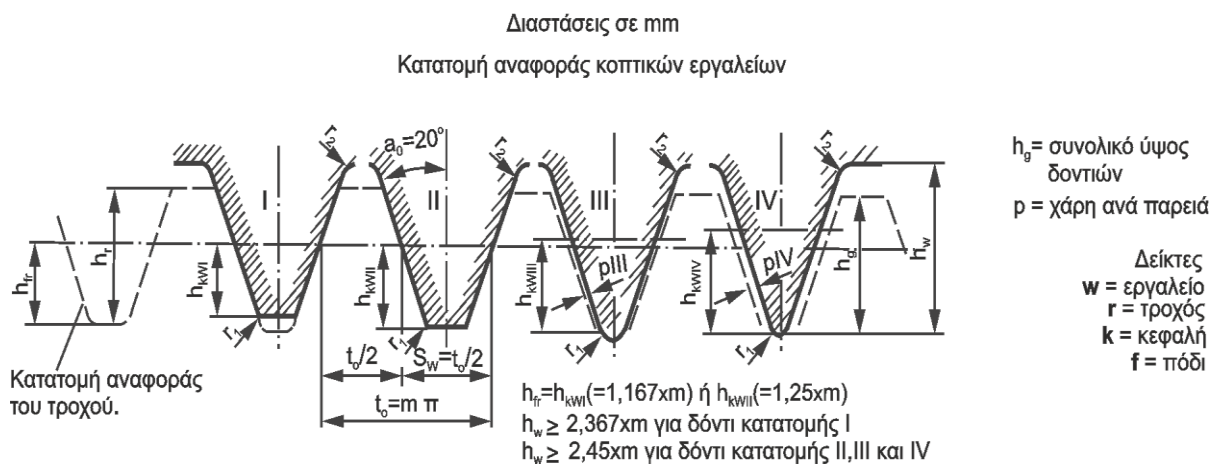


Σχήμα 2.42: Παράμετροι της κατεργασίας

Οι παραλλαγές που διακρίνονται στη συγκεκριμένη κατεργασία είναι πως το φραιζάρισμα χαρακτηρίζεται ομόρροπο ή αντίστροφο. Επιπλέον, σε περίπτωση κατασκευής ελικοειδούς οδόντωσης το φραιζάρισμα διακρίνεται σε ομοιόστροφο ή αντίστροφο ανάλογα με την κατεύθυνση ελίκωσης του κοπτικού σε σχέση με τη γωνία ελίκωσης του κατεργαζόμενου τροχού [3].



Σχήμα 2.1: Κοπή οδοντωτού τροχού με εργαλείο hob



Σχήμα 2.44: Κατατομή αναφοράς κοπτικών εργαλείων για κοπή οδοντώσεων εξελεγμένης κατά DIN 867.

Στο σχήμα 2.43 παρουσιάζεται το προφίλ αναφοράς των χρησιμοποιούμενων κοπτικών εργαλείων βάσει DIN 867. Το δόντι πάχους  $S_{or}$ , ενός εργαλείου έχει ύψος  $H_{FR}$ .

Κατατομή αναφοράς I για αποπεράτωση			Κατατομή αναφοράς II για αποπεράτωση			Κατατομή αναφοράς III για προκατεργασία λείανση ή απόξεση			Κατατομή αναφοράς IV για προκατεργασία και τελική επεξεργασία	
$h_{kW I} = 1,167m$			$h_{kW II} = 1,25m$			$h_{kW III} = 1,25m + 0,25m^{0,3}$			$h_{kW IV} = 1,25m + 0,6m^{0,3}$	
$h_{fr} = 1,167m$ $S_{or} = 0,5 t_o$			$h_{fr} = 1,25m$ $S_{or} = 0,5 t_o$			$h_{fr} = 1,25m$ $S_{or} = 0,5 t_o + 0,25m^{0,3} 2 \tan \alpha_0$ $= 0,5 t_o + 0,182m^{0,3}$			$h_{fr} = 1,25m$ $S_{or} = 0,5$ $t_o + 0,6m^{0,3} 2 \tan \alpha_0$ $= 0,5 t_o + 0,438m^{0,3}$	
m	$t_o$	$S_w$	$h_{kW I}$	$h_{kW II}$	$h_{kW III}$	p III	$h_{kW IV}$	p IV	$r_2 \approx 0,2m$	
1	3.1416	1.57	1.167	1.25	1.50	0.09	1.85	0.21	0.08	
1.25	3.9270	1.96	1.46	1.56	1.83	0.09	2.21	0.22	0.15	
1.5	4.7124	2.36	1.75	1.88	2.16	0.1	2.56	0.24	0.20	
1.75	5.4978	2.75	2.04	2.19	2.49	0.11	2.91	0.25	0.25	
2	6.2832	3.14	2.33	2.50	2.82	0.11	3.26	0.26	0.30	
2.25	7.0686	3.53	2.63	2.81	3.14	0.12	3.60	0.27	0.40	
2.5	7.8540	3.93	2.92	3.13	3.46	0.12	3.94	0.28	0.50	
2.75	8.6394	4.32	3.21	3.44	3.79	0.12	4.28	0.29	0.50	
3.0	9.4248	4.71	3.50	3.75	4.11	0.13	4.62	0.30	0.60	
3.25	10.2102	5.11	3.79	4.06	4.43	0.13	4.95	0.30	0.60	
3.5	10.9956	5.50	4.08	4.38	4.75	0.13	5.26	0.31	0.70	
3.75	11.7810	5.89	4.38	4.69	5.08	0.14	5.63	0.32	0.75	
4	12.5664	6.28	4.67	5.00	5.40	0.14	5.95	0.33	0.80	
4.5	14.1372	7.07	5.25	5.63	6.04	0.15	6.60	0.34	0.90	
5	15.7080	7.85	5.84	6.25	6.68	0.15	7.28	0.35	1.00	
5.5	17.2788	8.64	6.42	6.88	7.32	0.16	7.92	0.36	1.10	



6	18.8496	9.42	7.00	7.50	7.95	0.16	8.59	0.37	1.20
6.5	20.4204	10.21	7.59	8.13	8.59	0.16	9.24	0.38	1.30
7	21.9911	11.00	8.17	8.75	9.23	0.16	9.90	0.39	1.40
8	25.1327	12.57	9.34	10.00	10.5	0.17	11.20	0.41	1.60
9	28.2743	14.14	10.50	11.25	Από module 9 χρησιμοποιο ύνται οι κατατομές αναφοράς I,II ή IV.		12.50	0.43	1.80
10	31.4159	15.71	11.67	12.50			13.79	0.44	2.00
11	34.5575	17.28	12.84	13.75			15.09	0.46	2.20
12	37.6991	18.85	14.00	15.00			16.37	0.47	2.40
13	40.8407	20.42	15.2	16.25			17.66	0.48	2.60
14	43.9823	21.99	16.3	17.50			18.95	0.49	2.80
15	47.1239	23.56	17.5	18.75			20.23	0.51	3.00
16	50.2655	25.13	18.7	20.00			21.51	0.52	3.20

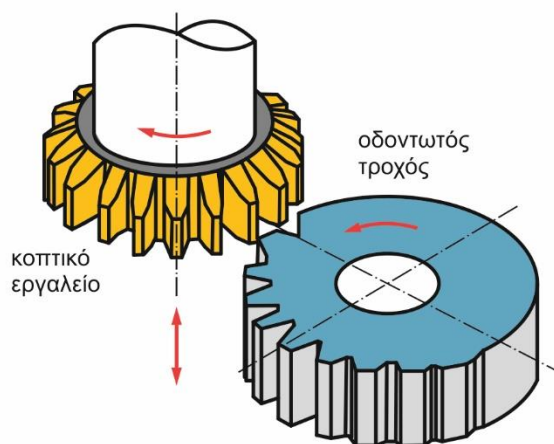
Πίνακας 2.7: Πίνακας τιμών κατατομής αναφοράς κοπτικών εργαλείων για κοπή οδοντώσεων εξειλιγμένης κατά DIN 3972.

Η καμπυλότητα  $r_1$  στην κεφαλή του εργαλείου είναι ίση με την  $r_2$ , με εξαίρεση την περίπτωση των κοπτικών τροχών.

Το φραιζάρισμα με κύλιση οδοντώσεων θεωρείται οικονομική μέθοδος σε σχέση με άλλες μεθόδους γένεσης. Πολλοί τροχοί μπορούν να κατεργασθούν ταυτόχρονα, επιτυγχάνοντας γρήγορους ρυθμούς παραγωγής. Μπορούν να κατασκευασθούν τροχοί με για οποιοδήποτε αριθμό οδόντων και module με μεγάλη ακρίβεια. Δεν απαιτείται επανατοποθέτηση του κοπτικού εργαλείου. Επειδή το διάκενο διαμορφώνεται από τους οδόντες του κοπτικού, η ύπαρξη τυχόν ατελειών στην κατατομή του παραγόμενου τροχού από κάποιον οδόντα, θα εξομαλυνθεί από τη διαδικασία κοπής των υπολοίπων οδόντων του κοπτικού. Το κύριο της μειονέκτημα όπως προαναφέρθηκε, είναι πως δεν είναι δυνατή η παραγωγή τροχών με εσωτερική οδόντωση [2,6,7].

#### 2.6.2.2 Πλάνιση με κύλιση οδοντώσεων

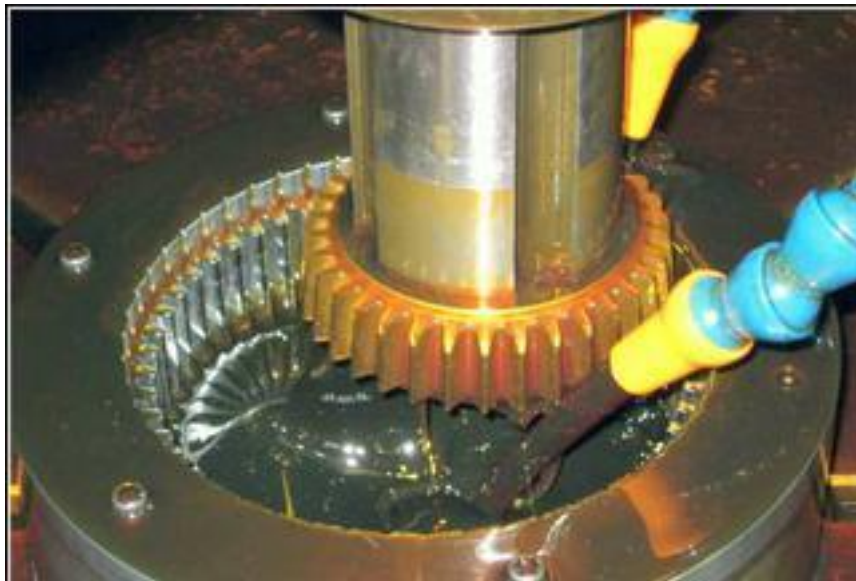
Η πλάνιση με κύλιση οδοντώσεων (gear shaping) στηρίζεται στην αρχή της κύλισης ανάμεσα σε δύο εμπλεκόμενους οδοντωτούς τροχούς. Η κατατομή της οδόντωσης επιτυγχάνεται μέσω διαδοχικών θέσεων πλάνισης [2].



Σχήμα 2.45: Πλάνιση με κύλιση οδοντώσεων

Το κοπτικό εργαλείο σύμφωνα με το [σχήμα 2.44](#) περιστρέφεται με χαμηλή ταχύτητα γύρω από τον άξονα του, και παλινδρομεί κατακόρυφα για κατεργασία ευθείας οδόντωσης ή με κλίση για πλάγια οδόντωση. Ο προς κατεργασία τροχός επίσης περιστρέφεται γύρω από τον άξονα του με μικρή ταχύτητα. Προκειμένου ο κοπτήρας να επιστρέψει ελεύθερα προς τα πάνω, εκτελεί κίνηση απεμπλοκής από το τεμάχιο και επιστρέφει στην άνω αρχική του θέση [2].

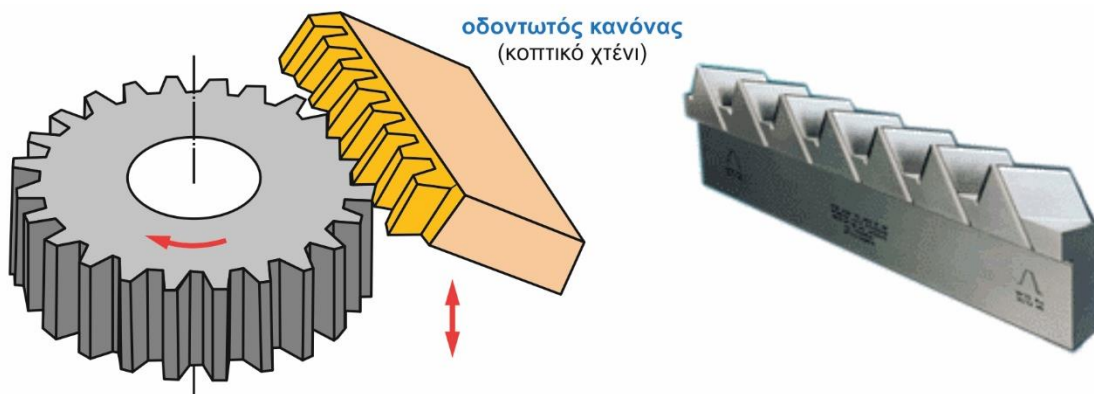
Η πλάνιση με κύλιση οδοντώσεων θεωρείται από τις πιο ευέλικτες μεθόδους κατεργασίας οδοντωτών τροχών, ικανή να εφαρμοστεί σε εξωτερικές αλλά και σε εσωτερικές οδοντώσεις και οδοντωτούς κανόνες, καθώς επίσης μπορεί να κατεργαστεί οδοντώσεις μόνο σε ένα τμήμα της περιφέρειας του τροχού. Κύριο μειονέκτημα της μεθόδου θεωρείται η ύπαρξη νεκρού χρόνου κατά την περιστροφή του εργαλείου καθώς επίσης είναι μία πολυσύνθετη κατασκευή και η ρύθμιση όλων των κινήσεων είναι δύσκολη [2].



Σχήμα 2.46: Κατεργασία εσωτερικής οδόντωσης

Στη μέθοδο πλάνιση με κύλιση, αντί για οδοντωτός τροχός (ως κοπτικό εργαλείο) μπορεί να χρησιμοποιηθεί ένας οδοντωτός κανόνας. Σε μια τέτοια περίπτωση δεν είναι δυνατή η κατεργασία εσωτερικής οδόντωσης και η κοπή πραγματοποιείται κατά τμήματα της οδόντωσης. Κατά τη διαδικασία της κοπής ο οδοντωτός κανόνας παλινδρομεί παράλληλα με τον άξονα του κατεργαζόμενου τροχού. Μετά από κάθε αφαίρεση υλικού ο τροχός περιστρέφεται και ο κανόνας μετατοπίζεται σε απόσταση ίση με το τόξο που διανύθηκε. Το κόστος των κοπτικών εργαλείων είναι χαμηλότερο σε σύγκριση με εκείνα των προηγούμενων μεθόδων αλλά η μέθοδος είναι χρονοβόρα και οι ανακρίβειες στους τροχούς εμφανίζονται εξαιτίας της τακτικής επανατοποθέτησης του κανόνα και του περιορισμένου αριθμού οδόντων του [2,6].





Σχήμα 2.47: Κατεργασία τροχού εξωτερικής οδόντωσης με χρήση οδοντωτού κανόνα

### 2.6.3 Κατεργασίες κωνικών οδοντωτών τροχών

Η παραγωγή των κωνικών οδοντωτών τροχών φέρει υψηλό κόστος και είναι πολύ χρονοβόρα διαδικασία προκειμένου να επιτευχθεί μια ακριβής γεωμετρική μορφή του ζεύγους κατασκευής. Τα σημαντικότερα κριτήρια που λαμβάνονται υπόψη για την κατεργασία είναι η εκπομπή θορύβου, η αντοχή των οδόντων και το μέγεθος απόκλισης της σχέσης μετάδοσης. Η κατεργασία των κωνικών τροχών είναι συγκρίσιμη με εκείνη των μετωπικών, όπου και εδώ διακρίνονται η μέθοδος γένεσης και η μέθοδος με χρήση κοπτήρα μορφής [8,9].

Γενικά οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί μπορούν να διαχωριστούν με βάση την τεχνολογία παραγωγής τους. Διακρίνονται δύο μέθοδοι, η μέθοδος Gleason και η μέθοδος Klingelnberg. Σύμφωνα με την πρώτη μέθοδο κατασκευάζεται η πλειοψηφία των τροχών και κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες μετατοπισμένης οδόντωσης. Η μέθοδος Gleason χρησιμοποιείται κατά κύριο λόγο και στην κατασκευή κωνικών τροχών με ελικοειδή οδόντωση [7].

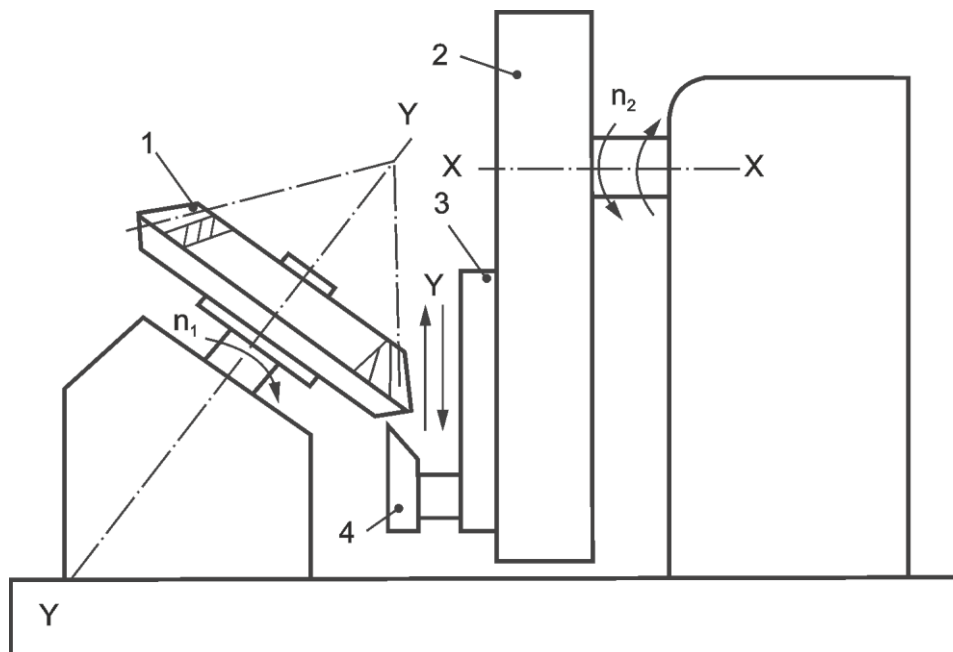
#### 2.6.3.1 Κοπή κωνικών οδοντωτών τροχών με μέθοδο γένεσης

##### Περίπτωση ευθείας οδόντωσης

Για την κατασκευή κωνικών τροχών ευθείας οδόντωσης με γένεση διακρίνονται δύο τρόποι: πλάνιση με χρήση δύο παλινδρομούντων απλών κοπτικών εργαλείων και η γένεση με χρήση δύο περιστρεφόμενων δισκοειδών κοπτήρων [9].

##### 1. Πλάνιση με χρήση δύο παλινδρομούντων απλών εργαλείων

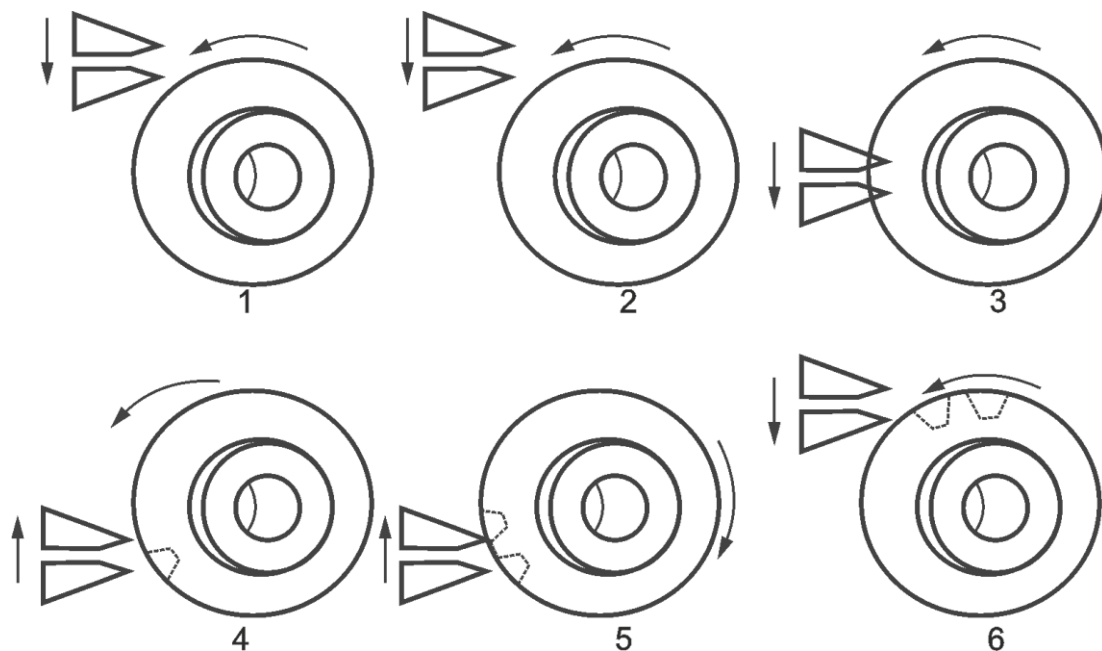
Στη συγκεκριμένη κατεργασία ο προς κατεργασία οδοντωτός τροχός βρίσκεται σε εμπλοκή με μία ιδεατή στεφάνη. Ως ιδεατή στεφάνη θεωρείται ένας ειδικός τύπος κωνικού τροχού με γωνία κορυφής  $180^\circ$ . Οι ευθύγραμμες κόψεις των δύο εργαλείων διαμορφώνουν στο χώρο τις κατατομές οδόντωσης της ιδεατής στεφάνης. Οι δύο εργαλειοδέτες, στους οποίους προσαρμόζονται τα δύο εργαλεία, παλινδρομούν στο μέτωπο του εργαλαιοφορείου του γριναζοκόπτη κατά μήκος μιας εκάστοτε γενέτειρας. Έτσι κάθε ένα από αυτά, διαμορφώνει με γένεση την κατατομή του κάθε οδόντα του κωνικού τροχού. Τα κοπτικά εργαλεία διεξάγουν εναλλάξ τις κινήσεις κοπής προς την κορυφή του αρχικού κώνου, δηλαδή όταν το πρώτο κινείται προς τα πάνω, το δεύτερο εκτελεί κίνηση προς τα κάτω. Μεταξύ του περιστρεφόμενου εργαλαιοφορείου και του κατεργαζόμενου τεμαχίου λαμβάνει χώρα κύλιση χωρίς ολίσθηση [9].



Σχήμα 2.48: Κατεργασία κωνικού τροχού με χρήση απλών παλινδρομούντων εργαλείων

Διακρίνονται δύο περιπτώσεις πλάνισης κωνικών οδοντωτών τροχών. Στη πρώτη περίπτωση το κατεργαζόμενο τεμάχιο περιστρέφεται γύρω από τον άξονα του και ταυτόχρονα γύρω από τον άξονα του ακίνητου εργαλειοφορείου. Η μέθοδος αυτή ονομάζεται Bilgam [7,9].

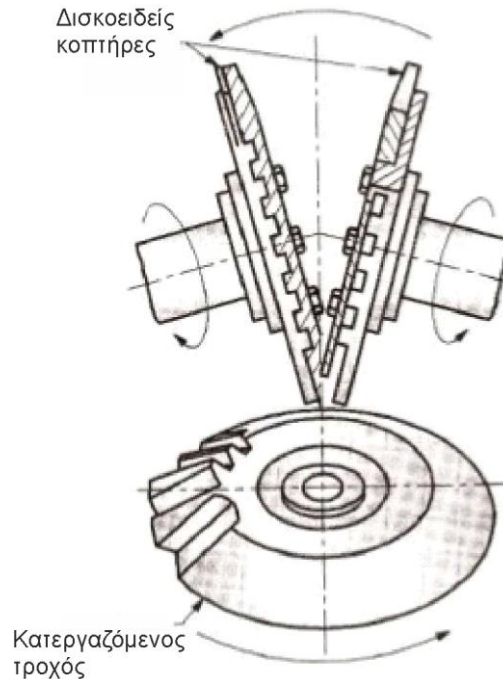
Οι διαδοχικές θέσεις των κοπτικών και του τεμαχίου παρουσιάζονται στο σχήμα 2.48. Όταν έχει σχηματιστεί η μορφή ενός οδόντα, τότε τα κοπτικά απομακρύνονται από το τεμάχιο, και αναστρέφονται οι κινήσεις τεμαχίου και εργαλειοφορείου προκειμένου να ξεκινήσει η διαμόρφωση του νέου οδόντα [9].



Σχήμα 2.49: Σχετική θέση κοπτικού εργαλείου και κατεργαζόμενου τροχού

## 2. Κοπή με δύο δισκοειδείς κοπτήρες

Οι δισκοειδείς κοπτήρες περιστρέφονται γύρω από τους κεκλιμένους άξονες τους για να δώσουν την πρωτεύουσα κίνηση και οι κόψεις να διαμορφώσουν επίπεδα διερχόμενα από τις παρειές της ιδεατής στεφάνης. Για την κατάλληλη διαμόρφωση της ποιότητας οδόντωσης του κωνικού τροχού, οι κοπτήρες και το κατεργαζόμενο τεμάχιο, περιστρέφονται με καθορισμένη σχέση μεταξύ τους.

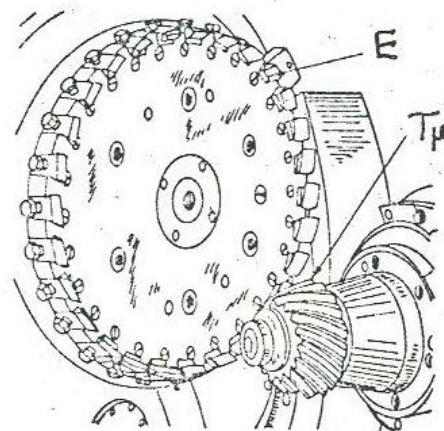
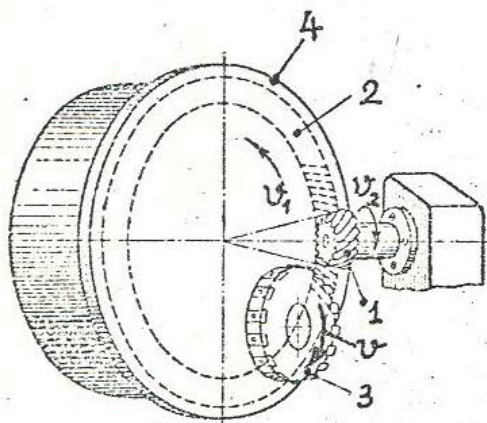


Σχήμα 2.50: Κατεργασία τροχού με χρήση δύο δισκοειδών κοπτήρων

## Περίπτωση ελικοειδούς οδόντωσης

### 1. Κοπή με μαχαιροφόρο κεφαλή μετωπικού φραιζαρίσματος

Οι κωνικοί τροχοί με ελικοειδή οδόντωση, κατασκευάζονται σε ειδικούς γρναζοκόπτες με εφαρμογή της μεθόδου γένεσης χρησιμοποιώντας κοπτήρα μετωπικού φραιζαρίσματος [9].



Σχήμα 2.51: Κατεργασία κωνικών τροχών ελικοειδούς οδόντωσης με γένεση

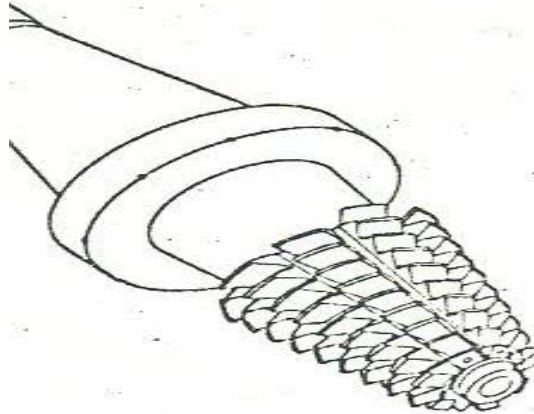
Ο προς κατεργασία οδοντωτός τροχός θεωρείται πως βρίσκεται σε εμπλοκή με μια ιδεατή στεφάνη (2) της οποίας η ενεργός επιφάνεια του περιστρεφόμενου κοπτήρα (3) παριστάνει έναν οδόντα. Η κατατομή της οδόντωσης διαμορφώνεται από την κίνηση κύλισης μεταξύ κοπτικού-τεμαχίου και η αφαίρεση υλικού γίνεται από τους μεσοδόντιους χώρους του τεμαχίου. Οι κόψεις του χρησιμοποιούμενου εργαλείου είναι διατεταγμένες με τέτοιο τρόπο ώστε οι μισές να κατεργάζονται τη μία παρειά κάθε ενδιάμεσου χώρου και οι άλλες μισές την άλλη [9].

Οι κινήσεις που διεξάγονται με τη συγκεκριμένη μέθοδο είναι:

- Περιστροφική κίνηση του κοπτικού εργαλείου (3).
- Κύλιση του φορείου (4).
- Απομάκρυνση του τεμαχίου μετά την κοπή κάθε δοντιού.
- Διαιρετική κίνηση του κομματιού (1) μετά την κοπή κατά την επιστροφή του φορείου (4) στην κανονική του θέση μετά την κοπή κάθε οδόντα.

## **2. Κοπή με κωνική κοχλιοειδή φραιζα**

Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί ελικοειδούς οδόντωσης, μπορούν να κατασκευασθούν με χρήση κωνικής κοχλιοειδούς φραιζας.



Σχήμα 2.52: Κοχλιοειδής κωνική φραιζα

Το κατεργαζόμενο τεμάχιο συνεργάζεται με μια ιδεατή στεφάνη. Η κίνηση που διεξάγει η κοχλιοειδής φραιζα ταυτίζεται με την κίνηση της ιδεατής στεφάνης η οποία εμπλέκεται με τον κατεργαζόμενο τροχό. Επομένως, μεταξύ κοπτικού εργαλείου και κατεργαζόμενου τροχού, λαμβάνει χώρα κίνηση κύλισης, με αποτέλεσμα τη διαμόρφωση κωνικού οδοντωτού τροχού με ελικοειδή οδόντωση [9].

### **2.6.3.2 Κοπή κωνικών οδοντωτών τροχών με κοπτήρα μορφής**

Η χρήση του κοπτήρα μορφής κατά κύριο λόγο βρίσκει εφαρμογές σε οδοντωτούς τροχούς μεγάλου μεγέθους, δηλαδή 5000mm για αρχική διάμετρο και μέτρο οδόντωσης μέχρι 80mm. Οι κύριες μέθοδοι είναι οι εξής:

#### **Περιφερειακό φραιζάρισμα με δισκοειδή φραιζα**

Η συγκεκριμένη κατεργασία βρίσκει εφαρμογή σε κωνικούς τροχούς ευθείας οδόντωσης. Για την πλήρη διαμόρφωση της οδόντωσης απαιτούνται πέντε περάσματα του κοπτικού λόγω της μεταβαλλόμενης διατομής των μεσοδόντιων χώρων της οδοντώσεως. Θεωρείται ως μια

χρονοβόρα κατεργασία και συνήθως η τελική μορφή οδόντωσης του τροχού υλοποιείται με κάποια άλλη μέθοδο [9].

### **Μέθοδος FORMATE**

Η μέθοδος αυτή βρίσκει εφαρμογή σε κωνικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση χρησιμοποιώντας κοπτήρα μορφής. Επιπλέον, συνίσταται στην κατασκευή κωνικών τροχών για σχέσεις μετάδοσης 2.5:1 (ή και μεγαλύτερες) και αρχικής διαμέτρου περίπου 800mm. Η κάθε κόψη του χρησιμοποιούμενου δισκοειδή κοπτήρα είναι λίγο πιο μακριά και πλατιά από την προηγούμενη. Έτσι, η κοπή μπορεί να χαρακτηριστεί ως αυλάκωση και με κυκλικό εργαλείο αυλακώσεως. Στη διάταξη των οδόντων του κοπτικού, μεταξύ του πρώτου και τελευταίου οδόντα υπάρχει ένα μικρό διάκενο, προκειμένου να υπάρξει χρόνος για να λάβει χώρα η αναγκαία διαιρετική κίνηση για τη μορφοποίηση του επόμενου ενδιάμεσου χώρου [9].

## **2.7 Θερμικές κατεργασίες**

Οι θερμικές κατεργασίες είναι καθοριστικές για την αντοχή και την αξιοπιστία των οδοντωτών τροχών. Απαιτείται υψηλή κατανόηση και σωστή εκτέλεση γιατί σε περίπτωση λανθασμένης εφαρμογής αυτών, είναι ικανές να επηρεάσουν σε μεγάλο βαθμό την κατασκευαστική τους διαμόρφωση. Μερικές από αυτές είναι [7]:

### **Βαφή**

Είναι βασική θερμική κατεργασία για τους χάλυβες με περιεκτικότητα σε άνθρακα μεγαλύτερη από 0.35%. Αρχικά θερμαίνεται σε υψηλή θερμοκρασία (περίπου στους 800 °C) και στη συνέχεια του εφαρμόζεται ακαριαία ψύξη αυξάνοντας τη σκληρότητα του. Επειδή όμως ταυτόχρονα γίνεται και πιο εύθραυστος λόγω της ψύξης, πρέπει να θερμανθεί ξανά για να αποκτήσει την αρχική αντοχή του [7].

### **Επαναφορά**

Είναι ουσιαστικά το δεύτερο στάδιο της βαφής όπου εφαρμόζεται στους χάλυβες. Η επιδίωξη είναι αύξηση της δυσθραυστότητας μέσω μικρής ελάττωσης της σκληρότητας [7].

### **Επαγωγική σκλήρυνση**

Η κατεργασία αυτή εφαρμόζεται σε χάλυβες με περιεκτικότητα σε άνθρακα μεγαλύτερη από 0.35%, με στόχο την επιφανειακή αύξηση της σκληρότητας [7].

### **Ενανθράκωση**

Εφαρμόζεται σε χάλυβες με μικρή περιεκτικότητα σε άνθρακα με σκοπό την επιφανειακή τους σκλήρυνση. Ενανθράκωση μπορεί να γίνει και εσωτερικά του μετάλλου (περιεκτικότητας το πολύ 0.15%) μέχρις ότου η σκληρότητα να είναι μικρότερη σε σχέση με αυτή της επιφάνειας [7].

### **Εναζώτωση**

Είναι θερμική επεξεργασία στην οποία εφαρμόζεται άζωτο στην επιφάνεια του χάλυβα με σκοπό τη σκλήρυνση του [7].

## **2.8 Επιφανειακές κατεργασίες**

Ο σκοπός των επιφανειακών κατεργασιών είναι η ποιοτική αναβάθμιση της επιφάνειας του οδοντωτού τροχού, για να μπορέσει να λειτουργήσει σε υψηλές ταχύτητες και με μεγάλα φορτία. Οι κύριοι λόγοι για τους οποίους εφαρμόζονται οι συγκεκριμένες κατεργασίες είναι [6,7]:

- Αντοχή στην οξείδωση
- Αντίσταση στη φθορά

- Διαμόρφωση λείας επιφάνειας
- Καλύτερη εμφάνιση
- Βελτιστοποίηση αντοχής σε κόπωση

### **2.8.1 Ηλεκτρο-γαλβανικές μεταλλώσεις**

Είναι κατεργασία που χρησιμοποιείται στους χάλυβες για την αποφυγή οξείδωσης και τη βελτίωση της επιφάνειας. Το πάχος του φιλμ που χρησιμοποιείται κυμαίνεται από 2 έως 25  $\mu\text{m}$  [7].

### **2.8.2 Επιμεταλλώσεις νικελίου απουσία ηλεκτρικού ρεύματος**

Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται χωρίς ηλεκτρικό ρεύμα. Αποτρέπει την οξείδωση και φθορά καθώς επίσης βρίσκει εφαρμογή σε προϊόντα με ομοιόμορφο πάχος φιλμ (3-10  $\mu\text{m}$ ) περίπλοκης γεωμετρίας. Απαιτείται μεγάλη ακρίβεια στη χρήση της [7].

### 3. ΣΦΑΛΜΑΤΑ ΟΔΟΝΤΩΣΕΩΝ

#### 3.1 Εισαγωγή

Το σύστημα μετάδοσης κίνησης και ισχύος με χρήση οδοντωτών τροχών χαρακτηρίζεται ως ένα από τα παλαιότερα συστήματα στην ιστορία της Μηχανικής. Η πρακτική εφαρμογή αυτού στους σύγχρονους μηχανισμούς πραγματοποιείται συνεχώς, όπου σε συνδυασμό με την υψηλή ταχύτητα παραγωγής, οι οδοντωτοί τροχοί μπορούν να χρησιμοποιούνται ευρέως σε ποικίλες εφαρμογές. Συγκεκριμένα το 47% της παραγωγής αυτών είναι μετωπικοί τροχοί με ευθεία οδόντωση, το 15% με ελικοειδή, ένα 5% είναι η παραγωγή ατέρμονων κοχλίων, 4% για κωνικούς και οι υπόλοιποι από αυτούς είναι πλανητικά κιβώτια και τροχοί με εσωτερική οδόντωση. Όπως έχει προαναφερθεί και στο προηγούμενο κεφάλαιο, ο βασικός σκοπός των τροχών είναι η επίτευξη μετάδοσης κίνησης μεταξύ αξόνων (παράλληλων, τεμνόμενων, ασύμβατων).

Αν οι οδοντωτοί τροχοί ήταν άκαμπτοι, με μηδενικές γεωμετρικές αποκλίσεις στη μορφή της οδόντωσης και δεν αναπτυσσόταν τριβή κατά τη συνεργασία τους, τότε δε θα συνέβαινε κάποια παραλλαγή στις τιμές των ασκούμενων δυνάμεων μεταξύ των δοντιών ούτε κάποια παραλλαγή στη τιμή της σχέσης μετάδοσης, άρα το επίπεδο κραδασμών όπως και ο παραγόμενος θόρυβος θα είχαν εξίσου μηδενική τιμή. Σε μια τέτοια ιδανική περίπτωση δε θα υπήρχε σφάλμα μετάδοσης κίνησης. Φυσικά αυτό είναι αδύνατον να επιτευχθεί στην πραγματικότητα, καθώς σε κάποιο βαθμό θα υπάρχουν γεωμετρικές αποκλίσεις στην οδόντωση, θα αναπτύσσεται τριβή κατά τη συνεργατική λειτουργία του ζεύγους και παρεκτροπές στην κίνηση μπορούν να συμβούν. Σε ένα μη τροποποιημένο κιβώτιο ταχυτήτων, το σφάλμα μετάδοσης εμφανίζεται συνήθως λόγω ακατάλληλης συναρμολόγησης. Το σφάλμα μετάδοσης είναι ουσιαστικά μια καθυστέρηση στην περιστροφή μεταξύ του κινητήριου και κινούμενου τροχού, το οποίο δύναται να οφείλεται σε διάφορους λόγους, όπως σε ελαστική παραμόρφωση των δοντιών, σε σφάλματα κατά την κοπή των τροχών, ή σε κακή ευθυγράμμιση στη συναρμολόγηση [29].

#### 3.2 Σφάλμα μετάδοσης κίνησης

Θεωρητικά σε δύο οδοντωτούς τροχούς με τέλεια γεωμετρική μορφή εξειλιγμένης και άπειρης ακαμψίας, η τιμή της ταχύτητας εξόδου του κινούμενου τροχού θα είναι συναρτήσεως της ταχύτητας εισόδου του κινητήριου και της σχέσης μετάδοσης. Λόγω όμως των τροποποιήσεων στη μορφή της οδόντωσης π.χ. από κατασκευαστικά σφάλματα ή επερχόμενης φθοράς λόγω ακατάλληλων συνθηκών λειτουργίας, και του γεγονότος πως οι τροχοί δεν είναι άκαμπτοι, θα υπάρξει μια σχετική κίνηση μεταξύ του κινούμενου σε σχέση με τον κινητήριο τροχό. Αυτό το σφάλμα λόγω κίνησης ονομάζεται σφάλμα μετάδοσης (Transmission Error – TE) και υπολογίζεται σύμφωνα με τη σχέση:

$$TE(\omega) = \theta_1(\omega) - \frac{N_2}{N_1} \theta_2(\omega) \quad (3.1)$$

όπου

$\theta_1(\omega), \theta_2(\omega)$  οι γωνιακές ταχύτητες περιστροφής του κινητήριου και κινούμενου τροχού

$N_1, N_2$  οι αντίστοιχοι οδόντες.

Το σφάλμα μετάδοσης είναι ουσιαστικά η διαφορά μεταξύ της θεωρητικής ταχύτητας περιστροφής εξόδου από την πραγματική. Ορίζεται κατά μήκος της τροχιάς επαφών. Η μονάδα μέτρησης αυτού διαφέρει σημαντικά καθώς ορισμένοι ερευνητές χρησιμοποιούν τις μοίρες ή το

προσδιορίζουν ως γωνιακή μετατόπιση εκφρασμένη σε  $\mu\text{rad}$ . Συγκεκριμένα ο Dunn εκφράζει το TE με βάση τη δεύτερη παράγωγο σε  $\text{rad/sec}^2$  αιτιολογώντας πως η μέτρηση υλοποιείται με βάση τη γωνιακή επιτάχυνση. Πρόσφατα επικρατεί μια τάση όπου το TE ορίζεται ως μια γραμμική μετατόπιση στον αρχικό ή βασικό κύκλο του κινούμενου τροχού εκφρασμένο σε  $\mu\text{m}$  ή  $\mu\text{in}$  [26,27].

Με βάση τους αρχικούς κύκλους των τροχών, το TE θα δίνεται από τη σχέση:

$$\text{TE } (\mu\text{m}) = R_1 \theta_1 - R_1 \frac{z_2}{z_1} \theta_2 \quad (3.2)$$

ή

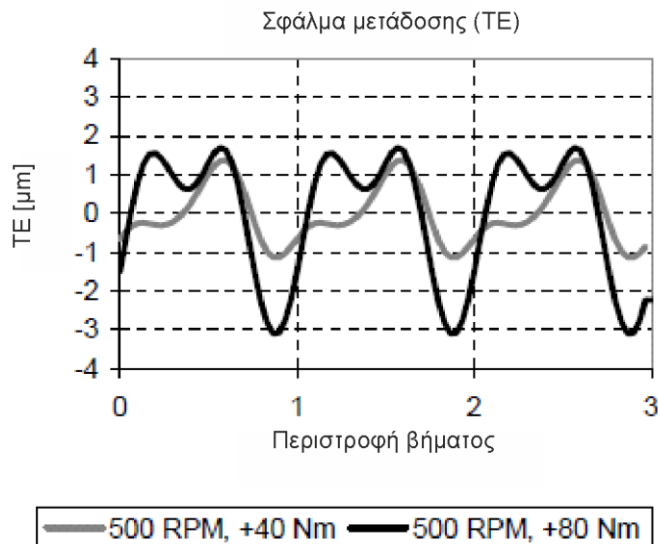
$$\text{TE } (\mu\text{m}) = R_1 \theta_1 - R_2 \theta_2 \quad (3.3)$$

$$\text{διότι } \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_2}{R_1} = i$$

Συχνά θεωρείται πως το σφάλμα μετάδοσης και το μέγεθος παραλλαγής της ακαμψίας των οδοντωτών τροχών, αποτελούν τους κυριότερους παράγοντες για τα ενισχυμένα επίπεδα παραγωγής θορύβου καθώς η ελαχιστοποίηση αυτού μπορεί να μειώσει δραστικά και το θόρυβο. Με βάση τον Houser et al το TE ορίζεται ως μια τιμή από κορυφή σε κορυφή (peak to peak – pp) σε έναν κύκλο εμπλοκής οδόντων. Ορισμένοι άλλοι ερευνητές χρησιμοποιούν το μετασχηματισμό Fourier για τον προσδιορισμό του σφάλματος μετάδοσης καθώς και για την αναγνώριση του προβλήματος. Αν υπάρχει σφάλμα στην κατατομή του δοντιού, τότε αυτό θα φανερωθεί σε ένα φάσμα συχνοτήτων με βάση τη συχνότητα εμπλοκής των οδόντων και των αρμονικών της. Κάποιοι άλλοι ερευνητές χρησιμοποιούν το φάσμα συχνοτήτων για να προσδιορίσουν τις φαντασματικές συχνότητες, οι οποίες προέρχονται λόγω κατασκευαστικών σφαλμάτων. Οι συχνότητες εμπλοκής, οι φαντασματικές καθώς και τα διάφορα προβλήματα των τροχών όπου εμφανίζονται στο φάσμα συχνοτήτων και δημιουργούν σφάλματα μετάδοσης, θα αναλυθούν σε επόμενο υποκεφάλαιο της παρούσας εργασίας [27].

Στο σχήμα 3.1 παρουσιάζεται ένα σχετικό διάγραμμα μέτρησης του TE για τρεις κύκλους εμπλοκής οδόντων με δύο διαφορετικά επίπεδα φόρτισης, όπου οι κορυφές των γραφικών παραστάσεων δηλώνουν εμπλοκή δοντιών. Με βάση το σχήμα παρατηρείται πως όσο υψηλότερη είναι η φόρτιση τόσο πιο ενισχυμένο είναι το TE και κατά συνέπεια το μέγεθος εκπομπής θορύβου [30].





Σχήμα 3.1: Σφάλμα μετάδοσης για τρεις κύκλους εμπλοκής οδόντων

Τέλος, το σφάλμα μετάδοσης μετρείται με στατικό ή δυναμικό τρόπο με μηδενική έως πλήρης φόρτιση όπως φαίνεται στο παρακάτω πίνακα [29].

		Φορτίο		
		Χαμηλό		Υψηλό
Ταχύτητα	Χαμηλή	Στατικά φορτίο	χωρίς	Στατικά με φόρτιση
	Υψηλή	Δυναμικά φορτίο	χωρίς	Δυναμικά με φόρτιση

Πίνακας 3.1: Μέτρηση σφάλματος μετάδοσης σύμφωνα με το φορτίο και την ταχύτητα

Όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή του σφάλματος μετάδοσης, τόσο πιο έντονη είναι η ενίσχυση του παραγόμενου θορύβου και κραδασμών, άρα και κατά συνέπεια τα μηχανικά μέρη θα φθείρονται ταχύτερα και η απόδοση της μετάδοσης κίνησης μειώνεται [6,8,9].

### 3.2.1 Τύποι σφαλμάτων μετάδοσης

Υπάρχουν διάφοροι τύποι σφαλμάτων μετάδοσης και διαφέρουν σε μικρό βαθμό μεταξύ τους. Αυτοί είναι οι εξής:

#### Κατασκευαστικά σφάλματα (MTE)

Οποιαδήποτε παραλλαγή στη γεωμετρία των οδόντων θα προκαλέσει κατά τη διάρκεια εμπλοκής σίγουρα σε κάποιο βαθμό σφάλμα μετάδοσης. Τα κατασκευαστικά σφάλματα (Manufacturing Transmission Error – MTE) καλούνται έτσι διότι προκαλούνται άμεσα κατά την κοπή των οδοντώσεων [27].

Γενικότερα, κατά την κατεργασία κοπής ενός οδοντωτού τροχού, υπάρχουν διάφοροι παράγοντες οι οποίοι μπορούν να επηρεάσουν την επιθυμητή γεωμετρική μορφή του δημιουργώντας αποκλίσεις. Οι πιο συνηθισμένοι από αυτούς είναι τα σφάλματα στην κατατομή του κοπτικού εργαλείου και σφάλματα κατά την τοποθέτηση του κοπτικού.

Τα σφάλματα κατατομής δημιουργούν ίσα και αντίθετα σφάλματα στις κατατομές της παραγόμενης οδόντωσης. Για την αποφυγή αυτών απαιτείται μια πλήρης επιθεώρηση των

κοπτικών προτού χρησιμοποιηθούν για πρώτη φορά και κυρίως στο στάδιο φινιρίσματος του τροχού να αποφεύγεται η χρήση φθαρμένου κοπτικού. Λόγω εσφαλμένης τοποθέτησης του κοπτικού εργαλείου προκύπτουν αποκλίσεις οι οποίες σχετίζονται με το βήμα οδόντωσης (διαφορετικά βήματα ανά διαδοχικούς οδόντες), διαφορετική γωνία οδόντωσης σε σχέση με την προβλεπόμενη (τοποθέτηση κοπτικού σε λανθασμένη γωνία) και λανθασμένη κατατομή πάχους οδόντα (έκκεντρη ή σε λάθος απόσταση τοποθέτηση του κοπτικού εργαλείου) [6,8].

Τα πιο ανησυχητικά σφάλματα για την ενίσχυση της θορυβώδους λειτουργίας στους οδοντωτούς τροχούς είναι τα σφάλματα που αφορούν κυρίως το βήμα οδόντωσης καθώς πολλαπλασιάζουν το σφάλμα μετάδοσης. Υπό κανονικές συνθήκες λειτουργίας, η σχέση μετάδοσης σε ένα ζεύγος συνεργαζόμενων τροχών δίνεται ως  $\omega_2 / \omega_1 = z_1 / z_2$  όπου  $\omega_1$  και  $\omega_2$  οι γωνίες περιστροφής του κινητήριου και κινούμενου τροχού με  $z_1$  και  $z_2$  οδόντες του ζεύγους αντίστοιχα. Στην πραγματικότητα όμως παρατηρείται μια απόκλιση τιμής για τη γωνία  $\omega_2$  όπως έχει προαναφερθεί. Το σφάλμα μετάδοσης οφείλεται τόσο σε σφάλματα των τροχών κατά την κατεργασία τους όσο και στην εμφάνιση φθοράς κατά τη λειτουργία τους ή και σε πιθανή παραμόρφωση των οδόντων λόγω υπερφόρτισης [6,8,9].

Τα σφάλματα αφορούν τα εξής μεγέθη ενός οδοντωτού τροχού:

- Βήμα οδόντωσης
- Πάχος οδόντος
- Μορφή κατατομής
- Εκκεντρότητα

Σφάλμα σε κάθε ένα μέγεθος ξεχωριστά χαρακτηρίζεται ως απλό σφάλμα, ενώ η υπέρθεση τους ονομάζεται σύνθετο σφάλμα. Τα κατασκευαστικά σφάλματα μετριούνται υπό μηδενική ή πολύ χαμηλή φόρτιση και χρησιμοποιούνται για την επιθεώρηση της ακρίβειας των τροχών στη γραμμή παραγωγής μέσω μέτρησης σύνθετου σφάλματος με πρότυπο τροχό (με τη σύνθετη δοκιμή μονής παρειάς η οποία αναλύεται στο επόμενο κεφάλαιο) [6,9,27].

### **Κινηματικό σφάλμα μετάδοσης (ΚΤΕ)**

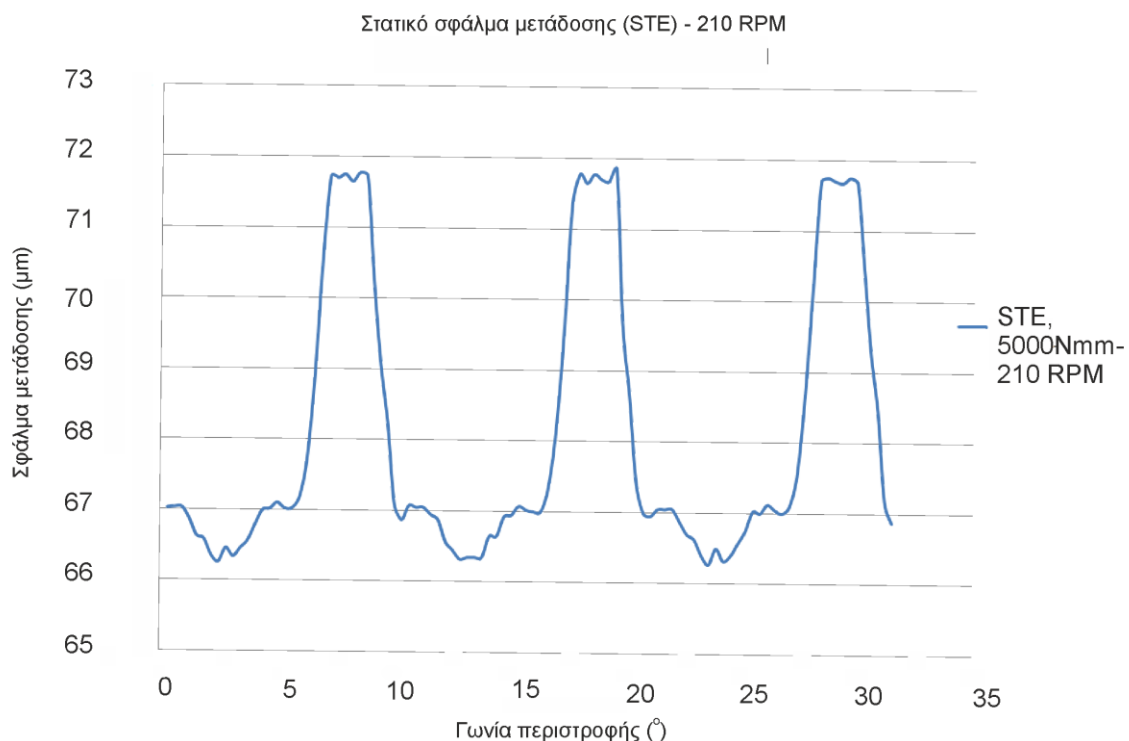
Το συγκεκριμένο σφάλμα θεωρείται ως παράγωγο του κατασκευαστικού σφάλματος και σχετίζεται άμεσα με την τραχύτητα επιφάνειας της οδόντωσης. Η τραχύτητα χαρακτηρίζεται ως τοπική ανωμαλία της επιφάνειας η οποία δεν ανιχνεύεται με γυμνό μάτι. Όταν δύο επιφάνειες οδόντων με τραχύτητα έρχονται σε επαφή, τα τμήματα των περιοχών με τραχύτητα παραμορφώνονται μέχρις ότου να αυξηθεί η επιφάνεια συναλλαγής και να αντέξει τη φόρτιση. Με βάση μια έρευνα που διεξάγεται από τους Blankenship και Singh αυτού του είδους η μικρού μεγέθους ελαστική παραμόρφωση λαμβάνει χώρα υπό χαμηλή φόρτιση λειτουργίας των οδοντωτών τροχών. Αναφέρουν συγκεκριμένα πως σε λειτουργία χαμηλής φόρτισης, οι παραμορφώσεις κατά την επαφή των οδόντων είναι ανάλογες των τοπικών παραμορφώσεων λόγω τραχύτητας που υπάρχουν στις συνεργαζόμενες κατατομές. Πρακτικά υπάρχει πολύ μικρή διαφορά μεταξύ του ΜΤΕ και ΚΤΕ, καθώς το ΜΤΕ είναι μια ειδική περίπτωση του ΚΤΕ υπό καθεστώς μηδενικής φόρτισης [27].

### **Στατικό σφάλμα μετάδοσης (STE)**

Όταν δύο οδοντωτοί τροχοί λειτουργούν σε επίπεδο χαμηλής φόρτισης, οι οδόντες αυτών παραμορφώνονται ελαστικά εντός του κιβωτίου, των εδράνων και των αξόνων. Ως εκ τούτου το σφάλμα μετάδοσης υπό χαμηλή φόρτιση είναι το στατικό σφάλμα μετάδοσης (Static Transmission Error – STE), το οποίο λαμβάνει υπόψη την ακαμψία όλων των μερών του

συστήματος. Το STE μετριέται σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής προκειμένου να αποφευχθούν τυχόν δυναμικές επιδράσεις του συστήματος. Κατά τη διάρκεια εμπλοκής, η μορφή των οδόντων του συνεργαζόμενου ζεύγους παραμορφώνεται λόγω της φόρτισης. Καθώς οι τροχοί περιστρέφονται ο αριθμός των οδόντων στην εμπλοκή μεταβάλλεται επηρεάζοντας έτσι την ακαμψία. Για τον προσδιορισμό του μεγέθους παραλλαγής της ακαμψίας έχουν διεξαχθεί διάφορες μελέτες για τη στατική περίπτωση. Με βάση τους Blankenship και Singh, η ακαμψία πιθανώς να σχετίζεται με το μέγεθος φόρτισης κατά την εμπλοκή, ενώ ο Mark ορίζει την ακαμψία ως ολοκληρωτικούς όρους στη ζώνη φόρτισης, λαμβάνοντας υπόψη και τις τοπικές ανωμαλίες στην επιφάνεια της οδόντωσης [27].

Θα πρέπει να τονισθεί ότι το σφάλμα μετάδοσης είναι ανεξάρτητο από το μέγεθος του οδοντωτού τροχού, με αποτέλεσμα η διάμετρος του να μη θεωρείται σημαντική παράμετρος. Όσον αφορά το εύρος τιμών του TE, για τιμές μεγαλύτερες της τάξης των 10 $\mu\text{m}$  από κορυφή σε κορυφή σε σχετικό διάγραμμα (Peak to Peak Transmission Error – PPTE) δηλώνουν έναν πολύ κακό σχεδιασμό στους οδοντωτούς τροχούς [27].



Σχήμα 3.2: Σχηματική απεικόνιση των παραλλαγών του PPTE μέσω ανάλυσης στατικού σφάλματος υπό φόρτιση 5000Nm για τρεις κύκλους εμπλοκής οδόντων σε τροχό με 34 δόντια.

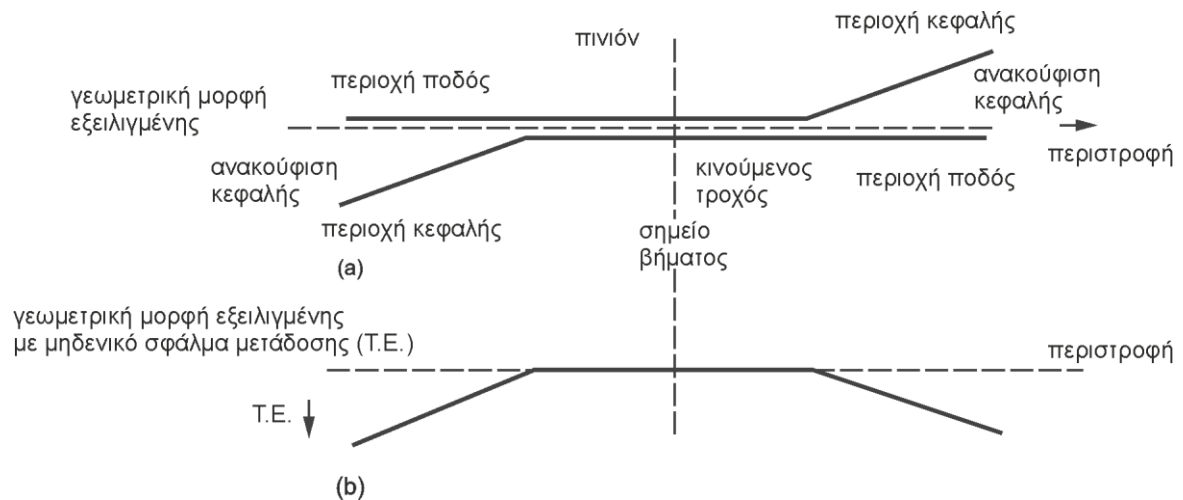
Σε τροχούς μεγάλου μεγέθους οι οποίοι λειτουργούν σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, τιμές του PPTE μεγαλύτερες από 20 $\mu\text{m}$  μπορούν να προκύψουν, με την προϋπόθεση πως το μέγεθος εκπομπής θορύβου δεν αποτελεί ουσιαστικό πρόβλημα. Τιμές της τάξης 1 $\mu\text{m}$  δηλώνουν μια εξαιρετική υψηλής ακρίβειας σχεδίαση οδοντωτών τροχών, αλλά στην πραγματικότητα μια τέτοια περίπτωση σπανίως συναντάται. Μεσαίου και μικρού μεγέθους οδοντωτοί τροχοί των οποίων οι τιμές του PPTE είναι μικρότερες από 3 έως 4  $\mu\text{m}$ , θεωρούνται πως η σχεδίαση τους είναι ικανοποιητική [27].

### Δυναμικό σφάλμα μετάδοσης (DTE)

Για μια πιο σωστή αξιολόγηση του παραγόμενου θορύβου όπως και των κραδασμών, η μέτρηση του TE πραγματοποιείται με δυναμικό τρόπο. Όταν μετριέται το δυναμικό σφάλμα μετάδοσης (Dynamic Transmission Error – DTE) οι οδοντωτοί τροχοί πρέπει να βρίσκονται εντός του κιβωτίου, καθώς το DTE αναφέρεται σε ολόκληρο το σύστημα, συμπεριλαμβάνοντας το housing και τα έδρανα κύλισης. Οι σχεδιαστές των οδοντωτών τροχών για παραπάνω από 100 χρόνια προσδιορίζουν τη διάρκεια ζωής του τροχού σύμφωνα με το συντελεστή δυναμικών καταπονήσεων. Ο δυναμικός παράγοντας είναι ο λόγος του δυναμικού προς το στατικό φορτίο ως αποτέλεσμα σφαλμάτων στη γεωμετρία του δοντιού και λαμβάνει υπόψη τις δυναμικές καταπονήσεις που προέρχονται από ταλαντώσεις συνεργαζόμενων τροχών. Το DTE εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής και μπορεί με μαθηματικό τρόπο να υπολογισθεί πολλαπλασιάζοντας το STE με μια συνάρτηση μεταφοράς [3,27,29].

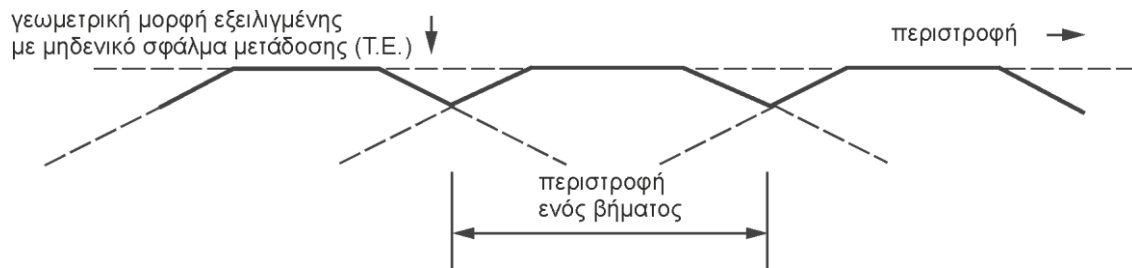
#### 3.2.2 Μέθοδοι εκτίμησης του σφάλματος μετάδοσης

Το δυναμικό σφάλμα μετάδοσης είναι εκείνο το οποίο συσχετίζεται σε μεγάλο βαθμό με την εκπομπή θορύβου, αλλά η μέτρηση καθώς και η ανάλυση αυτού είναι περίπλοκη διαδικασία. Επειδή το DTE διεγείρεται από το STE, η μείωση του θορύβου κρίνεται απαραίτητη για την αντιμετώπιση του STE. Επιπροσθέτως, το STE δύναται να ελαττωθεί μέσω συγκεκριμένων τροποποιήσεων στην κατατομή της οδόντωσης. Συνήθως αυτές είναι η ανακούφιση κεφαλής (tip relief) και η ανακούφιση ποδός (root relief). Εφόσον μια γενικότερη τροποποιημένη κατατομή θεωρείται ως η απόκλιση από το θεωρητική κατατομή εξειλιγμένης, τότε η εμπλοκή ενός ζεύγους οδόντων υπό μηδενική φόρτιση θα αποδώσει ένα STE όπως φαίνεται στο σχήμα 3.3 [27].



Σχήμα 3.3: Αναπαράσταση του STE για κατατομές οδόντων με ανακούφιση κεφαλής στην περίπτωση μηδενικής φόρτισης.

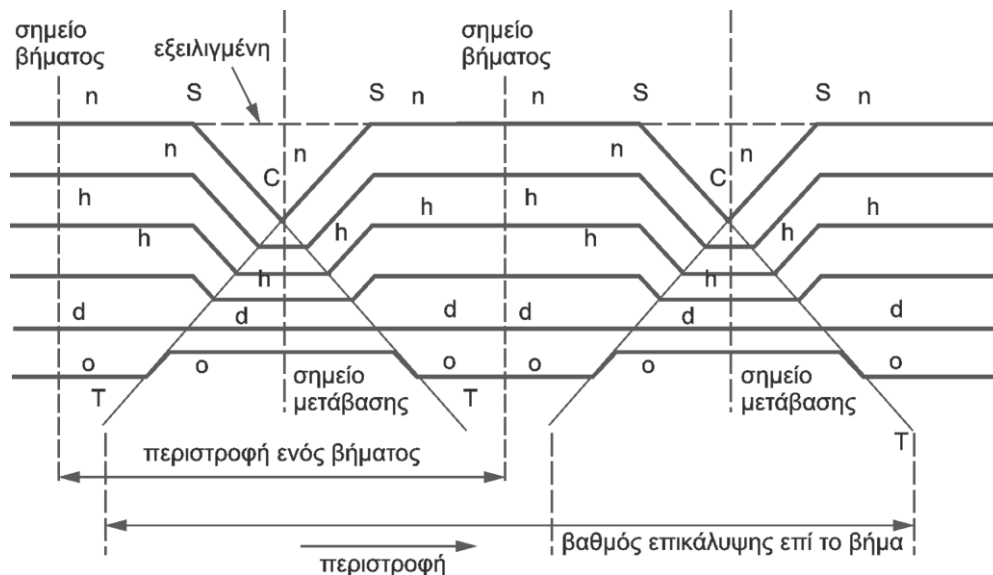
Στην περίπτωση διαδοχικής εμπλοκής ζεύγους οδόντων, το STE προκύπτει στη μορφή που παρουσιάζεται στο σχήμα 3.4. Η φόρτιση για το παρακάτω σχήμα είναι μηδενική κατά τη διάρκεια περιστροφής των συνεργαζόμενων τροχών.



Σχήμα 3.4: Διαδοχικές εμπλοκές οδόντων με ανακούφιση κεφαλής υπό μηδενική φόρτιση. Η παχιά γραμμή αντιπροσωπεύει το STE.

Στο σχήμα 3.5 παρουσιάζεται ένα ειδικό διάγραμμα το οποίο ονομάζεται <<Harris map>>. Ο Harris επιχείρησε να ερμηνεύσει τον τρόπο με τον οποίο το STE συσχετίζεται με τις τροποποιήσεις στην κατατομή της οδόντωσης για διάφορα επίπεδα φορτίσεων. Σύμφωνα με το σχήμα 3.5 υπάρχουν δύο διακεκομμένες γραμμές: η πρώτη βρίσκεται στο σημείο βήματος (pitch point) και η δεύτερη στο σημείο μετάπτωσης (change over point). Στο σημείο βήματος βρίσκεται σε επαφή μόνο ένα ζεύγος οδόντων, ενώ στο σημείο μετάπτωσης δύο ζεύγη δοντιών μοιράζονται το μέγεθος της φόρτισης αλλά όχι κατ ανάγκη ισόποσα και επιπλέον πραγματοποιείται απεμπλοκή για το πρώτο ζεύγος δοντιών και ξεκινά η εμπλοκή για το επόμενο. Η φόρτιση μοιράζεται εναλλακτικώς ανάμεσα σε ένα ζεύγος οδόντων στη περιοχή εξειλιγμένης και σε δύο ζεύγη δοντιών στα τμήματα S – C – S που αναφέρονται στη περιοχή ανακούφισης κεφαλής.

Κατά την εμπλοκή των οδοντωτών τροχών υπό μηδενική φόρτιση παράγεται η γραμμή “h”, η οποία ορίζει τις παραλλαγές (κατά το y άξονα) στη συνεργαζόμενη κίνηση από την ιδεατή οριζόντια διακεκομμένη γραμμή που αντιπροσωπεύει οδοντωτούς τροχούς με τέλεια γεωμετρική μορφή και μηδενικό σφάλμα μετάδοσης. Η ανακούφιση κεφαλής από το S στο C για το ένα ζεύγος οδόντων και από το C στο S για το επόμενο ζεύγος δίνει μια “πτώση” στη μετάδοση κίνησης. Η γραμμή “h” αναφέρεται σε φόρτιση της τάξης του 50% και δείχνει πως οι ελαστικές παρεκκλίσεις συμπίπτουν με εκείνες των αρχικών κατατομών. Στην πλήρης φόρτιση, δηλαδή για τη γραμμή “d” στο σχήμα οι ελαστικές παρεκκλίσεις έχουν τελείως αναιρέσει τις επιδράσεις των μετατροπών στην κατατομή και το σφάλμα μετάδοσης προκύπτει ως μια ευθεία γραμμή και επομένως δεν παράγονται κραδασμοί. Η τελευταία γραμμή είναι η “o” η οποία αναφέρεται σε υπερφόρτιση σε ποσοστό 25% στην οποία συμβαίνει διπλή επαφή των οδόντων [27,28].



Σχήμα 3.5: Harris map. Σχηματική απεικόνιση του σφάλματος μετάδοσης λόγω ελαστικών παρεκκλίσεων σε ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών για διάφορα επίπεδα φόρτισης, στους οποίους οι οδόντες είναι σχεδιασμένοι με υψηλού μεγέθους ανακούφισης κεφαλής.

### 3.3 Αίτια πρόκλησης βλαβών κατά τη λειτουργία των οδοντωτών τροχών

Η εμφάνιση σφαλμάτων στη μετάδοση κίνησης/ισχύος κατά τη διάρκεια λειτουργίας των συνεργαζόμενων τροχών, δύναται να οφείλεται σε σφάλματα τα οποία προέρχονται από την κατασκευαστική διαμόρφωσή τους καθώς επίσης και από διάφορους ξεχωριστούς παράγοντες οι οποίοι αναλύονται στη συνέχεια:

- **Η υπερφόρτιση** θεωρείται ως ένα από τα πιο συνήθη αίτια και είναι το αποτέλεσμα αναπτυσσόμενων κρουστικών φορτίων κατά τη διάρκεια συνεργασίας των τροχών. Δημιουργούνται ραβδώσεις στην κατατομή του οδόντα οι οποίες τον απογυμνώνουν. Πρόληψη για πιθανή θραύση μπορεί να επιτευχθεί με χρήση συστημάτων υπερφόρτισης.
- **Η υπερβολική ταχύτητα περιστροφής.** Το συγκεκριμένο αίτιο ισχύει για μηχανισμούς στους οποίους δε χρησιμοποιούνται συσκευές ελέγχου της ταχύτητας καθιστώντας έτσι πιθανή τη λειτουργία αυτού σε ταχύτητες μεγαλύτερες του επιτρεπτού ορίου.
- **Η λίπανση.** Χρησιμοποιείται για τη μείωση των τριβών και των αναπτυσσόμενων ποσών θερμότητας στις συνεργαζόμενες κατατομές. Επιπλέον πρέπει να μπορεί να παραμείνει στην κατατομή μέχρις ότου να έρθει σε επαφή με τη συνεργαζόμενη της. Απαραίτητες είναι οι τεχνικές φιλτραρίσματος στο λιπαντικό για την απομάκρυνση ξένων σωματιδίων και την αποφυγή τοπικής συγκόλλησης για να μην εμφανισθεί πιθανή φθορά στις κατατομές. Σε περίπτωση που η δράση της λίπανσης είναι ανεπαρκής, οι κατατομές στιγμιαία συγκολλούνται και στη συνέχεια απομακρύνονται, δημιουργώντας αστοχία στους οδοντωτούς τροχούς. Τα λιπαντικά που χρησιμοποιούνται συνήθως είναι ορυκτά έλαια και σε μικρές περιφερειακές ταχύτητες χρησιμοποιούνται λίπη.
- **Η ύπαρξη ξένων σωματιδίων** στις συνεργαζόμενες κατατομές αποτελεί απειλή για την αποδοτική λειτουργία των οδοντωτών τροχών. Τα σωματίδια αυτά μπορούν να υπάρχουν είτε στο χρησιμοποιούμενο λιπαντικό, είτε να ήδη βρίσκονται πάνω στις κατατομές. Η επαφή στερεού με στερεού προκαλεί τοπική συγκόλληση και κατά συνέπεια φθορά στις κατατομές. Αν τα σωματίδια προέρχονται από το λιπαντικό, τότε

χρησιμοποιούνται διάφορες τεχνικές φιλτραρίσματος για την απομάκρυνση αυτών όπως προαναφέρθηκε.

- **Η ακατάλληλη θερμική κατεργασία.** Ακατάλληλη θεωρείται η κατεργασία της επιφανειακής σκλήρυνσης όπου συνήθως υφίστανται οι οδόντες, σε περίπτωση που το πάχος σκλήρυνσης προκύψει ανομοιόμορφο.
- **Η ακατάλληλη κατασκευή και συναρμολόγηση.** Όσον αφορά την κατασκευαστική διαμόρφωση, οι οδοντωτοί τροχοί εξειλιγμένης δεν πρέπει να έχουν αριθμό οδόντων μικρότερο από έναν καθορισμένο οριακό προκειμένου να αποφευχθεί η εμφάνιση υποκοπών, οι οποίες μειώνουν την αντοχή του οδόντα λόγω μειωμένου πάχους στη βάση και αυξάνουν τον κίνδυνο θραύσης όπως έχει τονισθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο. Επομένως οι κατατομές πρέπει να έχουν διαμορφωθεί με ακρίβεια ειδικά στην περιοχή του κύκλου ποδός. Επιπροσθέτως, οι τροχοί θα πρέπει να λειτουργούν υπό την ονομαστική απόσταση που προβλέπεται για αυτούς για την αποφυγή απρόβλεπτων υψηλών δυνάμεων που οδηγούν σε αστοχία. Περαιτέρω αιτίες για ακατάλληλη συναρμολόγηση οφείλονται στην κακή ευθυγράμμιση και στη χαλαρή πρόσδεση των αξόνων που μπορεί να προκαλέσει δονήσεις από αζυγοσταθμία.

Οι παραπάνω αιτίες οι οποίες προκαλούν αστοχίες στις κατατομές οδόντωσης, ενισχύουν την εκπομπή θορύβου και δημιουργούν προβλήματα στους οδοντωτούς τροχούς που χαρακτηρίζονται ως βλάβες [3,6].

### **3.4 Κριτήρια κακής λειτουργίας των οδοντωτών τροχών**

Η λειτουργία μιας βαθμίδας οδοντωτών τροχών χαρακτηρίζεται ως αποδοτική, εφόσον αυτή λειτουργεί με βάση τις προδιαγραφές (με μικρές ανοχές) του κατασκευαστή ή όχι. Δυο χρησιμοποιούμενα κριτήρια για την αξιολόγηση της λειτουργικότητας μιας βαθμίδας τροχών είναι η απώλεια ισχύος και οι παραγόμενες ταλαντώσεις.

Η απώλεια ισχύος λόγω ανάπτυξης τριβής και η μετατροπή της σε θερμότητα, θεωρείται ως καλή ένδειξη για τον τρόπο λειτουργίας των οδοντωτών τροχών. Η τιμή του παραγόμενου ποσού θερμότητας πρέπει να είναι μικρότερη ή το πολύ ίση με ένα συγκεκριμένο προϋπολογισμένο, προκειμένου η λειτουργία της βαθμίδας να χαρακτηρίζεται ως αποδοτική.

Το δεύτερο χρησιμοποιούμενο κριτήριο για την αξιολόγηση της λειτουργίας των οδοντωτών τροχών είναι η ύπαρξη ταλαντώσεων. Σε ένα κιβώτιο τροχών πρέπει να παράγονται ταλαντώσεις, εντός ενός εύρους ορίων. Για τα περιστρεφόμενα μέρη του κιβωτίου, η δυναμική ζυγοστάθμιση είναι από τις πρώτες ενέργειες που θα υλοποιηθούν. Οι ταλαντώσεις δύναται να δημιουργήσουν προβλήματα λόγω κατασκευαστικών σφαλμάτων ή λειτουργικά λάθη κατατομών, από έναν ελαστικό σύνδεσμο που πιθανόν να κολλάει σε μια μη ζυγοσταθμισμένη θέση, είτε από ακατάλληλη συναρμολόγηση ή λανθασμένης ευθυγράμμισης των εξαρτημάτων του κιβωτίου [15].

### **3.5 Βλάβες οδοντωτών τροχών**

Η γνώση των βλαβών που δύναται να εμφανιστούν στις οδοντώσεις όπως και των αιτιών που τις προκαλούν αποτελεί στοιχείο κομβικής σημασίας για την κατάλληλη εκλογή υλικού διαμόρφωσης και σωστού υπολογισμού σε ένα σύστημα συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών. Η μη αποδοτική λειτουργία των οδοντωτών τροχών οφείλεται σε διάφορους παράγοντες. Εκτός από το αυξανόμενο μέγεθος εκπομπής θορύβου και την εμφάνιση ταλαντώσεων, συχνά δεν υπάρχει κάποια ένδειξη του μεγέθους του προβλεπόμενου σφάλματος, μέχρις ότου να συμβεί η

αστοχία. Γενικότερα, οι βλάβες των οδόντων διακρίνονται στις βλάβες θραύσης και στις βλάβες κατατομής [5,12].

### **Θραύση οδόντος (breakage)**

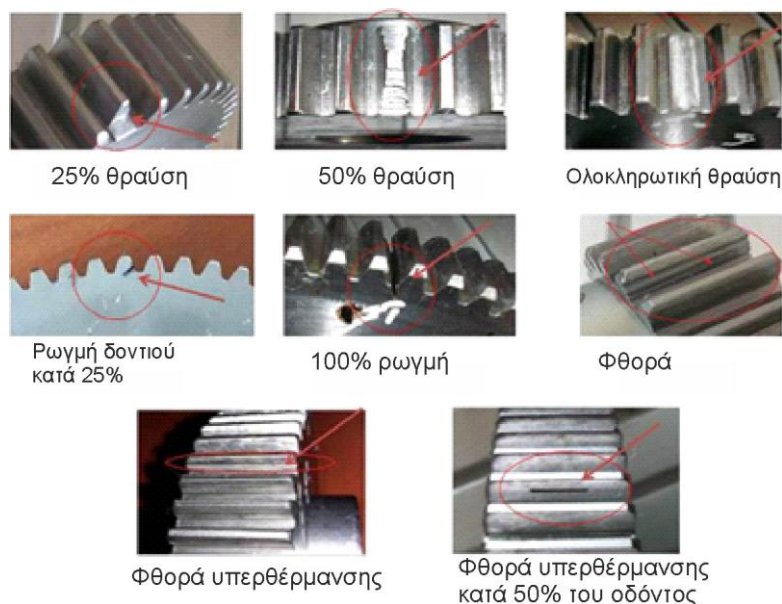
Κατά τη θραύση ενός οδόντα (breakage), ολόκληρος ή τμήμα αυτού αποχωρίζεται από τον υπόλοιπο τροχό. Συνήθως αρχικά εμφανίζεται μια μικρή ρωγμή, όπου με χρήση λιπαντικού και της σχετικής κίνησης των επιφανειών του ραγίσματος δημιουργείται φθορά. Η θραύση ενός οδόντα μπορεί να προέλθει από στατική ή δυναμική φόρτιση [5].

Στη στατική φόρτιση, προκύπτει στιγμιαία υπερφόρτιση του τροχού με τη δημιουργία ραβδώσεων στην κατατομή του οδόντα. Θεωρείται ως μια συνήθης περίπτωση αστοχίας. Η θραύση αυτή μπορεί να προληφθεί αν εξαρχής διευκρινιστούν οι πιθανές αιτίες υπερφόρτισης και ληφθούν αντίστοιχες επιτρεπόμενες τιμές στον υπολογισμό. Γενικότερα, η βασική αιτία της θραύσης αυτής είναι η έλλειψη ευθυγράμμισης που προκαλεί συγκέντρωση των τάσεων στη μία πλευρά του οδόντος. Επιπλέον η θραύση από υπερφόρτιση, οφείλεται στη συγκόλληση των οδόντων λόγω αστοχίας του εδράνου, των καμπτόμενων ατράκτων ή από την εισχώρηση μεγάλης ποσότητας ξένου υλικού που εμπλέκεται στην περιοχή επαφής των οδόντων. Μια ακραία περίπτωση άνισης φόρτισης μπορεί να συμβεί σε μοντάρισμα υδραυλικών ανυψωτικών μηχανισμών, όπου μπορεί να υπάρξουν πολλοί ηλεκτρικοί κινητήρες οι οποίοι θα εργάζονται σε παράλληλη διάταξη μέσω μειωτήρων στροφών, προκειμένου να επιτύχουν ανύψωση ή μείωση φορτίου χιλιάδων τόνων [5,15].

Η δυναμική θραύση χαρακτηρίζεται ως ο κοινότερος τύπος αστοχίας και οφείλεται σε συνεχόμενες επαναλαμβανόμενες φορτίσεις οι οποίες υπερβαίνουν το όριο δυναμικής ή χρονικής αντοχής του υλικού. Επιμέρους παράγοντες που ενισχύουν τη δυναμική θραύση είναι σφάλματα υλικού, θερμικής επεξεργασίας, κατεργασίας των οδόντων και η συγκέντρωση τάσεων. Οι τάσεις που δημιουργούνται και οδηγούν στη θραύση, οφείλονται στο ελαττωματικό σχεδιασμό, στην έλλειψη ευθυγράμμισης, στην υπερφόρτιση ή στη μη αναμενόμενη αύξηση των τάσεων στις εγχοπές. Η συγκεκριμένη θραύση μπορεί να αποφευχθεί με αύξηση της αντοχής του ποδός του οδόντα π.χ. με θερμική κατεργασία βελτίωσης του υλικού, αύξηση του μέτρου οδόντωσης, αποφυγή των σημείων συγκέντρωσης τάσεων ή λαμβάνοντας υπόψη πρόσθετες καταπονήσεις στον υπολογισμό [5,15].

Επιπλέον θραύσεις εμφανίζονται και στην κεφαλή του οδόντα που είναι αποτέλεσμα ανομοιόμορφης κατανομής φόρτισης σε όλο το πλάτος του οδόντα λόγω λαθών στην παραλληλότητα των αξόνων, σε λάθη κοπής οδόντων ή σε μεγάλη ελαστική παραμόρφωση.

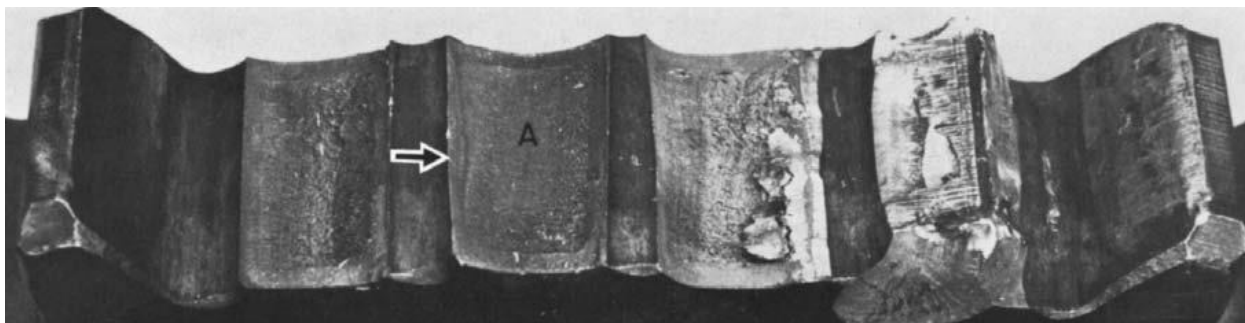




Σχήμα 3.6: Τμηματική και ολοκληρωτική θραύση οδόντων.

Ένα επιπλέον συνηθισμένο είδος θραύσης οδόντος οφείλεται στη έντονη φθορά μέσω εκκοιλάνσεων. Όταν ένας τροχός έχει φθαρεί από εκκοιλάνσεις, μία ρωγμή ξεκινά από την κορυφή του οδόντος η οποία διαδίδεται σε ολόκληρο το τμήμα του. Οι καταστροφικές εκκοιλάνσεις είναι ικανές να απομακρύνουν αρκετή ποσότητα μετάλλου από τον οδόντα, μειώνοντας έτσι την αντοχή του κάτω από το όριο ασφαλούς λειτουργίας του με αποτέλεσμα τη θραύση του. Σε οδοντωτούς τροχούς που διαθέτουν πλατιά οδόντωση, ένα τριγωνικό τμήμα οδόντος αποκόπτεται. Η ρωγμή συνήθως ξεκινά από τη διάμετρο του κύκλου ποδός ή και λίγο κατώτερα στην πλευρά του οδόντος.

Αν το πινιόν ή ο συνεργαζόμενος τροχός συνεχίζουν τη λειτουργία τους εφόσον έχει χαθεί τμήμα του οδόντος, είναι πολύ πιθανό λόγω της υπερφόρτισης του φθαρμένου οδόντος να αποκολληθεί ολοκληρωτικά. Συγκεκριμένα στους ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς, δε συνηθίζεται η αποκόλληση ολόκληρου τμήματος τους οδόντος, αλλά πιθανή είναι η απώλεια τμήματος σε ποσοστό έως και 1/3 του πλάτους του. Ακόμα και όταν έχουν φθαρεί ή αποκολληθεί τμήματα οδόντων, η συνεργαζόμενη λειτουργία τους συνεχίζεται λόγω του γεγονότος πως η αυξανόμενη εκπομπή θορύβου και οι ταλαντώσεις πιθανόν να μην προκαλεί ανησυχία [12].



Σχήμα 3.7: Θραύση οδόντωσης σε μετωπικό τροχό λόγω κόπωσης. Πιθανόν πρώτα έσπασε ο οδόντας Α λόγω κόπωσης η οποία ρωγμή προήλθε στο αριστερό μέρος του.

Σε οδοντωτούς τροχούς οι οποίοι έχουν μικρό πλάτος οδόντων ή το ύψος αυτών είναι περίπου με το πλάτος τους, μια ρωγμή ξεκινά από ένα λάκκο και τείνει να αποκολλήσει ολόκληρο τον οδόντα κατά τη διεύθυνση του πλάτους του [12].

### **Εκκοιλάνσεις**

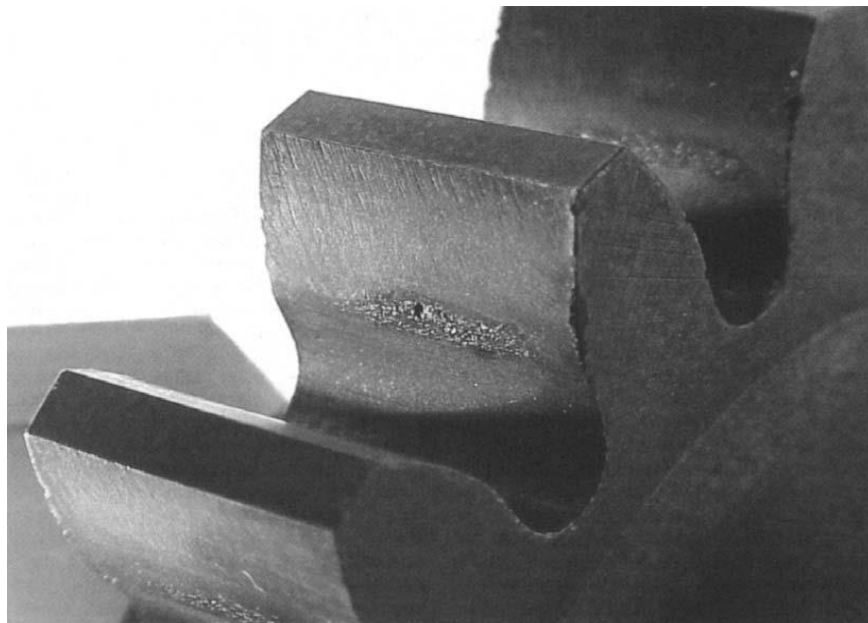
Η επιφανειακή κόπωση των κατατομών πολλές φορές εκδηλώνεται με την εμφάνιση εκκοιλάνσεων (pittings) οι οποίες πιθανόν προέρχονται από τη συμπίεση λαδιού λίπανσης μέσα σε μικρές χαραγές του υλικού που μεγαλώνουν σταδιακά. Οι βασικότερες αιτίες στην εμφάνιση των εκκοιλάνσεων είναι η κακή ευθυγράμμιση, η τοπική υπερφόρτιση των οδοντωτών τροχών και η λειτουργία τους σε υψηλές ταχύτητες. Οι εκκοιλάνσεις διακρίνονται στους εξής τύπους:

1. Στις αρχικές εκκοιλάνσεις (initial pitting) που εμφανίζονται σε περιοχές συγκέντρωσης υψηλών τάσεων και οφείλονται σε τοπική φυσιολογική φθορά των επιφανειών. Προκύπτουν σε μια μικρή περιοχή κάτω από τον αρχικό κύκλο του οδοντωτού τροχού. Πιθανόν να εμφανιστούν κατά την έναρξη λειτουργίας του οδοντωτού τροχού και επεκτείνονται μέχρις ότου οι μεγάλες υπερφορτισμένες περιοχές της επιφάνειας του οδόντος μειωθούν έτσι ώστε να αναληφθεί το φορτίο από μία επαρκώς μεγάλη επιφάνεια επαφής χωρίς την περαιτέρω υποβάθμιση της ποιότητας της. Η συγκεκριμένη μορφή αστοχίας δε θεωρείται επικίνδυνη καθώς μπορεί να επιδιορθωθεί.
2. Στις καταστρεπτικές εκκοιλάνσεις (destructive pitting), οι οποίες είναι λάκκοι μεγαλύτερου μεγέθους από τις προηγούμενες και καταστρέφουν την κατατομή. Χαρακτηρίζονται ως συνέχεια των αρχικών εκκοιλάνσεων, οι οποίες σταδιακά αυξάνονται σε μέγεθος και αριθμό σε τέτοιο βαθμό, ώστε να παύει να θεωρείται ομαλή η λειτουργία του συνεργαζόμενου ζεύγους οδοντωτών τροχών. Δε δύναται να επιδιορθωθούν.
3. Στις εκκοιλάνσεις σμίλευσης της κατατομής ή αλλιώς τοπικές εκκοιλάνσεις (spalling). Θεωρούνται ως το επόμενο στάδιο των καταστρεπτικών, όπου είναι μεγαλύτερες σε μέγεθος από αυτές και περιορίζονται τοπικά. Οι σχηματιζόμενες εκκοιλάνσεις είναι μεγαλύτερες, βαθύτερες και πιο καθαρές από αυτές της κοινής κόπωσης. Προκύπτουν από ατέλειες της επιφάνειας, εσωτερικές ατέλειες στο υλικό του οδόντος ή από υψηλού μεγέθους εσωτερικές τάσεις που οφείλονται στις θερμικές διεργασίες των εξαρτημάτων. Τα σωματίδια που δημιουργούνται από τις συγκεκριμένες παρεμβάλλονται ανάμεσα στις συνεργαζόμενες κατατομές.
4. Στις μικροεκκοιλάνσεις (micropitting). Προκαλούν μικροδιάβρωση και μικροκόπωση και στη συνέχεια κόπωση και γήρανση. Δύναται να ξεκινήσουν οπουδήποτε πάνω στην επιφάνεια επαφής του οδόντος. Στις επαφές υψηλών καταπονήσεων, οι δυνάμεις τριβής δημιουργούν τοπικά υψηλές τάσεις μεταξύ των συνεργαζόμενων επιφανειών, γεγονός που εντείνει τη διαδικασία εμφάνισης του φαινομένου. Προκειμένου να ξεκινήσει η μικροδιάβρωση, πρέπει η τραχύτητα του οδόντα να είναι ίδιας ή μεγαλύτερης τάξης από το πάχος του στρώματος του λιπαντικού το οποίο κυμαίνεται στο 1μm. Η χρησιμοποίηση συνθετικών λιπαντικών σε υψηλές θερμοκρασίες τείνει να μειώνει το πάχος του λιπαντικού στρώματος και έτσι ενισχύει το φαινόμενο της μικροδιάβρωσης [3,6,15].

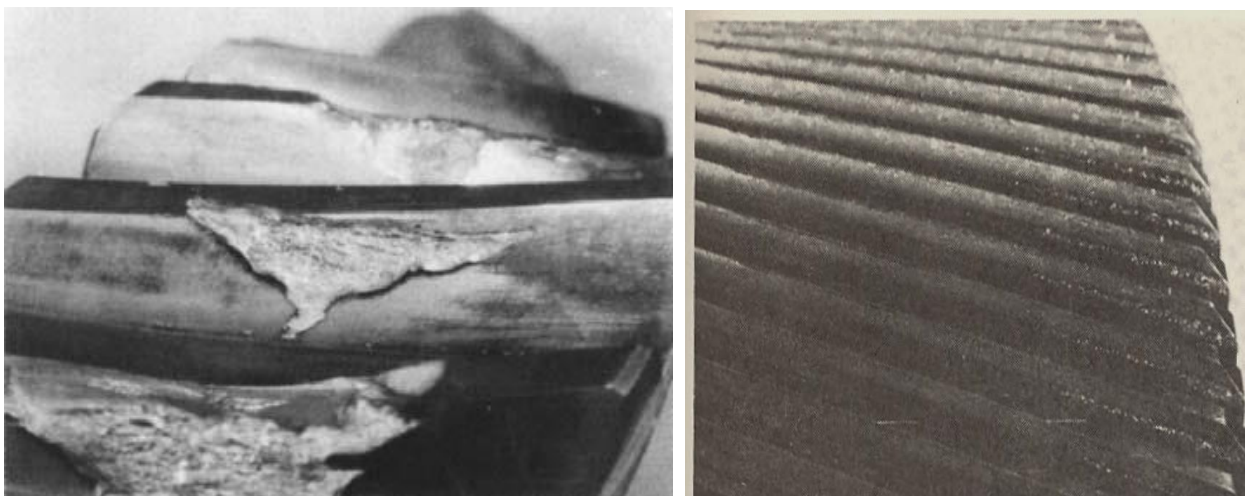


Σχήμα 3.8: Διάφοροι βαθμοί εκκοιλάνσεων.

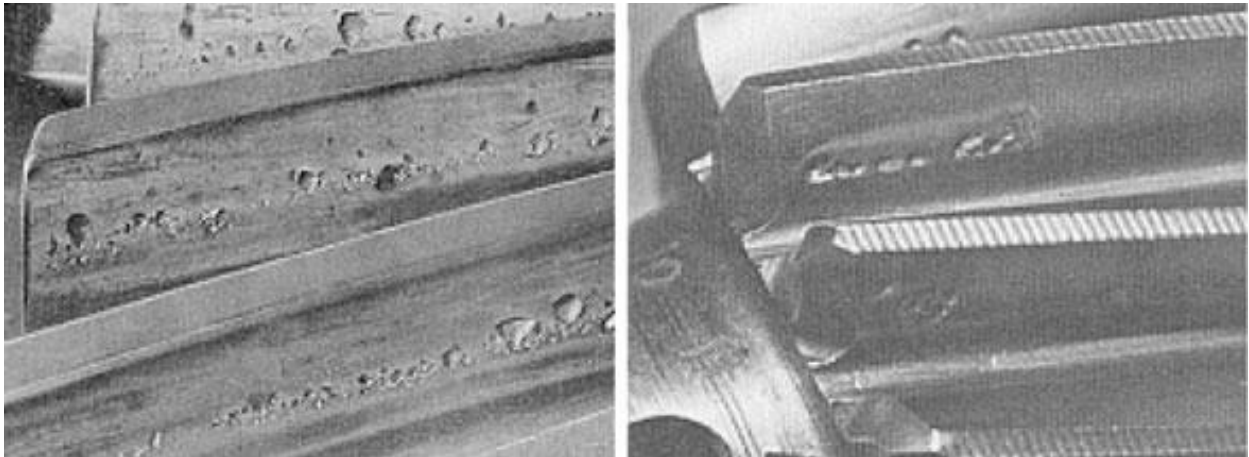
Για την αποφυγή της συγκεκριμένης βλάβης, πρέπει να ελαττωθεί η τοπική υπερφόρτιση της κατατομής του οδόντα για να υπάρξει ομοιόμορφη κατανομή πίεσης επιφάνειας, να αυξηθεί η αντοχή της κατατομής του οδόντα (π.χ. με σκλήρυνση) ή να χρησιμοποιηθεί πιο παχύρευστο λάδι [5,6,15].



Σχήμα 3.9: Micropitting



Σχήμα 3.10: α. Spalling (αριστερά), β. Αρχικές εκκοιλάνσεις (δεξιά)



Σχήμα 3.11: Καταστρεπτικές εκκοιλάνσεις

### Φθορά

Είναι φαινόμενο κατά το οποίο στρώματα μετάλλου αφαιρούνται ομοιόμορφα από τον οδόντα αλλοιώνοντας έτσι την επιφάνεια του. Συνήθως εμφανίζεται σε τροχούς με σχετικά μεγάλο  $\text{modul}$  και σε λειτουργία μικρής περιφερειακής ταχύτητας. Οι φθορές των οδόντων (gallings) προκύπτουν όταν έχει γίνει ακατάλληλη εκλογή υλικών του ζεύγους των συνεργαζόμενων τροχών, όταν η λίπανση είναι ανεπαρκής ή στο χρησιμοποιούμενο λιπαντικό υπάρχουν ξένα σωματίδια [5,6].

### Abrasive wear

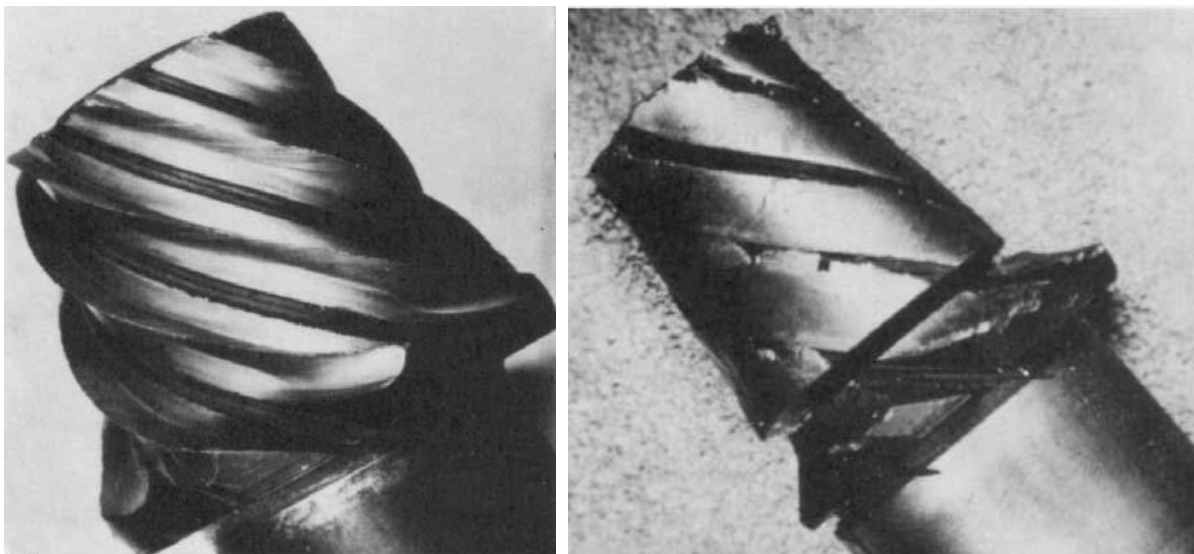
Η ύπαρξη ξένων σωματιδίων στο χρησιμοποιούμενο λιπαντικό (abrasion) αφαιρεί σταδιακά επιφανειακά στρώματα μετάλλου στην οδόντωση των συνεργαζόμενων τροχών. Το φαινόμενο συμβαίνει κατά τη διάρκεια μεταξύ κύλισης των δύο επιφανειών. Τα σωματίδια αυτά πρέπει εξ ολοκλήρου να απομακρύνονται διότι σε μεταγενέστερο στάδιο θα προσκολληθούν στην επιφάνεια των οδόντων. Οι πρώτες ενδείξεις της συγκεκριμένης αστοχίας ανιχνεύονται εύκολα λόγω των ελαφρών επιφανειακών ρωγμών στην οδόντωση. Στο σχήμα 3.12 παρουσιάζεται ένα παράδειγμα φθοράς λόγω ύπαρξης ξένων σωματιδίων στην κατατομή της οδόντωσης, χωρίς να εμφανίζονται φθορές στη μικροδομή. Η συγκεκριμένη μορφή αστοχίας αποφεύγεται με χρήση σκληρυμένων οδόντων και παχύρευστου λιπαντικού [6,12].



Σχήμα 3.12: Φθορά λόγω ύπαρξης ξένων σωματιδίων σε κωνικό οδοντωτό τροχό.

### Adhesive wear

Είναι φαινόμενο το οποίο συμβαίνει όταν στις μεταξύ κυλιόμενες επιφάνειες, η πίεση που ασκείται είναι τόσο ισχυρή με αποτέλεσμα την εμφάνιση τοπικής πλαστικής παραμόρφωσης με εκροή υψηλών ποσών θερμότητας και προσκόλλησης των τμημάτων των οδόντων. Η πρώτη ένδειξη σχετίζεται με την επιφάνεια να είναι ιδιαίτερα γυαλιστερή. Στη συνέχεια εμφανίζεται τοπική φθορά η οποία και εξαπλώνεται σταδιακά σε ολόκληρο το τμήμα της επιφάνειας. Καθώς αυξάνονται τα εκλυόμενα ποσά θερμότητας λόγω της τριβής, η επιφάνεια γίνεται πιο μαλακή, επικρατεί ισχυρότερη πλαστική παραμόρφωση, το φαινόμενο της προσκόλλησης τμημάτων είναι εντονότερο και η τοπική θερμοκρασία αυξάνει σε τέτοιο βαθμό όπου αλλάζει ολοκληρωτικά η μικροδομή της επιφάνειας. Πολύ πιθανή θεωρείται και η αποκόλληση μεγάλων επιφανειακών τμημάτων. Η συνέχιση του φαινομένου αυτού, θα έχει ως αποτέλεσμα την ολοκληρωτική καταστροφή της οδόντωσης [12].



Σχήμα 3.13: Υψηλού μεγέθους φθοράς σε πινιόν κατασκευασμένα από χάλυβα.

### Φθορά λόγω κυλίσεως

Η φθορά κόπωσης λόγω κυλίσεως προκαλεί τρία διαφορετικά είδη σωματιδίων: θραύσματα από κόπωση των επιφανειών, σφαιρικά σωματίδια και σωματίδια με μορφή μικρού ελάσματος. Τα απελευθερωμένα σωματίδια δημιουργούν εκκοιλάνσεις στις επιφάνειες των οδόντων. Η αύξηση του πλήθους των θραυσμάτων ή του μεγέθους αυτών αποτελεί ένδειξη φθοράς. Τα υπό μορφή ελάσματος σωματίδια είναι πολύ λεπτά με μέγιστη διάσταση 10:1 και μπορούν να σχηματισθούν κατά το πέρασμα ενός συνήθους σωματιδίου φθοράς το οποίο κυλιέται πάνω σε μια επιφάνεια. Η εμφάνιση των σωματιδίων είναι στοιχείο κομβικής σημασίας για την αποφυγή σοβαρής βλάβης εντός του συνεργαζόμενου ζεύγους τροχών [15].

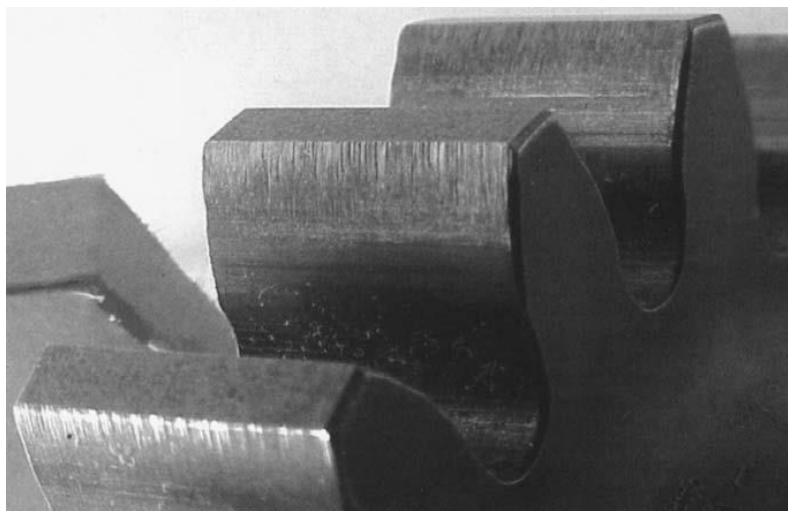
### Συνδυασμός φθοράς από κύλιση και ολίσθηση

Ο συγκεκριμένος συνδυασμός προκύπτει κατά τη διάρκεια εμπλοκής του συνεργαζόμενου ζεύγους οδοντωτών τροχών. Τα μεγαλύτερα μεγέθους σωματίδια τα οποία προκύπτουν από ισχυρές εφελκυστικές τάσεις στις συνεργαζόμενες επιφάνειες, προκαλούν τη βαθύτερη εισχώρηση των θραυσμάτων στους οδόντες δημιουργώντας εκκοιλάνσεις. Η φθορά των οδοντωτών τροχών προκαλείται κατά τη λειτουργία σε υψηλές στροφές ή μεταφοράς ισχυρών φορτίων. Τα υψηλά αναπτυσσόμενα ποσά θερμότητας καταστρέφουν τη λιπαντική δράση, με

αποτέλεσμα οι συνεργαζόμενες επιφάνειες των τροχών να συγκολλούνται. Η συνέχιση του φαινομένου οδηγεί στη σταδιακή αύξηση της τραχύτητας της επιφάνειας [15].

### Scoring-Scuffing

Χαρακτηρίζεται ως φαινόμενο στο οποίο η λίπανση κρίνεται αποτυχημένη στη θέση επαφής των συνεργαζόμενων κατατομών. Η συνεχόμενη επαφή μετάλλου-μετάλλου των οδόντων, λόγω της μη αποδοτικής λειτουργίας της λίπανσης, προκαλεί τη συγκόλληση των επιφανειών και στη συνέχεια αυτές αποχωρίζονται καθώς συνεχίζεται η κίνηση περιστροφής. Σχισμές και σημάδια αυλακώσεων εμφανίζονται κατά τη διεύθυνση περιστροφής στην οδόντωση. Παρόμοια φθορά δύναται να εμφανιστεί μερικές φορές στην εμπλοκή των οδοντωτών τροχών με χρήση διαφορετικού υλικού από το προβλεπόμενο. Μπορεί επίσης να σχετίζεται με το ενδεχομένως πολύ λεπτό πάχος του λιπαντικού στρώματος, την επιβολή μεγαλύτερων τάσεων από τις προβλεπόμενες ή με μεγάλες ταχύτητες ολίσθησης μεταξύ των συνεργαζόμενων επιφανειών [6,12].



Σχήμα 3.14: Σημάδια αυλακώσεων λόγω ανεπαρκούς λίπανσης.

### Κόπωση των κατατομών

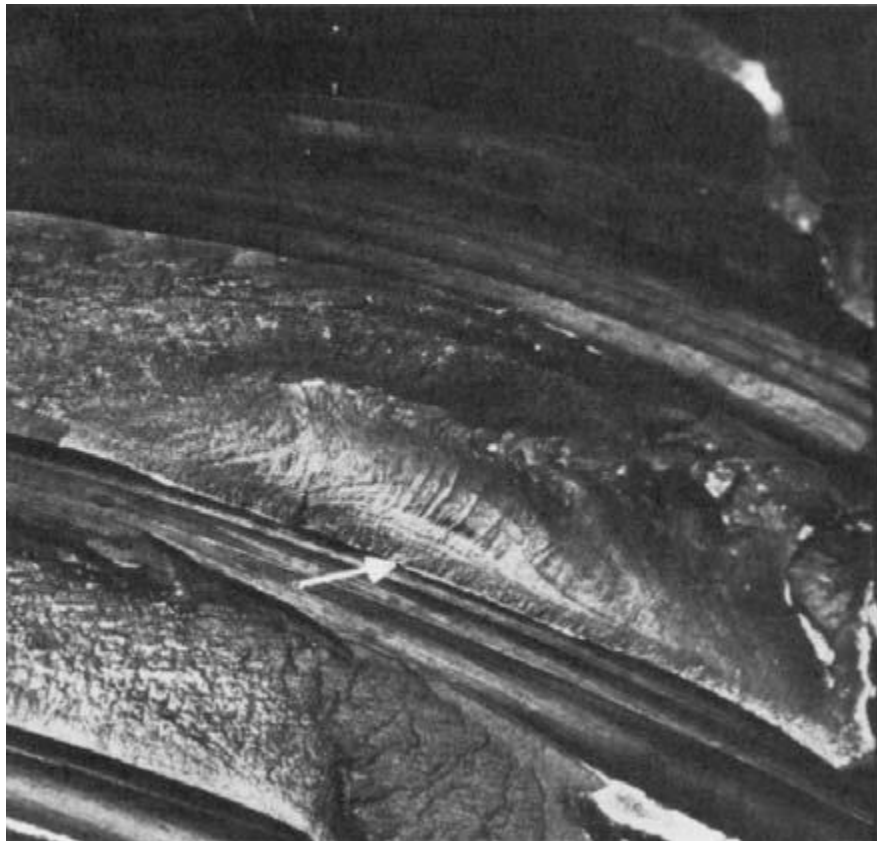
Τα σφάλματα λόγω κόπωσης προκύπτουν όταν τα επαναλαμβανόμενα φορτία είναι πολύ μικρότερα από το όριο αντοχής εφελκυσμού του υλικού. Συγκεκριμένα για την κόπωση:

- Εξαρτάται από τον αριθμό επαναλήψεων της επιβολής φορτίου
- Δεν εμφανίζεται κάτω από ένα συγκεκριμένο όριο εφελκυσμού
- Εντείνεται κυρίως από την ύπαρξη ρωγμών, αυλακώσεων και ασυνέχειας στην επιφάνεια οι οποίες θα μειώσουν το όριο αντοχής εφελκυσμού
- Αυξάνεται σε μεγάλο βαθμό από την αύξηση της μέσης εφελκυστικής τάσης κατά τη διάρκεια του κύκλου φόρτισης

Οι αστοχίες λόγω κόπωσης αξιολογούνται με βάση τρία στάδια. Στο πρώτο αναζητείται η προέλευση της θραύσης. Στο δεύτερο διευκρινίζεται η κατεύθυνση αυτής και στο τρίτο αναλύεται η τελική θραύση του τμήματος όπου η διαδιδόμενη ρωγμή επιτυχώς το αποδυναμώσε. Ο πιο κοινός τύπος κόπωσης που εμφανίζεται στους οδοντωτούς τροχούς είναι η καμπτική κόπωση. Προκύπτει στην περιοχή που ασκείται η μέγιστη επιβολή τάσης στον οδόντα. Η προέλευση των αστοχιών λόγω καμπτικής κόπωσης προέρχονται από ατέλειες στην επιφάνεια της ρίζας ή από μη μεταλλικές συνθέσεις κοντά στην επιφάνεια. Οι ρωγμές σταδιακά



εξαπλώνονται από το σημείο προέλευσης μέχρις ότου να ξεπεράσουν το όριο αντοχής του υλικού [12].



Σχήμα 3.15: Κόπωση επιφάνειας ενός κωνικού πινιόν. Απεικονίζεται η προέλευση ρωγμής λόγω κόπωσης σε στενή περιοχή στη ρίζα του οδόντος.

### **Φυσιολογική φθορά**

Χαρακτηρίζεται ως η αργή απώλεια μετάλλου από την επιφάνεια της οδόντωσης σε τέτοιο βαθμό όπου δεν επηρεάζεται η ικανοποιητική λειτουργία του συνεργαζόμενου ζεύγους [15].

### **Φθορά απόξεσης της επιφάνειας**

Είναι ο τραυματισμός της επιφάνειας της οδόντωσης, λόγω λεπτών σωματιδίων που διέρχονται από τα σημεία εμπλοκής και συνεργασίας τους [15].

### **Σκάλισμα της επιφάνειας**

Θεωρείται ως μια σοβαρή μορφή φθοράς απόξεσης των επιφανειών με κύρια ένδειξη λεπτών γραμμών στις συνεργαζόμενες επιφάνειες κατά τη διεύθυνση της ολίσθησης [15].

### **Επιφανειακή φθορά από υπερφόρτιση**

Εμφανίζεται σε συνθήκες λειτουργίας χαμηλών ταχυτήτων και μεταφοράς ισχυρών φορτίων, τόσο σε σκληρυμένους όσο και σε μη σκληρυμένους οδοντωτούς τροχούς. Οι επιφάνειες των οδόντων φαίνονται σαν ακονισμένες λόγω του γεγονότος πως το μέταλλο απομακρύνεται κατά λεπτά στρώματα με προοδευτικό ρυθμό [15].

### **Διαρροή στην πλαστική περιοχή**

Η διαρροή υλικού στην πλαστική περιοχή οφείλεται στην υποβάθμιση της ποιότητας της επιφάνειας. Η εφαρμογή ισχυρών φορτίων δημιουργεί σχηματισμό ακμών με αποτέλεσμα την

αστοχία του μετάλλου στην επιφάνεια. Προκαλείται κυρίως σε μαλακά μέταλλα αλλά γενικά μπορεί να εμφανιστεί και σε πλήρως σκληρυμένα ή επιφανειακά σκληρυμένα μέταλλα. Η εμφάνιση του συγκεκριμένου φαινομένου οφείλεται σε υπερφορτίσεις ή στην ακατάλληλη λιπαντική δράση και συνήθως οδηγεί σε ολοκληρωτική αστοχία [15].

### **Φθορά λόγω διάβρωσης**

Η συγκεκριμένη αστοχία σχετίζεται με τη φθορά της επιφάνειας λόγω της επίδρασης χημικών στοιχείων όπως οξέα, υγρασία ή ρύπανση των λιπαντικών. Στην περίπτωση που το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό ρυπανθεί με οξέα από το περιβάλλον, οι οδόντες του τροχού θα εμφανίσουν μικρές κοιλότητες. Ανάλογες συνέπειες μπορούν να προκληθούν από την είσοδο νερού στο λιπαντικό, από συμπύκνωση υδρατμών ή υπερβολή υγρασία [15].

### **Άρπαγμα από υπερθέρμανση**

Η υπερθέρμανση σε ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών εμφανίζεται όταν η παραγόμενη θερμότητα είναι μεγαλύτερη από την προβλεπόμενη. Λόγω της ραγδαίας αύξησης της θερμοκρασίας η οποία οφείλεται είτε από εξωτερικά αίτια είτε από την ύπαρξη ισχυρής τριβής λόγω υπερφόρτισης, υψηλότερης ταχύτητας από την προβλεπόμενη ή ακατάλληλης λίπανσης, προκύπτει ένας θερμοκρασιακός αποχρωματισμός των εμπλεκόμενων τμημάτων ή και των γειτονικών επιφανειών των οδόντων [15].

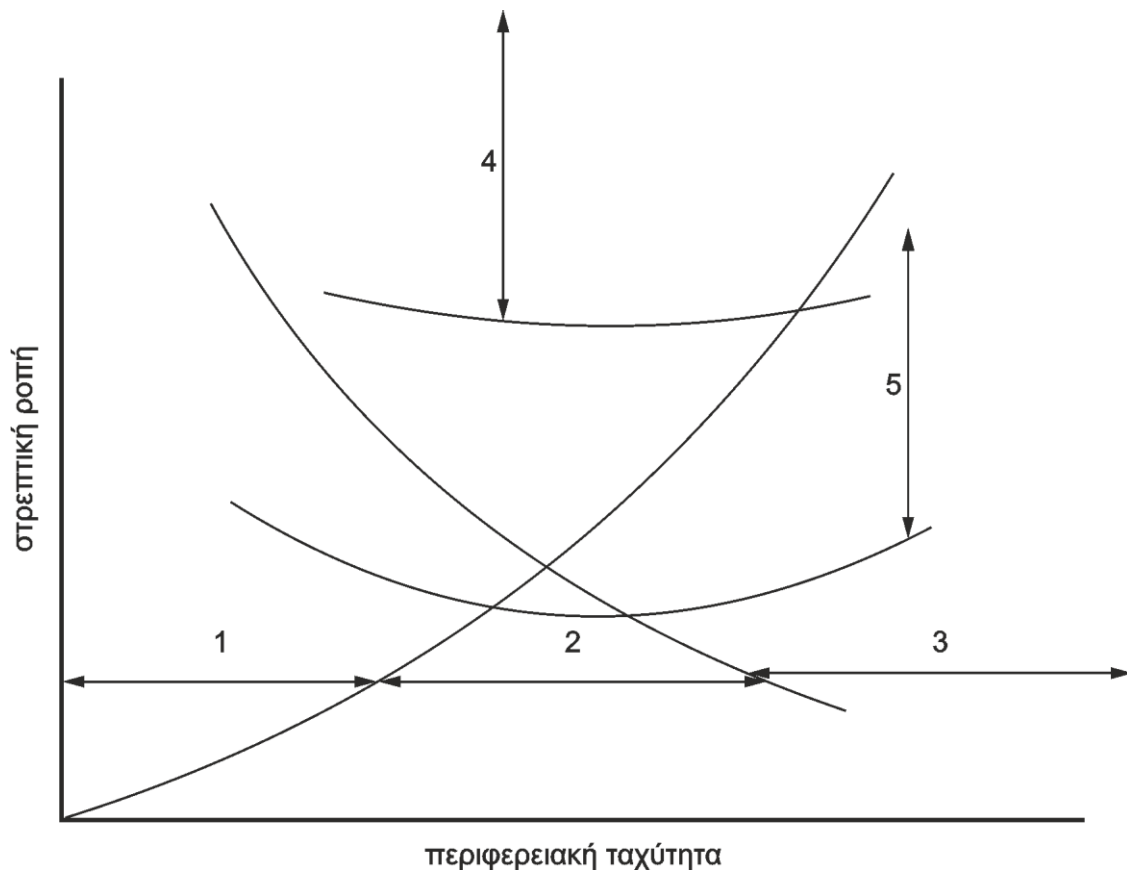
### **Ανίχνευση ξένων σωματιδίων**

Η συγκεκριμένη μέθοδος χαρακτηρίζεται ως μία από τις παλαιότερες τεχνικές για την ένδειξη κάποιας σχετικής βλάβης. Τα μαγνητικά πώματα που έλκουν τα ρινίσματα σιδήρου, υπήρξαν περιορισμένης χρήσης, διότι εύρισκαν χρήση μόνο όταν ήταν προγραμματισμένη η αλλαγή του λιπαντικού. Οι σύγχρονες τεχνικές καταμέτρησης των σωματιδίων είναι πολύ αποτελεσματικές για την απόκτηση ενός ακριβή ποιοτικού υπολογισμού της κατάστασης του λιπαντικού και πρέπει να χρησιμοποιούνται αν τα ρουλεμάν του μειωτήρα φέρουν βαριά φορτία, οπότε και είναι πολύ ευάλωτα στους ρύπους ή στα ξένα σωματίδια που υπάρχουν στο λιπαντικό [15].

### **Περιοχές αστοχίας οδόντων**

Στο σχήμα 3.16 που ακολουθεί, αποτυπώνονται οι διάφορες περιοχές στρεπτικής ροπής σε συνάρτηση με την περιφερειακή ταχύτητα του αρχικού σημείου κυλίσσεως, όπου εμφανίζονται φθορές ή όχι.





Σχήμα 3.16: Περιοχές αστοχίας οδοντωτού τροχού.

#### Περιοχή 1

Ο τροχός δεν έχει αρκετή ταχύτητα για να μπορέσει να διατηρήσει το στρώμα λιπαντικού ως τη θέση επαφής της κατατομής.

#### Περιοχή 2

Χαρακτηρίζεται ως η περιοχή ασφαλούς λειτουργίας. Η ταχύτητα είναι αρκετή για τη διατήρηση του στρώματος λιπαντικού στις θέσεις εργασίας των κατατομών και η διάρκεια ζωής των τροχών είναι απεριόριστη, με την προϋπόθεση πως το λιπαντικό είναι απαλλαγμένο από σωματίδια και χημικά αντιδραστήρια. Θεωρείται ως η επιθυμητή περιοχή λειτουργίας και οι οδοντωτοί τροχοί πρέπει να σχεδιάζονται για να λειτουργήσουν σε αυτήν.

#### Περιοχή 3

Στη συγκεκριμένη περιοχή προκαλείται ταχύτατη φθορά της επιφάνειας των κατατομών (scoring), λόγω του συνδυασμού υψηλών φορτίων με υψηλές ταχύτητες που καταστρέφουν το στρώμα λιπαντικού στις θέσεις επαφής.

#### Περιοχή 4

Ενδέχεται θραύση των οδόντων επειδή τα ασκούμενα φορτία είναι πολύ υψηλά.

#### Περιοχή 5

Εμφανίζεται κόπωση των κατατομών λόγω της εμφάνισης υψηλών φορτίων.

Πρέπει να τονισθεί πως οι οδοντωτοί τροχοί δεν πρέπει να φορτίζονται στο 100% από την πρώτη στιγμή λειτουργίας τους. Η φόρτιση οφείλεται να υλοποιείται με προοδευτικό ρυθμό έως

το πλήρες φορτίο και έως τη μέγιστη προβλεπόμενη ταχύτητα λειτουργίας τους. Η διαδικασία είναι ιδιαίτερα χρονοβόρα, όμως με τον τρόπο αυτό απομακρύνονται τα ξένα σωματίδια από τις συνεργαζόμενες κατατομές μέσω της επερχόμενης φυσιολογικής φθοράς, εντός των προκαθορισμένων ορίων κατά AGMA [6,15].

### 3.6 Συχνότητα εμπλοκής οδοντωτών τροχών

Το σύστημα μετάδοσης κίνησης με χρήση οδοντωτών τροχών χρησιμοποιείται σε μεγάλο εύρος εφαρμογών. Οι επαναλαμβανόμενες όμως ασκούμενες δυνάμεις (π.χ. από κακή ευθυγράμμιση των αξόνων) στο συνεργαζόμενο ζεύγος τροχών λόγω της συνεχής εμπλοκής των οδόντων, φέρουν ως αποτέλεσμα την εμφάνιση ισχυρών ταλαντώσεων οι οποίες είναι πιθανό να προκαλέσουν σφάλματα κατά τη λειτουργία τους. Εκτός από τις δυνάμεις περαιτέρω αιτίες που μπορούν να προκαλούν σφάλματα κατά τη μετάδοση κίνησης οφείλονται στην ύπαρξη φθοράς ή και χαλαρότητας. Τα σφάλματα μπορούν να προσδιοριστούν με βάση τη συχνότητα εμπλοκής οδοντωτών τροχών (Gearmesh Frequency –  $f_{mesh}$ ). Η συχνότητα εμπλοκής οδοντωτών τροχών ορίζεται ως η συχνότητα με την οποία εμπλέκονται οι οδόντες του συνεργαζόμενου ζεύγους τροχών και δίνεται από τη σχέση [10,14]:

$$f_{mesh} = n * fr \quad (3.4)$$

όπου

$n$ : ο αριθμός οδόντων του εκάστοτε τροχού

$fr$ : η συχνότητα περιστροφής του άξονα του εκάστοτε τροχού σε Hz



Σχήμα 3.17: Κανονική εμπλοκή οδοντωτών τροχών.

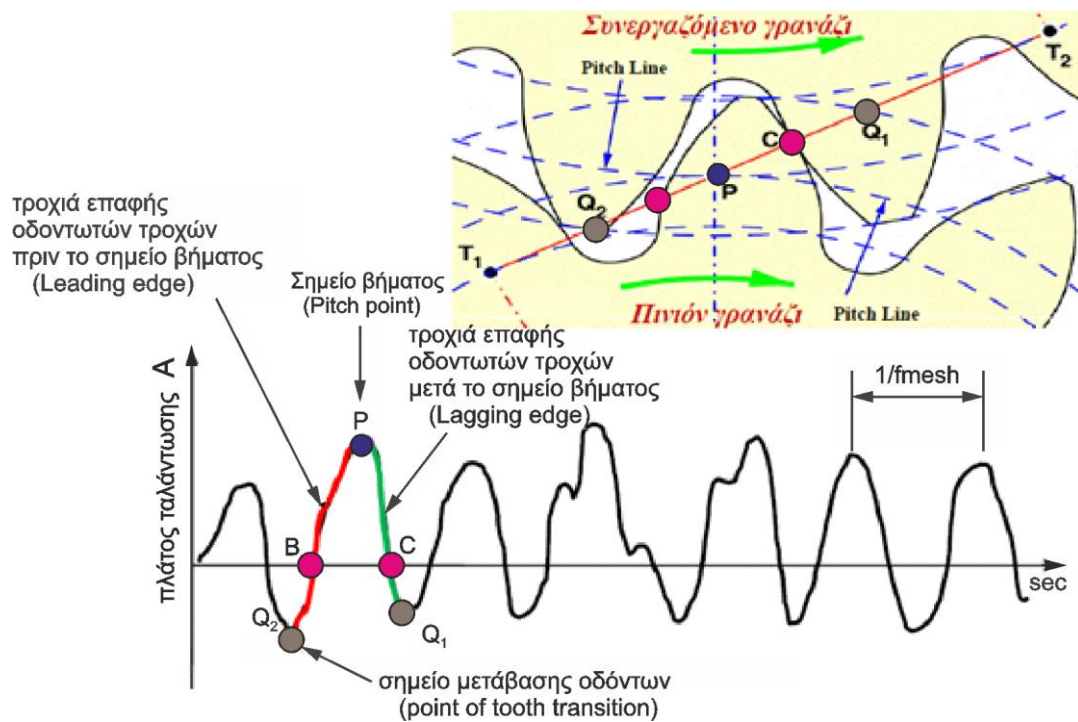
Για την καλύτερη κατανόηση των σχημάτων που απεικονίζονται στη συνέχεια, παρατίθενται ορισμένες βοηθητικές έννοιες:

- Το **πλάτος της ταλάντωσης** αποτελεί το μέγεθος της ταλάντωσης του οδοντωτού τροχού. Η τιμή του είναι ανάλογη με το μέγεθος της ασκούμενης δύναμης και της ταχύτητας κίνησης. Όσο μεγαλύτερη είναι η δύναμη τόσο εντονότερη είναι η πιθανότητα παρουσίασης βλάβης.
- Η **συχνότητα** ισούται με το πλήθος των πλήρων περιστροφών που πραγματοποιεί ο τροχός σε διάστημα ενός δευτερολέπτου. Μετρίεται σε Hertz (Hz).

- Η **περίοδος** είναι το αντίστροφο της συχνότητας και ορίζεται ως το χρονικό διάστημα όπου ο οδοντωτός τροχός εκτελεί μια πλήρης περιστροφή. Μετρείται σε sec.
- Το **εύρος συχνότητας** ορίζεται ως η διαφορά της μεγαλύτερης από τη μικρότερη συχνότητα εντός του φάσματος.
- **Φάσμα συχνοτήτων**: Για την καλύτερη ερμηνεία των πιθανών βλαβών στους οδοντωτούς τροχούς, χρησιμοποιείται ένα φάσμα υψηλής ανάλυσης συχνοτήτων. Το φάσμα συχνοτήτων αποτελεί μια γραφική απεικόνιση των συχνοτήτων, όπου με βάση αυτό (παρατήρηση ενισχυμένων αιχμών στη συχνότητα εμπλοκής ή πλευρικών συχνοτήτων γύρω από αυτήν όπου θα αναφερθούν στη συνέχεια) μπορούν να ερμηνευθούν διάφορα είδη προβλημάτων. Οι πληροφορίες που παρέχει εξαρτώνται άμεσα από το εύρος και την ανάλυση του.
- **Χρονικό σήμα**: Για την ευκολότερη ερμηνεία ορισμένων βλαβών (π.χ. σπασμένος οδόντας) χρησιμοποιείται το χρονικό σήμα έναντι του φάσματος συχνοτήτων. Γενικά ως σήμα ορίζεται κάποια ηλεκτρική τάση ή ηλεκτρικό ρεύμα του οποίου το μέγεθος είναι ανάλογο με κάποια φυσική ποσότητα. Η μετατροπή της ταλάντωσης σε χρονικό σήμα υλοποιείται μέσω ενός μετατροπέα, όπου η συχνότητα δηλώνει το πρόβλημα και το πλάτος και εύρος τη σοβαρότητα του προβλήματος. Οι κύκλοι εμπλοκής των οδόντων είναι πιο εύκολα αναγνωρίσιμοι σε ένα χρονικό σήμα [25].

Η σύμπλεξη καθώς και τα διάφορα προβλήματα των τροχών που δημιουργούν σφάλματα μετάδοσης κίνησης/ισχύος δύνανται να αναλυθούν με βάση το φάσμα μεγάλου εύρους συχνοτήτων και του χρονικού σήματος. Στο παραπάνω σχήμα 3.17 παρουσιάζεται με απλοποιημένη μορφή μια κανονική εμπλοκή κατά τη λειτουργία ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών σε ένα φάσμα συχνοτήτων, με απουσία εμφάνισης ανομοιομορφιών ή υψηλών πλατών της συχνότητας εμπλοκής [10].

Στην πλειοψηφία των οδοντωτών τροχών οποιαδήποτε δεδομένη χρονική στιγμή κατά τη συνεργασία τους, ένας οδόντας εξέρχεται από τη σύμπλεξη, ένας άλλος βρίσκεται στην εμπλοκή με το συνεργαζόμενο του και κάποιος άλλος οδεύει προς αυτήν. Η εμπλοκή οδόντων του συνεργαζόμενου ζεύγους τροχών πραγματοποιείται από τη βάση προς την κορυφή ενός οδόντα για το πινιόν (κινητήριος τροχός) και από την κορυφή προς τη βάση για τον οδόντα του κινούμενου τροχού.

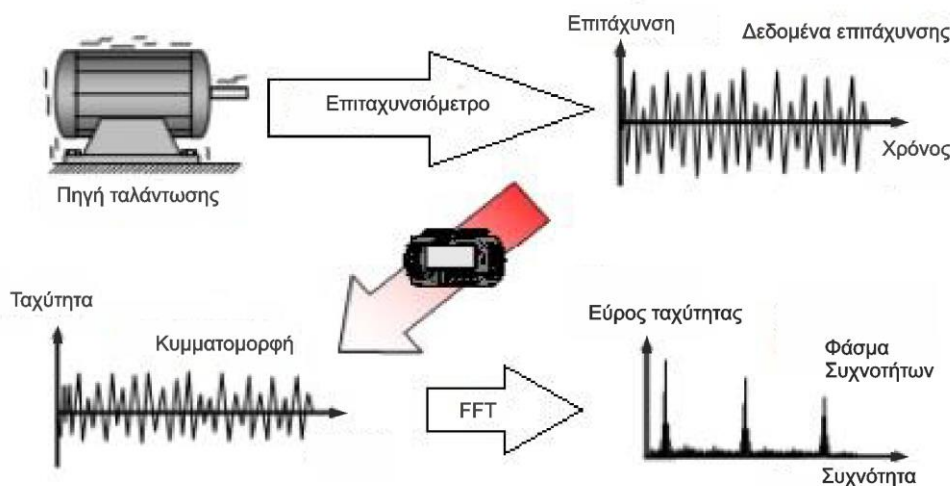


Σχήμα 3.18: Βασική διαδικασία εμπλοκής οδόντων.

Η βασική διαδικασία σύμπλεξης απεικονίζεται στο σχήμα 3.18 το οποίο επιπροσθέτως παρουσιάζει ένα χρονικό σήμα με απλοποιημένη μορφή. Οι τροχοί εμπλέκονται από τη βάση προς την κορυφή του οδόντα για το πινιόν και από την κορυφή προς τη βάση για τον κινούμενο τροχό. Όλες οι περίοδοι του χρονικού σήματος ξεκινούν από το σημείο μετάβασης των οδόντων (point of tooth transition). Το εν λόγω σημείο αποτελεί την αρνητικότερη αιχμή στο παραγόμενο γράφημα (σημείο  $Q_2$  του σχήματος) και βρίσκεται στη βάση του οδόντα για το πινιόν και στο άκρο του δοντιού για το συνεργαζόμενο τροχό. Το σημείο P είναι το σημείο βήματος και αποτελεί την πιο θετική αιχμή στο γράφημα. Τη συγκεκριμένη χρονική στιγμή, η συνεργασία των οδόντων βρίσκεται στην αρχική διάμετρο. Η δεύτερη αρνητικότερη αιχμή, δηλαδή το σημείο  $Q_1$  στο χρονικό σήμα παρουσιάζει τη στιγμή στην οποία οι οδόντες αποσυμπλέκονται. Τα μηδενικά σημεία του παραπάνω σχήματος (σημεία B και C) ορίζονται ως σημεία εκφυγής του οδόντα. Το σημείο B, το οποίο βρίσκεται στο αυξάνον τμήμα της απεικονιζόμενης χρονικής περιόδου (Leading edge) δηλώνει πως οι οδόντες βρίσκονται στο μέσον της απόστασης μεταξύ της βάσης του οδόντα και της αρχικής διαμέτρου του πινιόν και στο μέσον της απόστασης μεταξύ του άκρου και της αρχικής διαμέτρου του κινούμενου τροχού. Αντιστοίχως, το μηδενικό σημείο C στο φθίνον τμήμα της σκιαγραφημένης περιόδου (Lagging edge) δηλώνει πως οι οδόντες βρίσκονται στο μέσον της απόστασης μεταξύ της αρχικής διαμέτρου και του άκρου του οδόντα για το πινιόν και στο μέσον της απόστασης μεταξύ της αρχικής διαμέτρου και της βάσης του οδόντα στο συνεργαζόμενο τροχό. Κάθε χρονική περίοδος τελειώνει στο άκρο του οδόντα του πινιόν και στη βάση του οδόντος για τον κινούμενο τροχό. Γενικά ισχύει πως κάθε κύκλος εμπλοκής οδόντων, αντιπροσωπεύει τη μορφή κατατομής του κινητήριου και κινούμενου τροχού. Έτσι λοιπόν, σε τυχόν ύπαρξης ατελειών στη γεωμετρία ή φθοράς στην οδόντωση, οι διάφοροι παραγόμενοι κύκλοι στο χρονικό σήμα δε θα έχουν την ίδια μορφή. Για παράδειγμα αν σε έναν τροχό υπάρχουν σπασμένα δόντια, τότε τη στιγμή που ο κάθε σπασμένος οδόντας θα έρχεται σε εμπλοκή με ένα δόντι του συνεργαζόμενου τροχού, τότε το πλάτος στο χρονικό σήμα θα είναι αισθητά μεγαλύτερο σε σύγκριση με τους υπόλοιπους κύκλους εμπλοκής. Στο

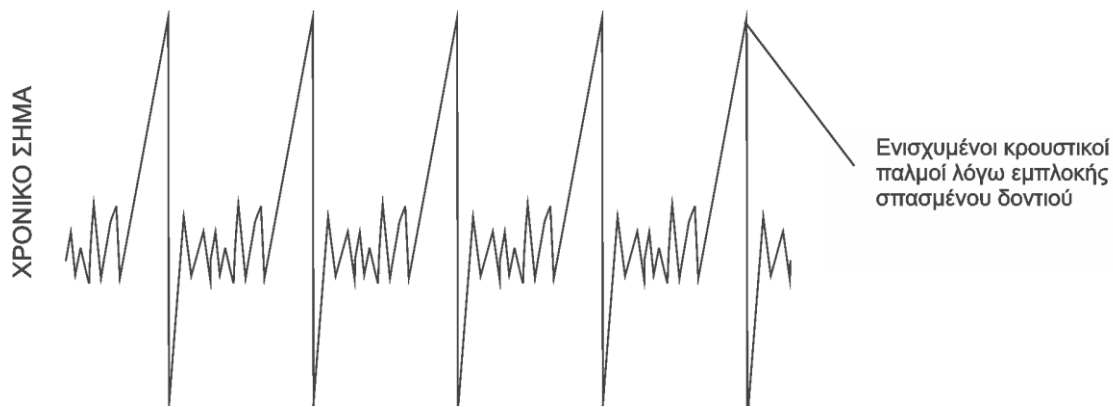
παραπάνω σχήμα η μορφή των κύκλων εμπλοκής είναι παρόμοια οπότε δε φαίνεται να υπάρχει κάποιου είδους βλάβη [10,23].

Όπως προαναφέρθηκε τα διάφορα προβλήματα ανιχνεύονται με βάση ένα φάσμα μεγάλου εύρους συχνοτήτων. Συνήθως η ερμάνευση των χαρακτηριστικών συχνοτήτων εμπλοκής είναι ιδιαίτερα περίπλοκη διότι είναι δύσκολη η τοποθέτηση ενός ενισχυτή συχνοτήτων κοντά στους φθαρμένους τροχούς καθώς επίσης τα αίτια προέλευσης των συχνοτήτων είναι πολλά, όπως σφάλματα στην κατασκευαστική διαμόρφωση των τροχών, στην εμπλοκή οδόντων και εμφάνιση διαφόρων συχνοτήτων που προέρχονται από τα υπόλοιπα περιστρεφόμενα μέρη του κιβωτίου. Για την ανίχνευση των κραδασμών συνήθως χρησιμοποιούνται όργανα όπως αισθητήρες. Ο πιο διαδομένος τύπος είναι τα επιταχυνσιόμετρα. Το σήμα επιτάχυνσης που παράγεται από το επιταχυνσιόμετρο περνά από μετατροπέα ο οποίος τελικά δίνει ένα σήμα ταχύτητας το οποίο απεικονίζεται είτε με κυματομορφή είτε με ένα φάσμα συχνοτήτων. Η κυματομορφή μπορεί να μετατραπεί σε φάσμα με βάση ενός γνωστού μαθηματικού υπολογισμού του Fast Fourier Transform (FFT) [10,23,25].



Σχήμα 3.19: Διαδικασία ανάλυσης σήματος.

Αν υπάρχει κάποιο σφάλμα μετάδοσης τότε αυτό πρακτικά συνεπάγεται σε κάποιου είδους φθοράς της κατατομής ενός ή περισσότερων οδόντων και η κάθε περίοδος της συχνότητας εμπλοκής των οδόντων θα είναι διαφορετική από τις υπόλοιπες. Στο σχήμα 3.20 απεικονίζεται ένα χρονικό σήμα όπου η κάθε περίοδος είναι διαφορετική και εύκολα μπορούν να διακριθούν ενισχυμένοι κρουστικοί παλμοί κατά τη διάρκεια συμπλοκής του σπασμένου οδόντα [10,23,24].



Σχήμα 3.20: Ανομοιόμορφοι κύκλοι εμπλοκής οδόντων. Διακρίνεται ένας ενισχυμένος κρουστικός παλμός που οφείλεται σε σπασμένο δόντι στον τροχό.

Ένα συνεργαζόμενο ζεύγος οδοντωτών τροχών δύναται να λειτουργεί αποδοτικά έως και 20 χρόνια. Οι κύριοι παράγοντες προκειμένου να επιτευχθεί αυτή η διάρκεια ζωής είναι [10]:

- Το φορτίο
- Η λίπανση
- Η ταχύτητα περιστροφής
- Η επιφανειακή σκληρότητα
- Λοιποί παράγοντες

### 3.6.1 Εμφάνιση πλευρικών συχνοτήτων (sidebands)

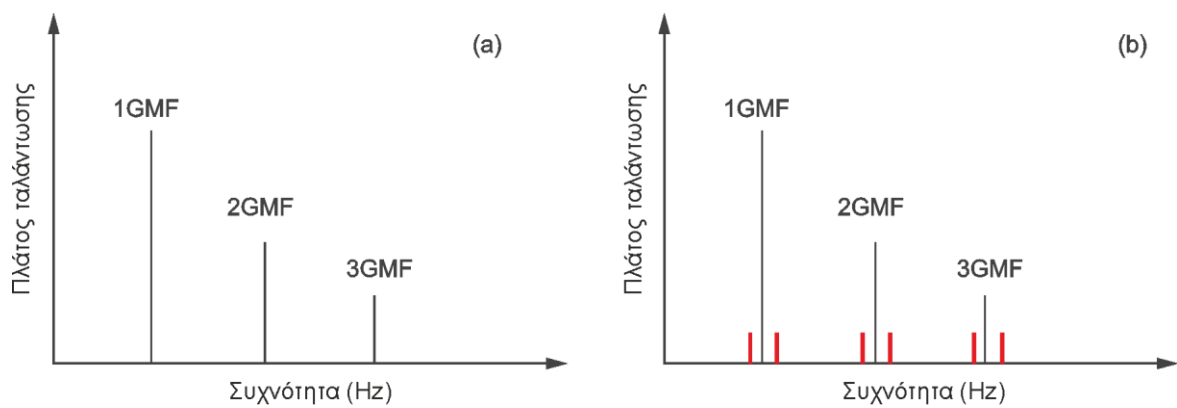
Οι πλευρικές συχνότητες είναι οι συχνότητες οι οποίες εμφανίζονται δεξιά και αριστερά της συχνότητας εμπλοκής των οδοντωτών τροχών. Όταν επικρατεί κάποιου είδους βλάβη στον τροχό ή κάποιο πρόβλημα μετάδοσης κίνησης το πλάτος της GMF δύναται να γίνει σημαντικό καθώς επίσης εμφανίζονται και πλευρικές συχνότητες δίπλα από αυτήν. Αποτελούν στοιχεία κομβικής σημασίας και στις περισσότερες των περιπτώσεων ο αναλυτής με βάση αυτές είναι σε θέση να προσδιορίσει ποιος από τους δύο συνεργαζόμενους τροχούς έχει βλάβη. Όσο αυξάνεται το πλάτος και ο αριθμός αυτών τόσο πιο έντονη είναι η πιθανότητα βλάβης στο συνεργαζόμενο ζεύγος.

Τα κύρια σφάλματα που μπορούν να γίνουν αντιληπτά, αφορούν τη θραύση οδόντος, την εκκεντρότητα, τη φθορά, την κακή ευθυγράμμιση και το μπέρδεμα δοντιών. Η ερμήνευση των πλευρικών συχνοτήτων αποτελεί έναν από τους συνηθέστερους τρόπους διάγνωσης βλαβών στη συνεργαζόμενη κίνηση των τροχών. Ορίζονται σύμφωνα με τη σχέση [10,14,23]:

$$\text{sidebands} = \text{GMF} \pm n * f_{dr} \quad (3.5)$$

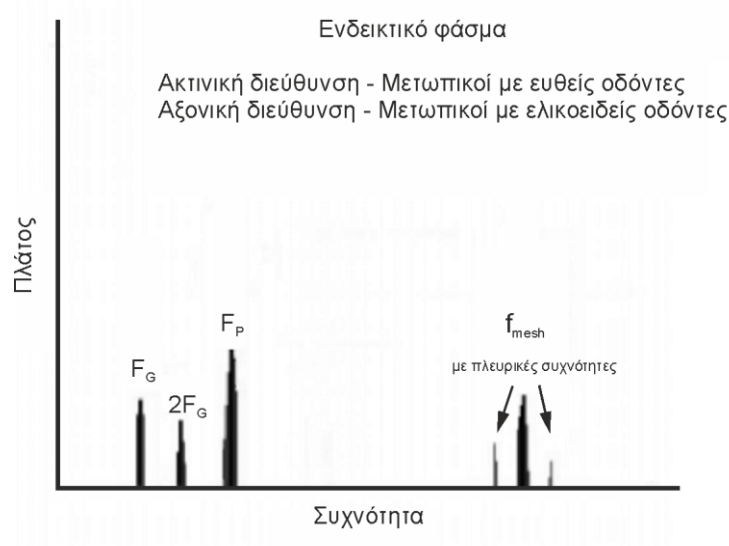
με:

- $n = 1, 2, \dots, n$ ,
- $f_{dr}$  η συχνότητα περιστροφής εισόδου (driving frequency)

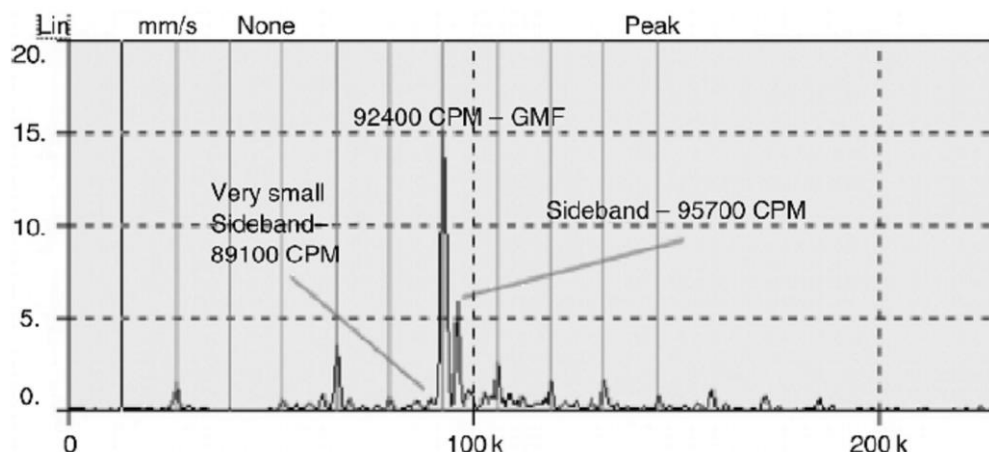


Σχήμα 3.21: Διάγραμμα συχνότητας – εύρους υγιούς μοντέλου (αριστερά) και με σπασμένο οδόντα (δεξιά) στο οποίο αναπτύσσονται sidebands γύρω από τη συχνότητα εμπλοκής.

Κατά την ιδανική περίπτωση όπου οι οδόντες των τροχών είχαν τέλεια γεωμετρική μορφή, δηλαδή μηδενικές γεωμετρικές αποκλίσεις, η κυκλική φόρτιση και εκφόρτιση θα προκαλούσε μηδενικό επίπεδο κραδασμών. Σε περίπτωση βλάβης οι αιχμές στη συχνότητα εμπλοκής των οδόντων είναι κατά την ακτινική διεύθυνση στους μετωπικούς τροχούς ευθείας οδόντωσης και κατά την αξονική σε περίπτωση ελικοειδούς [23,24].



Σχήμα 3.22: Ενδεικτικό φάσμα συχνοτήτων σε περίπτωση βλάβης



Σχήμα 3.23: Πραγματικό φάσμα συχνοτήτων με ανάλυση FFT ενός θορυβώδους κιβωτίου όπου το πινιόν διαθέτει 28 οδόντες και η περιστροφή του είναι 3300 rpm.

Τα χαρακτηριστικά του κάθε σφάλματος κατά τη συνεργατική λειτουργία των οδοντωτών τροχών αναφέρονται επιγραμματικά στον πίνακα 3.2:

Σφάλμα	Χαρακτηριστικό αναγνώρισμα
Θραύση οδόντος	Μείωση του εύρους συχνότητας εμπλοκής με εμφάνιση/ ενίσχυση των πλευρικών συχνοτήτων
Εκκεντρότητα	Εμφάνιση ισχυρών πλευρικών συχνοτήτων δεξιά της συχνότητας εμπλοκής
Φθορά	Διαφοροποίηση του εύρους επιτάχυνσης σε όλο το φάσμα συχνοτήτων με ενίσχυση των πλευρικών συχνοτήτων
Κακή ευθυγράμμιση	Σημαντική αύξηση του εύρους της 2 <sup>ης</sup> και 3 <sup>ης</sup> αρμονικής της συχνότητας εμπλοκής
Χαλαρότητα	Εμφάνιση ισχυρών πλευρικών συχνοτήτων μικρότερων της συχνότητας εμπλοκής

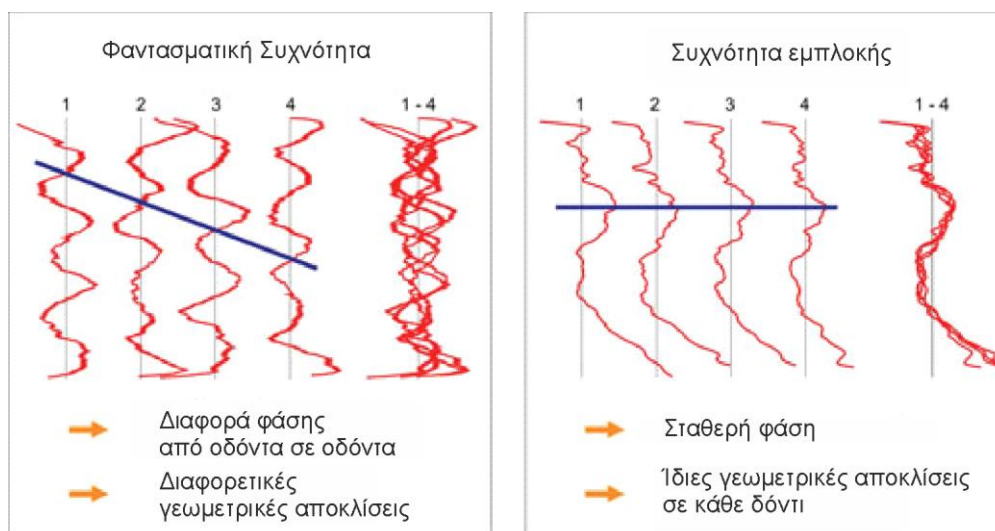
Πίνακας 3.2: Σφάλματα στους οδοντωτούς τροχούς

### 3.6.2 Λανθάνουσες συχνότητες

Οι λανθάνουσες συχνότητες ορίζονται ως οι συχνότητες οι οποίες δημιουργούνται λόγω της ατελής γεωμετρικής μορφής των χρησιμοποιούμενων κοπτικών εργαλείων και της σχετικής κίνησης αυτών με τους κατεργαζόμενους τροχούς κατά τη διαδικασία κοπής. Με βάση τον Smith οι λανθάνουσες συχνότητες χαρακτηρίζονται ως "φαντασματικές" συχνότητες (ghost frequency) και ο τρόπος υπολογισμού αυτών προκύπτει από το γινόμενο του αριθμού των ατελειών στην κατατομή του οδόντος που βρίσκονται στη ζώνη φόρτισης με τη συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών. Έτσι λοιπόν το πλάτος της δεύτερης, τρίτης, τέταρτης κ.λπ. αρμονικής δύναται να εμφανιστεί μεγαλύτερο στο φάσμα συχνοτήτων. Οι αρμονικές συχνότητες αποτελούν ακέραια πολλαπλάσια της θεμελιώδους, η οποία θεμελιώδης ορίζεται ως η χαμηλότερη συχνότητα μιας περιοδικής κυματομορφής. Η συγκεκριμένη μορφή συχνότητας δεν έχει ιδιαίτερα μεγάλη εξάρτηση από το φορτίο. Όταν προκύπτουν φαντασματικές συχνότητες τότε ο κατασκευαστής πρέπει να ελέγξει τη μηχανή κοπής στην οποία διαμορφώθηκε ο οδοντωτός τροχός και να προβεί σε κατάλληλες ρυθμίσεις/επισκευές για τη διόρθωση του προβλήματος καθώς οι νέοι τροχοί θα έπρεπε να απορριφθούν και οι ήδη υπάρχοντες να αντικατασταθούν. Στο σχήμα 3.24 αποτυπώνεται μια σύγκριση των αποκλίσεων των κυματομορφών με



φαντασματική και κανονική εμπλοκή των τροχών για 4 διαδοχικούς μετρούμενους οδόντες. Αν προκύψει φαντασματική συχνότητα, οι πλευρές των οδόντων κατά την εμπλοκή δημιουργούν μια κυματομορφή με μεταβαλλόμενη φάση και μορφής από οδόντα σε οδόντα. Αντιθέτως, για ίδιας γεωμετρικής μορφής οδόντων όπως φαίνεται στο δεξί μέρος του σχήματος, οι κυματομορφές είναι όμοιες μεταξύ τους. Οι διαφορετικές γεωμετρικές αποκλίσεις στη μορφή των οδόντων αποτελεί κύρια ένδειξη για την εμφάνιση φαντασματικών συχνοτήτων [10,19,23].



Σχήμα 3.24: Εμφάνιση φαντασματικής συχνότητας

Ορισμένες συχνότητες εμφανίζονται μεταξύ των αρμονικών της συχνότητας εμπλοκής των οδοντωτών τροχών οι οποίες καλούνται κλασματικές και αναλύονται παρακάτω.

### 3.6.3 Κλασματικές συχνότητες

Σε ορισμένα γραφήματα φάσματος συχνοτήτων ή και χρονικών σημάτων δύναται να εμφανισθούν κάποιες υποδιαιρέσεις της συχνότητας εμπλοκής των τροχών όπως  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{1}{3}$  fmesh ή ακόμα και κλάσματα μεγαλύτερα από αυτήν (π.χ.  $1\frac{1}{2}$  fmesh). Στην παρούσα εργασία για σφάλματα μετάδοσης διαφορετικών αιτιών παρουσιάζονται κάποιες υποδιαιρέσεις της fmesh. Φυσικά δεν είναι δυνατόν να επιτυγχάνεται κάποια εμπλοκή των δύο συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών σε τέτοιου είδους περιοχές. Ο λόγος που εμφανίζονται οι συγκεκριμένες συχνότητες οφείλεται στο γεγονός πως για διάφορα σφάλματα μετάδοσης το παραγόμενο γράφημα προκύπτει με αλλοιωμένη μορφή. Με την εμφάνιση υποδιαιρέσεων ή κλασμάτων μεγαλύτερα της συχνότητας εμπλοκής ή ακόμα ταυτόχρονα και των δύο, το πλάτος κάθε δεύτερης περιόδου είναι υψηλότερο στο χρονικό σήμα.

Γενικά μια ακριβής διάγνωση των βλαβών στους οδοντωτούς τροχούς προϋποθέτει μια πλήρης κατανόηση του τρόπου δημιουργίας κάθε παραγόμενης συχνότητας κατά τη διάρκεια μιας χρονικής περιόδου. Παρόλο αυτά η σωστή ερμηνεία αυτών κρίνεται ιδιαίτερα δύσκολη, διότι είναι άγνωστος ο τρόπος δημιουργίας ή το ακριβές σημείο στο οποίο ξεκινά και τελειώνει μια περίοδος. Για τις χρονικές περιόδους πρέπει να τονισθεί ότι το σφάλμα μετάδοσης είναι εκείνο το οποίο καθορίζει τη φάση, το χρόνο, τη συχνότητα και το πλάτος αυτών. Τα σφάλματα μετάδοσης δύναται να οφείλονται στο ανομοιόμορφο πλάτος οδόντων, σε υποχώρηση της αρχικής διαμέτρου και στην εσφαλμένη εμπλοκή των οδόντων (πχ λόγω κακής ευθυγράμμισης). Όταν παρουσιάζονται τέτοιου είδους προβλήματα, τότε το πλάτος της περιόδου για την

ολοκλήρωση μιας περιστροφής είναι μεταβαλλόμενο. Παραδείγματος χάρη αν το πλάτος κάθε δεύτερης περιόδου είναι υψηλότερο προς τη θετική κατεύθυνση τότε πιθανώς να οφείλεται σε υποχώρηση της αρχικής διαμέτρου. Αντιθέτως αν το πλάτος κάθε δεύτερης περιόδου είναι υψηλότερο κατά την αρνητική κατεύθυνση, τότε μάλλον είναι ένδειξη για σφάλμα μετάδοσης που οφείλεται σε προβληματική εμπλοκή των οδόντων. Ένας συνδυασμός και των δύο προβλημάτων προκύπτει με την εμφάνιση αυξημένου πλάτους περιόδου και στις δύο διευθύνσεις. Αν οι οδοντωτοί τροχοί εμφανίζουν ανομοιομορφία στο πλάτος οδόντωσης, τότε το πλάτος κάθε δεύτερης περιόδου είναι υψηλότερο στο χρονικό σήμα και η χρονική διάρκεια για κάθε περίοδο διαφέρει. Στην περίπτωση άνισου πλάτους ένα FFT είναι ικανό να αποδώσει την  $\frac{1}{2}$  fmesh και την  $1 \frac{1}{2}$  fmesh. Συγκεκριμένα η  $\frac{1}{2}$  και η  $1 \frac{1}{2}$  της συχνότητας εμπλοκής των τροχών μπορούν να εμφανισθούν όταν οι οδόντες του συνεργαζόμενου ζεύγους έχουν κοινό διαιρέτη το 2 και ένας εκ των δύο παρουσιάζει βλάβη. Επιπλέον εμφανίζονται όταν οι οδόντες των τροχών δεν έχουν άλλο κοινό διαιρέτη πέραν του 1. Η παρουσία της  $\frac{1}{2}$  fmesh στα χρονικά σήματα οφείλεται στους πολύ αδύνατους οδόντες που παράγουν περίοδο χαμηλού πλάτους, καθώς επίσης όταν οι οδόντες έχουν μεγάλο πάχος και παράγουν την περίοδο μεγάλου πλάτους με αποτέλεσμα να παρουσιάζεται υποχώρηση της αρχικής διαμέτρου. Η  $1 \frac{1}{2}$  fmesh προκύπτει όταν οι οδόντες που παράγουν την περίοδο χαμηλού πλάτους είναι παχείς ή σε διαφορετική περίπτωση όπου το πάχος των οδόντων είναι λεπτό με αποτέλεσμα να υποχωρεί η ονομαστική διάκεντρος. Αν στο χρονικό σήμα εμφανίζονται και οι δύο αυτές συχνότητες τότε [10,23]:

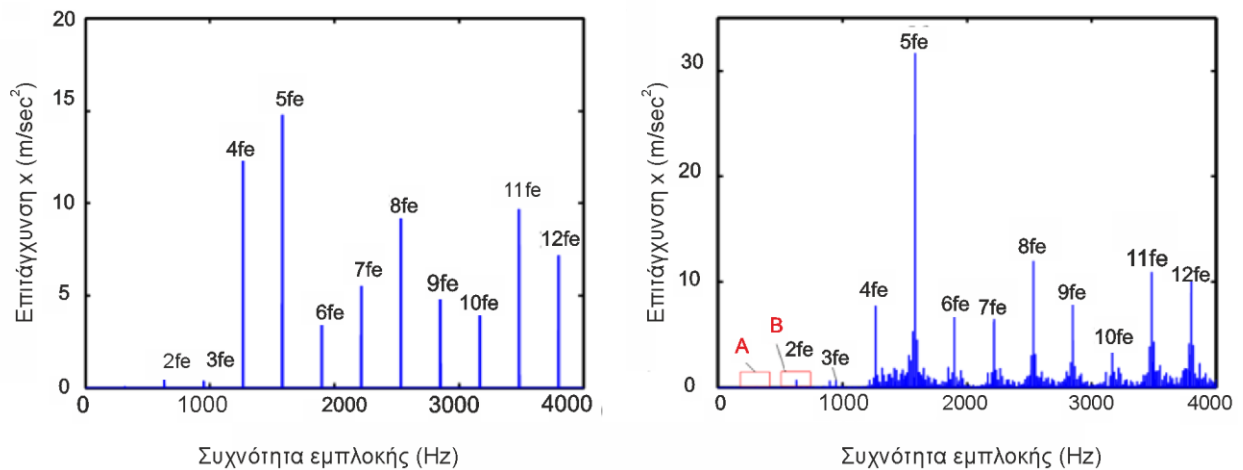
- Το πάχος της οδόντωσης από το σημείο εκφυγής και άνω μπορεί να μην είναι σωστό.
- Οι οδόντες που παρήγαγαν την περίοδο μεγάλου πλάτους διαθέτουν πολύ μικρό πάχος από το σημείο εκφυγής έως το σημείο μετάβασης στο αυξάνον και φθίνον τμήμα.
- Οι οδόντες που παρήγαγαν την περίοδο χαμηλού πλάτους διαθέτουν μεγάλο πάχος στο διάστημα από το μηδενικό σημείο έως το σημείο μετάβασης στο αυξάνον και φθίνον τμήμα.

### 3.6.4 Χρονικά σήματα και Φάσματα συχνοτήτων για τις επιμέρους βλάβες

Η ύπαρξη των διαφόρων βλαβών στους οδοντωτούς τροχούς είναι ικανή να ενισχύσει σε σημαντικό βαθμό τα επιμέρους πλάτη στη συχνότητα εμπλοκής τους όπως και την παρουσία των πλευρικών συχνοτήτων στα φάσματα. Η ατελής γεωμετρική μορφή των οδοντώσεων φέρει ως αποτέλεσμα τη διαφοροποίηση της μορφής των παραγόμενων κύκλων εμπλοκής στα χρονικά σήματα. Στη συνέχεια με βάση συγκεκριμένες μορφές βλαβών παρουσιάζονται τα αντίστοιχα φάσματα συχνοτήτων και χρονικά σήματα [10].

#### 3.6.4.1 Ρωγμή οδόντος

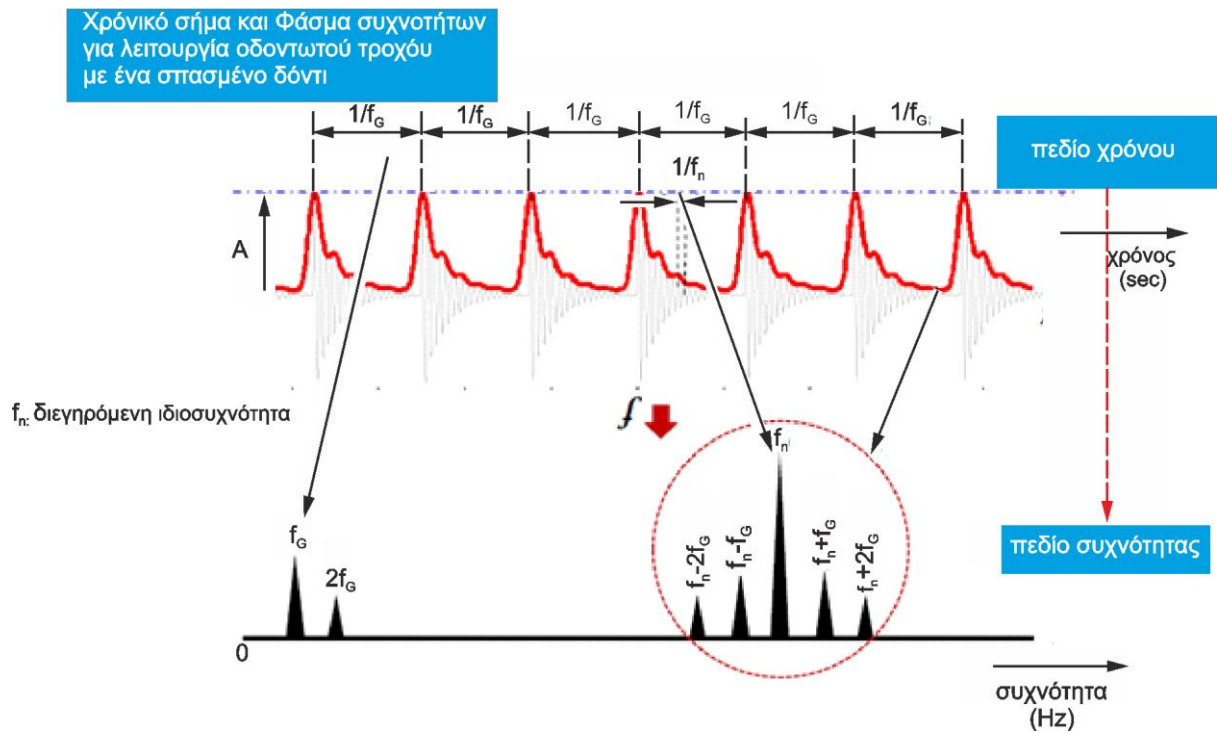
Η ρωγμή δοντιού ενός τροχού μπορεί να οφείλεται σε διάφορους παράγοντες όπως στην ανάπτυξη εκκοιλάνσεων και λόγω ανομοιομορφής κατανομής φόρτισης. Η ίδια η ρωγμή δεν χαρακτηρίζεται ως σφάλμα, καθώς σφάλμα θεωρείται η περίπτωση της τμηματικής ή ολοκληρωτικής θραύσης ενός δοντιού. Παρόλο αυτά ο εντοπισμός της ο οποίας θεωρείται ως μια πολύ δύσκολη διαδικασία στο φάσμα συχνοτήτων και αποτελεί στοιχείο κομβικής σημασίας προκειμένου να αποφευχθεί τυχόν καταστροφική ζημιά στα μέρη της μηχανής από τα θραύσματα. Στο φάσμα συχνοτήτων παρατηρούνται διαφορές μεταξύ των αρμονικών, καθώς επίσης των εύρος των αναπτυσσόμενων πλευρικών συχνοτήτων είναι της τάξης  $\pm 3 f_{dt}$  [23,25].



Σχήμα 3.25: Φάσμα συχνοτήτων για έναν υγιές οδοντωτό τροχό στα αριστερά και για ρωγμή βάθους 25% του πλάτους της ρίζας στα δεξιά.

### 3.6.4.2 Σπασμένος οδόντας

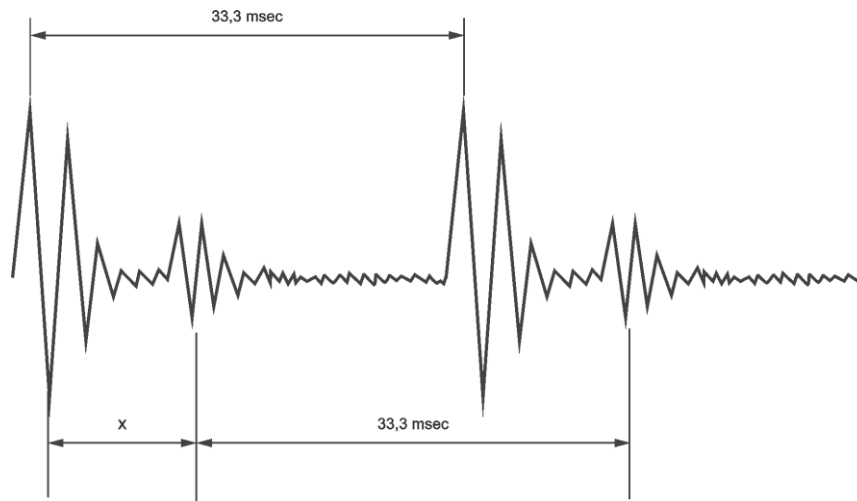
Ένας σπασμένος οδόντας δε μπορεί να μεταδώσει κανένα φορτίο. Τη συγκεκριμένη χρονική στιγμή που έρχεται σε επαφή με ένα δόντι του συνεργαζόμενου τροχού, προκύπτει μια στιγμιαία διακοπή στην παροχή στρεπτικής ροπής. Η ταλάντωση που εμφανίζεται προκαλεί κυρίως εγκάρσιες και αξονικές δυνάμεις. Στο φάσμα συχνοτήτων δημιουργείται μια μεγάλη αιχμή στη συχνότητα εμπλοκής και αναπτύσσονται πλευρικές συχνότητες γύρω από αυτήν, των οποίων ο διάστημα προσδιορίζεται από την ταχύτητα περιστροφής. Το εύρος της fmesh μειώνεται όπως και των δύο πρώτων αρμονικών της, καθώς επίσης διεγείρεται η ιδιοσυχνότητα του τροχού εμφανίζοντας πλευρικές συχνότητες [10,24,25].



Σχήμα 3.26: Χρονικό σήμα και φάσμα συχνοτήτων στην περίπτωση ενός σπασμένου οδόντα όπου κατά τη διάρκεια εμπλοκής του προκύπτει ένας ενισχυμένος κρουστικός παλμός.

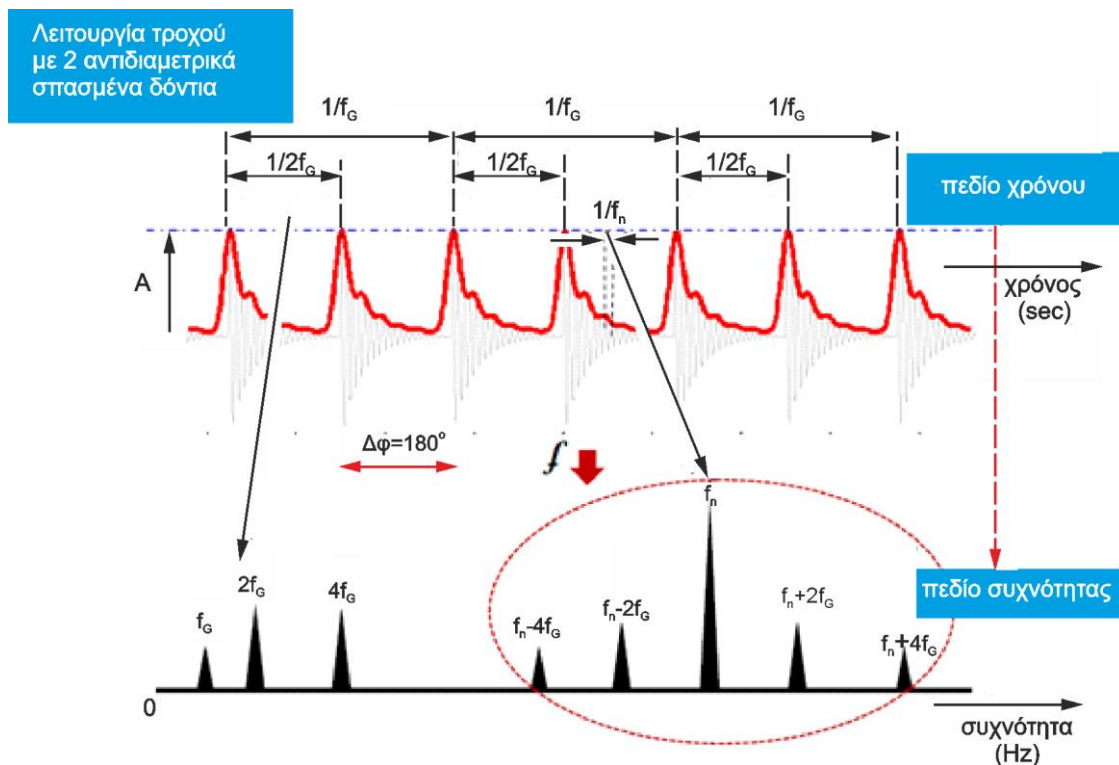
Ο καλύτερος τρόπος ερμηνείας του συγκεκριμένου προβλήματος πραγματοποιείται με βάση το χρονικό σήμα παρά το φάσμα συχνοτήτων. Στην περίπτωση όπου ο τροχός διαθέτει ένα σπασμένο δόντι, τότε κατά τη διάρκεια μιας πλήρους περιστροφής θα ακούγεται ένας ενισχυμένος κρουστικός παλμός. Επομένως σε έναν οδοντωτό τροχό με  $N$  οδόντες και έναν από αυτούς σπασμένο, θα προκύψουν  $N-1$  μικροί ομοιόμορφοι παλμοί λόγω των όμοιων κύκλων εμπλοκής και ένας ενισχυμένος που οφείλεται στην εμπλοκή του φθαρμένου οδόντα με ένα συνεργαζόμενο δόντι του δεύτερου τροχού. Η χρονική διαφορά μεταξύ των ενισχυμένων κρουστικών παλμών ισούται με την περίοδο περιστροφής του άξονα του τροχού, καθώς σε διάρκεια μιας πλήρους περιστροφής ο σπασμένος οδόντας έρχεται σε εμπλοκή με τον τροχό μόνο μια φορά [10,23,25].

Είναι λογικό πως αν σε έναν τροχό υπάρχουν δύο σπασμένοι οδόντες, τότε στο χρονικό σήμα θα διακριθούν δύο ενισχυμένοι κρουστικοί παλμοί. Στο [σχήμα 3.27](#) παρουσιάζεται ένα παράδειγμα ενός χρονικού σήματος, όπου ο τροχός έχει ταχύτητα περιστροφής 1800 rpm δηλαδή 30 Hz που αντιστοιχεί σε χρόνο περιόδου 33,3 msec. Τα δύο είδη κρουστικών παλμών δηλώνουν τη φθορά σε δύο δόντια, καθώς το τμήμα  $x$  στο απεικονιζόμενο γράφημα είναι ανάλογο με το μήκος τόξου απόστασης μεταξύ των δύο σπασμένων οδόντων στην περιφέρεια του τροχού.



Σχήμα 3.27: Χρονική καταγραφή ενός τροχού με δύο σπασμένους οδόντες

Στην ειδική περίπτωση που ο τροχός έχει δύο σπασμένους οδόντες με γωνία  $90^\circ$  μεταξύ τους θα προκύψουν σε σχέση με ένα σπασμένο οδόντα, σχεδόν ίδιες πλευρικές ζώνες γύρω από τη συχνότητα εμπλοκής με λίγο μεγαλύτερο πλάτος και λίγο μεγαλύτερο πλάτος στο εύρος συχνοτήτων. Αν στον τροχό τα σπασμένα δόντια είναι αντιδιαμετρικά, τότε το πλάτος κραδασμού δε μεταβάλλεται αλλά το εύρος των πλευρικών συχνοτήτων είναι ενισχυμένο. Όπως προαναφέρθηκε η βλάβη που σχετίζεται με σπασμένο/νους οδόντα/ντες ερμηνεύεται ευκολότερα στο χρονικό σήμα [10,23].



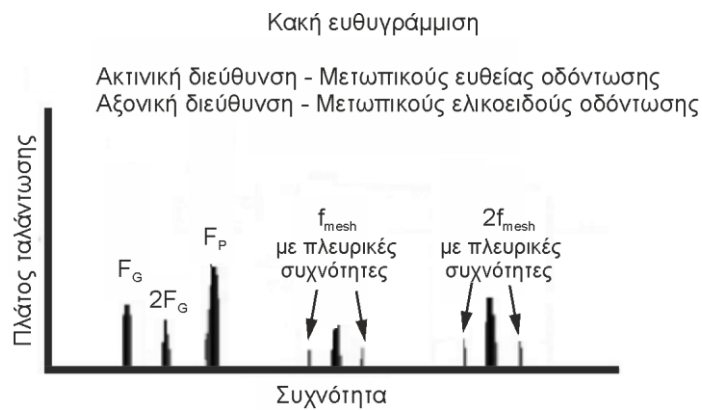
Σχήμα 3.28: Χρονική και φασματική απόκριση σε τροχό με δύο αντιδιαμετρικά σπασμένους οδόντες. Παρατηρείται πως σε χρονικό διάστημα μιας πλήρους περιστροφής του φθαρμένου τροχού, διακρίνονται δύο ενισχυμένοι κρουστικοί παλμοί.

### 3.6.4.3 Κακή ευθυγράμμιση

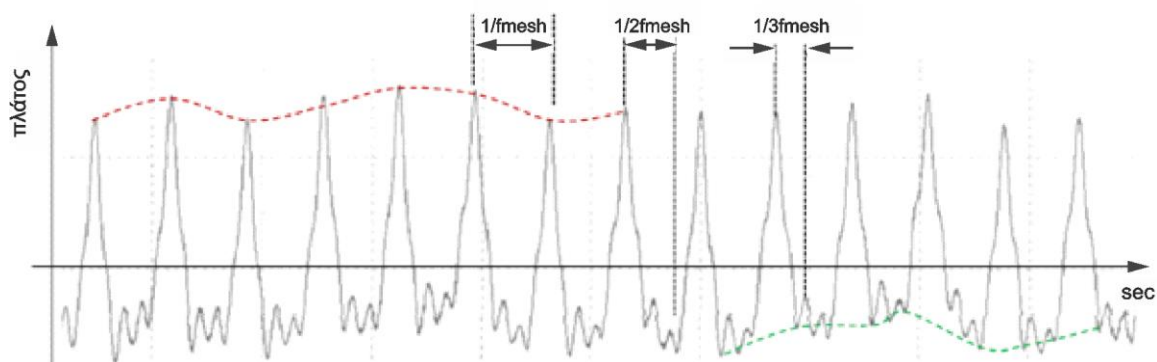
Η κακή ευθυγράμμιση των αξόνων στους οδοντωτούς τροχούς αποτελεί ένα κοινό πρόβλημα εμφάνισης σε αυτούς όπου παράγει υψηλό επίπεδο κραδασμών και ανομοιόμορφη κατανομή φόρτισης στους οδόντες. Οι διάφορες αιτίες οφείλονται σε [19]:

- Λανθασμένη κλίση πλάτους του οδόντος το οποίο οφείλεται σε κατασκευαστικό σφάλμα και περιγράφεται από έναν αριθμό ποιότητας κατά AGMA.
- Στην ταλάντωση του πλάτους του οδόντος εξαιτίας είτε σφάλματος κατά την πρόσδεση του τροχού είτε σε κατασκευαστικό σφάλμα του άξονα, με αποτέλεσμα ο τροχός να ταλαντεύεται σε σχέση με τον άξονα.
- Στην εκτροπή των αξόνων. Η προσθήκη οδοντωτών τροχών σε μια βαθμίδα καθώς και οι επιπρόσθετες εξωτερικές δυνάμεις οδηγούν σε πιθανή εκτροπή των αξόνων. Επίσης για τροχούς με μεγάλο πλάτος οδόντος, αυτού του είδους απευθυγράμμισης μπορεί να οδηγήσει σε λανθασμένη κλίση του πλάτους των οδόντων. Μια παρατήρηση που πρέπει να αναφερθεί είναι πως η συνεχής αύξηση του φορτίου έχει ως αποτέλεσμα την ενίσχυση του φαινομένου αυτού.
- Σε συστροφή των αξόνων, η οποία εμφανίζεται σε τροχούς με μικρό αριθμό οδόντων μεγάλου πλάτους κατά τη μεταφορά ροπής, δημιουργώντας μια λανθασμένη γωνία κλίσης των αξόνων.
- Σε σφάλματα στα έδρανα κύλισης και της στέγασης (housing) όπου τοποθετούνται οι τροχοί.
- Σε θερμοκρασιακές κλίσεις κυρίως στους ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς που προέρχονται λόγω ακατάλληλης λίπανσης. Έτσι η πλευρά του οδόντος υπερθερμαίνεται οδηγώντας σε παραλλαγή της γωνίας κλίσης που σχηματίζει με τον άξονα του τροχού, και σε μια ελαφρώς παραλλαγή όλης της γεωμετρικής μορφής του τροχού.
- Στην εμφάνιση υψηλών φυγόκεντρων δυνάμεων, οι οποίες κατά κύριο λόγο προκύπτουν σε τροχούς λεπτού πάχους που λειτουργούν σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής. Είναι ικανές να οδηγήσουν σε εκτροπή κατά μήκος του πλάτους οδόντωσης προκαλώντας έτσι ένα είδος απευθυγράμμισης.

Η κακή ευθυγράμμιση προκαλεί μεγάλες αιχμές στη συχνότητα εμπλοκής, αυξάνεται σημαντικά το εύρος της διπλάσιας και τριπλάσιας αρμονικής, καθώς επίσης ενισχύονται και οι πλευρικές συχνότητες. Το φάσμα συχνοτήτων στο οποίο θα λαμβάνονται τα δεδομένα πρέπει να ρυθμίζεται έτσι ώστε το εύρος του να είναι αρκετά μεγάλο, μεγαλύτερο και από την τριπλάσια αρμονική [23,24,25].



Σχήμα 3.29: Τυπικό φάσμα συχνοτήτων λόγω κακής ευθυγράμμισης.



Σχήμα 3.30: Μεταβαλλόμενα πλάτη ταλαντώσεων λόγω κακής ευθυγράμμισης σε ένα χρονικό σήμα με εμφάνιση υποδιαίρεσεων της συχνότητας εμπλοκής.

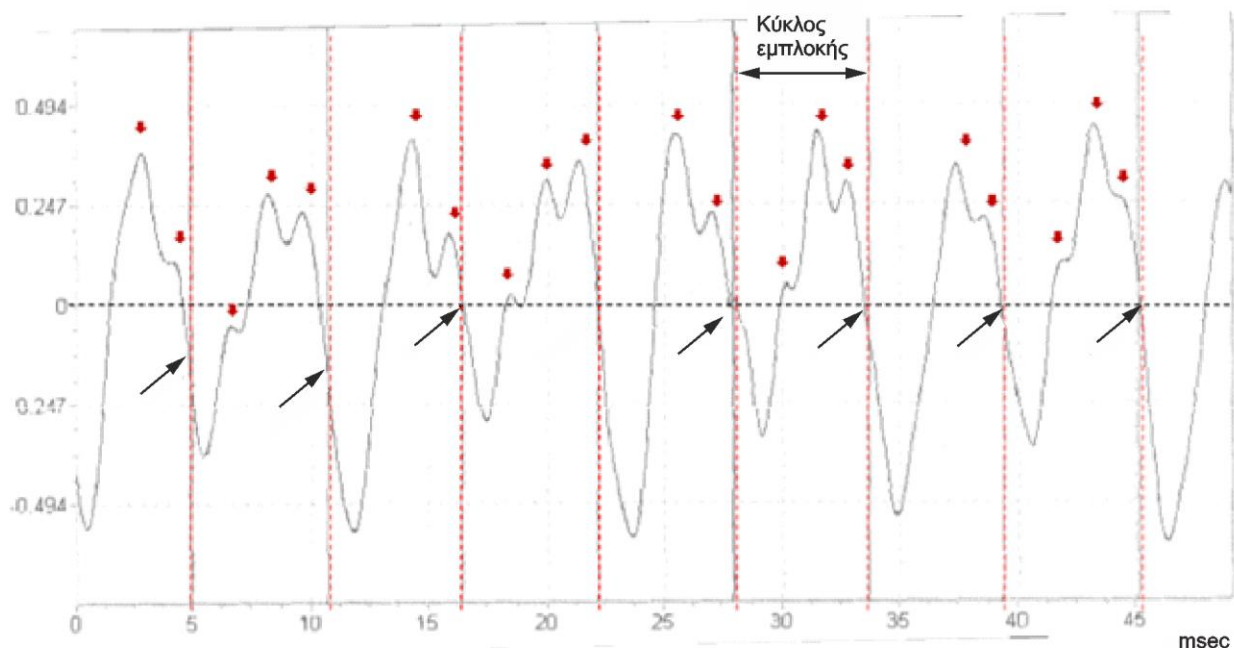
Όπως φαίνεται στο σχήμα 3.30, στην περίπτωση μη ευθυγραμμισμένων οδοντωτών τροχών παράγονται ταλαντώσεις διαφορετικού πλάτους. Ισχυρές καμπτικές δυνάμεις επιβραδύνουν την κίνηση των τροχών. Επιπλέον, οι δυνάμεις σε κάθε επόμενο οδόντα μεταβάλλονται (αύξηση - μείωση) λόγω της αντίστασης που αντιμετωπίζει ο οδόντας του πινιόν στη ζώνη φόρτισης από απευθυγραμμία [10].

#### 3.6.4.4 Χαλαρότητα

Η χαλαρότητα είναι ένα συχνό φαινόμενο που εμφανίζεται σε οποιαδήποτε σύνδεση διάταξης, μεταξύ άλλων και των οδοντωτών τροχών. Οι πιθανές αιτίες εμφάνισης χαλαρότητας είναι η κακή συντήρηση, τα χαλαρά έδρανα κύλισης ή η χαλαρή στήριξη στον άξονα. Όταν η σύνδεση είναι χαλαρή οι τροχοί κινούνται μεταξύ τους εμφανίζοντας κλασματικές συχνότητες όπως  $\frac{1}{2}$ ,  $1$ ,  $1\frac{1}{2}$  κ.λπ. της συχνότητας εμπλοκής. Το πρόβλημα της χαλαρότητας λύνεται εύκολα αλλά η ερμηνεία αυτής στο φάσμα συχνοτήτων είναι ιδιαίτερα δύσκολη, διότι στην πλειοψηφία των περιπτώσεων τα αποτελέσματα δεν είναι ευδιάκριτα στο φάσμα, ειδικά αν δεν υπάρχουν και άλλες μορφές σφαλμάτων. Σε κάποιες περιπτώσεις τα αποτελέσματα στο φάσμα δεν εμφανίζονται σε όλες τις αρμονικές, καθώς η περιοδικότητα των εμφανίσεων σε συνδυασμό με το μικρό εύρος καθιστούν την απόκριση λόγω χαλαρότητας να μοιάζει με θόρυβο στο σήμα το οποίο μπορεί να θεωρηθεί ως αμελητέο. Οι οδοντωτοί τροχοί που παρουσιάζουν προβλήματα χαλαρότητας παράγουν συνήθως μια διακριτή δεύτερη αρμονική της συχνότητας εμπλοκής των οδοντωτών τροχών. Όταν η χαλαρότητα των τροχών είναι εντός επιτρεπτών ορίων, αλλά υπάρχει κάποιου είδους προβλήματος στο φορτίο, τότε οι τροχοί δύνανται να ταλαντεύονται



εμπρός και πίσω με τον ίδιο τρόπο. Σε τέτοιου είδους προβλήματα το πλάτος της συχνότητας εμπλοκής των οδόντων και η δεύτερη αρμονική παρουσιάζουν υψηλή αιχμή [23,25].



Σχήμα 3.31: Χαλαρότητα

Στην εμφάνιση χαλαρότητας, κάθε κύκλος εμπλοκής των οδοντωτών τροχών είναι διαφορετικός από των υπολοίπων όσον αφορά τη φάση και πλάτος κορυφών και τα πλάτη των πλευρικών συχνοτήτων στο φάσμα είναι μεταβαλλόμενα, με αποτέλεσμα τη δημιουργία προβλημάτων στη μετάδοση κίνησης και ανομοιομορφίας φόρτισης στα πλάτη οδόντων [10].

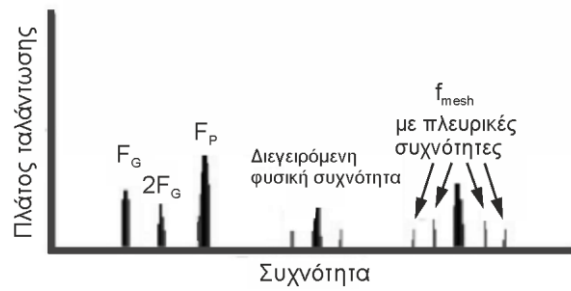
#### 3.6.4.5 Εκκεντρότητα και χάρη των κατατομών

Η εκκεντρότητα ορίζεται ως η απόκλιση μεταξύ του θεωρητικά γεωμετρικού άξονα από τον άξονα αναφοράς. Θεωρείται ως ένα σύννηθες φαινόμενο και η απόκριση σφάλματος είναι παρόμοια με αυτή της αζυγοστάθμιας. Οι βασικότερες αιτίες εμφάνισης της εκκεντρότητας διακρίνονται σε κατασκευαστικά σφάλματα σε έναν εκ των δύο ή και στους δύο τροχούς, και σε λύγισμα σε κάποιον από τους δύο άξονες οδηγώντας σε κακή ευθυγράμμιση του συστήματος.



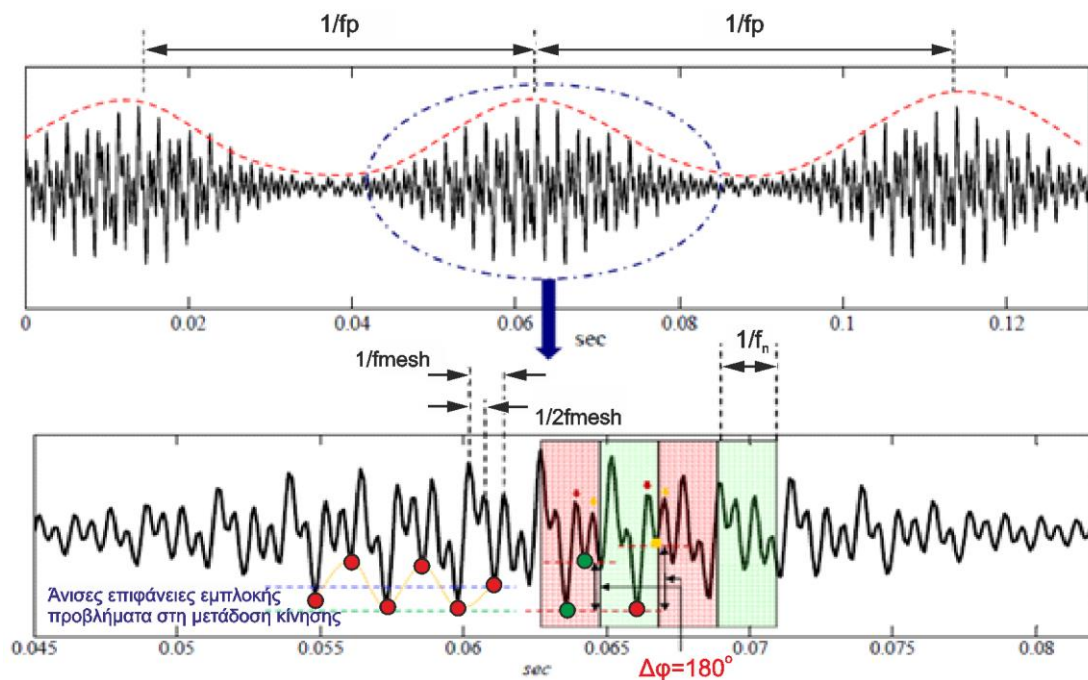
### Εκκεντρότητα και ακατάλληλη χάρη κατατομών

Ακτινική διεύθυνση - Μετωπικοί ευθείας οδόντωσης  
Αξονική διεύθυνση - Μετωπικοί ελικοειδούς οδόντωσης



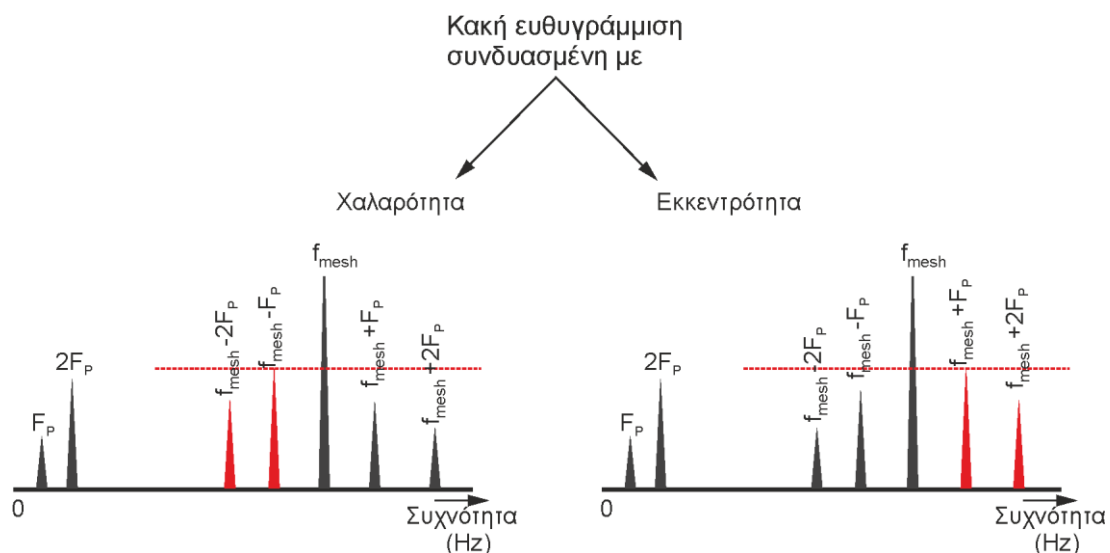
Σχήμα 3.32: Εκκεντρότητα και προβληματική χάρη των κατατομών

Η ύπαρξη εκκεντρότητας δημιουργεί μεταβαλλόμενες δυνάμεις στους οδοντωτούς τροχούς και κατ'επέκταση προβλήματα στη σχέση μετάδοσης τους. Έχει ως αποτέλεσμα την ενίσχυση των πλευρικών συχνοτήτων στο διαμορφωμένο φάσμα καθώς και των περιοδικών αυξομειώσεων των δυνάμεων εμπλοκής σε συγκεκριμένα μέρη επαφών κατά τη διάρκεια της περιστροφής. Επιπλέον συγκεκριμένοι οδόντες του υγιούς τροχού θα υποστούν αυξημένη φθορά. Γενικά ενισχυμένες πλευρικές συχνότητες γύρω από τη συχνότητα εμπλοκής υποδηλώνουν σφάλματα λόγω εκκεντρότητας, χάρης των κατατομών ή μετατοπισμένων αξόνων. Σύμφωνα με αυτές τις περιπτώσεις, η περιστροφή ενός τροχού η οποία θα διαμορφώσει την ταχύτητα περιστροφής του συνεργαζόμενου, μπορεί να προκαλέσει το εύρος των παραγόμενων κραδασμών. Ο προβληματικός οδοντωτός τροχός μπορεί να διακριθεί από το διάκενο μεταξύ των πλευρικών συχνοτήτων. Η ακατάλληλη χάρη μεταξύ των κατατομών διεγείρει τη συχνότητα εμπλοκής των τροχών και τις φυσιολογικές συχνότητες αυτών, καθώς επίσης πλευρικές συχνότητες θα είναι αισθητές στο  $1X$  της συχνότητας περιστροφής του άξονα. Σε αντίθεση με τις υπόλοιπες περιπτώσεις η απόσταση των πλευρικών συχνοτήτων από τη συχνότητα εμπλοκής οδόντων δεν εξαρτάται κατά κύριο λόγο από την ταχύτητα περιστροφής του άξονα του κινητήριου τροχού, αλλά από την ταχύτητα περιστροφής του άξονα ο οποίος έχει εκκεντρότητα. Τα πλάτη της συχνότητας εμπλοκής μπορούν να μειωθούν αν το πρόβλημα είναι η χάρη μεταξύ των κατατομών [10,24,25].



Σχήμα 3.33: Ανομοιόμορφα πλάτη ταλαντώσεων λόγω εκκεντρότητας

Στο σχήμα 3.34 που ακολουθεί παρουσιάζεται ένας συνδυασμός προβλημάτων. Στο αριστερό μέρος του σχήματος απεικονίζεται κακή ευθυγράμμιση συνδυασμένη με χαλαρότητα. Ως αποτέλεσμα αυτού, προκύπτουν μεγαλύτερα πλάτη πλευρικών συχνοτήτων στην κάτω πλευρά. Στο δεξί μέρος παρουσιάζεται κακή ευθυγράμμιση συνδυασμένη με εκκεντρότητα, όπου τα πλάτη των πλευρικών συχνοτήτων είναι ενισχυμένα στην άνω πλευρά [10].

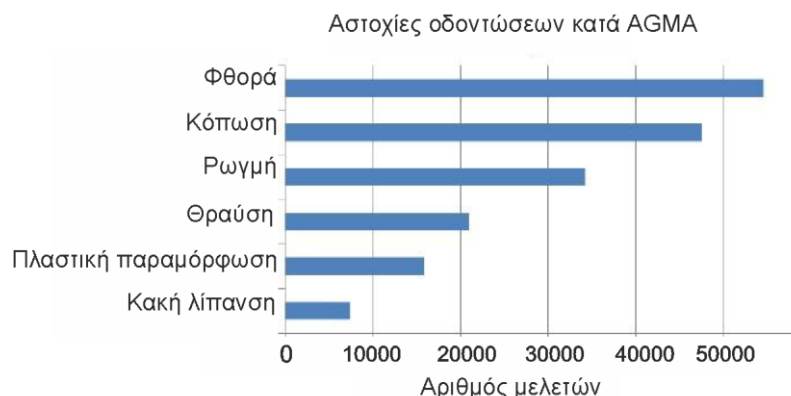


Σχήμα 3.34: Απευθυγράμμιση συνδυασμένη με χαλαρότητα (στα αριστερά) και απευθυγράμμιση συνδυασμένη με εκκεντρότητα (στα δεξιά)

### 3.6.4.6 Ύπαρξη φθοράς

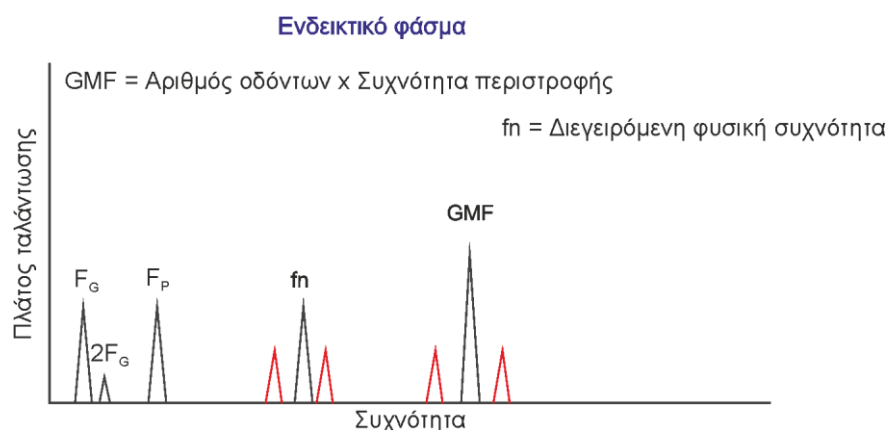
Όπως έχει προαναφερθεί η φθορά είναι μια κατάσταση στην οποία επιφανειακά στρώματα μετάλλου αφαιρούνται ομοιόμορφα από τους οδόντες του τροχού λόγω ακατάλληλης εκλογής υλικού για το συνεργαζόμενο ζεύγος, ανεπαρκής λίπανσης ή χρήσης λιπαντικού το οποίο

περιέχει ξένα σωματίδια. Στο σχήμα 3.35 παρατηρείται πως με βάση μια επιστημονική μελέτη ότι η φθορά αποτελεί το κρισιμότερο σφάλμα στους οδοντωτούς τροχούς.



Σχήμα 3.35: Κατηγορίες σφαλμάτων στους οδοντωτούς τροχούς

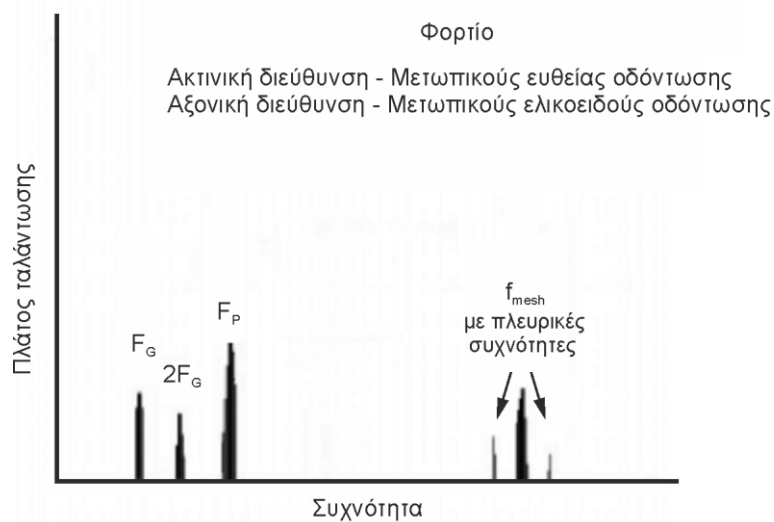
Στην εμφάνιση φθοράς οι φυσικές συχνότητες του φθαρμένου οδοντωτού τροχού διεγείρονται καθώς υπάρχουν και πλευρικές συχνότητες γύρω από αυτές οι οποίες διαμορφώνονται σε εύρος με βάση την ταχύτητα περιστροφής του προβληματικού τροχού. Το πλάτος της συχνότητας εμπλοκής είναι πιθανό να μην μεταβληθεί, αλλά ενισχυμένου πλάτους πλευρικές συχνότητες θα υπάρχουν γύρω από αυτήν. Οι πλευρικές συχνότητες αποτελούν καλύτερη ένδειξη για την ύπαρξη φθοράς στον οδοντωτό τροχό σε σχέση με τη συχνότητα εμπλοκής [24,25].



Σχήμα 3.36: Ενδεικτικό φάσμα κραδασμών σε οδοντωτό τροχό με φθορά

### 3.6.4.7 Φορτίο οδόντος

Για την αποφυγή φθοράς στις συνεργαζόμενες κατατομές, η φόρτιση σε ένα ζεύγος τροχών πρέπει να υλοποιείται με σταδιακό ρυθμό έως τη μέγιστη επιτρεπτή τιμή παρά την πλήρως στο 100% φόρτιση από την πρώτη στιγμή λειτουργίας τους. Καθώς αυξάνεται το φορτίο, το πλάτος της συχνότητας εμπλοκής πιθανόν να αυξηθεί εξίσου. Μια υψηλή τιμή στη συχνότητα εμπλοκής δε συνεπάγεται απαραίτητα στην ύπαρξη κάποιου προβλήματος, ειδικά αν οι πλευρικές συχνότητες παραμένουν εξασθενημένες και οι φυσικές συχνότητες των οδοντωτών τροχών δε διεγείρονται.

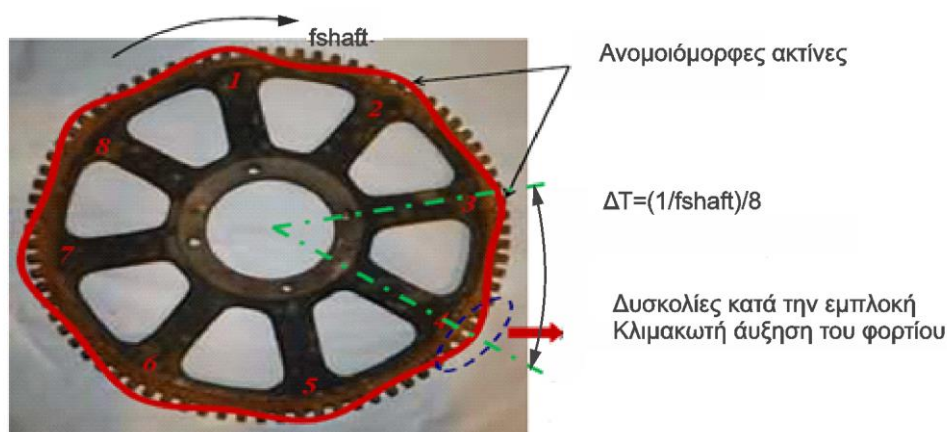


Σχήμα 3.37: Τυπικό φάσμα συχνοτήτων κραδασμών από την επίδραση του φορτίου

Τέλος, προτείνεται πως η ανάλυση κραδασμών σε ένα ζεύγος τροχών πρέπει να υλοποιείται με βάση το μέγιστο φορτίο λειτουργίας [24].

#### 3.6.4.8 Οδοντωτοί τροχοί με περιφερειακές ανομοιομορφίες

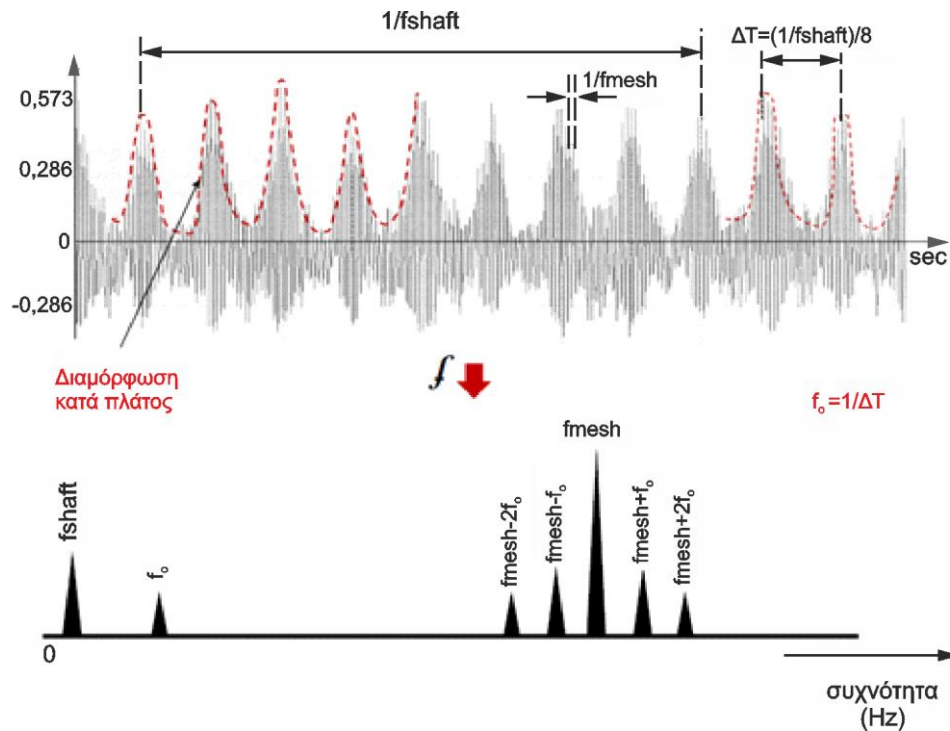
Η διαστατική ακρίβεια, η ακρίβεια της μορφής και η ποιότητα των κατατομών της οδόντωσης αποτελούν στοιχεία υψηλής σημασίας για την αποδοτική λειτουργία του τροχού και συχνά σχετίζονται άμεσα με σφάλματα μετάδοσης κίνησης. Λόγω κατασκευαστικών σφαλμάτων μπορούν να προκύψουν ανομοιομορφίες κατά την περιφέρεια του τροχού (ανομοιόμορφες ακτίνες). Ως συνέπεια αυτού, η εμπλοκή με το συνεργαζόμενο τροχό πραγματοποιείται πιο δύσκολα από όσο έπρεπε καθώς και η φόρτιση αυξάνεται κλιμακωτά.



Σχήμα 3.38: Περιφερειακή ανομοιομορφία τροχού

Εκτός από τα κατασκευαστικά σφάλματα, επιπλέον αιτίες που οφείλονται στην ύπαρξη περιφερειακών ανομοιομορφιών είναι [10]:

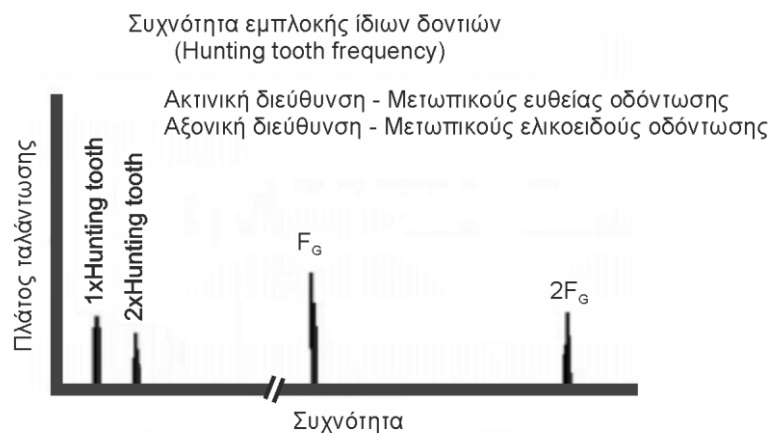
- Η μη επαναφορά της μορφής του οδοντωτού τροχού στην περιοχή των ακτινών κατά τη ψύξη μετά από θέρμανση για εγκατάσταση σε άξονα.
- Λόγω διαστολής μεγαλύτερη στην περιοχή των ακτινών στη θερμοκρασία λειτουργίας.
- Η απροσδιόριστη σκλήρυνση του οδοντωτού τροχού.



Σχήμα 3.39: Ανάλυση απόκρισης οδοντωτού τροχού με περιφερειακή ανομοιομορφία. Κατά τη διάρκεια μιας πλήρους περιστροφής του άξονα του τροχού διακρίνονται 8 περιοχές ενισχυμένων παλμών λόγω κακής εμπλοκής από την ύπαρξη ανομοιομορφιών ακτινών.

### 3.6.4.9 Συχνότητα εμπλοκής ίδιων οδόντων

Κατά τη συνεργασία δύο οδοντωτών τροχών, συγκεκριμένα ζεύγη οδόντων θα εμπλέκονται με κάποια δεδομένη συχνότητα. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται συχνότητα εμπλοκής ίδιων οδόντων (Hunting Tooth Frequency – HTF).



Σχήμα 3.40: Ενδεικτικό φάσμα συχνοτήτων εμπλοκής ίδιων οδόντων.

Η συγκεκριμένη μορφή συχνότητας είναι εξαιρετικά αποτελεσματική για την εύρεση βλαβών και στους δύο συνεργαζόμενους οδοντωτούς τροχούς, οι οποίες οφείλονται είτε σε κατασκευαστικά σφάλματα είτε σε λανθασμένο χειρισμό. Η HTF είναι ουσιαστικά μια συχνότητα εμπλοκής συγκεκριμένων φθαρμένων οδόντων η οποία επαναλαμβάνεται μόνο όταν οι εν λόγω οδόντες εμπλέκονται ξανά. Συνήθως η HTF είναι πολύ αδύναμη. Μια βαθμίδα οδοντωτών τροχών με αυτού του είδους βλάβη συνήθως εκπέμπει έναν αδύναμο ήχο από τον κινητήριο τροχό. Ο ρυθμός επανάληψης του φαινομένου μπορεί να προσδιοριστεί με καταμέτρηση του πλήθους των ήχων με χρήση ενός ηλεκτρονικού ρολογιού. Η μέγιστη ένταση αυτής της βλάβης προκύπτει όταν το φθαρμένο πινιόν και οι φθαρμένοι οδόντες του κινούμενου τροχού εμπλέκονται την ίδια χρονική στιγμή. Είναι ικανή να προκαλέσει ιδιαίτερα υψηλούς κραδασμούς, αλλά εφόσον συμβαίνει σε χαμηλές συχνότητες της τάξης  $< 600$  cpm, συχνά δε γίνεται αντιληπτή [23,24].

Συγκεκριμένα ο αριθμός των ίδιων εμπλεκόμενων οδόντων προσδιορίζεται από τους κοινούς παράγοντες των οδόντων των δύο συνεργαζόμενων τροχών. Για την καλύτερη κατανόηση της HTF θα χρησιμοποιηθεί ένα παράδειγμα [10].

Έστω ένα πινιόν το οποίο διαθέτει  $T_p = 25$  οδόντες με συχνότητα περιστροφής  $f_p = 20$  Hz, το οποίο δίνει κίνηση σε έναν τροχό με  $T_G = 115$  οδόντες, συχνότητας περιστροφής  $f_G = 4,35$  Hz. Η HTF ορίζεται από τη σχέση :

$$HTF = 1 / [ (L / U) (1 / f) ] \quad (3.6)$$

όπου

- $L$  : το ελάχιστο κοινό πολλαπλάσιο του πλήθους των οδόντων των δύο τροχών.
- $U$  : ο μη κοινός παράγοντας του πλήθους των οδόντων των δύο τροχών.
- $f$  : η συχνότητα περιστροφής άξονα του τροχού.

Η συχνότητα εμπλοκής των οδόντων είναι  $f_{mesh} = T_p * f_p = T_G * f_G = 500$  Hz. (3.7)

Για τους οδόντες του πινιόν και του συνεργαζόμενου τροχού ισχύει ότι:

$$T_p = 5 * 5 = C_p * U_p \quad (3.8)$$

$$T_G = 5 * 23 = C_G * U_G \quad (3.9)$$

όπου  $C$  είναι οι δύο κοινοί παράγοντες με  $C = 1 \ \& \ 5$

Το ελάχιστο κοινό πολλαπλάσιο για το συνεργαζόμενο ζεύγος ισούται με το γινόμενο των μη κοινών παραγόντων όπου:

$$L = U_p * U_G = 5 * 23 = 115 \quad (3.10)$$

Τελικώς η HTF προκύπτει:

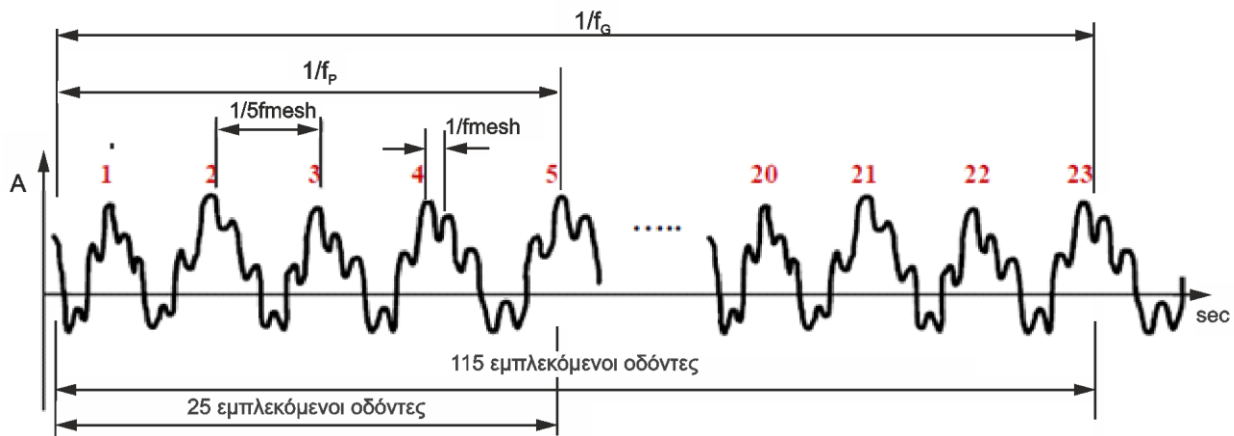
$$HTF = 1 / [ (L / U_p) * (1 / f_p) ] = 1 / [ (L / U_G) * (1 / f_G) ] = 0,87 \text{ Hz} \quad (3.11)$$

Επομένως το πινιόν θα εκτελέσει 23 περιστροφές προκειμένου ένας οδόντας του να ξανά εμπλακεί με τον ίδιο οδόντα στο συνεργαζόμενο τροχό. Παρομοίως, ο συνεργαζόμενος τροχός θα περιστραφεί 5 φορές για να εμπλακεί ξανά με τον ίδιο οδόντα από το πινιόν.

Ο κοινός παράγοντας C, καθορίζει τη διαμόρφωση φθοράς στους οδοντωτούς τροχούς. Από τους επιμέρους κοινούς παράγοντες, κρατείται ο μέγιστος. Επομένως, στο συγκεκριμένο παράδειγμα το C ισούται με 5. Αυτό στην πράξη σημαίνει πως κάθε 5<sup>ος</sup> οδόντας στο συνεργαζόμενο ζεύγος τροχών θα εμφανίζει φθορά. Επιπλέον, λόγω των φθαρμένων οδόντων στο πινιόν και το κινητήριο τροχό θα ισχύει ότι:

$$U_p \cdot f_p = 5 \cdot 20 = U_G \cdot f_G = 23 \cdot 4,35 = 100 \text{ Hz ή } 1/5 \text{ fmesh} \quad (3.12)$$

Συνολικά στο πινιόν θα υπάρχουν 5 φθαρμένοι οδόντες ( $U_p$ ) και στο συνεργαζόμενο τροχό θα είναι 23 ( $U_G$ ). Το ίδιο συμπέρασμα μπορούσε να εξαχθεί παρατηρώντας τις τιμές των δύο μη κοινών παραγόντων U.



Σχήμα 3.41: Αριθμός φθαρμένων οδόντων στο πινιόν (5) και στον τροχό (23). Συνολικά συμβαίνουν 115 κύκλοι εμπλοκής.



## **4. ΜΕΤΡΟΛΟΓΙΑ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ**

### **4.1 Εισαγωγή στη μετρολογία των οδοντώσεων**

Η μετρολογία των οδοντωτών τροχών εκτιμάται πως εφαρμόζεται για παραπάνω από 150 χρόνια. Ο κύριος σκοπός των μετρήσεων και του ελέγχου είναι η εξασφάλιση της ποιότητας όπως αυτή ορίζεται από τις σχετικές προδιαγραφές. Αυτό σημαίνει πως ο αριθμός των απορριπτόμενων οδοντωτών τροχών ως ελαττωματικοί θα πρέπει να περιορίζεται όσο είναι δυνατόν, καθώς επίσης να διευκρινιστούν όλα τα πιθανά αίτια που οδηγούν τους τροχούς σε αστοχία, των μέτρων αποφυγής αλλά και επιδιόρθωσης αυτών. Για μια σωστή μέτρηση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της οδόντωσης απαιτείται γνώση των βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών του τροχού, σωστό χειρισμό των οργάνων για τις διάφορες μετρήσεις και τέλος η ύπαρξη προδιαγραφών οι οποίες καθορίζουν το επιτρεπόμενο εύρος των κρίσιμων σφαλμάτων της οδοντώσεως [8].

Ένας ποιοτικός έλεγχος των τροχών απαιτεί σχετικά χρονοβόρες και υψηλού κόστους διαδικασίες προκειμένου το συνεργαζόμενο ζεύγος να ανταπεξέρχεται αποτελεσματικά στις διάφορες απαιτήσεις. Τα σημαντικότερα κριτήρια για τη λειτουργία των τροχών είναι το μέγεθος εκπομπής θορύβου και η αντοχή των οδόντων. Για το λόγο αυτό οι κατεργασίες με τις οποίες διαμορφώνονται οι οδοντωτοί τροχοί πρέπει να λαμβάνουν υπόψη τα δύο αυτά κριτήρια [8].

Η επιθεώρηση των τροχών τη σημερινή εποχή είναι πολύ πιο αυστηρή και απαιτητική, καθώς νέες μέθοδοι μετρολογίας αναπτύσσονται. Με την εισαγωγή των αριθμητικά ελεγχόμενων μηχανών μέτρησης (Gear Measuring Instruments – GMI), των μηχανών μέτρησης συντεταγμένων (Coordinates Measuring Machines – CMM) και οπτικών μέσων, επιτυγχάνεται μέτρηση όλων των ειδών οδοντωτών τροχών όπως και των κοπτικών εργαλείων που χρησιμοποιούνται για τις κατεργασίες τους. Σήμερα, είτε με χρήση GMI, CMM ή οπτικού μέσου, ο χρόνος μέτρησης και η ύπαρξη αβεβαιότητας για τα αποτελέσματα έχουν μειωθεί σημαντικά, διότι όλο και περισσότερες πληροφορίες είναι διαθέσιμες με τις μετρήσεις να εφαρμόζονται αυτόματα. Θα πρέπει να επισημανθεί πως μια οπτική επιθεώρηση υλοποιείται πολύ ταχύτερα από τις σύγχρονες μετρητικές μηχανές, αλλά κατά κύριο λόγο σήμερα οι μετρήσεις γίνονται με χρήση αισθητήρων επαφής (από CMM/GMI) λόγω της υψηλής ακρίβειας που επιτυγχάνουν [8].

Η μετρολογία των οδοντωτών τροχών εφαρμόζεται σε μετωπικούς τροχούς ευθείας και ελικοειδούς οδόντωσης, τροχούς εσωτερικής και εξωτερικής οδόντωσης, κωνικούς οδοντωτούς τροχούς, σύστημα ατέρμονα κοχλία-κορώνας, οδοντωτούς κανόνες, στροφαλοφόρους άξονες, αλυσίδες, ειδικούς τροχούς καθώς επίσης και στα χρησιμοποιούμενα κοπτικά εργαλεία διαμόρφωσης αυτών. Στη συνέχεια θα αναλυθούν οι διάφορες μέθοδοι μέτρησης μόνο για οδοντωτούς τροχούς, καθώς επίσης ακολουθεί αξιολόγηση των αποκλίσεων της γεωμετρικής μορφής καθώς και καταγραφή τυποποιήσεων των μετρούμενων μεγεθών για την ένταξη αυτών σε βαθμό ακρίβειας/ποιότητας (βάσει ISO/DIN/AGMA/JIS/JGMA) [8].

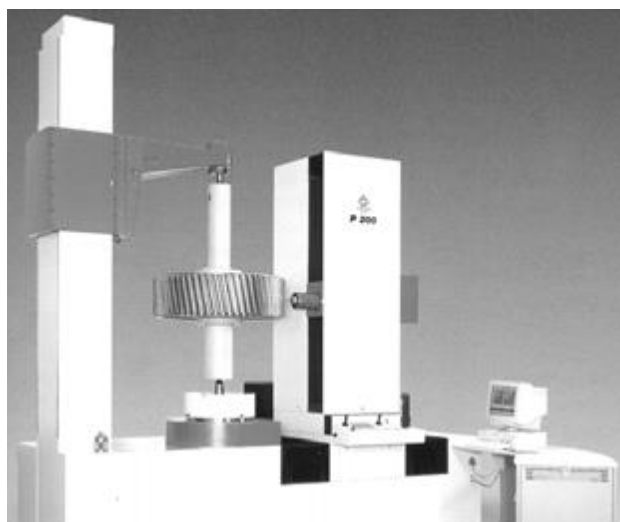
### **4.2 Μετρούμενα μεγέθη και συμβατές μέθοδοι μέτρησης**

Οι συνηθέστερες δυσκολίες στη μετρολογία των οδοντώσεων σχετίζονται με την κακή ευθυγράμμιση, την εξ επαφής ή μη επαφής μέτρησης συγκεκριμένων επιφανειών, με την εκτίμηση των αριθμητικών δεδομένων, την αξιολόγηση των μετρούμενων αποτελεσμάτων και του τρόπου συσχέτισης με την παραγωγική διαδικασία. Οι μετρήσεις στους οδοντωτούς τροχούς πραγματοποιούνται με διαφορετικούς τρόπους και μετρητικά όργανα. Πιο συγκεκριμένα χρησιμοποιούνται:



- Ειδικά όργανα για τη μέτρηση του πάχους οδόντωσης όπως παχύμετρα και μικρόμετρα. Θεωρούνται ως οικονομικές και απλές μέθοδοι αλλά επιτυγχάνουν χαμηλή ακρίβεια σε σύγκριση με τις σύγχρονες μηχανές μέτρησης καθώς και αρκετές φορές χρειάζεται τακτική κατάλληλη ρύθμιση του οργάνου λόγω σφαλμάτων (π.χ. διαφορετικά βήματα μεταξύ οδόντων).
- Πρότυποι τροχοί για τη μέτρηση σύνθετου σφάλματος του υπό εξέταση τροχού. Χρησιμοποιούνται δύο μέθοδοι για τον προσδιορισμό του σύνθετου σφάλματος όπου στην πρώτη επιτυγχάνεται μέτρηση των ακτινικών μετατοπίσεων που εμφανίζονται επί της διακέντρου των τροχών υπό λειτουργία σφικτής συνεργασίας και στη δεύτερη μετριέται το σφάλμα μετάδοσης σε συνεργασία κατά την ονομαστική απόσταση τους. Για τη μελέτη της ακρίβειας όπως και του ποιοτικού ελέγχου, σημασία έχει η συνολική απόκλιση τους από τη θεωρητική τιμή και για το λόγο αυτό χρησιμοποιείται το σύνθετο σφάλμα.
- Με σύγχρονες μετρητικές μηχανές και μηχανές τύπου CMM για τη μέτρηση και αξιολόγηση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του τροχού (όπως βήμα, κατατομή, παρέκκλιση, γωνία ελίκωσης). Η ακρίβεια μέτρησης είναι πολύ υψηλή όπου με βάση μελετών που έχει διεξαχθεί δύσκολα αναμένονται περαιτέρω βελτιώσεις για την ακρίβεια αλλά και της ταχύτητας μέτρησης.
- Με χρήση οπτικών μέσων. Οι μετρήσεις πραγματοποιούνται εύκολα και πολύ ταχύτερα σε σχέση με τις CMM/GMI (σε χρονικό διάστημα ολίγων δευτερολέπτων) αλλά επηρεάζονται άμεσα από προβλήματα όπως φαινόμενα σκιάς και δυσκολίας καταγραφής μιας πολύπλοκης επιφάνειας [8,9].

Η σύγχρονη μετρολογία στους οδοντωτούς τροχούς επιτυγχάνεται με χρήση μηχανής τύπου CMM ή ειδικά μηχανικά όργανα ή CNC αριθμητικά ελεγχόμενες μετρητικές μηχανές (GMI). Οι συσκευές διαφέρουν ως προς τη χρησιμοποιούμενη μέθοδο μέτρησης, το λογισμικό αλλά και την εκτίμηση των αποτελεσμάτων. Τα μηχανικώς ελεγχόμενα μετρητικά όργανα, όπου μερικώς χρησιμοποιούνται σήμερα, διεξάγουν κινήσεις ανίχνευσης με βάση τη αρχή κατασκευής των τροχών (π.χ. εξειλιγμένης). Στην περίπτωση ελικοειδούς μέτρησης, η κίνηση πραγματοποιείται με μια γραμμική αξονική μετατόπιση του αισθητήρα που υπερτίθεται σε περιστροφή γύρω από τον άξονα περιστροφής του τροχού (πραγματοποιώντας ελικοειδή κίνηση) [8].



Σχήμα 4.1: Μέτρηση οδοντωτού τροχού σε αριθμητικά ελεγχόμενη μηχανή.

Στις CNC- ελεγχόμενες αριθμητικές μετρητικές μηχανές, όπου αποκλειστικά χρησιμοποιούνται τη σημερινή εποχή, οι αριθμητικά ελεγχόμενες μονάδες και τα κατάλληλα λογισμικά ελέγχου καθορίζουν την προγραμματιζόμενη διαδρομή μέτρησης κατοχυρώνοντας τα μετρούμενα αποτελέσματα σε κλίμακες. Οι συσκευές διαθέτουν δύο ή τρεις γραμμικούς άξονες και έναν περιστροφικό. Η ευθυγράμμιση του οδοντωτού τροχού που πρόκειται να επιθεωρηθεί και ο προσδιορισμός της θέσης του καθορίζεται είτε με μηχανικά μέσα είτε με κατάλληλο αριθμητικό υπολογισμό [8].

### **Μηχανές Μέτρησης Συντεταγμένων (CMM)**

Πολύ σύντομα με την εισαγωγή των CMM στην παραγωγή, οδοντωτοί τροχοί πολύπλοκης γεωμετρίας όπως οι κωνικοί, ατέρμονες κοχλίες καθώς και τα κοπτικά εργαλεία κατεργασίας όπως οι κοπτήρες hob, μπορούσαν να επιθεωρηθούν σε γρήγορο χρονικό διάστημα. Επιγραμματικά οι CMM παρέχουν δυνατότητες για:

- Αξιόπιστη, γρήγορη και εύκολη μέτρηση σε ολόκληρο το εύρος των προδιαγραφών γεωμετρικής ακρίβειας των κατασκευών.
- Ψηφιακή σάρωση, αποτύπωση ή/και έλεγχο και αντιπαραβολή σε περιβάλλον CAD επιφανειών και γεωμετρίας εξαρτημάτων.

Οι CMM καλύπτουν ένα ευρύτατο πεδίο εφαρμογών όσον αφορά τα μεγέθη των ελεγχόμενων εξαρτημάτων, την ταχύτητα μέτρησης και τις απαιτήσεις σε ακρίβεια. Αποτελούν μέσον επίλυσης διάφορων προβλημάτων μετροτεχνίας παραγωγής, ιδιαίτερα όταν απαιτείται ακρίβεια και ευελιξία. Η διαδικασία μέτρησης υπερέρχει σε μεγάλο βαθμό από τις συμβατικές μεθόδους μέτρησης (παχύμετρα, μικρόμετρα, κανόνες, διαβήτες, μετρητικά ρολόγια κ.λπ.). Τα βασικά δομικά στοιχεία μιας CMM είναι:

1. Αισθητήρας λήψης συντεταγμένων των μετρούμενων σημείων ο οποίος επιτρέπει την καταγραφή συντεταγμένων X,Y και Z του ελεγχόμενου εξαρτήματος.
2. Υψηλής ακρίβειας μηχανολογικής κατασκευής. Διαθέτει σταθερά και κινούμενα μηχανικά μέρη, σερβοκινητήρες, οπτικές κλίμακες, στοιχεία μετάδοσης κίνησης που είναι υπεύθυνα για τη μετακίνηση και τοποθέτηση του αισθητήρα λήψης σημείων σε τρισδιάστατο χώρο με υψηλή ακρίβεια μέτρησης σε μη όπως αυτή ορίζεται από το ISO 10360-2 και επίτευξης επαναληψιμότητας.
3. Ηλεκτρονικό σύστημα διαχείρισης δεδομένων και αυτόματου ελέγχου, υπεύθυνο για τον έλεγχο δυναμικής συμπεριφοράς (ταχύτητα κίνησης, ταχύτητα μέτρησης κ.λπ.) των κινούμενων μερών της μηχανής και του αισθητήρα λήψης σημείων, για την υπολογιστική αντιστάθμιση των θερμοκρασιακών διαφορών από τη θερμοκρασία αναφοράς 20° και την αρχική επεξεργασία των συντεταγμένων των λαμβανόμενων σημείων.
4. Μετρητικό λογισμικό, στο οποίο γίνεται η επικοινωνία της CMM με το χρήστη, δημιουργούνται τα προγράμματα μέτρησης, πραγματοποιείται η τελική επεξεργασία των συντεταγμένων των λαμβανόμενων σημείων και διαμορφώνονται οριστικά τα μετρητικά αποτελέσματα.



Σχήμα 4.2: Μηχανή Μέτρησης Συντεταγμένων (CMM)

Ορισμένες CMM, διαθέτουν ως πρόσθετο εξοπλισμό περιστροφικά τραπέζια προκειμένου η επιθεώρηση των τροχών και κοπτικών εργαλείων να επιτυγχάνεται πολύ ταχύτερα. Σε παλαιότερα μοντέλα CMM οι αισθητήρες λήψης, τοποθετούνταν πάντα κάθετα με αποτέλεσμα να περιορίζουν την ταχύτητα μέτρησης ειδικά σε περιπτώσεις τροχών ελικοειδούς οδόντωσης. Για το λόγο αυτό στους ελικοειδείς, χρησιμοποιούνται αισθητήρες πολύπλοκης γεωμετρίας οι οποίοι μείωσαν το χρόνο μέτρησης με αυξημένη όμως πιθανότητα ανακρίβειας των μετρούμενων αποτελεσμάτων [8,21].

Οι αισθητήρες ανήκουν σε δύο γενικές κατηγορίες. Αυτές είναι οι αισθητήρες με επαφή (contact probe) και αισθητήρες χωρίς επαφή (non-contact probe). Ο πιο κοινός τύπος αισθητήρα είναι ο αισθητήρας με επαφή, όπου διακρίνεται στους αισθητήρες στιγμιαίας και συνεχούς επαφής. Οι κύριες διαφορές των συγκεκριμένων τύπων είναι πως οι αισθητήρες συνεχούς επαφής βελτιώνουν την ταχύτητα και την ακρίβεια των μετρούμενων αποτελεσμάτων ιδίως σε επιφάνειες πολύπλοκης γεωμετρίας, αλλά ο βασικός περιορισμός χρήσης του είναι η εφαρμοζόμενη δύναμη ανίχνευσης στην επιφάνεια που μπορεί να προκαλέσει ζημιά. Στην κατηγορία αισθητήρων χωρίς επαφή ανήκουν οι αισθητήρες laser και οι τηλεοπτικοί αισθητήρες (video probe) [21].

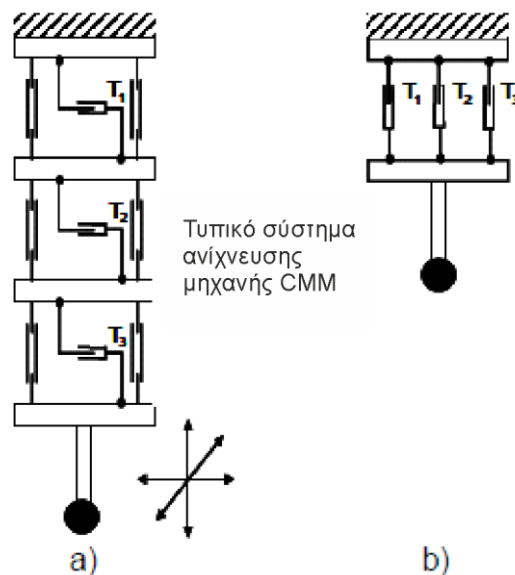


Σχήμα 4.3: Αισθητήρας με επαφή.

Τα τελευταία χρόνια, οι CMM αντικατέστησαν αρκετά εξειδικευμένα όργανα μέτρησης συγκεκριμένων γεωμετρικών ανοχών (π.χ. μέτρηση της παρέκκλισης) καθώς όλες οι μετρήσεις μπορούν να επιτευχθούν σε αυτήν. Λόγω νέων εξελιγμένων μοντέλων οι αισθητήρες λήψης μπορούν να τοποθετηθούν σε οποιαδήποτε κατεύθυνση. Ο χρόνος μέτρησης έχει μειωθεί δραματικά όπως και η πιθανότητα εμφάνισης σφάλματος ανθρώπινου παράγοντα (τοποθέτηση εξαρτήματος, ανάγνωση ένδειξης) [8].

Το κύριο όμως πρόβλημα που εμφανίζεται σε μία μηχανή CMM, σχετίζεται με το γεγονός μετακίνησης υψηλής μάζας τμημάτων της που διαθέτουν τον αισθητήρα. Σε συνδυασμό με μαλακά ελατήρια και της ειδικής περίπτωσης χρήσης λεπτού πάχους στυλίσκου, το εύρος μετακίνησης μειώνεται. Για το λόγο αυτό, τα κλασικά συστήματα ανίχνευσης για τη γεωμετρική μορφή, προκειμένου να αυξήσουν την ταχύτητα μέτρησης όπως και την ακρίβεια, χρησιμοποιούν μικρής μάζας αισθητήρες με διεξαγωγή κινήσεων κατά τη μονοδιάστατη ή δισδιάστατη διεύθυνση. Επιπλέον, με κατάλληλη τροποποίηση του κέντρου βάρους του συστήματος ανίχνευσης, πιθανή είναι η περιστροφή του ίδιου γύρω από το κέντρο του. Οι προκλήσεις και οι δυσκολίες στην εφαρμογή μέτρησης συνεχίζουν να υπάρχουν, ιδίως αν πρόκειται για κάποια συγκεκριμένη διαδρομή ανίχνευσης (σφαιρική ή κυκλική) ή μέτρηση μικροσκοπικών γεωμετρικών επιφανειών όπου απαιτείται η χρήση λεπτού πάχους στυλίσκου [8].

Στο σχήμα 4.4 παρουσιάζεται ένας σύγχρονος τύπος ανίχνευσης όπου η αρχή κατασκευής του επιτρέπει τη σημαντική μείωση μάζας μετακινούμενων τμημάτων της μηχανής καθώς και της αύξησης του εύρους κίνησης. Ο στυλίσκος συνδέεται άμεσα με μια μετωπική πλατφόρμα και τριών παράλληλα διατεταγμένων αισθητήρων στη βάση της μετρητικής μηχανής. Στη περίπτωση όπου το σημείο περιστροφής του αισθητήρα συμπίπτει επακριβώς με το σημείο τομής της πλατφόρμας και του αισθητήρα, τότε με χρήση μόνο τριών μετατροπένων είναι εφικτός ο προσδιορισμός όλων των πιθανών κινήσεων (μεταφορικών και περιστροφικών) του αισθητήρα [8].



Σχήμα 4.4: Τυπικό σύστημα ανίχνευσης αριστερά (a) και σύγχρονη ανίχνευση μέσω τριών παράλληλων αισθητήρων (b).

Ο σχεδιασμός του συστήματος για το σχήμα b πραγματοποιείται με τρόπο κατάλληλο ώστε το κέντρο βάρους να συμπίπτει με το σημείο περιστροφής. Έτσι επιτρέπει την περιστροφή του αισθητήρα σε διαφορετικές θέσεις χωρίς τη μετατόπισή του. Επιπλέον εξισορροπούνται οι ασκούμενες δυνάμεις των ελατηρίων όπως και οι βαρυτικές. Γενικότερα, η ρύθμιση για τη δύναμη επαφής των αισθητήρων στα εξεταζόμενα τεμάχια υλοποιείται μέσω ελατηρίων. Η σύγχρονη μέθοδος ανίχνευσης αντιθέτως έχει αντικαταστήσει την παραπάνω τεχνική μέσω ηλεκτρονικών εξαρτημάτων διατεταγμένα σε τρεις κάθετες διευθύνσεις. Επιπροσθέτως, ο συνδυασμός χρήσης συστημάτων μέτρησης οπτικής περιθλασης άμεσα εφοδιασμένα στους αισθητήρες, επιτρέπει μια ηλεκτρονική καθοδήγηση στο χώρο, καθώς επίσης επιτυγχάνεται ρύθμιση της ασκούμενης δύναμης επαφής και επίτευξη μετακίνησης σε εύρος ολίγων χιλιοστών [8].

Παρόλο που τα πλεονεκτήματα των CMM σε σύγκριση με τις GMI είναι σαφώς επικρατέστερα, στη μετρολογία των οδοντωτών τροχών συχνά χρησιμοποιούνται και οι δύο διαφορετικοί τρόποι επιθεώρησης. Συγκεκριμένα, ορισμένες σύγχρονες GMI έχουν τη δυνατότητα να μετρήσουν με υψηλή ακρίβεια όπως οι CMM σε πολύπλοκης γεωμετρίας στοιχεία μηχανών [8].

#### 4.2.1 Μετρήσεις σε μετωπικούς τροχούς ευθείας και ελικοειδούς οδόντωσης

Η ευθυγράμμιση και ανίχνευση άρα και κατά συνέπεια η αποτελεσματική απόκτηση μετρούμενων δεδομένων για κυλινδρικούς τροχούς εσωτερικής και εξωτερικής οδόντωσης έχει βελτιωθεί σημαντικά τις τελευταίες δύο δεκαετίες. Η μέτρηση που προκύπτει είτε με CMM ή GMI σε έναν τροχό, πραγματοποιείται με καθορισμένη διαδρομή κίνησης του αισθητήρα για την κατατομή οδόντωσης (profile) και την ελίκωση, καθώς επίσης και ανά διαδοχικά σημεία για το βήμα οδόντωσης (pitch). Για τη μέτρηση της κατατομής και πλάτους οδόντωσης σε τροχούς εξειλιγμένης, διεξάγονται ταυτόχρονα μεταφορικές και περιστροφικές κινήσεις για τον αισθητήρα (probe) και τον υπό εξέταση τροχό. Η μέτρηση της κατατομής συγκεκριμένα μπορεί εύκολα να υπολογισθεί μέσω μιας μονοδιάστατης κίνησης του αισθητήρα και να καταγραφθεί η απόκλιση αυτής σε σχετικό διάγραμμα [8].



Σχήμα 4.5: Μεγέθη προς επιθεώρηση ενός οδοντωτού τροχού

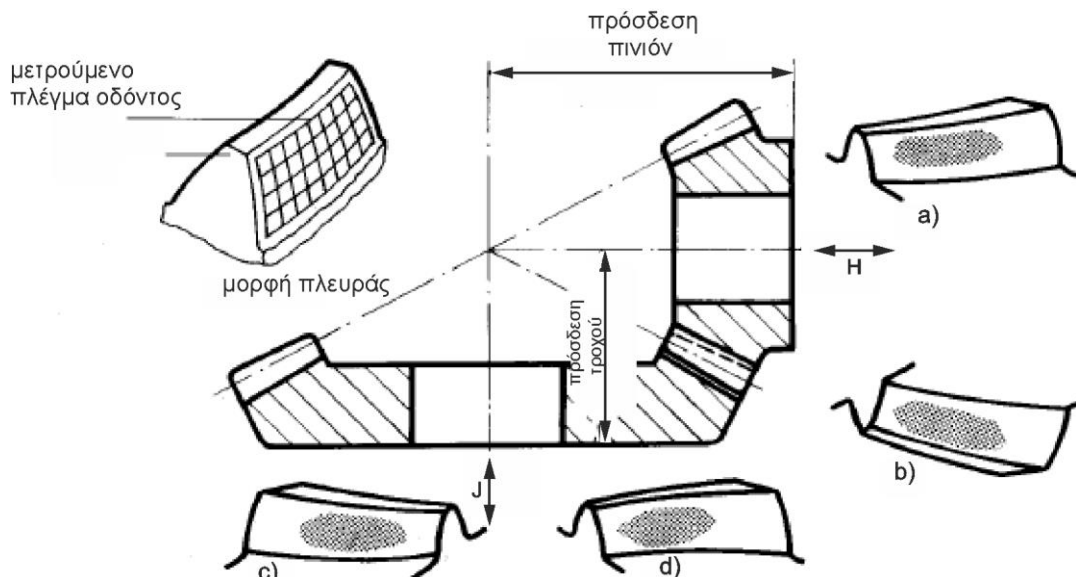
#### 4.2.2 Μετρήσεις σε κωνικούς οδοντωτούς τροχούς

Η παραγωγή όπως και η πλήρης επιθεώρηση στους κωνικούς οδοντωτούς τροχούς χαρακτηρίζεται από μεγάλο βαθμό δυσκολίας προκειμένου το συνεργαζόμενο ζεύγος να ανταποκρίνεται αποτελεσματικά στις συνθήκες λειτουργίας. Το 1969, λίγο πριν εισαγωγή των CMM, εκτός από την παρέκκλιση (runout) και το βήμα οδόντωσης, ήταν σχεδόν αδύνατον να επιτευχθεί ακριβής μέτρηση του πάχους των οδόντων (tooth thickness) και της τοπογραφίας των πλευρών εντός ενός λογικού χρονικού διαστήματος. Η χρήση των GMI και CMM, 30 χρόνια πριν βελτίωσε σημαντικά τη δυνατότητα μέτρησης όλων των ειδών κωνικών οδοντωτών τροχών, συμπεριλαμβανομένων και των κοπτικών που χρησιμοποιούνται για την παραγωγή τους [8].

Ωστόσο οι μετρήσεις που υλοποιούνται από τις CMM/GMI δεν είναι επαρκείς για να αξιολογήσουν πλήρως την παραγωγική διαδικασία των κωνικών τροχών, διότι οι κωνικοί τροχοί δεν διαμορφώνονται για να ταιριάζουν σε ένα δεδομένο θεωρητικό γεωμετρικό σχήμα. Αντιθέτως, οι οδόντες τελικώς διαμορφώνονται μέσω κινήσεων των κοπτικών εργαλείων, οι οποίες έχουν βελτιστοποιηθεί από επαναληπτικές διαδικασίες σε συστήματα σχεδίασης, προσομοιωτών, αναλύσεων και μετρήσεων. Υπάρχουν πέντε τμήματα υψηλής σημασίας για την αποτελεσματική κατασκευή ενός ζεύγους κωνικών τροχών. Αυτά είναι [8] :

1. Σωστή ρύθμιση των μηχανών και υπολογισμός της γεωμετρικής μορφής των πλευρών.
2. Η προσομοίωση εμπλοκής των οδόντων προκειμένου να ελεγχθούν πιθανά σφάλματα μετάδοσης.
3. Η επίτευξη μέτρησης.
4. Η εκτίμηση των αποτελεσμάτων.
5. Η ανατροφοδότηση των μετρούμενων αποτελεσμάτων στη ρύθμιση της μηχανής.

Μέχρι σήμερα τα αποτελέσματα από τις αναλύσεις εμπλοκής των οδόντων όπως και της αξιολόγησης των σφαλμάτων μετάδοσης κίνησης οδήγησαν σε μια βελτιωμένη τοπογραφία των πλευρών, όπου δε χρειάζεται πλέον να περιγραφθούν από συνεχείς μαθηματικές συναρτήσεις. Αντιθέτως, οι τέσσερις πλευρές για ένα συνεργαζόμενο ζεύγος οδόντων του πινιόν και του κινούμενου τροχού καθορίζονται από ένα πλέγμα διακριτών σημείων, όπου το καθένα σημείο συνδέεται με το δικό του μοναδιαίο διάνυσμα [8].



Σχήμα 4.6: Πρόσδεση συνεργαζόμενου ζεύγους κωνικών τροχών.

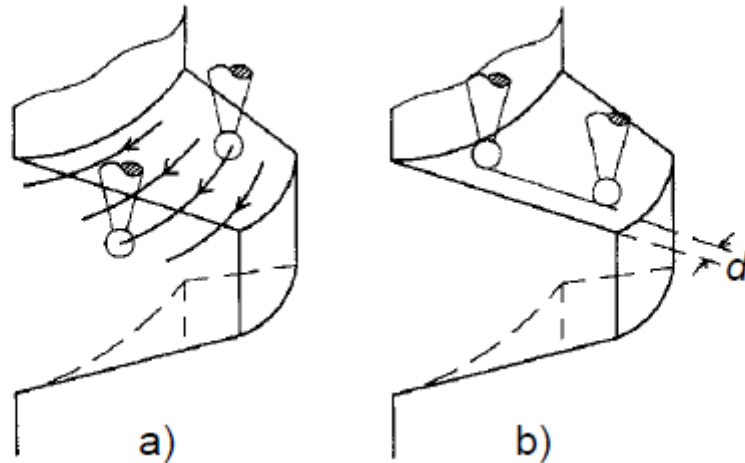
Επιπλέον χάρη στην ανατροφοδότηση πληροφοριών, τα μετρούμενα δεδομένα ερμηνεύονται με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε για έναν ελάχιστο αριθμό αποκλίσεων και σφαλμάτων μετάδοσης να είναι ξεκάθαρες οι απαραίτητες τροποποιήσεις των παραμέτρων της μηχανής. Έτσι ουσιαστικά δημιουργείται ένας κλειστός βρόχος στην παραγωγή αλλά και την επιθεώρηση των κωνικών τροχών.

Το πρώτο πρόγραμμα επιθεώρησης για τους κωνικούς τροχούς υλοποιήθηκε για τις εταιρείες Gleason και ZEISS. Μεταγενέστερα μελέτες που έγιναν από εταιρείες όπως η γερμανική FVA, Caterpillar, Daimler Benz και ορισμένων υπολοίπων οδήγησαν σε λογισμικά υψηλής σημασίας για τα κοπτικά εργαλεία στην παραγωγή των κωνικών τροχών (Gleason, Klingelnberg, Oeriklon) [8].

Η συνολική μέτρηση και επιθεώρηση ενός κωνικού τροχού είναι αρκετά δυσκολότερη σε σύγκριση με έναν κυλινδρικό, παρόλη την ευχέρεια διάθεσης νέων εξελιγμένων μεθόδων ανίχνευσης εξ επαφής και μεθόδων μέτρησης με οπτικά μέσα [8].

#### 4.2.3 Μετρήσεις κοπτικών εργαλείων

Η κατατομή και ο τρόπος πρόσδεσης ενός κοπτικού εργαλείου δύναται να προκαλέσει αποκλίσεις στην επιθυμητή γεωμετρική μορφή του οδοντωτού τροχού. Γενικά, τα κοπτικά εργαλεία προτού χρησιμοποιηθούν για πρώτη φορά πρέπει να επιθεωρηθούν πλήρως. Το σημαντικότερο πρόβλημα στη μετρολογία των κοπτικών είναι πως η μορφή των κοπτικών ακμών, η οποία θεωρείται ως το σημαντικότερο τμήμα του εργαλείου για τη διαμόρφωση του τροχού, δε μπορεί να εξετασθεί αποτελεσματικά με χρήση εργαλείων επαφής. Για αυτό το λόγο, εφευρέθηκαν ειδικά συστήματα ανίχνευσης τα οποία επιτυγχάνουν μέτρηση κατά την περιφέρεια της κοπτικής ακμής και πίσω από αυτήν [8].



Σχήμα 4.7: Μέτρηση κατά την περιφέρεια της ακμής (a) και πίσω από αυτήν (b)

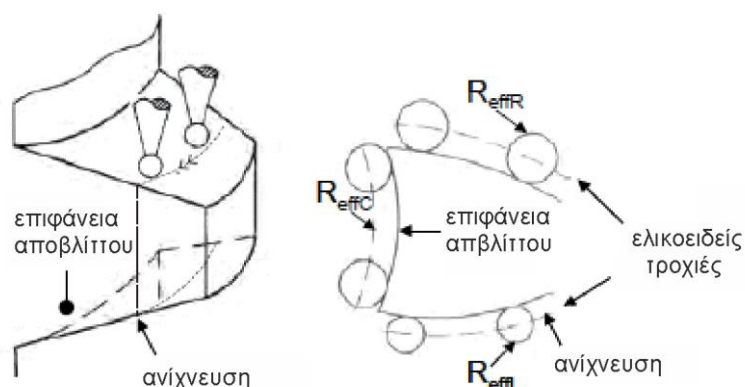
Μία δεύτερη προσέγγιση που χρησιμοποιείται είναι η ανίχνευση της επιφάνειας αποβλίπτου και των ελεύθερων επιφανειών σε απόσταση κοντά στη κοπτική ακμή. Με βάση το ονομαστικό και πραγματικό σχήμα μπορεί να υπολογισθεί το περίγραμμα της κοπτικής ακμής στις τρεις διαστάσεις. Μέσω εκτίμησης δύο αντίστοιχων σημείων τα οποία βρίσκονται στην επιφάνεια αποβλίπτου, στην κεφαλή του οδόντα ή σε μία από τις ελεύθερες επιφάνειες, ένα σημείο της κοπτικής ακμής υπολογίζεται μέσω ελικοειδών τροχιών σε κυλινδρικές συνταγμένες από την εξίσωση:

$$Z = 2 \pi r_{KR} \tan(\psi \pm \gamma_R) \quad (4.1)$$

όπου  $\gamma_R$  η γωνία ελίκωσης της ιδεατής ελικοειδούς τροχιάς στην ακτίνα  $r_{KR}$  του κοπτήρα hob και  $\psi$  η γωνία ελευθερίας της άνω ή ελεύθερης επιφάνειας [8].

Η δυσκολία υπολογισμού των σημείων της κοπτικής ακμής οφείλεται στη διόρθωση κατεύθυνσης κίνησης του αισθητήρα. Προκειμένου να ληφθούν σωστές μετρήσεις απαιτούνται διορθώσεις του αισθητήρα κατά την ελικοειδή τροχιά κίνησης του σε κάθε πλευρά οδόντος του hob, καθώς οι ακτίνες  $R_{eff\ L,C,R}$  μέτρησης του αισθητήρα και οι διορθώσεις κίνησης αυτού είναι διαφορετικές για κάθε ελικοειδή τροχιά [8].

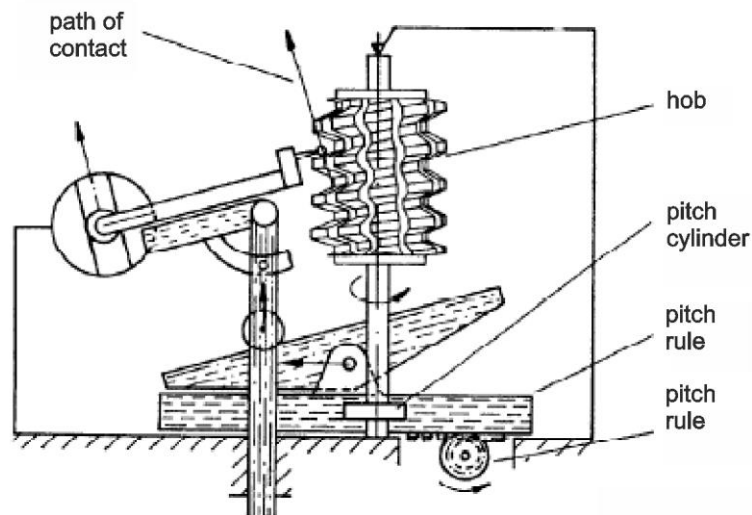




Σχήμα 4.8: Ανίχνευση των ελεύθερων επιφανειών και της επιφάνειας αποβλίπτου μέσω 3 γραμμικών τροχιών (αριστερά) και διόρθωσης κίνησης κεφαλής του αισθητήρα για 3 ελικοειδείς τροχιές (δεξιά).

Όσον αφορά τους κοπτήρες hob, για να αξιολογηθούν πλήρως πρέπει να επιθεωρηθούν 17 τυποποιημένες απλές και σύνθετες αποκλίσεις. Σύντομα όμως διαπιστώθηκε, πως μια εξαιρετική επιθεώρηση του hob πραγματοποιείται με μέτρηση ενός ή και περισσότερων βήματος κατά μήκος της τροχιάς επαφών. Στους hob εφαρμόζονται 6 τυποποιημένες μετρήσεις οι οποίες αναφέρονται στο σώμα του hob, στο κενό και πλάτος των αυλακώσεων, στο πρόσωπο του οδόντα, στην ιδεατή ελικοειδή τροχιά που περιβάλλει τις κοπτικές ακμές, στη γεωμετρική μορφή της κόψης και στο βήμα επαφών. Παρόλα αυτά δεν έχουν αναφερθεί όλες στις τυποποιήσεις κατά DIN και AGMA [8].

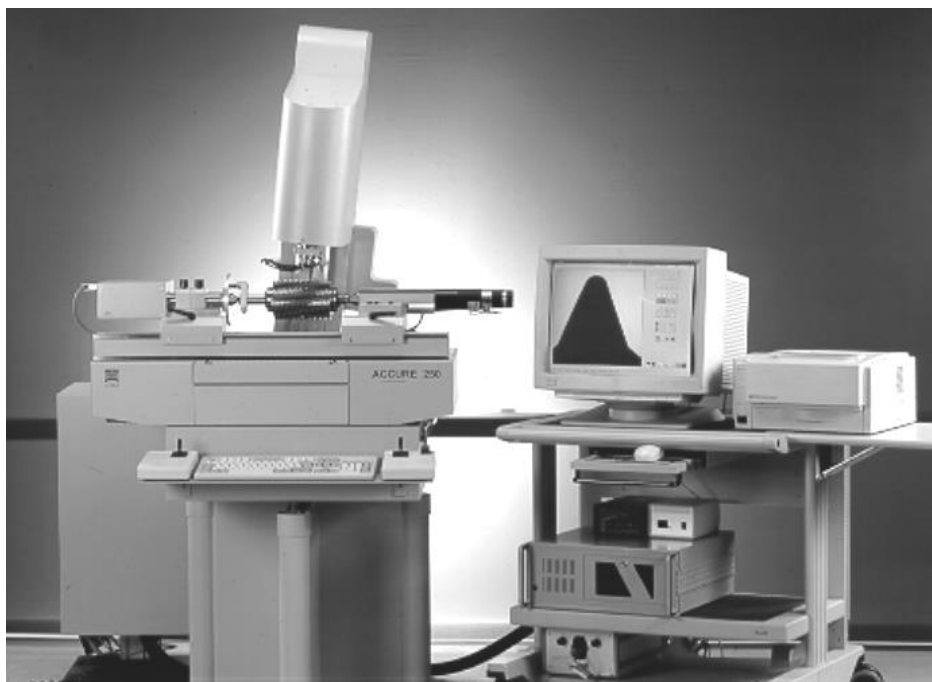
Όπως προαναφέρθηκε, τα κοπτικά εργαλεία πρέπει να επιθεωρούνται διεξοδικά προτού χρησιμοποιηθούν, για να μην επηρεάσουν αρνητικά τη γεωμετρική μορφή του κατεργαζόμενου τροχού δημιουργώντας αποκλίσεις. Έπειτα από κατεργασίες φινιρίσματος, σκόπιμο είναι να μετριοούνται οι αποκλίσεις που επηρεάζονται άμεσα από αυτό. Για τους hob το φινίρισμα δημιουργεί αποκλίσεις στο κενό των αυλακώσεων, στο πλάτος του δοντιού και στη μορφή προσώπου του δοντιού. Προκειμένου να διεξαχθεί ένα σαφές συμπέρασμα για τη γενική λειτουργία του hob, πρέπει εκτός από τις παραπάνω αποκλίσεις να συμπεριληφθεί και η μέτρηση του βήματος και τελικώς, όλες οι πιθανές αποκλίσεις του hob να συσσωρευτούν σε μια σύνθετη απόκλιση σύμφωνα με τη σημαντικότητα και την επιρροή στον κατεργαζόμενο τροχό [8].



Σχήμα 4.9: Μέτρηση βήματος σε κοπήρα hob.

Οι περισσότερες από τις παραπάνω αποκλίσεις απαιτούν τρισδιάστατη μέτρηση στη κοπτική ακμή. Η απόκλιση της γεωμετρικής μορφής της ακμής υπολογίζεται με ανίχνευση σε όλη την περιφέρεια της (σχήμα 4.7a) όπου κατά τη διάρκεια κίνησης του αισθητήρα, η απόκλιση μετριέται συνεχώς και σε ένα ηλεκτρονικό κύκλωμα καταγράφεται η μέγιστη μετατόπιση λίγο πριν μεταβεί στην επιφάνεια αποβλήτου. Στη δεύτερη μέθοδο, η μέτρηση πραγματοποιείται πίσω από την κοπτική ακμή (σχήμα 4.7b) με αύξηση της παραμέτρου  $d$  που είναι η απόσταση μεταξύ της κοπτικής ακμής και των σημείων ανίχνευσης. Η δεύτερη μέθοδος δίνει τη δυνατότητα πρόβλεψης της απόκλισης γεωμετρικής μορφής της άκρης σε μεταγενέστερο στάδιο φινιρίσματος και είναι κομβικής σημασίας επιθεώρησης για κοπήρες hob υψηλής ποιότητας με μεγάλο module [8].

Σήμερα, οι περισσότερες GMI είναι εφοδιασμένες με συστήματα ανίχνευσης που υλοποιούν και τις δύο μεθόδους. Κυρίως για τους κοπήρες hob, χρησιμοποιούνται και οπτικά μέσα [8].



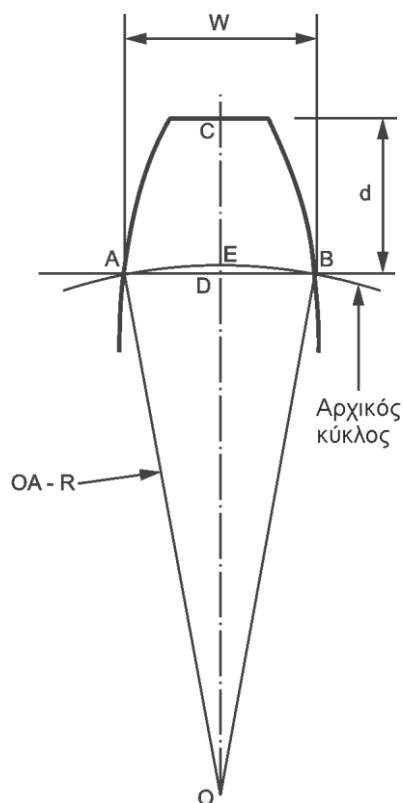
Σχήμα 4.10: Οπτική μέτρηση ενός κοπτήρα hob.

#### **4.3 Μέτρηση πάχους οδόντος**

Για τη μέτρηση του πάχους στους οδοντωτούς τροχούς χρησιμοποιούνται διάφοροι τρόποι και ποικίλα όργανα, εργαλεία και μηχανήματα. Ορισμένες από αυτές τις μεθόδους είναι [6,15]:

- Μετρήσεις σε οδόντα με ειδικό παχύμετρο.
- Μετρήσεις σε οδόντα με μικρόμετρο φλάντζας.
- Μετρήσεις με τη μέθοδο των κυλίνδρων για μετωπικούς τροχούς με ευθεία οδόντωση.
- Μετρήσεις με τη μέθοδο των σφαιρών για μετωπικούς τροχούς ελικοειδούς οδόντωσης.
- Μετρήσεις με τη μέθοδο των σφαιρών ή κυλίνδρων σε ατέρμονα κοχλία.
- Μετρήσεις με τη μέθοδο των σφαιρών ή κυλίνδρων σε οδοντωτό κανόνα.

#### 4.3.1 Μέτρηση πάχους οδόντος με ειδικό παχύμετρο



Σχήμα 4.11: Πάχος οδόντα.

Σύμφωνα με το σχήμα 4.11:

$$W = AB = 2AD \quad (4.2)$$

Αν  $N$  ο συνολικός αριθμός των οδόντων τότε:

$$W = 2AD = 2 * AO * \sin(x) = 2R \sin\left(\frac{360}{4N}\right) \quad (4.3)$$

Το μέτρο οδόντωσης modul  $m$  δίνεται από τη σχέση  $m = D / N = 2R / N$  (4.4)

Επομένως:

$$R = N \cdot m / 2 \quad (4.5)$$

$$W = 2 * \frac{N * m}{2} * \sin\left(\frac{360}{4N}\right) = N * m * \sin\left(\frac{90}{N}\right) \quad (4.6)$$

Ισχύει ότι:

$$d = OC - OD \quad (4.7)$$

καθώς επίσης:

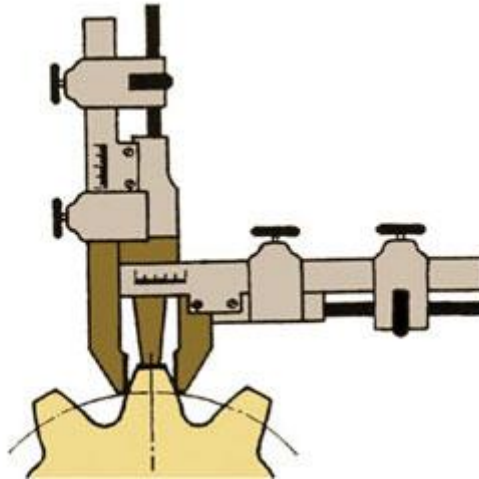
$$OC = R + m = (N^* m / 2) + m \quad (4.8)$$

Επιπλέον:

$$OD = R * \cos(x) = \frac{Nm}{2} \cos\left(\frac{90}{N}\right) \quad (4.9)$$

Τελικώς προκύπτει πως:

$$d = \frac{Nm}{2} + m - \frac{Nm}{2} \cos\left(\frac{90}{N}\right) = \frac{Nm}{2} \left[ 1 + \frac{2}{N} - \cos\left(\frac{90}{N}\right) \right] \quad (4.10)$$



Σχήμα 4.12: Μέτρηση πάχους οδόντα με παχύμετρο.

Η συγκεκριμένη μέθοδος γενικά είναι πολύ οικονομική και εύκολη στο χειρισμό της. Παρόλο αυτά χρειάζεται διαφορετική ρύθμιση για τυχόν παραλλαγές της οδόντωσης κυρίως από σφάλματα βήματος, καθώς επίσης η ακρίβεια μέτρησης είναι μικρότερη σε σύγκριση με σύγχρονους τρόπους μέτρησης [16].

#### 4.3.2 Μέτρηση πάχους οδόντος με μικρόμετρο φλάντζας

Το μικρόμετρο φλάντζας χρησιμοποιείται για την ακριβή μέτρηση του πάχους οδόντος σε μετωπικούς τροχούς ευθείας ή ελικοειδούς οδόντωσης [15,16].

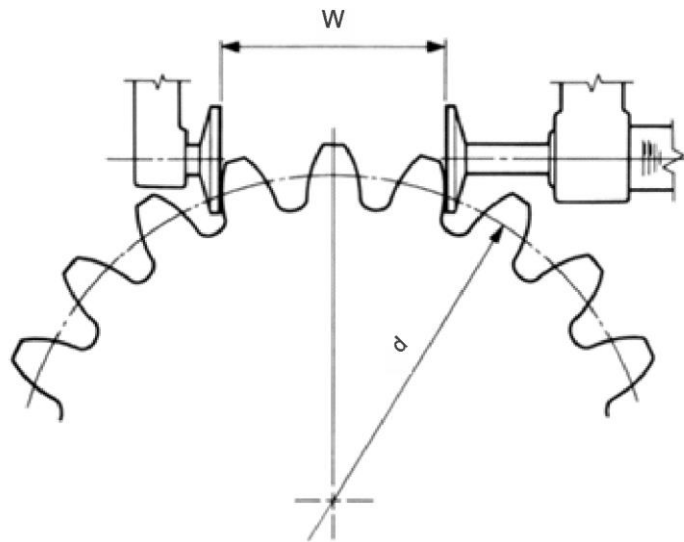
Η μέτρηση επιτυγχάνεται μέσω δύο επίπεδων και παράλληλων επιφανειών οι οποίες εφάπτονται στις κατατομές διαφορετικών οδόντων όπως φαίνεται στο σχήμα 4.13. Ο αριθμός των οδόντων που παρεμβάλλονται μεταξύ των δύο επιφανειών επαφής, εξαρτάται από το συνολικό αριθμό των οδόντων του τροχού και από τη γωνία εξειλιγμένης  $\alpha_o$ .

Για μετωπικούς τροχούς ευθείας οδόντωσης και τροχούς εσωτερικής οδόντωσης ισχύει ότι:

$$W = m \cos \alpha \{ \pi (k-0,5) + z \sin \alpha \} + 2x_m \sin \alpha \quad (4.11)$$

Για τους ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς:

$$W = m_t \cos \beta \cos \alpha_n \{ \pi (k - 0,5) + z \sin \alpha_t \} + 2x_t m_t \sin \alpha_t \quad (4.12)$$



Σχήμα 4.13: Μέτρηση πάχους οδόντα σε μετωπικό τροχό με μικρόμετρο φλάντζας.

### 4.3.3 Μετρήσεις σε οδόντα με τη μέθοδο των κυλίνδρων για μετωπικούς τροχούς

#### Περίπτωση εξωτερικής οδόντωσης

Για άρτιο αριθμό οδόντων ο υπολογισμός του πάχους γίνεται με βάση τη σχέση [16]:

$$d_m = \frac{z m \cos \alpha}{\cos \varphi} + d_p \quad (4.13)$$

Ενώ για περιττό αριθμό οδόντων:

$$d_m = \frac{z m \cos \alpha}{\cos \varphi} \cos \frac{90}{z} + d_p \quad (4.14)$$

Η γωνία  $\varphi$  προκύπτει από τη σχέση:

$$\operatorname{inv} \varphi = \frac{d_p}{z m \cos \alpha} - \left( \frac{\pi}{2z} - \operatorname{inv} \alpha \right) + \frac{2 x \tan \alpha}{z} \quad (4.15)$$

όπου

$d_m$  : η συνολική διάσταση σε mm

$z$  : ο αριθμός οδόντων

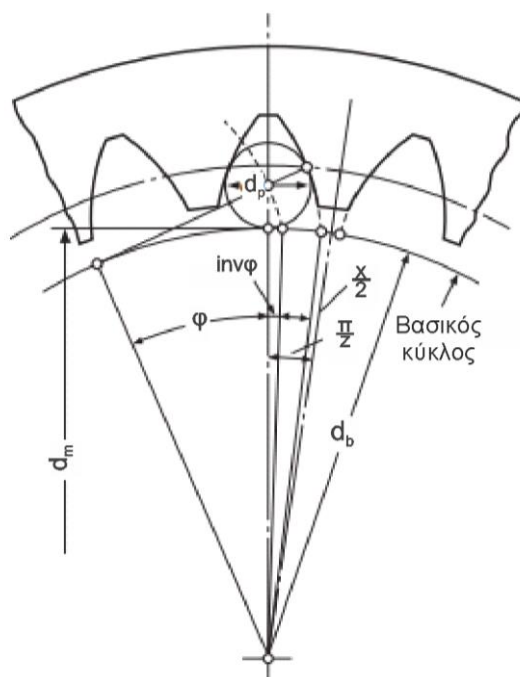
$x$  : ο συντελεστής μετατόπισης

$d_p$  : η διάμετρος του κυλίνδρου σε mm

$m$  : το modul

$\alpha$  : η γωνία πίεσης





Σχήμα 4.15: Μέτρηση πάχους εσωτερικής οδόντωσης με τη μέθοδο των κυλίνδρων.

#### 4.3.4 Μετρήσεις με τη μέθοδο των σφαιρών σε μετωπικούς τροχούς ελικοειδούς οδόντωσης

Στους μετωπικούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, η χρήση των σφαιρών είναι προτιμότερη έναντι των κυλίνδρων, διότι οι κύλινδροι δεν εισέρχονται επαρκώς στις εσοχές των ελικώσεων. Οι σφαίρες εφάπτονται στις κατατομές στο κάθετο επίπεδο, αλλά η μέτρηση υλοποιείται στη μετωπική τομή [15,16].

Σύμφωνα με το σχήμα 4.16 για άρτιο αριθμό οδόντων ο υπολογισμός γίνεται βάσει το τύπο:

$$d_m = \frac{z m_t \cos \alpha_t}{\cos \varphi} + d_p \quad (4.19)$$

ενώ για το περιττό αριθμό οδόντων:

$$d_m = \frac{z m_t \cos \alpha_t}{\cos \varphi} \cos \frac{90}{z} + d_p \quad (4.20)$$

Η γωνία  $\varphi$  προκύπτει από τη σχέση:

$$\text{inv} \varphi = \frac{d_p}{z m_n \cos \alpha_n} - \left( \frac{\pi}{2z} - \text{inv} \alpha_t \right) + \frac{2 x_n \tan \alpha_n}{z} \quad (4.21)$$

όπου

$m_n$  : το modul στην κάθετη τομή

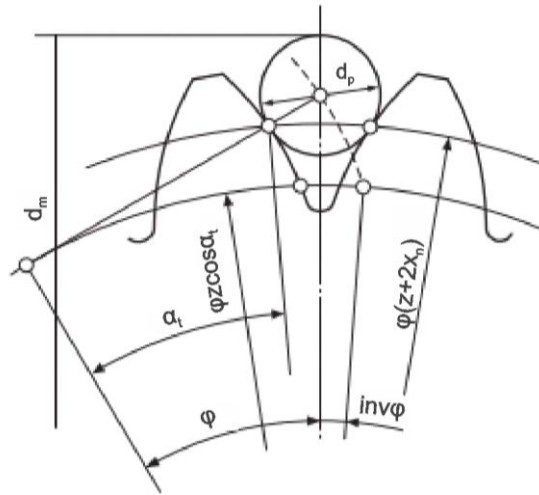
$\alpha_n$  : η γωνία πίεσης στην κάθετη τομή

$x_n$  : συντελεστής μετατόπισης

$m_t$  : το modul στη μετωπική τομή

$\alpha_n$  : η γωνία πίεσης στη μετωπική τομή





Σχήμα 4.16: Μέθοδος των σφαιρών στη μετωπική ελικοειδή οδόντωση.

#### 4.3.5 Μετρήσεις με τη μέθοδο των σφαιρών ή κυλίνδρων σε ατέρμονα κοχλία

Ο υπολογισμός του πάχους σε έναν ατέρμονα κοχλία δίνεται από τη σχέση [16]:

$$d_m = d ( 1 + A ) + d_p + A e^2 d \left[ \frac{1}{2(1+A)} + \frac{3}{8} e^2 \right] - A^2 e^4 d \quad (4.22)$$

με τους επιμέρους παράγοντες να είναι οι εξής:

$$A = \frac{1}{d \sin \gamma_b} \left( d_b - \frac{t_x}{2} \cos \gamma_b \right) \quad (4.23)$$

$$e = \frac{z t_x}{\pi d} \cot \gamma_b \quad (4.24)$$

$$t_x = \frac{\pi m_n}{\cos \gamma} \quad (4.25)$$

$$\gamma_b = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \gamma}{\cos \alpha_t} \right) \quad (4.26)$$

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \alpha_n}{\sin \gamma} \right) \quad (4.27)$$

όπου:

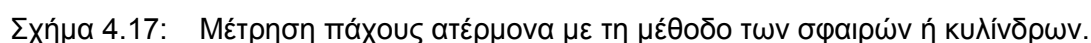
$d$  : η διάμετρος του αρχικού κύκλου του ατέρμονα

$z$  : ο αριθμός αρχών ατέρμονα

$t_x$  : βήμα στην αξονική τομή

$\gamma$  : η γωνία του κυλίνδρου

$\gamma_b$  : η γωνία κλίσης του ατέρμονα

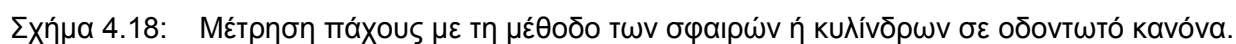


Η εύρεση του πάχους σε έναν οδοντωτό κανόνα προκύπτει από την παρακάτω σχέση [16]:

όπου:

h'' το επίπεδο αναφοράς από τη βάση του οδοντωτού κανόνα

Η ίδια σχέση μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε έναν ελικοειδή οδοντωτό κανόνα, όπου η γωνία πίεσης  $\alpha$  και το μέτρο οδόντωσης  $\text{modul } m$ , θα αντικατασταθούν από τη γωνία πίεσης στην κάθετη τομή  $\alpha_n$  και μέτρο οδόντωσης  $m_n$  αντίστοιχα [16].



#### 4.4 Μέτρηση σύνθετου σφάλματος με πρότυπο τροχό

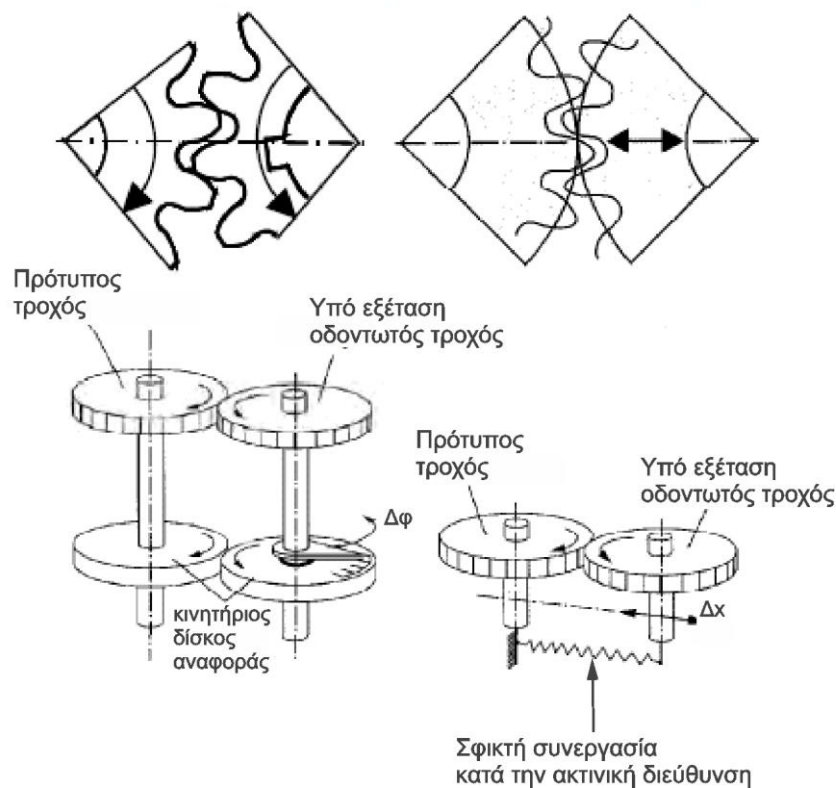
Η μέτρηση σύνθετου σφάλματος ενός οδοντωτού τροχού με χρήση ενός πρότυπου τροχού (master gear) όταν αυτοί βρίσκονται σε εμπλοκή προκύπτει με δύο μεθόδους. Αυτές είναι η σύνθετη δοκιμή μονής παρειάς (single flank gear roll testing) και η σύνθετη δοκιμή διπλής παρειάς (double flank gear roll testing) οι οποίες διαφέρουν στα εξής σημεία [6,8]:

- Στην πρώτη μέθοδο υπολογίζεται το σφάλμα μετάδοσης ως γωνιακή μετατόπιση των τροχών κατά την ονομαστική απόσταση συνεργασία τους. Λόγω ενός αδύναμου συστήματος πέδησης του κινητήριου τροχού είτε οι δεξιές είτε αριστερές πλευρές των οδόντων των τροχών είναι μόνιμα εμπλεκόμενες. Σε αυτή τη μέθοδο κάθε πλευρά επιθεωρείται ξεχωριστά για μια δεδομένη αξονική απόσταση και ανάπτυξης τζόγου [6,8].
- Στη δεύτερη μέθοδο ο πρότυπος και ο υπό εξέταση οδοντωτός τροχός βρίσκονται σε σφικτή συνεργασία κατά την ακτινική διεύθυνση. Η σφικτή συνεργασία επιτυγχάνεται με κατάλληλη εφαρμογή δύναμης, η οποία εξασφαλίζει πως και η αριστερή και η δεξιά πλευρά των οδόντων των τροχών θα παραμένουν σε συνεχή επαφή [6,8].

Διάφορα απλά σφάλματα επηρεάζουν τα μετρούμενα αποτελέσματα, τα οποία είτε δύναται να συσσωρεύονται δημιουργώντας ένα σύνθετο σφάλμα, ή να αλληλοαναιρούνται μεταξύ τους. Το σύνθετο σφάλμα όμως, δε γίνεται να εξετασθεί ποσοτικά παρόλο που το βάρος σημαντικότητας ορισμένων συγκεκριμένων απλών σφαλμάτων είναι εύκολα διακριτό. Επιπλέον το βάρος σημαντικότητας των απλών σφαλμάτων σε μία σύνθετη δοκιμή εξαρτάται και από το βαθμό επικάλυψης [8].

Σύνθετη δοκιμή  
μονής παρειάς  
(Single flank gear roll testing)

Σύνθετη δοκιμή  
διπλής παρειάς  
(Double flank gear roll testing)



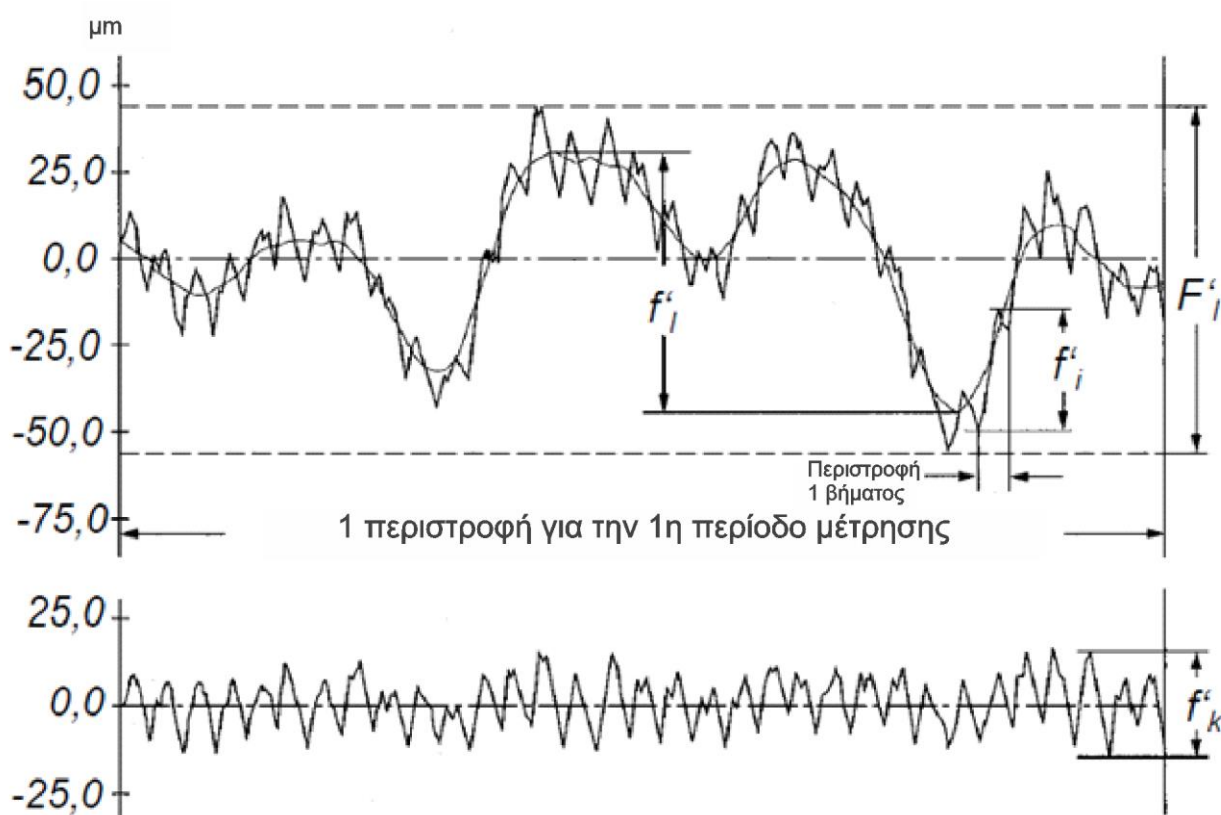
Σχήμα 4.19: Σχηματική απεικόνιση των δύο μεθόδων.

Εν γένει με τη πρώτη μέθοδο ανιχνεύονται σφάλματα που αφορούν στη μετάδοση κίνησης μεταξύ δύο συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών, ενώ στη δεύτερη μέθοδο επιτυγχάνεται μέτρηση των ακτινικών μετατοπίσεων που συμβαίνουν επί της διακέντρου των τροχών. Αν πρωτίστως απαιτείται να ελεγχθεί η λειτουργικότητα του οδοντωτού τροχού προτιμάται η πρώτη μέθοδος. Γενικά, όλων των ειδών μετρήσεις της σύνθετης δοκιμής διπλής παρειάς μπορούν να επιτευχθούν και από την σύνθετη δοκιμή μονής παρειάς. Όμως ο έλεγχος στους κυλινδρικούς τροχούς για συγκεκριμένα σφάλματα όπως εκκεντρότητα, ασταθής σύσφιξης, επιρροές από κατεργασία φινιρίσματος και φθορές των οδόντων εκτελείται ταχύτερα και αποτελεσματικότερα με χαμηλότερο κόστος στη δεύτερη μέθοδο [8].

#### 4.4.1 Σύνθετη δοκιμή μονής παρειάς (Single Flank Gear Roll Testing)

Η μέθοδος εφαρμόζεται υπό τις συνθήκες λειτουργίας του συνεργαζόμενου ζεύγους. Οι δύο εξεταζόμενες πλευρές των οδόντων επιθεωρούνται ξεχωριστά με προκαθορισμένη αξονική απόσταση και κατάλληλης ανάπτυξης τζόγου. Τα αποτελέσματα αναφέρονται στη συνολική λειτουργικότητα των οδοντωτών τροχών και στην αποτελεσματικότητα των τροποποιημένων πλευρών προκειμένου να βελτιωθεί η απόδοση και η πιθανή μείωση του μεγέθους εκπομπής θορύβου [8].

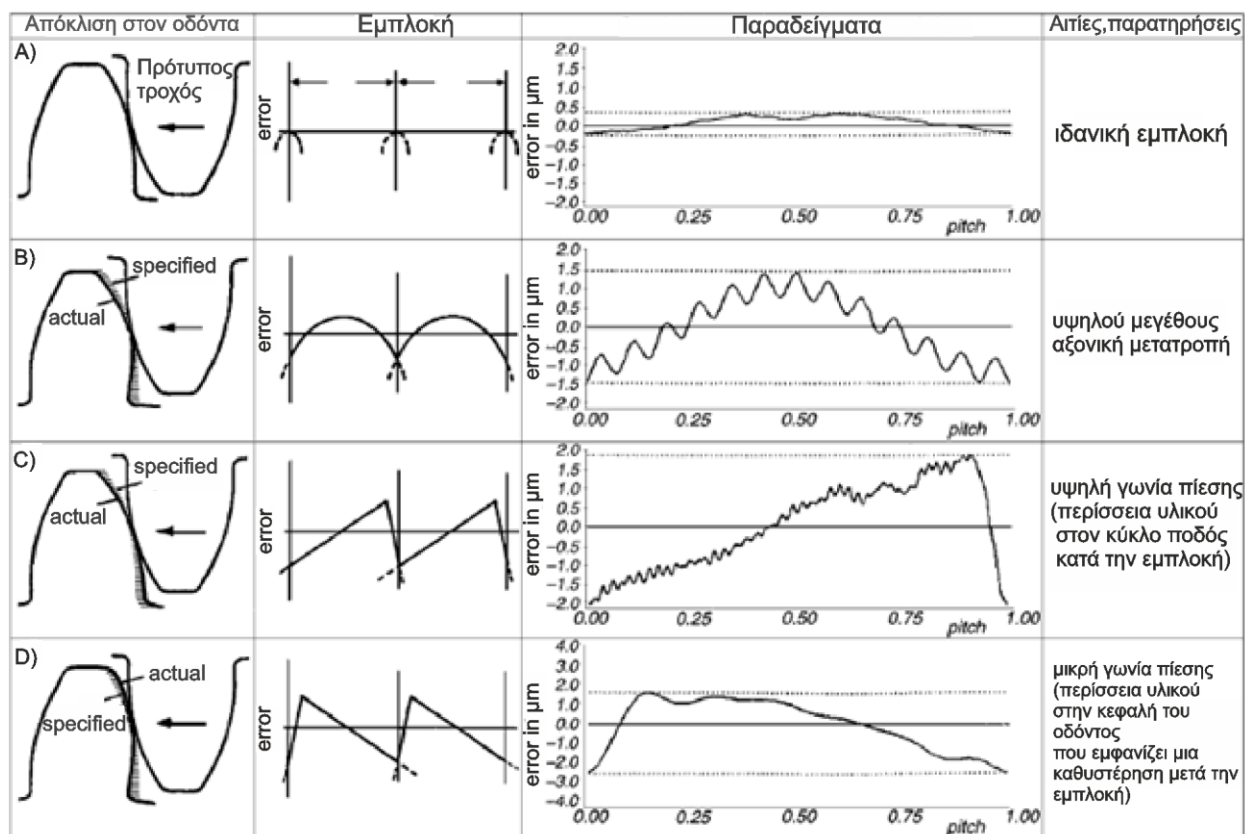
Το σχήμα 4.20 αποδίδει το ολικό σύνθετο σφάλμα  $F'_i$  ως την απόσταση του ανώτερου από το κατώτερο σημείο του γραφήματος σε μία περιστροφή και αναφέρεται στη μέγιστη παραλλαγή της γωνιακής μετατόπισης των τροχών. Η  $f'_k$  είναι η βραχυπρόθεσμη παράμετρος και περιέχει τα σύνθετα σφάλματα από οδόντα σε οδόντα  $f'_i$  τα οποία ορίζουν τη μεγαλύτερη γωνιακή μετατόπιση που συμβαίνει σε περιστροφή ενός βήματος του τροχού. Το  $f'_i$  αποδίδει τη μακροπρόθεσμη παράμετρο της σύνθετης δοκιμής μονής παρειάς [8].



Σχήμα 4.20: Διάγραμμα της σύνθετης δοκιμής μονής παρειάς.

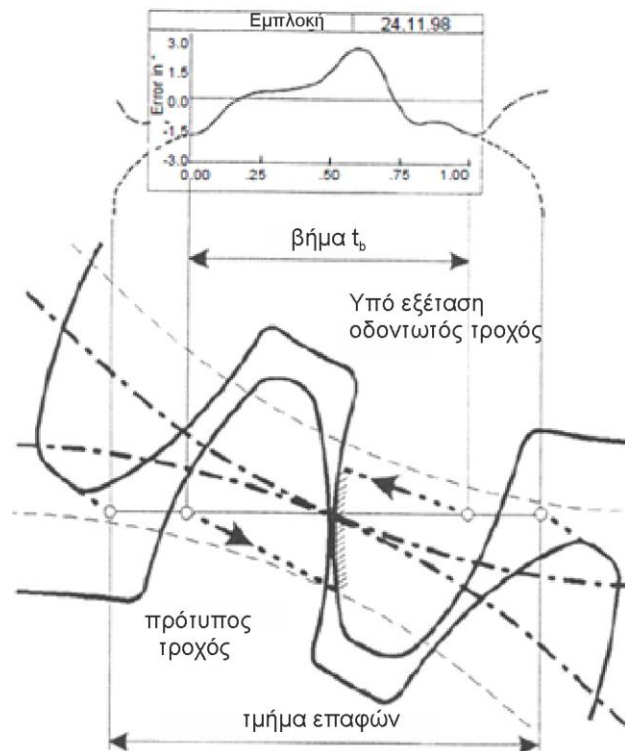
Προκειμένου να ληφθεί μια αποτελεσματική μέτρηση του σφάλματος μετάδοσης από την εν λόγω μέθοδο, πρέπει η ταχύτητα περιστροφής του κινητήριου τροχού να είναι χαμηλή, για να μην προκύψουν κραδασμοί και απεμπλοκές σε ζεύγη οδόντων τα οποία θα επηρεάσουν άμεσα τις μετρήσεις [8].

Για την αξιολόγηση των μετατροπών της κατατομής οδόντωσης απαιτείται μια αντιπροσωπευτική διαδικασία εμπλοκής και για τις δύο πλευρές. Συχνά λαμβάνονται χαρακτηριστικές γραφικές καμπύλες για το σφάλμα μετάδοσης οι οποίες επεξηγούνται από σφάλματα όπως εφαρμογής υψηλής ή χαμηλής γωνίας πίεσης ή αξονικών μετατροπών όπως παρουσιάζονται στο σχήμα 4.21 [8].



Σχήμα 4.21: Τυπικές αποκλίσεις κατατομής οδόντωσης και οι επιδράσεις της κατά την εμπλοκή.

Το σχήμα 4.22 αναφέρει τη διαδικασία με την οποία προσδιορίζονται οι θέσεις των αποκλίσεων στις πλευρές. Αναγκαίες είναι οι διορθώσεις στα σημεία που εμφανίζονται υψηλού μεγέθους αποκλίσεις ειδικά για την αντιμετώπιση εκπομπής θορύβου [8].

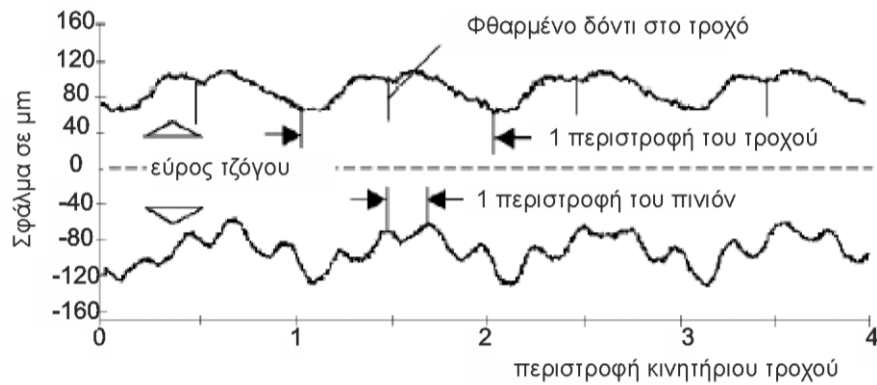


Σχήμα 4.22: Ενδεικτικό διάγραμμα ενός κύκλου εμπλοκής οδόντων.

Οι οδοντωτοί τροχοί οι οποίοι έχουν διαμορφωθεί από φθαρμένα κοπτικά εργαλεία όπως κοπτήρες hob ή δισκοειδείς κοπτήρες, ακτινικές και αξονικές παρεκκλίσεις ή σφάλματα βήματος των κοπτικών θα αναπαράγονται στους ίδιους τους τροχούς. Επιπλέον επιρροές από απότομες κοπτικές ακμές ή εμφάνιση κοιλοτήτων ή εσοχών σε αυτές μπορούν να διακριθούν. Τέτοιες φθορές συχνά εμφανίζονται σε αριθμό οδόντων του τροχού ο οποίος είναι πολλαπλάσιο του αριθμού οδόντων του κοπτικού [8].

Για τη μέτρηση του τζόγου απαιτούνται να επιθεωρηθούν αρκετά σημεία ιδίως όταν εμφανίζονται αξονικές και ακτινικές παρεκκλίσεις οι οποίες προκαλούν ισχυρούς κραδασμούς κατά τη διάρκεια εμπλοκής. Στη λειτουργία χωρίς φορτίο η εν λόγω μέθοδος αποδίδει τη χαρακτηριστική καμπύλη του τζόγου σε μία περιστροφή ή σε περιστροφές που συμβαίνουν σε μια περίοδο. Μόλις έχει ελεγχθεί η πρώτη πλευρά, η κίνηση περιστροφής του κινητήριου αντιστρέφεται προκειμένου να επιθεωρηθεί και η δεύτερη και η καμπύλη αποδίδεται στο ήδη υπάρχων γράφημα. Η περιοχή μεταξύ των δύο γραφημάτων αναφέρεται στο εύρος του τζόγου (backlash range) [8].

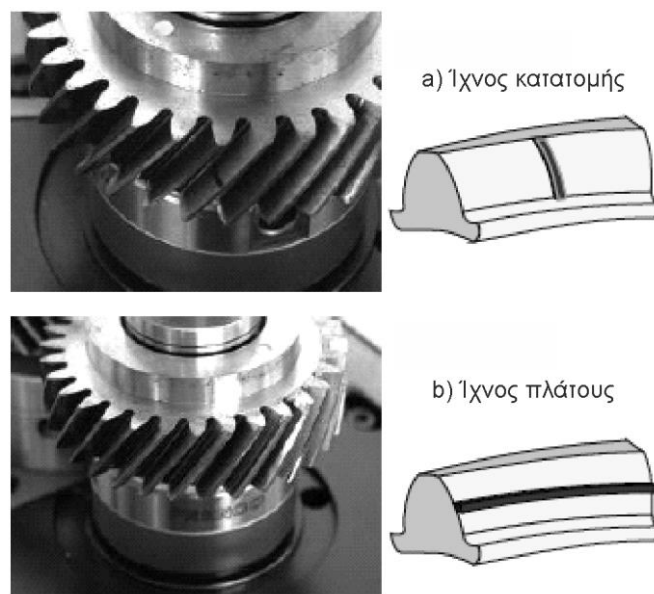




Σχήμα 4.23: Εύρος τζόγου και εύρεση αποκλίσεων των δύο πλευρών από την εφαρμογή της μεθόδου σε οδοντωτό τροχό, για υλοποίηση μέτρησης 4 περιστροφών.

### Ειδικός πρότυπος τροχός για τη χρήση της μεθόδου (roll-scan master gear)

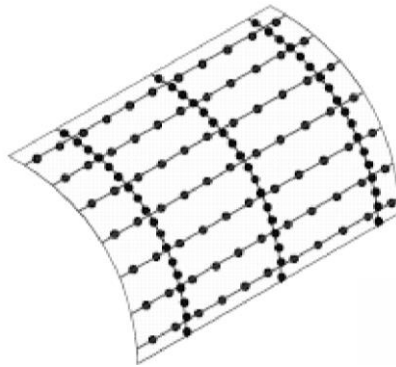
Η σύνθετη δοκιμή μονής παρειάς λειτουργεί με βαθμούς επικάλυψης μεγαλύτερους από 1 και στους ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς συγκεκριμένα βαθμοί μεγαλύτεροι του 2 ή 3 μπορούν να προκύψουν. Τα αποτελέσματα αναφέρονται στην αλληλεπίδραση ενός αριθμού πλευρών των οδόντων και οι λαμβανόμενες πληροφορίες δε δύναται να συσχετισθούν εύκολα με μια συγκεκριμένη πλευρά. Το παραπάνω πρόβλημα λύνεται μέσω χρήσης ειδικού πρότυπου τροχού (roll - scan master gear) ο οποίος διαθέτει τροποποιημένες οδοντώσεις και κατάλληλα μετρητικά ίχνη στις πλευρές του για τη επίτευξη εμφανής μέτρησης. Εφόσον η τροχιά επαφών δύο εμπλεκόμενων πλευρών σε ένα συνεργαζόμενο ζεύγος οδοντωτών τροχών μπορεί να υπολογισθεί επακριβώς, τα ίχνη του πρότυπου τροχού δίνουν τη δυνατότητα αναγνώρισης των πλευρών επαφής με τον υπό εξέταση τροχό σε συγκεκριμένες προϋπολογισμένες τροχιές για μία πλευρά ξεχωριστά [8].



Σχήμα 4.24: Ίχνη στον πρότυπο τροχό

Σε αντίθεση με τις γνωστές μεθόδους μέτρησης σφάλματος με πρότυπο τροχό, ο αριθμός των εκτελούμενων περιστροφών είναι ίσος με τον αριθμό των οδόντων που θα επιθεωρηθούν. Ο έλεγχος που υλοποιείται μέσω της κύλισης επαφής του εξεταζόμενου τροχού με τον πρότυπο,

αποδίδει πληροφορίες για όλες τις πλευρές σε ένα πλέγμα με περίπου 150 μετρούμενα σημεία [8].



Σχήμα 4.25: Μετρούμενα σημεία εντός πλέγματος μέσω χρήσης ειδικού πρότυπου τροχού.

#### 4.4.2 Σύστημα ταξινόμησης βαθμού ακρίβειας μετωπικών οδοντωτών τροχών βάσει ISO 1328-1995

Το σύστημα ISO περιλαμβάνει 13 βαθμούς ακρίβειας, όπου ο βαθμός 0 χαρακτηρίζεται ως ο μέγιστος ενώ ο βαθμός 12 ως ο ελάχιστος. Με βάση την τυποποίηση κατά ISO 1328 και την ένταξη του τροχού σε κάποιο βαθμό ακρίβειας, οι ανοχές τιμών για τα σύνθετα σφάλματα από οδόντα σε οδόντα προκύπτουν είτε με πολλαπλασιασμό των τιμών  $f_i'/K$  από σχετικό πίνακα με τον παράγοντα  $K$ , ο οποίος δίνεται από τη σχέση:

$$K = 0,2 \left( \frac{\varepsilon_\gamma + 4}{\varepsilon_\gamma} \right) \text{ για } \varepsilon_\gamma < 4 \quad (4.29)$$

$$K = 0,4 \text{ για } \varepsilon_\gamma \geq 4$$

ή για βαθμό ακρίβειας 5 από τον τύπο:

$$f_i' = K(9 + 0,3m + 3,2\sqrt{m} + 0,34\sqrt{d}) \quad (4.30)$$

Ο συντελεστής για τον προσδιορισμό των τιμών ανοχών ανάμεσα σε δύο διαδοχικούς βαθμούς ακρίβειας είναι  $\sqrt{2}$ . Επομένως, για κάθε μεγαλύτερο (ή μικρότερο) βαθμό οι τιμές ανοχών προκύπτουν με πολλαπλασιασμό (ή διαίρεση) με το  $\sqrt{2}$ . Για οποιονδήποτε βαθμό ακρίβειας η απαιτούμενη τιμή καθορίζεται με πολλαπλασιασμό της μη στρογγυλοποιημένης τιμής για βαθμό ακρίβειας 5 με τη σχέση  $2^{0,5(Q-5)}$  όπου  $Q$  είναι ο βαθμός ακρίβειας για την απαιτούμενη τιμή. Όσον αφορά τους κανόνες στρογγυλοποίησης, αν οι τιμές είναι μεγαλύτερες από 10μm τότε η στρογγυλοποίηση γίνεται στον πλησιέστερο ακέραιο αριθμό. Αν οι τιμές είναι μικρότερες από 10μm, τότε η στρογγυλοποίηση γίνεται στο πλησιέστερο 0,5μm ή ακέραιο αριθμό. Τέλος, αν είναι μικρότερες από 5μm, η στρογγυλοποίηση γίνεται στο πλησιέστερο 0,1μm ή σε ακέραιο αριθμό [31].

Αν το πλάτη οδόντων του πρότυπου και υπό εξέταση τροχού διαφέρουν, ο υπολογισμός του  $\varepsilon_\gamma$  θα διεξαχθεί με χρήση μικρότερου πλάτους. Αν η κατατομή ή/και ελικώση οδόντωσης έχουν τροποποιηθεί σε μεγάλο βαθμό, τότε οι τιμές των  $K$  και  $\varepsilon_\gamma$  θα έχουν επηρεαστεί αρκετά όταν θα γίνει η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων [31].

Οι ανοχές τιμών για το ολικό σύνθετο σφάλμα  $F_i'$  βαθμού ακρίβειας 5 υπολογίζονται από την παρακάτω σχέση:



$$F'_i = F_p + f'_i \quad (4.31)$$

όπου  $F_p$  το ολικό σφάλμα βήματος (αναφορά για το οποίο θα διεξαχθεί στη συνέχεια).

Ισχύουν οι ίδιοι κανονισμοί όσον αφορά τους διαφορετικούς βαθμούς ακρίβειας και στρογγυλοποιήσεων. Επιπλέον τα κατώτερα και ανώτερα όρια εύρους μετρούμενα σε mm είναι τα εξής [31]:

- Για την αρχική διάμετρο  $d$ , 5/20/50/125/280/560/1000/1600/2500/4000/6000/8000/10000
- Για το μέτρο οδόντωσης  $m$ , 0,5/2/3,5/6/10/16/25/40/70
- Για το πλάτος οδόντος  $b$ , 4/10/20/40/80/160/250/400/650/1000

Η ένταξη ενός οδοντωτού τροχού σε ένα βαθμό ακρίβειας, υλοποιείται βάσει του εύρους τιμών της αρχικής διαμέτρου  $d$  και μέτρου οδόντωσης  $m$ , όπου ανάλογα με τις τιμές των αποκλίσεων μετρούμενες σε  $\mu m$ , πραγματοποιείται η ένταξη του οδοντωτού τροχού σε βαθμό ακρίβειας τιμών από 0 έως 12. Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται ένα μικρό ενδεικτικό τμήμα κατάταξης.

Αρχική διάμετρος $d$ (mm)	Modul $m$ (mm)	Βαθμός ακρίβειας												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f'_i/k$ σε $\mu m$												
$5 \leq d \leq 20$	$0,5 \leq m \leq 2$	2,4	3,4	4,8	7,0	9,5	14	19	27	38	54	77	109	154
	$2 < m \leq 3,5$	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	23	32	45	64	91	129	182
$20 < d \leq 50$	$0,5 \leq m \leq 2$	2,5	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	41	58	82	115	163
	$2 < m \leq 3,5$	3,0	4,2	6,0	8,5	12	17	24	34	48	68	96	135	191
	$3,5 < m \leq 6$	3,4	4,8	7,0	9,5	14	19	27	38	54	77	108	153	217
	$6 < m \leq 10$	3,9	5,5	8,0	11	16	22	31	44	63	89	125	177	251
$50 < d \leq 125$	$0,5 \leq m \leq 2$	2,7	3,9	5,5	8,0	11	16	22	31	44	62	88	124	176
	$2 < m \leq 3,5$	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	25	36	51	72	102	144	204
	$3,5 < m \leq 6$	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	40	57	81	115	162	229
	$6 < m \leq 10$	4,1	6,0	8,0	12	16	23	33	47	66	93	132	186	263
	$10 < m \leq 16$	4,8	7,0	9,5	14	19	27	38	54	77	109	154	218	308
	$16 < m \leq 25$	5,5	8,0	11	16	23	32	46	65	91	129	183	259	366

Πίνακας 4.1: Πίνακας τιμών του λόγου  $f'_i/k$  βάσει ISO 1328

Στη συνέχεια παρατίθενται τα επόμενα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου  $d$  και μέτρου οδόντωσης  $m$  για την ένταξη σε βαθμό ακρίβειας:

- Για  $d$  από  $125 < d \leq 280$  τα εύρη του  $m$  είναι  $0,5 \leq m \leq 2$ ,  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$  και  $25 < m \leq 40$ .
- Για  $d$  από  $280 < d \leq 560$  τα εύρη του  $m$  είναι  $0,5 \leq m \leq 2$ ,  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $560 < d \leq 1000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $0,5 \leq m \leq 2$ ,  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $1000 < d \leq 1600$  τα εύρη του  $m$  είναι  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $1600 < d \leq 2500$  τα εύρη του  $m$  είναι  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $2500 < d \leq 4000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $4000 < d \leq 6000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $6000 < d \leq 8000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $8000 < d \leq 10000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .

Η σύνθετη δοκιμή μονής παρειάς θεωρείται μια από τις πιο αποτελεσματικές μεθόδους επιθεώρησης της συνολικής λειτουργίας των οδοντωτών τροχών, λόγω των βελτιώσεων και της διαθεσιμότητας υψηλής ανάλυσης αισθητήρων. Ιδιαίτερη έμφαση πρέπει να αποδίδεται στη σύσφιξη και ευθυγράμμιση των τροχών αλλά και στη σωστή εκλογή παραμέτρων όπως της δύναμης, της ταχύτητας και του αριθμού των αναγκαίων περιστροφών. Η συγκεκριμένη μέθοδος, υπό την προϋπόθεση μιας λεπτομερούς γνώσης της εμπλοκής των δοντιών, είναι ικανή να ανιχνεύσει τις σημαντικότερες αποκλίσεις των τροχών όπως και της προέλευσης από τις κατεργασίες [8].

#### 4.4.3 Σύνθετη δοκιμή διπλής παρειάς (Double Flank Gear Roll Testing)

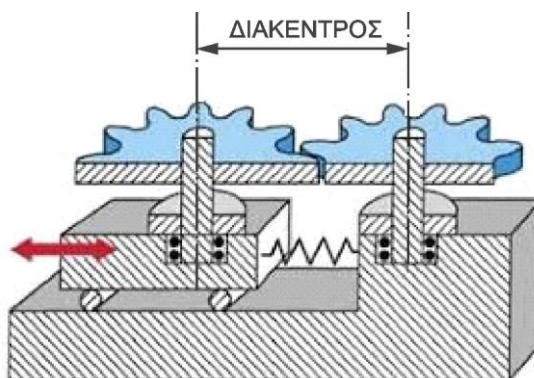
Είναι η πιο δημοφιλής και ευρέως χρησιμοποιούμενη μέθοδος για την επιθεώρηση των οδοντωτών τροχών καθώς είναι ιδιαίτερα γρήγορη και εύκολη στη χρήση της. Οι συσκευές της συγκεκριμένης μεθόδου χρησιμοποιούνται για κυλινδρικούς, κωνικούς τροχούς και ατέρμονες κοχλίες. Η αρχή σχεδίασης στις περισσότερες των περιπτώσεων είναι πολύ απλή. Αποτελείται από έναν αισθητήρα και ένα φορείο. Ο ένας τροχός εδράζεται σε σταθερή θέση και ο δεύτερος βρίσκεται σε θέση επί φορείου. Το φορείο διαθέτει ελατήριο το οποίο και εξασφαλίζει τη σφικτή συνεργασία των δύο τροχών. Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δίνεται στη ρύθμιση της δύναμης του ελατηρίου για την κάθε περίπτωση επιθεώρησης. Στην εξέταση οδοντωτών τροχών λεπτού βήματος, μικρού πλάτους ή τροχών που είναι διαμορφωμένοι από μαλακά υλικά, η εφαρμογή υπερβολικής δύναμης θα παραμορφώσει τους οδόντες με αποτέλεσμα να προκύψουν λανθασμένες μετρήσεις. Αντιθέτως, η εφαρμογή μικρής δύναμης σε οδοντωτούς τροχούς με παχείς οδόντες σχετικά μεγάλου πλάτους, φέρει ως αποτέλεσμα λανθασμένες μετρήσεις λόγω ανεπαρκούς επαφής των οδόντων. Η προτεινόμενη προένταση του ελατηρίου ρυθμίζεται με βάση το μέγεθος των οδοντωτών τροχών όπως παρουσιάζεται στον παρακάτω πίνακα [6,8,19].

module	Προένταση (kg)
2,5 έως 25,0	1,0 έως 1,2
1,25 έως 2,5	0,9 έως 1,1
0,80 έως 1,25	0,8 έως 1,0
0,60 έως 0,80	0,7 έως 0,8
0,50 έως 0,60	0,6 έως 0,7

0,40 έως 0,50	0,5 έως 0,6
0,30 έως 0,40	0,3 έως 0,4
0,25 έως 0,30	0,1 έως 0,2
0,20 έως 0,25	0,1 έως 0,2

Πίνακας 4.2: Ρύθμιση της προέντασης του ελατηρίου.

Οι μετρήσεις που λαμβάνονται είναι οι μεταβολές που συμβαίνουν στη διάκεντρο των οδοντωτών τροχών καθώς αυτοί περιστρέφονται, οι οποίες καταγράφονται είτε με χρήση μετρητικού ρολογιού, είτε ηλεκτρονικά με κατάλληλη ψηφιακή διάταξη όπου το σφάλμα μέτρησης περιορίζεται σημαντικά. Γενικά υπάρχει η δυνατότητα μέτρησης ενός εξεταζόμενου τροχού με τον πρότυπο, ή δύο εξεταζόμενων ταυτόχρονα. Στη δεύτερη περίπτωση, το διάγραμμα αποδίδει τα σύνθετα σφάλματα και των δύο τροχών, οπότε πρέπει ξεχωριστά να διαχωριστούν [6,8].

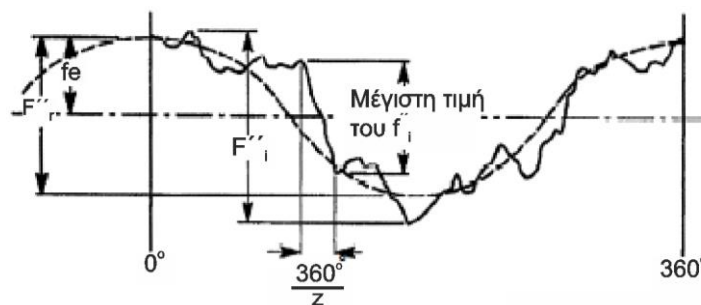


Σχήμα 4.26: Βασικός σχεδιασμός της μεθόδου.

Τα μετρούμενα μεγέθη όπως φαίνονται στη χαρακτηριστική καμπύλη είναι:

- το ολικό σύνθετο σφάλμα  $F_i''$
- το σύνθετο σφάλμα από οδόντα σε οδόντα  $f_i''$
- η εκκεντρότητα του εξεταζόμενου τροχού  $f_e$  και η παρέκκλιση  $F_r''$

Σε ορισμένες περιπτώσεις, υπάρχει η δυνατότητα μέτρησης του λειτουργικού πάχους των οδόντων. Το ολικό σύνθετο σφάλμα  $F_i''$  προκύπτει ως η απόσταση του ανώτερου από το κατώτερο σημείο του παραγόμενου γραφήματος και είναι ίσο με τη μέγιστη μεταβολή της απόστασης σφικτής συνεργασίας κατά τη διάρκεια μιας πλήρους περιστροφής του εξεταζόμενου τροχού. Το σύνθετο σφάλμα από οδόντα σε οδόντα  $f_i''$  καταδεικνύει τη μέγιστη μεταβολή απόστασης της διακέντρου των τροχών που αντιστοιχεί σε περιστροφή ενός βήματος. Το παραγόμενο γράφημα, έχει κατά προσέγγιση ημιτονοειδή μορφή και καταδεικνύει εκκεντρότητα  $f_e$ , με εύρος  $2f_e$  όπου ως εκκεντρότητα των οδόντων ορίζεται η απόκλιση μεταξύ του θεωρητικά γεωμετρικού άξονα των οδόντων και του άξονα αναφοράς όπως έχει προαναφερθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο [8].



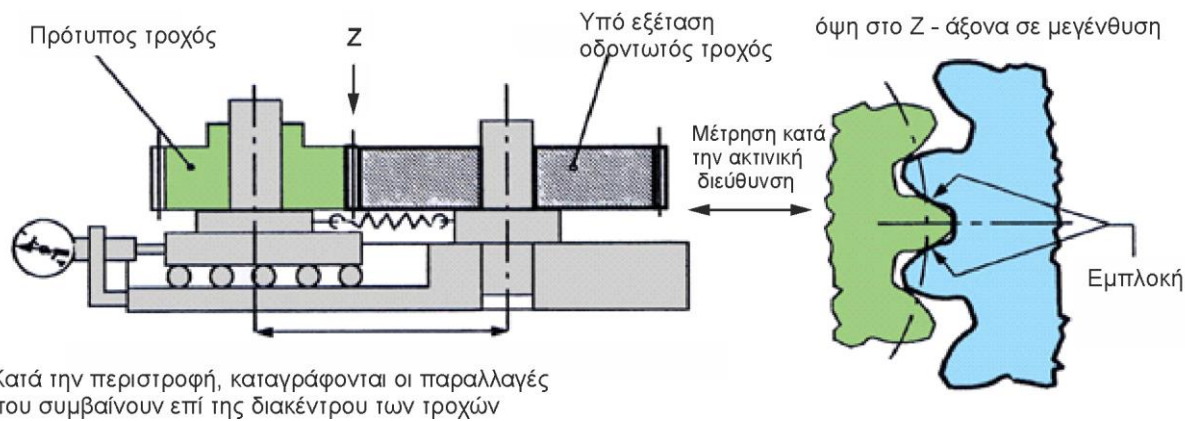
Σχήμα 4.27: Ενδεικτικό παραγόμενο διάγραμμα από την εφαρμογή της μεθόδου κατά την πλήρη περιστροφή του εξεταζόμενου τροχού.

Τα αποτελέσματα αποδίδουν τη συνδυασμένη επιρροή της εκκεντρότητας, των σφαλμάτων βήματος, των μεταβολών στο πάχος οδόντωσης και των σφαλμάτων κατατομής. Οι μετρήσεις που λαμβάνονται, δηλαδή τα σύνθετα σφάλματα πάντα περιέχουν αποκλίσεις που σχετίζονται με τον πρότυπο τροχό. Ελαχιστοποιώντας τις αποκλίσεις αυτές, προκύπτουν πιο ρεαλιστικές μετρήσεις. Η κύρια εφαρμογή που βρίσκει η συγκεκριμένη μέθοδος είναι στον έλεγχο παραγωγής μεγάλων ποσοτήτων και για οδοντωτούς τροχούς μικρού βήματος. Παρέχει άμεσες πληροφορίες για ποιοτικά ελαττώματα της μηχανής παραγωγής, του κοπτικού εργαλείου ή και του τρόπου τοποθέτησης του πρότυπου τροχού [6,9].

Θα πρέπει να αναφερθεί πως το γράφημα δεν παρέχει πληροφορίες για το μέγεθος εκπομπής θορύβου καθώς επίσης ανεπαρκή είναι και τα στοιχεία για την αξιολόγηση της παραγωγικής διαδικασίας της γεωμετρικής μορφής του οδόντος που η μηχανή και το κοπτικό παράγουν. Στην ιδανική περίπτωση θα πρέπει από το γράφημα να αποκοπούν οι επιδράσεις του σφάλματος κατατομής και αυτό πρέπει να αντιμετωπιστεί ξεχωριστά από την παραγωγική διαδικασία. Επιπλέον, λόγω του γεγονότος πως η συνεργασία δεν πραγματοποιείται υπό τις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας του τροχού, οι πληροφορίες που αφορούν τη συνολική λειτουργικότητα του τροχού είναι λιγότερες σε σύγκριση με την προηγούμενη μέθοδο (σύνθετη δοκιμή μονής παρειάς) [6,9].

Για να μπορούν να εφαρμοστούν οι προδιαγραφές κατά AGMA, απαραίτητη κρίνεται η τήρηση ορισμένων βασικών και κινηματικών απαιτήσεων για τη μέτρηση του σύνθετου σφάλματος οι οποίες είναι οι εξής [6]:

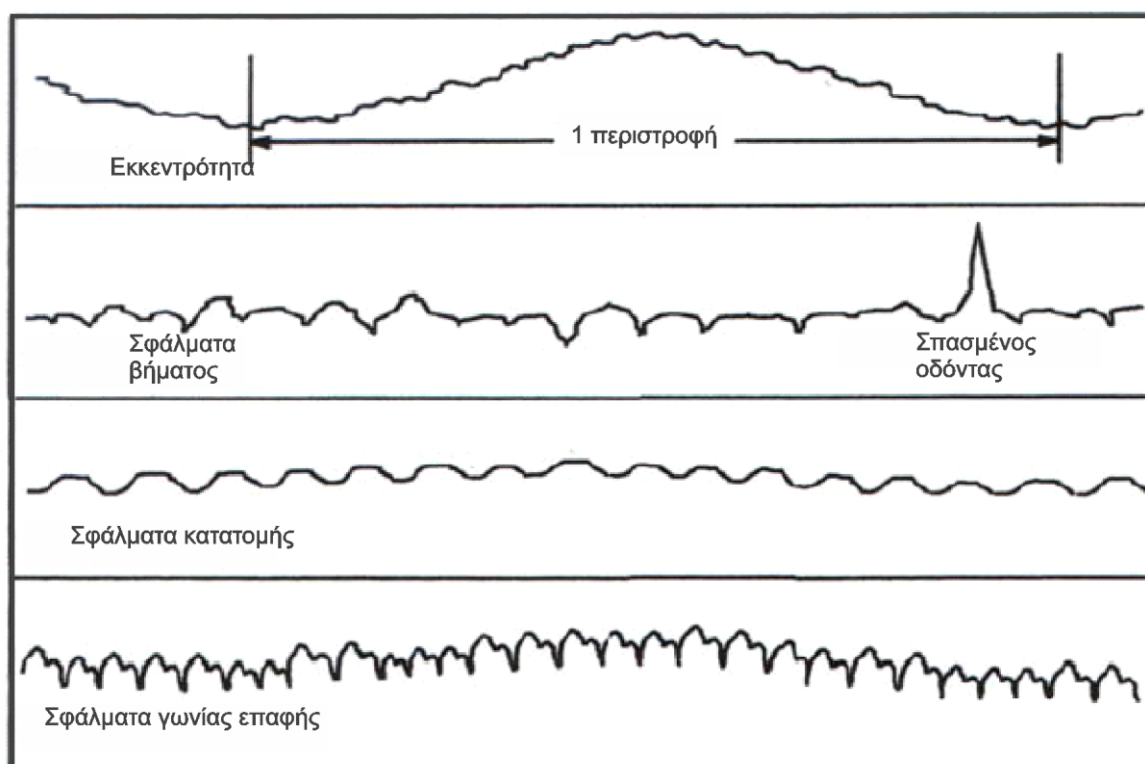
- Ελάχιστη εκκεντρότητα η οποία προκύπτει με βάση του τρόπου πρόσδεσης του πρότυπου τροχού.
- Επίτευξη παράλληλων αξόνων.
- Η επιφάνεια πρόσδεσης του υπό εξέταση τροχού, να παραμένει ίδια με αυτή της τελικής εφαρμογής του.
- Να διατηρείται η σφικτή συνεργασία με εφαρμογή ομοιόμορφης δύναμης συγκράτησης. Η επίτευξη αυτής συνήθως πραγματοποιείται με τη βαρύτητα ή με χρήση ενός ελατηρίου.
- Σωστή βαθμονόμηση (calibration) των μετρητικών οργάνων προκειμένου να καταγράφονται σωστά οι παραλλαγές των κέντρων των τροχών σε κατάλληλη κλίμακα.



Σχήμα 4.28: Χρήση μετρητικού ρολογιού κατά την εφαρμογή της μεθόδου.

Επιπλέον απαιτήσεις οι οποίες συμβάλουν στον εύκολο χειρισμό του εξοπλισμού και απόκτηση μετρήσεων υψηλής ακρίβειας είναι η ύπαρξη μέσων για γρήγορη και ακριβή ρύθμιση της απόστασης συνεργασίας των δύο τροχών, μέσα για διατήρηση χαμηλής ταχύτητας διεξαγωγής των μετρήσεων προκειμένου να καταγράφεται ένα μεγάλο πλήθος μετρήσεων και να μην αγνοούνται μικρές αποκλίσεις, μέσα προστασίας του εξοπλισμού από τυχαία αίτια και σταθερή βάση σε περιβάλλον σταθερής θερμοκρασίας χωρίς σκόνη [6,8].

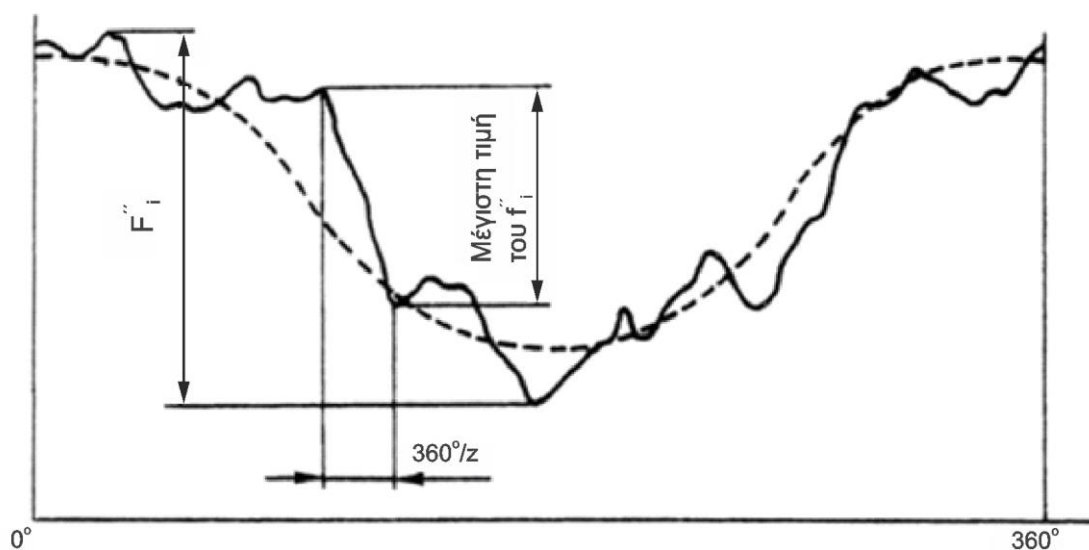
Το σύνθετο σφάλμα από οδόντα που προκύπτει από τις μετρήσεις με τη σύνθετη δοκιμή διπλής παρειάς περιλαμβάνει αποκλίσεις οι οποίες σχετίζονται και με τις δύο πλευρές του δοντιού. Συνεπώς, ο προσδιορισμός του σύνθετου σφάλματος για την κάθε μια πλευρά ξεχωριστά δεν είναι εφικτός. Γενικά, το σύνθετο σφάλμα από οδόντα σε οδόντα καταδεικνύει σφάλματα κατατομής. Μια υψηλή τιμή του συγκεκριμένου σφάλματος μπορεί να οφείλεται είτε σε ένα μεγάλο απλό σφάλμα βήματος ή σε καταστραμμένο οδόντα [6].



Σχήμα 4.29: Απεικόνιση των σφαλμάτων στο διάγραμμα.

Για την ένταξη του εξεταζόμενου τροχού σε κάποιο βαθμό ακρίβειας, θα πρέπει να ελέγχεται με τον πρότυπο σε όλο το εργαζόμενο ύψος των οδόντων του. Η ένταξη αυτή πραγματοποιείται με βάση το μετρούμενο σύνθετο σφάλμα το οποίο προκύπτει από τις επιμέρους επιρροές των απλών σφαλμάτων, όποτε πρέπει να αποφεύγεται η παρερμηνεία με τα απλά σφάλματα που αφορούν το βήμα, την κατατομή, την εκκεντρότητα και το πάχος του οδόντα που ίσως εντάξουν τον υπό εξέταση τροχό σε κάποια διαφορετική κατηγορία [6,9].

Το σύνθετο σφάλμα από οδόντα σε οδόντα είναι υπερβολικό στα σημεία του παραγόμενου γραφήματος έχοντας μέγιστη αιχμή, με αποτέλεσμα το εύρος της μέσης καμπύλης του γραφήματος να είναι αλλοιωμένο λόγω του συγκεκριμένου οδόντα. Για την ίδια ποιότητα μορφής οδόντος και εύρος μέσης καμπύλης, το σύνθετο σφάλμα από οδόντα σε οδόντα προκύπτει μεγαλύτερο για έναν οδοντωτό τροχό με μικρό αριθμό δοντιών σε σύγκριση με ένα με μεγάλο αριθμό δοντιών [6].



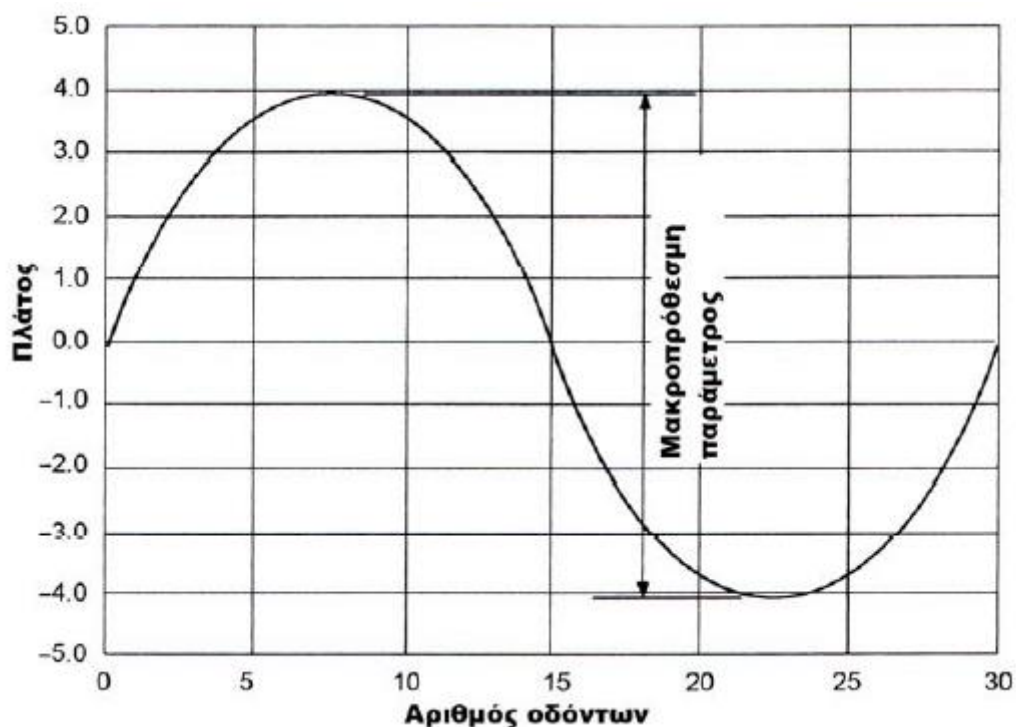
Σχήμα 4.30: Διάγραμμα ολικού σύνθετου και σύνθετου σφάλματος.

Λόγω της αλλοίωσης του εύρους της μέσης καμπύλης που προκύπτει από το σύνθετο σφάλμα, πραγματοποιείται ένας διαχωρισμός μεταξύ του σύνθετου σφάλματος από οδόντα σε οδόντα και της καμπύλης. Ο διαχωρισμός αυτός υλοποιείται με διάφορους τρόπους, όπως από αναλογικά και ηλεκτρονικά κυκλώματα σε Η/Υ, με τη μέθοδο FFT, ή ακόμα και με σχεδίαση στο χέρι (σε κάποιο βαθμό) της επάνω και κάτω περιβάλλουσας. Χάρη στο διαχωρισμό λαμβάνεται η μακροπρόθεσμη παράμετρος η οποία είναι η επάνω περιβάλλουσα και η βραχυπρόθεσμη παράμετρος (που περιέχει τα σύνθετα σφάλματα) η οποία προκύπτει ως η κάθετη απόσταση της επάνω και κάτω περιβάλλουσας. Με βάση αυτό το διαχωρισμό η σχέση μεταξύ του σύνθετου σφάλματος από οδόντα σε οδόντα και του ολικού σύνθετου σφάλματος είναι:

$$f_i'' = 0,1 - 0,2 F_i'' \quad (4.32)$$

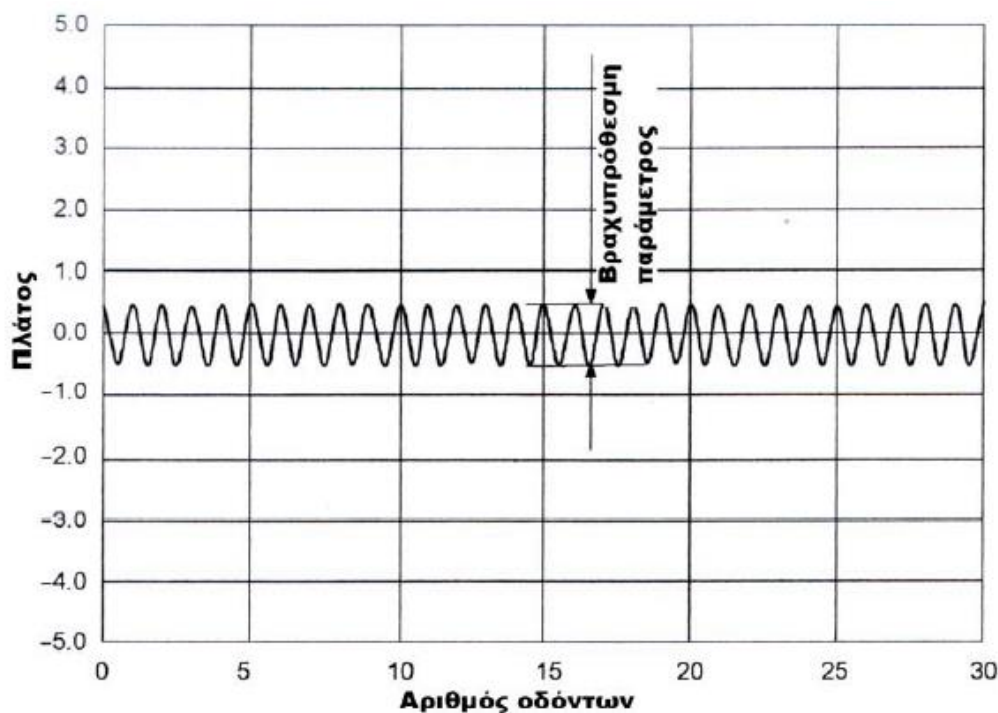
Η παραπάνω σχέση δεν ίσχυε πάντα καθώς το επιτρεπόμενο σύνθετο σφάλμα από οδόντα σε οδόντα με βάση παλαιότερων προδιαγραφών ήταν περίπου το  $1/3$  με  $1/2$  του ολικού σύνθετου σφάλματος. Όμως λόγω της σχέσης μεταξύ του εύρους καμπύλης και του σύνθετου σφάλματος από οδόντα σε οδόντα, η διαφορά μεταξύ του σύνθετου σφάλματος και του ολικού σύνθετου σφάλματος έπρεπε να είναι μεγαλύτερη [6].

Οι αποκλίσεις μακροπρόθεσμης παραμέτρου είναι ημιτονοειδούς μορφής που οφείλονται στην εκκεντρότητα, αλλά υπάρχουν και αποκλίσεις μακροπρόθεσμης παραμέτρου οι οποίες εμφανίζονται με μεγαλύτερη συχνότητα και προκαλούνται από οβάλ ή τριγωνικές μορφές. Σε μια τέτοια περίπτωση αλλοιώνεται και η βραχυπρόθεσμη παράμετρος. Όταν ένας οδοντωτός τροχός παρουσιάζει εκκεντρότητα  $fe$  και περιστραφεί γύρω από τον άξονα του, το εύρος της παραγόμενης καμπύλης θα είναι ίσο με  $2fe$  (όπως φαίνεται και στο πρώτο σχήμα της μεθόδου). Η εκκεντρότητα προκαλεί απλά σφάλματα βήματος στην περιφέρεια του τροχού λόγω των ανομοιόμορφων κύκλων εμπλοκής από τη μεταβαλλόμενη θέση του κέντρου του άξονα με μέγιστη τιμή  $2fe[\sin(180/z)]/\cos\alpha$ . Η μορφή του γραφήματος για το συνολικό σφάλμα βήματος είναι ημιτονοειδής με μέγιστη τιμή  $2fe/\cos\alpha$ . Η εκκεντρότητα αναπτύσσει μεταβαλλόμενες δυνάμεις στο συνεργαζόμενο ζεύγος τροχών, δημιουργώντας άμεσα προβλήματα στη μεταφορά κίνησης και ισχύος λόγω των σφαλμάτων βήματος που προκύπτουν. Μια παρατήρηση που πρέπει να αναφερθεί είναι πως αν ένας οδοντωτός εμφανίζει ελάχιστη ή ακόμα και μηδενικό εύρος εκκεντρότητας δε σημαίνει απαραίτητα πως δεν υπάρχουν καθόλου σφάλματα στο βήμα οδόντωσης κατά την περιφέρεια του τροχού [6,10].



Σχήμα 4.31: Μακροπρόθεσμη παράμετρος τροχού με 30 οδόντες.





Σχήμα 4.32: Βραχυπρόθεσμη παράμετρος τροχού με 30 οδόντες.

#### 4.4.4 Σύστημα ταξινόμησης ακρίβειας μετωπικών οδοντωτών τροχών βάσει των προδιαγραφών κατά AGMA

Σύμφωνα με την προδιαγραφή ANSI/AGMA 2015 καθορίζεται η δομή του συστήματος ταξινόμησης της ακρίβειας για μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με κατατομή εξειλιγμένης. Το σύστημα ταξινόμησης με βάση τη μέτρηση του σύνθετου σφάλματος διαφέρει ως προς τα χρησιμοποιούμενα εύρη βαθμών ακρίβειας σε σύγκριση με το σύστημα μετρήσεων των απλών σφαλμάτων. Τα εύρη που αφορούν τη διάμετρο του αρχικού κύκλου και του μέτρου οδόντωσης (modul) είναι επίσης διαφορετικά. Το σύστημα ταξινόμησης της ακρίβειας κατά AGMA είναι ένας αλφαριθμητικός κώδικας ο οποίος αποτελείται από:

1. έναν ακέραιο αριθμό που αναφέρεται στο βαθμό-επίπεδο ακρίβειας, και
2. ένα γράμμα ως πρόθεμα που αναφέρεται στην προδιαγραφή-πηγή των επιπέδων ακρίβειας.

Βάσει του προθέματος, αν το κωδικό γράμμα είναι A, τότε το επίπεδο καθορίζεται από την προδιαγραφή ANSI-AGMA 2015-1-A01 και αφορά στο σφάλμα μετάδοσης. Όταν το γράμμα είναι B αναφέρεται στον καθορισμό του επιπέδου ακρίβειας από την προδιαγραφή ANSI/AGMA 2009-B01 και αφορά τους κωνικούς οδοντωτούς τροχούς. Αν το πρόθεμα είναι το γράμμα C τότε αναφέρεται στα σύνθετα σφάλματα και καθορίζεται από την προδιαγραφή 2015-2-A06.

Για την ταξινόμηση ακρίβειας με βάση τη μέτρηση σύνθετου σφάλματος χρησιμοποιούνται 9 βαθμοί, οι οποίοι αφορούν το ολικό σύνθετο και σύνθετο σφάλμα από οδόντα σε οδόντα. Ως μικρότερος βαθμός ακρίβειας ορίζεται ο C12, ενώ η μεγαλύτερη ακρίβεια αντιστοιχεί στο βαθμό C4. Η παραπάνω βαθμονόμηση εφαρμόζεται για τα εξής εύρη τιμών:

- αριθμός οδόντων :  $3 \leq z \leq 1000$
- modul στην κάθετη τομή :  $0,5\text{mm} \leq m_n \leq 5\text{mm}$
- διάμετρος αρχικού κύκλου :  $2\text{mm} \leq d \leq 10000\text{mm}$



- πλάτος οδόντος:  $4\text{mm} \leq b \leq 1000\text{mm}$
- γωνία ελίκωσης:  $\beta \leq 45^\circ$

Για το ολικό σύνθετο σφάλμα, το επίπεδο ακρίβειας δίνεται από τη σχέση:

$$F_{iT}'' = 1,08[0,025d + 0,3m_n + 19](\sqrt{2})^{C-5} \quad (4.33)$$

και αντίστοιχα για το σύνθετο σφάλμα από οδόντα σε οδόντα η σχέση είναι:

$$f_{iT}'' = 0,2[0,025d + 0,3m_n + 19](\sqrt{2})^{C-5} \quad (4.34)$$

Σύμφωνα με τις δύο παραπάνω σχέσεις είναι εφικτός ο καθορισμός των ορίων των βαθμών ακρίβειας σε έναν εξεταζόμενο τροχό δεδομένης μια αρχικής διαμέτρου και μέτρου οδόντωσης. Ο συντελεστής για τον προσδιορισμό των τιμών ανοχών ανάμεσα σε δύο διαδοχικούς βαθμούς ακρίβειας είναι  $\sqrt{2}$ . Επομένως, για κάθε μεγαλύτερο (ή μικρότερο) βαθμό οι τιμές ανοχών προκύπτουν με πολλαπλασιασμό (ή διαίρεση) με το  $\sqrt{2}$ . Για οποιονδήποτε βαθμό ακρίβειας η απαιτούμενη τιμή καθορίζεται με πολλαπλασιασμό της μη στρογγυλοποιημένης τιμής για βαθμό ακρίβειας 5 με τη σχέση  $\sqrt{2}^{(C-5)}$  όπου C είναι ο βαθμός ακρίβειας για την απαιτούμενη τιμή. Όσον αφορά τους κανόνες στρογγυλοποίησης, αν οι τιμές είναι μεγαλύτερες από 10μm τότε η στρογγυλοποίηση γίνεται στον πλησιέστερο ακέραιο αριθμό. Αν οι τιμές είναι μικρότερες από 10μm αλλά μεγαλύτερες από 5μm, τότε η στρογγυλοποίηση γίνεται στο πλησιέστερο 0,5μm ή ακέραιο αριθμό. Τέλος, αν είναι μικρότερες από 5μm, η στρογγυλοποίηση γίνεται στο πλησιέστερο 0,1μm. Για τους διάφορους βαθμούς ακρίβειας, δηλαδή για αντικατάσταση του C με τιμές από 4 έως 12, υπολογίζονται οι ανώτερες αποδεκτές τιμές του σύνθετου σφάλματος από οδόντα σε οδόντα και του ολικού σύνθετου σφάλματος. Στην περίπτωση όπου δεν έχουν ορισθεί τα όρια των βαθμών ακρίβειας, τότε με βάση τη τιμή σύνθετου σφάλματος, υπολογίζεται ποια είναι η τιμή του C, ή αλλιώς ποιος είναι ο βαθμός ακρίβειας και η τιμή του στρογγυλοποιείται προς τα πάνω. Παραδείγματος χάρη, σε έναν εξεταζόμενο τροχό με αρχική διάμετρο  $d = 114\text{mm}$  και μέτρου οδόντωσης  $m = 3\text{mm}$ , οι μέγιστες τιμές του σύνθετου σφάλματος από οδόντα σε οδόντα όπως και του ολικού σύνθετου σφάλματος με βάση τους βαθμούς ακρίβειας παρουσιάζονται στον πίνακα 4.3:

C = 4	$f_{iT}'' = 3,21685$	$F_{iT}'' = 17,37099$
C = 5	$f_{iT}'' = 4,55000$	$F_{iT}'' = 24,57000$
C = 6	$f_{iT}'' = 6,43370$	$F_{iT}'' = 34,74198$
C = 7	$f_{iT}'' = 9,10000$	$F_{iT}'' = 49,14000$
C = 8	$f_{iT}'' = 12,86740$	$F_{iT}'' = 69,48396$
C = 9	$f_{iT}'' = 18,20000$	$F_{iT}'' = 98,28000$
C = 10	$f_{iT}'' = 25,73480$	$F_{iT}'' = 138,96792$
C = 11	$f_{iT}'' = 36,40000$	$F_{iT}'' = 196,56000$
C = 12	$f_{iT}'' = 51,47415$	$F_{iT}'' = 277,96041$

Πίνακας 4.3: Ενδεικτικό παράδειγμα.

Αν η τιμή μέτρησης του ολικού σύνθετου σφάλματος προκύψει  $F_{iT}'' = 55,55555$  τότε με βάση τη σχέση 4.33 ο βαθμός ακρίβειας είναι  $C = 7,35406$ . Με στρογγυλοποίηση προς τα πάνω προκύπτει  $C = 8$  διότι η τιμή αυτή βρίσκεται εντός του διαστήματος 49,14000 και 69,48396 [6,23,32,35].

#### 4.4.5 Βασικά στοιχεία για τους πρότυπους τροχούς

Για τη σωστή απόκτηση και κατ'επέκταση αξιολόγηση των μετρούμενων αποτελεσμάτων στους υπό εξέταση οδοντωτούς τροχούς, οι πρότυποι πρέπει να θεωρούνται όσο το δυνατόν τέλει. Ο σχεδιασμός, η ακρίβεια του πρότυπου και κυρίως η συνεργασία με τον υπό εξέταση τροχό θα επηρεάσουν σημαντικά τα μετρούμενα αποτελέσματα από την ύπαρξη τυχόν ατελειών στον πρότυπο. Το βάθος οδόντων του πρότυπου τροχού πρέπει να είναι επαρκές ώστε να είναι δυνατή η επαφή του με όλο το εργαζόμενο ύψος οδόντος του εξεταζόμενου τροχού, χωρίς να έρχεται σε επαφή με σημεία που δεν περιλαμβάνονται στο εργαζόμενο ύψος αυτού ή βρίσκονται εκτός του κύκλου ποδός. Επιπλέον, ο βαθμός επικάλυψης μπορεί να επηρεάσει σημαντικά τα αποτελέσματα μέτρησης των σύνθετων σφαλμάτων, ειδικά στην περίπτωση εξέτασης τροχών ελικοειδούς οδόντωσης. Οι μετρούμενες αποκλίσεις σε τροχούς ευθείας οδόντωσης είναι διακριτές κάτι το οποίο συχνά δεν ισχύει στους ελικοειδείς, διότι περισσότεροι οδόντες είναι εμπλεκόμενοι και η τροχιά επαφών είναι με κλίση ως προς το επίπεδο περιστροφής. Το προτεινόμενο επιλεγόμενο πάχος του πρότυπου τροχού πρέπει να είναι τέτοιο ώστε ο βαθμός επικάλυψης κατά τη διάρκεια της συνεργασίας να είναι μικρότερος ή ίσος του 0,5. Παρόλο αυτά ο εξεταζόμενος τροχός θα πρέπει να επιθεωρείται σε όλο του το πλάτος [6,18].

Στη μέθοδο μέτρησης σύνθετου σφάλματος χρησιμοποιούνται τριών τύπων πρότυπων τροχών:

1. Ειδικά σχεδιασμένοι πρότυποι τροχοί για την εξέταση ενός τροχού. Έτσι εξασφαλίζεται πλήρης και ακριβής επιθεώρηση.
2. Πρότυποι τροχοί με γνωστές διαστάσεις οι οποίοι χρησιμοποιούνται για έλεγχο πολλών διαφορετικών οδοντωτών τροχών με ίδιο module. Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δίνεται στο τρόπο συνεργασίας ώστε να μην έρχονται σε επαφή τμήματα του εξεταζόμενου τροχού που δεν περιλαμβάνονται στο εργαζόμενο ύψος οδόντος, για να αποφεύγεται το υπερβολικό βάθος επαφής λόγω της μεγαλύτερης από την προβλεπόμενη εξωτερική διάμετρο του πρότυπου τροχού.
3. Επιλεγμένοι τροχοί γνωστής ποιότητας, οι οποίοι με απαραίτητους υπολογισμούς παρέχουν ακριβείς μετρήσεις.

Η διαμόρφωση των διακένων ενός πρότυπου τροχού αποτελεί στοιχείο κομβικής σημασίας για τη χρήση στην οποία προορίζεται, δηλαδή το είδος της συσκευής όπου θα διεξαχθούν οι μετρήσεις. Οι διαστάσεις των διακένων και οι ανοχές τους, όπως επίσης και οι αποκλίσεις των διαστάσεων των επιφανειών πρόσδεσης του οδοντωτού τροχού, μπορεί να έχουν σημαντική επίδραση στις συνθήκες επαφής και λειτουργίας των συνεργαζόμενων τροχών. Στον παρακάτω πίνακα δίνονται οι ενδεικτικές ανοχές των διακένων, κατατάσσοντας τους τροχούς στις κατηγορίες M1 και M2 σύμφωνα με την τιμή των ανοχών των διακένων τους [6].

Ανοχή Διακένου Πρότυπου Τροχού (μm)			
χαρακτηρισμός		M1	M2
Αξονική απόκλιση	Διάμετρος < 75mm	2,0	2,0
	Διάμετρος < 75mm	4,0	4,0
Ακτινική απόκλιση πλευρών οδόντος	Διάμετρος < 75mm	2,0	2,0
	Διάμετρος < 75mm	3,0	4,0
Εκκεντρότητα εξωτερικής διαμέτρου		8,0	8,0
Εκκεντρότητα διαμέτρου πλήμνης τροχού	Διάμετρος < 30mm	2,5	2,5
	Διάμετρος < 30mm	5,0	5,0

Πίνακας 4.4: Τιμές ανοχών πρότυπων τροχών.

Συνήθως για οικονομικούς λόγους, τα διάκενα διαμορφώνονται με υψηλό βαθμό ακρίβειας σε σύγκριση με τους οδόντες, οπότε και οι ανοχές τους πρέπει να διατηρούνται στις ελάχιστες αποδεκτές τιμές. Η συγκεκριμένη πρακτική δίνει τη δυνατότητα κατασκευής οδοντωτών τροχών με λιγότερο ακριβείς ανοχές και αποτελεί τον πιο οικονομικό συνολικό σχεδιασμό [6].

Γενικά, όσον αφορά τον άξονα αναφοράς του πρότυπου τροχού αυτός οφείλει να συμπίπτει με τον άξονα του εξεταζόμενου τροχού σε πραγματικές συνθήκες γεγονός το οποίο εξαρτάται άμεσα από την πρόσδεση του τροχού. Συνηθέστερα, ο άξονας αναφοράς καθορίζεται με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε να συμπίπτει με το λειτουργικό άξονα χρησιμοποιώντας ως επιφάνειες αναφοράς τις επιφάνειες πρόσδεσης [6].

Οι πρότυποι τροχοί σύμφωνα με το βαθμό ακρίβειας καθορίζονται από το γράμμα M, που υποδηλώνει Αριθμό Ακρίβειας Πρότυπου Τροχού και κατάληξη ένα κωδικό γράμμα T ή R που υποδηλώνει τη μέθοδο με την οποία εξασφαλίστηκε η ακρίβεια του πρότυπου τροχού. Το γράμμα T, αναφέρεται στην ακρίβεια μέτρησης απλών σφαλμάτων και το γράμμα R αντίστοιχα στη μέτρηση του σύνθετου σφάλματος. Στο παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα εύρη των απλών και σύνθετων σφαλμάτων για την κατάταξη των πρότυπων τροχών [6].

		M1T	M2T
Ακτινική διεύθυνση	0,5<m<1,25 και d<50mm	3,0	5,0
	1,25<m<5,0 ή d>50mm	5,0	7,0
Αξονική διεύθυνση	0,5<m<1,25 και d<50mm	2,0	3,0
	1,25<m<5,0 ή d>50mm	3,5	3,5
Βήμα		2,5	3,5
Έλικα	b<13	2,0	3,0
Έλικα	13<b<25	2,5	3,5
Έλικα	25<b<50	3,0	4,0
Έλικα	50<b<75	3,5	4,5
Έλικα	75<b<100	4,0	5,0
Έλικα	100<b<125	5,0	6,0

Πίνακας 4.5: Ανοχές οδόντων για μετωπικούς και ελικοειδείς τροχούς.

		M1R	M2R
Σύνθετο σφάλμα από οδόντα σε οδόντα	0,2<m<1,25 και d<60mm	1,5	2,5
	1,25<m<2,5 ή d>60mm	4,0	5,0
Συνολικό σύνθετο σφάλμα	0,2<m<1,25 και d<60mm	2,5	5,0
	1,25<m<2,5 ή d>60mm	8,5	12,0

Πίνακας 4.6: Ανοχές σύνθετου σφάλματος για μετωπικούς και ελικοειδείς τροχούς.

Οι πρότυποι τροχοί διαθέτουν αναγνωριστικά σημάδια όπου περιγράφονται αναλυτικά στον παρακάτω πίνακα.

Αναγνωριστικό σημάδι		
Module	M	Απαιτούμενο
Γωνία επαφής	PA	Απαιτούμενο
Διάμετρος κύκλου ποδός	BD	Προαιρετικό
Αριθμός οδόντων	T	Απαιτούμενο
Τόξο πάχους οδόντος	CTT	Απαιτούμενο
Κατηγορία AGMA	M1T,M2T,M1R,M2R	Απαιτούμενο
Κατασκευαστής	XYZ	Προαιρετικό

Πίνακας 4.7: Αναγνωριστικά σημάδια πρότυπων τροχών.

#### 4.5 Πρότυπα επαφής

Τα πρότυπα επαφής βρίσκουν χρήση ως ποσοτικό και ποιοτικό μέτρο για τον έλεγχο της ευθυγράμμισης της οδόντωσης. Συνήθως χρησιμοποιούνται σε μεγάλες ποσότητες. Τα πλεονεκτήματα αυτών είναι [8]:

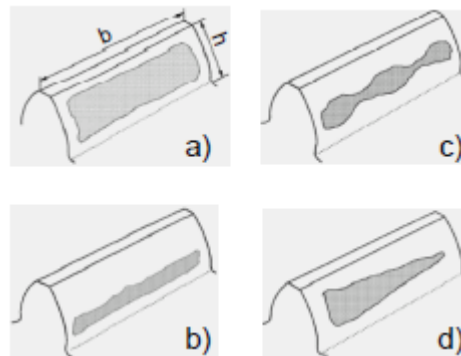
- Εύκολα προς μετακίνηση.
- Παρέχουν τη δυνατότητα για επιθεώρηση μεγάλων και πολύπλοκων επιφανειών, όπου με άλλα μέσα ο έλεγχος δεν είναι δυνατός.
- Γρήγορη και εύκολη χρήση.
- Αναπαραγωγή αποτελεσμάτων εφόσον χρησιμοποιείται η απαραίτητη βαθμονόμηση.
- Εμφανίζουν ευαισθησία στις πραγματικές συνθήκες εμπλοκής και διαθέτουν την ικανότητα να ανιχνεύουν μικρές αποκλίσεις ευθυγράμμισης και συστηματικά σφάλματα όπως κυματισμούς τα οποία δεν είναι εμφανή στα τυπικά διαγράμματα της ελίκωσης και της κατατομής οδόντωσης.
- Επιτυγχάνεται αξιολόγηση του οδόντα σύμφωνα με τις επιδράσεις των απλών και σύνθετων σφαλμάτων του τροχού και πινιόν.
- Αξιολογείται ολοκληρωτικά η επιφάνεια του οδόντα .

Για τη σχεδίαση των προτύπων επαφής στη μετρολογία των οδοντωτών τροχών χρησιμοποιούνται δύο μέθοδοι:

1. Η στατική μέθοδος, με χρήση ελαφριάς επένδυσης χρώματος
2. Η δυναμική μέθοδος, με χρήση αρκετής επένδυσης

Η στατική μέθοδος εφαρμόζεται στο ζεύγος των τροχών χωρίς την επιβολή φορτίου. Στην εν λόγω μέθοδο οι οδόντες πρέπει να είναι πλήρως καθαρισμένοι. Τρία ή και περισσότερα δόντια του πινιόν είναι χρωματισμένα με ένα λεπτό στρώμα στο σημείο επαφής. Η προκύπτουσα στρώση πρέπει να είναι ομαλή και λεπτή (5 έως 15  $\mu\text{m}$  πυκνή). Οι χρωματισμένοι οδόντες του πινιόν κυλινδρικοί στο συνεργαζόμενο οδοντωτό τροχό με παροχή κατάλληλη ροπής για να βεβαιωθεί η επαφή. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται για τουλάχιστον τρία ίσα διαστήματα προκειμένου να ανιχνευτούν τυχόν παραλλαγές ή πιθανές συστηματικές ατέλειες. Στο σχήμα 4.33 απεικονίζονται διάφορα είδη σημείων επαφής, όπου το καθένα παρουσιάζει διαφορετική κατάσταση σφαλμάτων. Το σχήμα 4.33a) δείχνει ένα τυπικό προσδιορισμό επαφής οδόντων με επένδυση χρώματος στο 80% του πλάτους b και 70% του ύψους h. Στο σχήμα 4.33b) επικρατεί

σωστή ευθυγράμμιση αλλά με σφάλματα κατατομής. Παρομοίως η ευθυγράμμιση είναι σωστή στο σχήμα 4.33c) αλλά με εμφάνιση κυματισμών στη πλευρά. Στο σχήμα 4.33d) η κατατομή οδόντωσης δε παρουσιάζει σφάλματα αλλά υπάρχει απόκλιση στην ελίκωση [8].

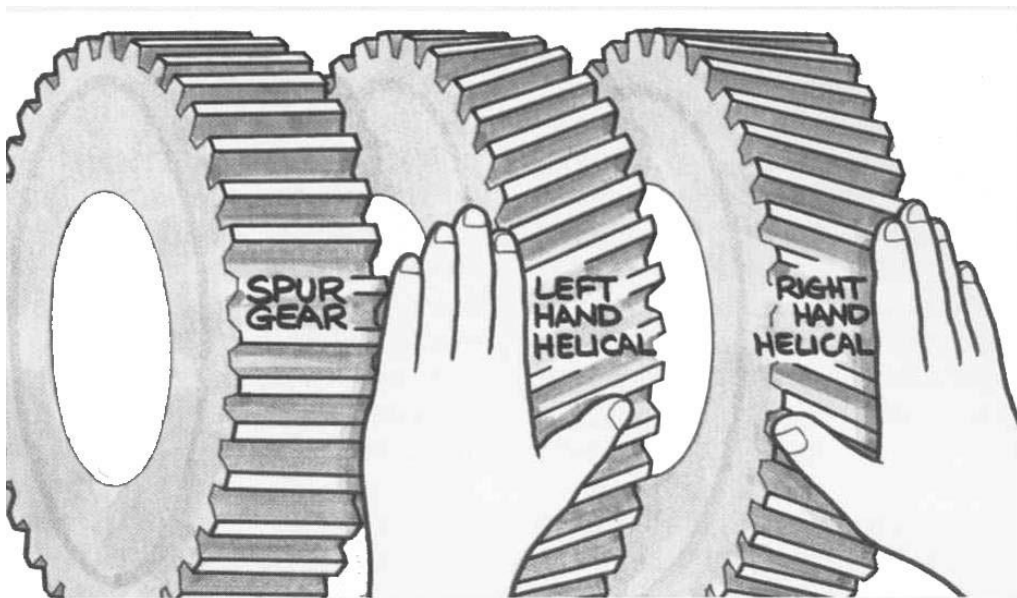


Σχήμα 4.33: Επαφή οδόντων.

Στη δυναμική μέθοδο απαιτούνται ελεγχόμενες αυξήσεις του φορτίου και πρέπει να υλοποιείται με βάση την ονομαστική ταχύτητα λειτουργίας. Οι εξεταζόμενοι οδόντες καθαρίζονται λεπτομερώς. Τρεις ή περισσότεροι οδόντες του πινιόν αλλά και του τροχού ψεκάζονται με μια ελαφριά επένδυση στρώματος μελανιού. Προσοχή πρέπει να δίνεται στο γεγονός πως μετά από κάθε έλεγχο, οι οδόντες πρέπει να καθαρίζονται εξ ολοκλήρου από τυχόν υπολείμματα μελανιού ή λιπαντικού [8].

#### 4.6 Αξιολόγηση των μετρούμενων αποτελεσμάτων

Οι αποκλίσεις στους οδοντωτούς τροχούς συσχετίζονται κυρίως με την αριστερή ή/και με τη δεξιά πλευρά του οδόντος. Η δεξιά και η αριστερή πλευρά ενός οδόντος, ορίζονται σύμφωνα με το επίπεδο αναφοράς του δοντιού, όπου η δεξιά πλευρά (ή αριστερή αντίστοιχα) είναι η πλευρά την οποία ο παρατηρητής βλέπει με βάση το δεξί του χέρι (ή αριστερό αντίστοιχα) όταν παρατηρεί το επίπεδο αναφοράς από πάνω. Στους ελικοειδείς τροχούς, η δεξιόστροφη ή η αριστερόστροφη φορά αντίστοιχα (Right Hand [RH]/Left Hand [LH]) είναι η φορά στην οποία ο παρατηρητής κινεί το δεξί χέρι (ή αριστερό) με ανοδική κατεύθυνση κατά το πλάτος της οδόντωσης.



Σχήμα 4.34: Κατεύθυνση οδόντωσης.

Η συνεχής επιβολή φορτίου ή άσκηση μεγαλύτερου φορτίου από το θεωρητικά προϋπολογισμένο ανά τακτές χρονικές περιόδους, θα οδηγήσει σε πλαστική παραμόρφωση των οδόντων του τροχού. Κάτω από αυτές τις συνθήκες, ένα φθαρμένο ζεύγος οδοντωτών τροχών παύει πλέον να ακολουθεί το Βασικό Νόμο της Οδόντωσης. Προκειμένου να βελτιωθεί η εμπλοκή των τροχών αναγκαίες κρίνονται οι διορθώσεις όσον αφορά την κατατομή της οδόντωσης και της κατεύθυνσης της ελίκωσης όπου απαιτείται [8].

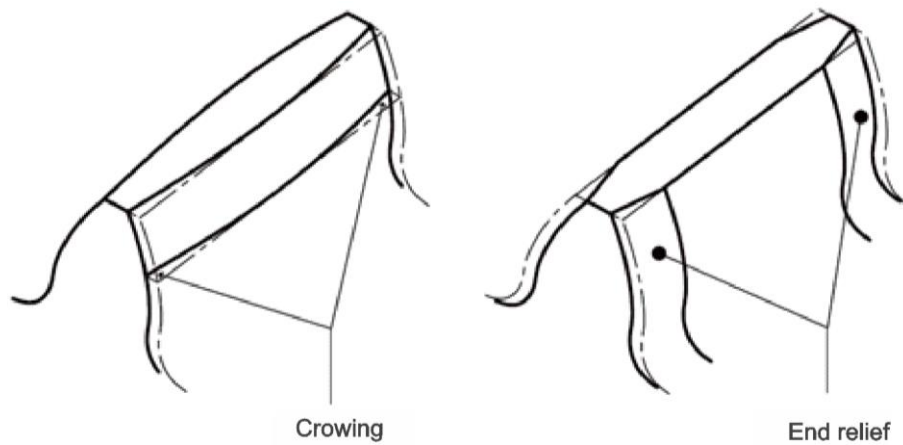
Οι τροποποιήσεις στην κατατομή της οδόντωσης είναι στοιχεία κομβικής σημασίας για την επίτευξη μείωσης του μεγέθους εκπομπής θορύβου, τη βελτίωση της αποδοτικής λειτουργίας, καθώς επίσης ενισχύεται και η ικανότητα αύξησης του επιβαλλόμενου φορτίου [8].

Για τη διόρθωση της κατατομής οδόντωσης ορισμένες χρησιμοποιούμενες τεχνικές είναι:

- σταδιακή αφαίρεση υλικού από το μέσο προς τα άκρα του οδόντα που έχει ως αποτέλεσμα να γίνει η επιφάνεια του δοντιού καμπύλη κατά την αξονική διεύθυνση (crowning)
- αλλαγή της γωνίας πίεσης
- ανακούφιση κεφαλής (tip relief)
- ανακούφιση ποδός (root relief)

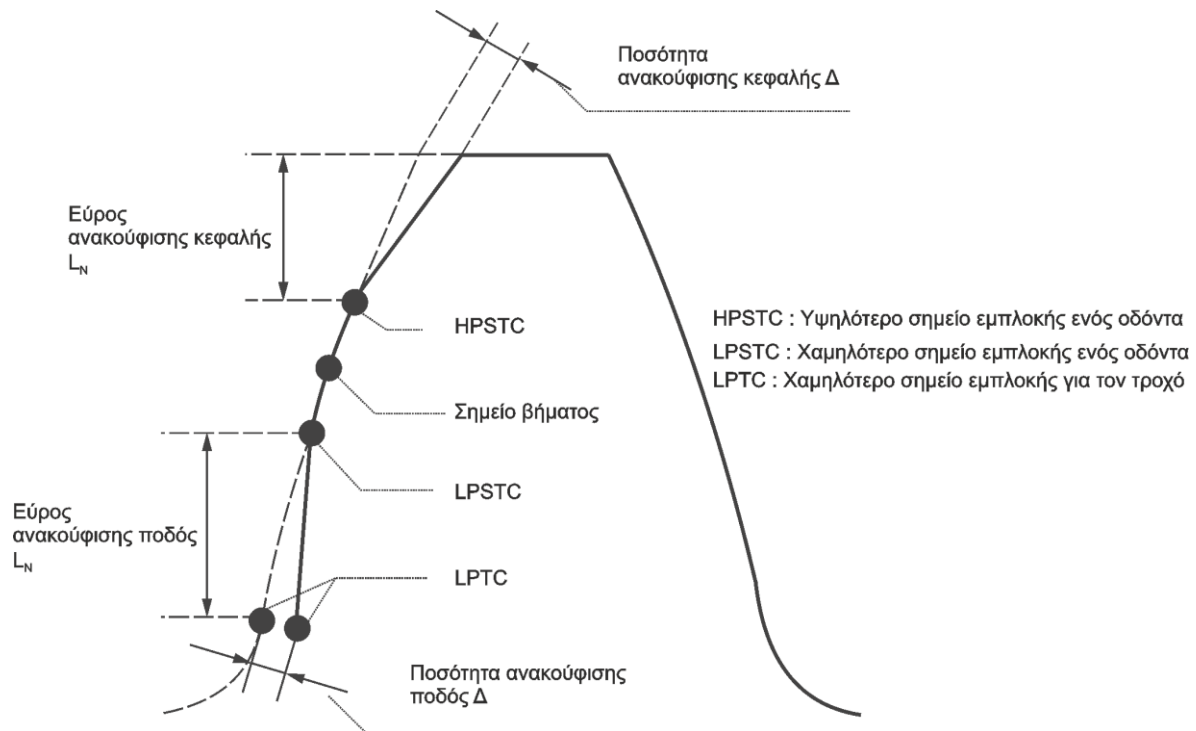
Οι διορθώσεις σε οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση περιλαμβάνουν:

- σταδιακή αφαίρεση υλικού από το μέσο προς τα άκρα του οδόντα που έχει ως αποτέλεσμα να γίνει η επιφάνεια του δοντιού καμπύλη (κυρτή) κατά την αξονική διεύθυνση (crowning)
- διόρθωση της γωνίας ελίκωσης
- λοξότμηση και των δύο άκρων του οδόντος (end relief)
- κωνικότητα



Σχήμα 4.35: Μετατροπή των άκρων της επιφάνειας των οδόντων, με αφαίρεση υλικού κατά την αξονική διεύθυνση.

Η ανακούφιση κεφαλής χρησιμοποιείται πολύ πιο ευρέως από την ανακούφιση ποδός. Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δοθεί στο τρόπο αφαίρεσας υλικού για να μην προκύπτουν σφάλματα κατά την εμπλοκή των οδοντωτών τροχών [18].



Σχήμα 4.36: Ανακούφιση κεφαλής και ανακούφιση ποδός.

Οι ανακουφίσεις συνήθως ξεκινούν στα άκρα της περιοχής επαφής ενός ζεύγους οδόντων και συνίστανται στην ελαφρά αφαίρεση υλικού. Η αφαίρεση που πραγματοποιείται είναι ανάλογη της ενδοτικότητας του προπορευόμενου οδόντος [15].

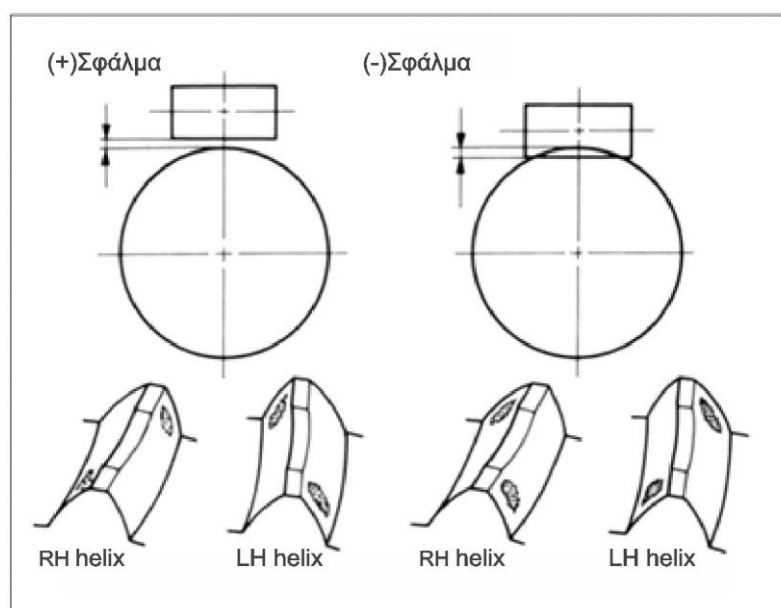
#### 4.6.1 Ευθυγράμμιση των οδοντωτών τροχών

Η ευθυγράμμιση ενός συνεργαζόμενου ζεύγους οδοντωτών τροχών μπορεί να επιτευχθεί με μηχανικά μέσα, όπως για παράδειγμα μέσω σύσφιξης των δύο κέντρων σε κάποιο μετρητικό όργανο είτε με μέσω αριθμητικού ελέγχου. Σφάλματα λόγω ευθυγράμμισης μπορούν να αντισταθμιστούν με χρήση ειδικών περιστρεφόμενων και με κλίση τραπεζιών [8]. Τα σφάλματα

που αναφέρονται στην απόσταση των κέντρων των τροχών επηρεάζουν άμεσα τον τζόγο κατά τη διάρκεια εμπλοκής. Αύξηση της απόστασης διακέντρου συνεπάγεται σε αύξηση του τζόγου (positive error). Αντιστοίχως, μείωση της απόστασης διακέντρου ελαττώνει την ύπαρξη τζόγου. Στην περίπτωση που ο τζόγος μειωθεί σε πολύ μεγάλο βαθμό, οι οδοντωτοί τροχοί πιθανόν δε θα μπορούν να περιστραφούν (negative error). Στον πίνακα 3.7 παρουσιάζονται οι ανοχές όσον αφορά την απόσταση των κέντρων για μετωπικούς τροχούς ευθείας και ελικοειδούς οδόντωσης. Οι τιμές έχουν ληφθεί από JGMA1101-01(2000) και εφαρμόζονται σε τροχούς εξελιγμένης των οποίων τα υλικά διαμόρφωσης είναι χάλυβας και σίδηρος [18].

Απόσταση των κέντρων (mm)		Βαθμός ακρίβειας			
Λιγότερο από	Περισσότερο από	N3,N4	N5,N6	N7,N8	N9,N10
5	20	6	10	16	26
20	50	8	12	20	31
50	125	12	20	32	50
125	280	16	26	40	65
280	560	22	35	55	88

Πίνακας 4.8: Πίνακας τιμών ανοχών της διακέντρου (σε  $\mu\text{m}$ ) σε μετωπικούς ευθείας και ελικοειδούς οδόντωσης.



Σχήμα 4.37: Κακή εμπλοκή του συστήματος λόγω σφαλμάτων στην απόσταση της διακέντρου.

Σφάλματα λόγω κακής εμπλοκής συνδέονται άμεσα με την ακρίβεια της παραλληλότητας των αξόνων και σε σφάλματα μετατοπισμένων αξόνων του συνεργαζόμενου ζεύγους οδοντωτών τροχών. Η μείωση αυτής της ακρίβειας οδηγεί σε μείωση του τζόγου ή αύξηση του εκπεμπόμενου θορύβου λόγω σπασμένου οδόντα. Οι ανοχές για σφάλματα παραλληλότητας των αξόνων και σφαλμάτων λόγω μετατόπισης παρουσιάζονται στον πίνακα 4.9 και πίνακα 4.10 για μετωπικούς τροχούς ευθείας και ελικοειδούς οδόντωσης αντίστοιχα, σύμφωνα με JGMA1101-01(2000) [18].

Αρχική διάμετρος	Πλάτος οδόντος b	Βαθμοί ακρίβειας					
		N5	N6	N7	N8	N9	N10

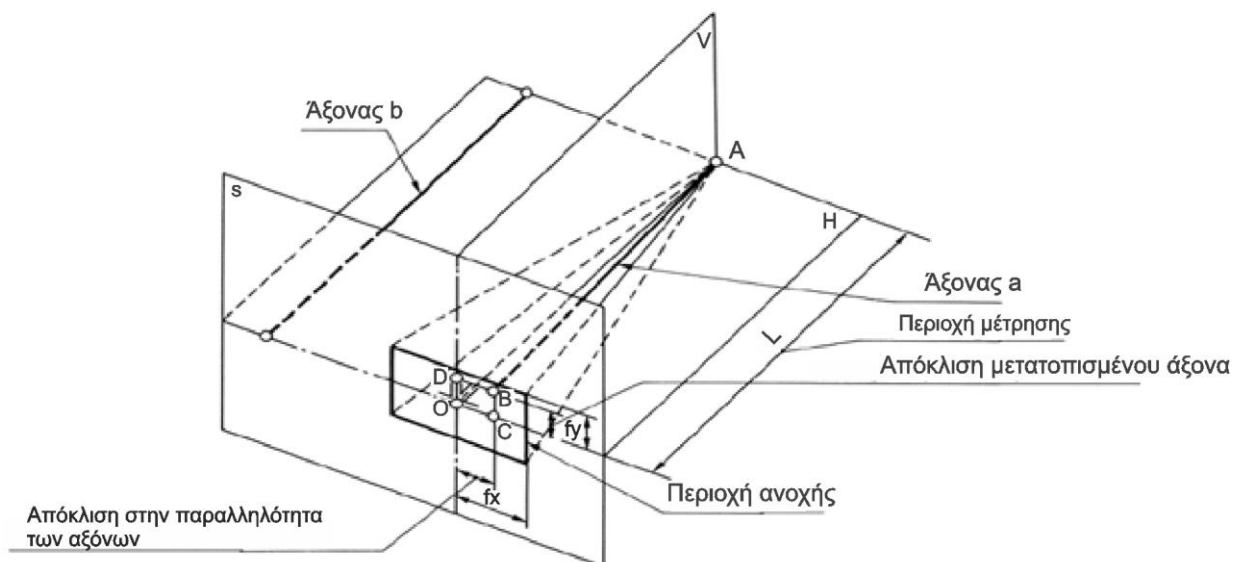


d (mm)	(mm)						
5 < d < 20	4 ≤ b ≤ 10	6.0	8.5	12	17	24	35
	10 < b ≤ 20	7.0	9.5	14	19	28	39
20 < d < 50	4 ≤ b ≤ 10	6.5	9.0	13	18	25	36
	10 < b ≤ 20	7.0	10	14	20	29	40
	20 < b ≤ 40	8.0	11	16	23	32	46
	40 < b ≤ 80	9.5	13	19	27	38	54
50 < d < 125	4 ≤ b ≤ 10	6.5	9.5	13	19	27	38
	10 < b ≤ 20	7.5	11	15	21	30	42
	20 < b ≤ 40	8.5	12	17	24	34	48
	40 < b ≤ 80	10	14	20	28	39	56
125 < d < 280	4 ≤ b ≤ 10	7.0	10	14	20	29	40
	10 < b ≤ 20	8.0	11	16	22	32	45
	20 < b ≤ 40	9.0	13	18	25	36	50
	40 < b ≤ 80	10	15	21	29	41	58
	80 ≤ b ≤ 160	12	17	25	35	49	68
280 < d < 560	10 < b ≤ 20	8.5	12	17	24	34	48
	20 < b ≤ 40	9.5	13	19	27	38	54
	40 < b ≤ 80	11	15	22	31	44	62

Πίνακας 4.9: Επιτρεπτή απόκλιση εντός επιπέδου σύμφωνα με την παραλληλότητα των αξόνων ανά πλάτος οδόντα (fx / Unit: μm).

Αρχική διάμετρος d (mm)	Πλάτος οδόντος b (mm)	Βαθμοί ακρίβειας					
		N5	N6	N7	N8	N9	N10
5 < d < 20	4 ≤ b ≤ 10	3.1	4.3	6.0	8.5	12	17
	10 < b ≤ 20	3.4	4.9	7.0	9.5	14	19
20 < d < 50	4 ≤ b ≤ 10	3.2	4.5	6.5	9.0	13	18
	10 < b ≤ 20	3.6	5.0	7.0	10	14	20
	20 < b ≤ 40	4.1	5.5	8.0	11	16	23
	40 < b ≤ 80	4.8	6.5	9.5	13	19	27
50 < d < 125	4 ≤ b ≤ 10	3.3	4.7	6.5	9.5	13	19
	10 < b ≤ 20	3.7	5.5	7.5	11	15	21
	20 < b ≤ 40	4.2	6.0	8.5	12	17	24
	40 < b ≤ 80	4.9	7.0	10	14	20	28
125 < d < 280	4 ≤ b ≤ 10	3.5	5.0	7.0	10	14	20
	10 < b ≤ 20	4.0	5.5	8.0	11	16	22
	20 < b ≤ 40	4.5	6.5	9.0	13	18	25
	40 < b ≤ 80	5.0	7.5	10	15	21	29
	80 ≤ b ≤ 160	6.0	8.5	12	17	25	35
280 < d < 560	10 < b ≤ 20	4.3	6.0	8.5	12	17	24
	20 < b ≤ 40	4.8	6.5	9.5	13	19	27
	40 < b ≤ 80	5.5	7.5	11	15	22	31

Πίνακας 4.10: Επιτρεπτή απόκλιση σφάλματος μετατοπισμένου άξονα σύμφωνα με την παραλληλότητα των αξόνων ανά πλάτος οδόντα (fy / Unit: μm).

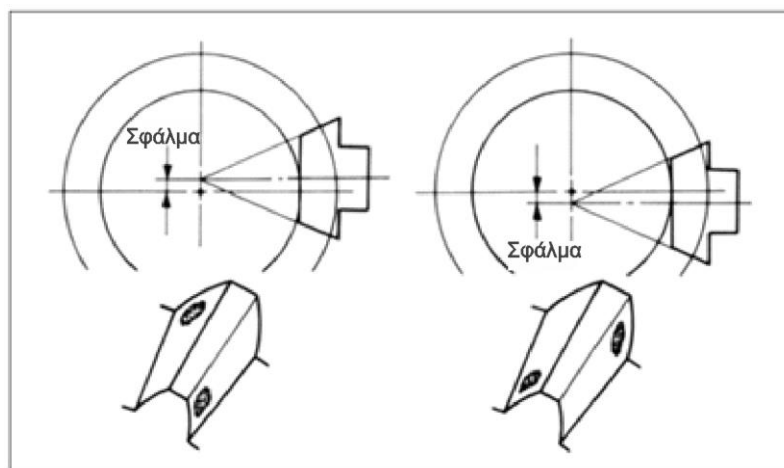


Σχήμα 4.38: Εύρος ανοχών βάσει παραλληλότητας των αξόνων.

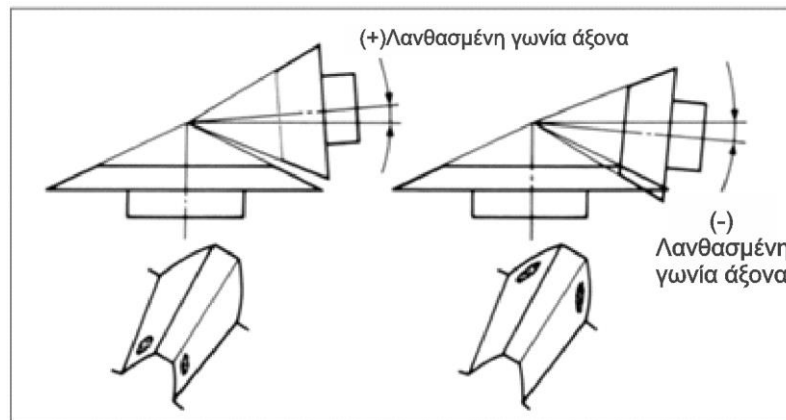
Σε αντίθεση με τους μετωπικούς, οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί χρησιμοποιούνται για μετάδοση κίνησης ή ισχύος μεταξύ τεμνόμενων αξόνων. Η ιδανική κατεργασία διαμόρφωσης ενός κωνικού τροχού δε συνεπάγεται άμεσα με την επίτευξη αποδοτικής λειτουργίας. Σφάλματα από κακή εμπλοκή των οδόντων δύναται να οφείλονται είτε στο housing όπου τοποθετούνται, είτε σε ακατάλληλη πρόσδεση ή και στα δύο. Τα κύρια συνήθη σφάλματα που προκύπτουν είναι [18]:

- οι άξονες να μην τέμνονται
- λανθασμένη γωνία των αξόνων
- σφάλμα λόγω πρόσδεσης

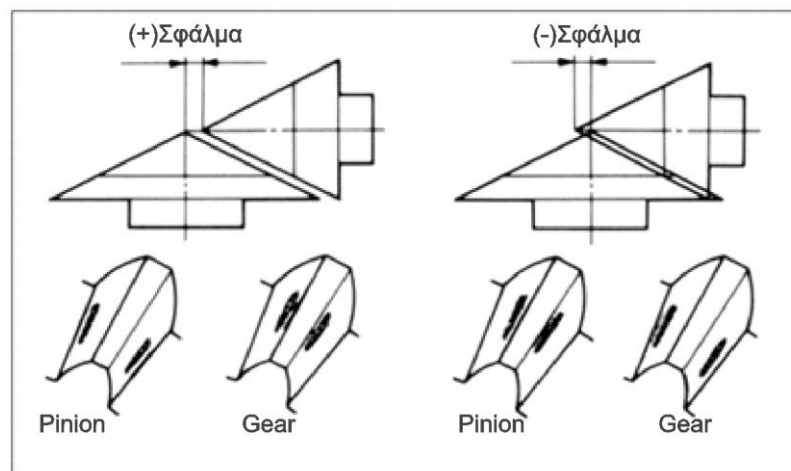
Τα πρώτα δύο σφάλματα μπορούν να επιδιορθωθούν με κατάλληλη διόρθωση του housing, ενώ το τρίτο μέσω προσαρμογής των τροχών στην αξονική διεύθυνση [18].



Σχήμα 4.39: Κακή εμπλοκή των οδόντων λόγω αδυναμίας τομής των αξόνων

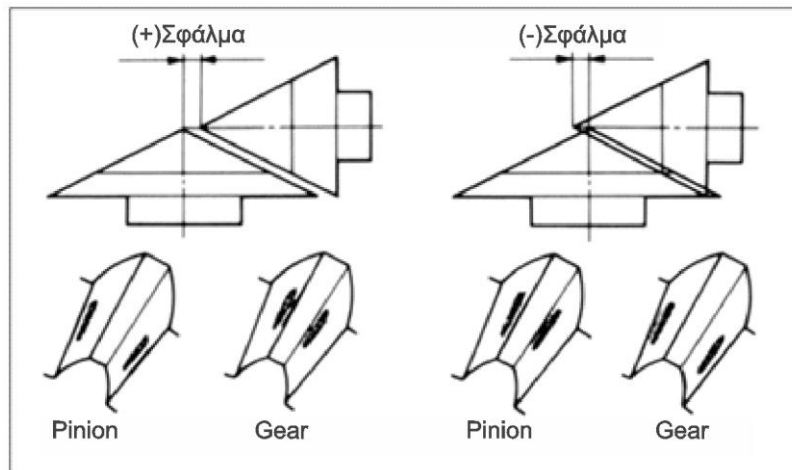


Σχήμα 4.40: Κακή εμπλοκή των οδόντων λόγω λανθασμένης γωνίας των αξόνων



Σχήμα 4.41: Κακή εμπλοκή των οδόντων λόγω λανθασμένης απόστασης πρόσδεσης

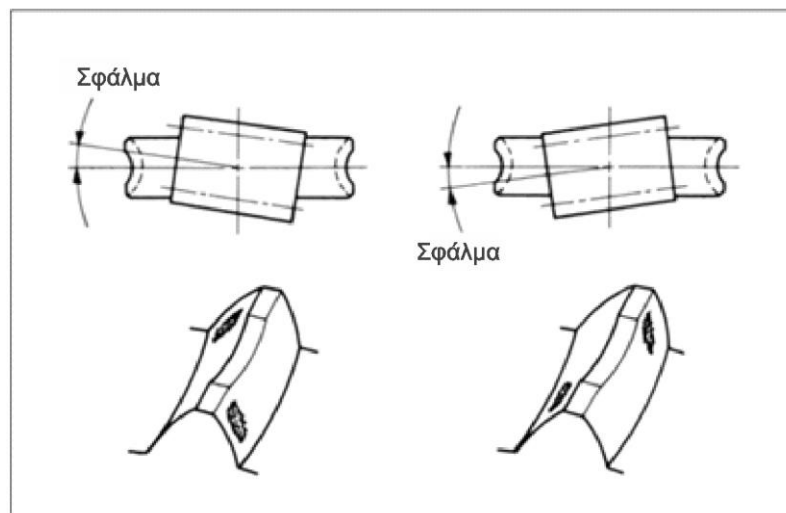
Τα σφάλματα λόγω πρόσδεσης προκαλούν επιπτώσεις στον τζόγο. Αν το σφάλμα είναι θετικό τότε ο τζόγος αυξάνεται, ενώ αντίστοιχα αν είναι αρνητικό μειώνεται. Όταν η απόσταση πρόσδεσης του πινιόν πραγματοποιείται με θετικό σφάλμα, η επαφή για το πινιόν προχωρά στην περιοχή του ποδός του οδόντος, ενώ στο κινητήριο η επαφή κινείται προς την κεφαλή του. Το φαινόμενο αυτό είναι παρόμοιο με τη γωνία πίεσης του πινιόν να είναι μικρότερη από αυτή του κινητήριου. Αντιθέτως, αν ο τρόπος πρόσδεσης του πινιόν υλοποιείται με αρνητικό σφάλμα, η επαφή για το πινιόν κινείται προς την κεφαλή ενώ για τον κινητήριο προς την περιοχή του ποδός. Η κατάσταση αυτή είναι παρόμοια με τη γωνία πίεσης του πινιόν να είναι μεγαλύτερη από του κινητήριου. Για την ελάττωση αυτών των σφαλμάτων πραγματοποιείται αξονική προσαρμογή μέσω υποστηρικτικών σφηνών [18].



Σχήμα 4.42: Κακή επαφή των οδόντων λόγω εσφαλμένης πρόσδεσης

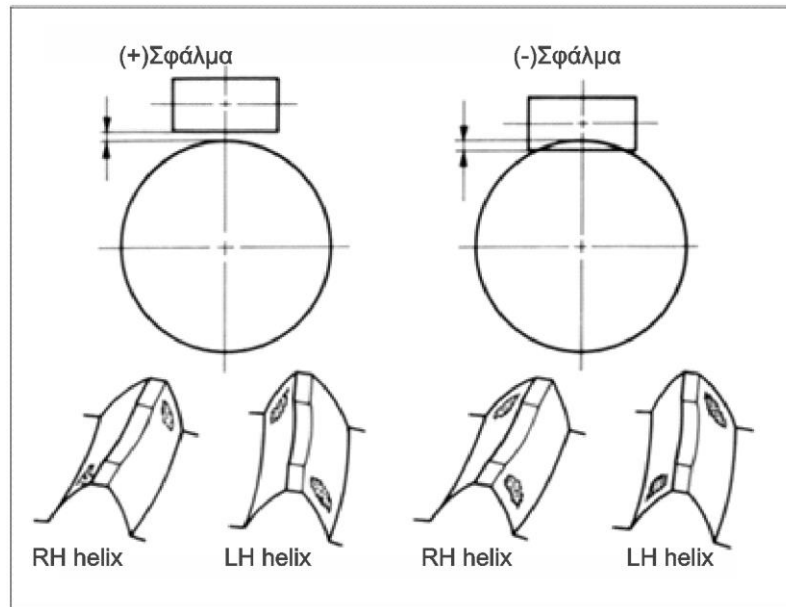
Παρόμοια σφάλματα εμφανίζονται και κατά τη συνεργασία συστήματος ατέρμονα κοχλία-κορώνας. Υπάρχουν τρεις βασικοί παράγοντες, οι οποίοι μπορούν να επηρεάσουν τη συνεργασία του συστήματος [18]:

- λανθασμένη γωνία κλίσης των αξόνων
- σφάλματα στη διάκεντρο
- λανθασμένη απόσταση του ατέρμονα

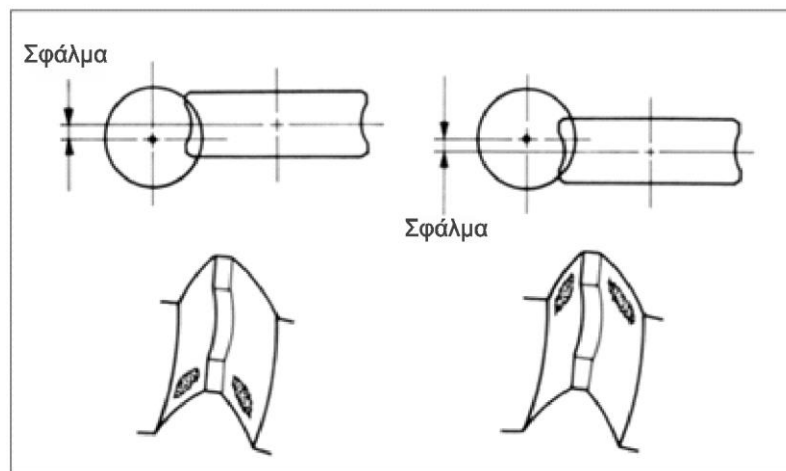


Σχήμα 4.43: Κακή εμπλοκή του συστήματος λόγω λανθασμένης γωνίας των αξόνων

Τα σφάλματα που σχετίζονται με τη διάκεντρο, επηρεάζουν τη μεταβολή του τζόγου με παρόμοιο τρόπο όπως στους μετωπικούς τροχούς. Σύμφωνα με το [σχήμα 4.44](#) ένα θετικό σφάλμα στη διάκεντρο προκαλεί αύξηση του τζόγου. Αντιστοίχως, ένα αρνητικό σφάλμα στη διάκεντρο μειώνει την ανάπτυξη τζόγου και μια ραγδαία μείωση αυτού είναι ικανή να ακινητοποιήσει εξ ολοκλήρου το σύστημα ατέρμονα κοχλία-κορώνας [18].



Σχήμα 4.44: Σφάλμα εμπλοκής λόγω λανθασμένης απόστασης διακέντρου



Σχήμα 4.45: Σφάλμα εμπλοκής λόγω λανθασμένης τοποθέτησης αξόνων

Η σωστή ευθυγράμμιση απαιτεί να επιτευχθεί μια σωστή εκτίμηση του βέλτιστου μετασχηματισμού  $T$ , χαρτογραφώντας τα μετρούμενα σημεία σε σύγκριση με τα πραγματικά, έχοντας ως βασική επιδίωξη αυτά να διαφέρουν κατά το ελάχιστο. Ο μετασχηματισμός συντεταγμένων  $T$  δίνεται από τη σχέση :

$$T(\alpha) = T(\Delta X, \Delta Y, \Delta Z, \Delta \Phi, \Delta \Theta, \Delta \Psi) \quad (4.35)$$

Σύμφωνα με τη παραπάνω σχέση ο μετασχηματισμός  $T$ , εξαρτάται από τις διορθώσεις που θα προκύψουν στους τρεις άξονες  $X, Y$  και  $Z$ , καθώς επίσης από τις αντίστοιχες περιστροφικές κινήσεις  $\Phi, \Theta, \Psi$  στους εν λόγω άξονες. Συνήθως χρησιμοποιείται η  $L_2$  νόρμα με βασικό σκοπό την εύρεση ελάχιστης τιμής του  $d$ :

$$\|d\|_2 = \sqrt{\sum_{i=1}^M d_i^2} \text{ (μετρούμενα σημεία, } T(\alpha), \text{ πραγματικά σημεία)} \quad (4.36)$$

$$\|d\|_2 \rightarrow \text{minimum} \quad (4.37)$$

όπου

M : ο αριθμός των μετρούμενων αποτελεσμάτων

$d_i$  : η απόκλιση του μετρούμενου σημείου i από το πραγματικό

Ο περιορισμός για την παραπάνω σχέση είναι πως δε δύναται να χρησιμοποιηθεί σε οδοντωτούς τροχούς με πολύπλοκη γεωμετρία ή γενικότερα σε οποιαδήποτε περίπλοκη επιφάνεια παρά μόνο σε απλές γεωμετρίες. Νέοι βελτιωμένοι αλγόριθμοι ευθυγράμμισης απαιτούνται οι οποίοι θα μπορούν να ανατρέχουν τα μετρούμενα αποτελέσματα σύμφωνα με το τρόπο κατασκευαστικής διαμόρφωσης των τροχών [8].

Οι διαδικασίες για ευθυγράμμιση είναι αναγκαίες, αλλά τη σημερινή εποχή υλοποιήσιμες για μια αποτελεσματική μέτρηση σε έναν οδοντωτό τροχό. Επιπροσθέτως, οι περισσότερες σύγχρονες μετρητικές μηχανές και μηχανές τύπου CMM είναι εφοδιασμένες με περιστροφικά τραπέζια παρέχοντας τους έτσι τη δυνατότητα για διόρθωση του άξονα περιστροφής [8].

#### 4.6.2 Αξιολόγηση της κατατομής οδόντωσης (Profile evaluation)

Κατά τη διάρκεια εμπλοκής ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών, πιθανή είναι η ανάπτυξη ισχυρών φορτίων τα οποία δημιουργούν ελαστικές παραμορφώσεις στις συνεργαζόμενες κατατομές. Το συνεργαζόμενο ζεύγος πλέον παύει να ακολουθεί το Βασικό Νόμο της Οδόντωσης. Μια μελέτη έχει δείξει πως, για τα συνηθισμένα υλικά κατασκευής των οδοντωτών τροχών, η εφαρμογή μικρών φορτίσεων, της τάξης μικρότερων από 20kN ανά mm πλάτους, η παραμόρφωση του οδόντος δε θεωρείται σημαντική και οι μεταβολές στις κατατομές είναι αμελητέες [15].

Η βασική λειτουργία ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών είναι η επίτευξη αποτελεσματικής μετάδοσης κίνησης-ισχύος μεταξύ συνεργαζόμενων αξόνων, με χαμηλή εκπομπή θορύβου. Οδοντωτοί τροχοί υψηλής ποιότητας παράγουν λιγότερα σφάλματα. Η διαστατική ακρίβεια των τροχών μπορεί να κατηγοριοποιηθεί σε τρεις τύπους [18]:

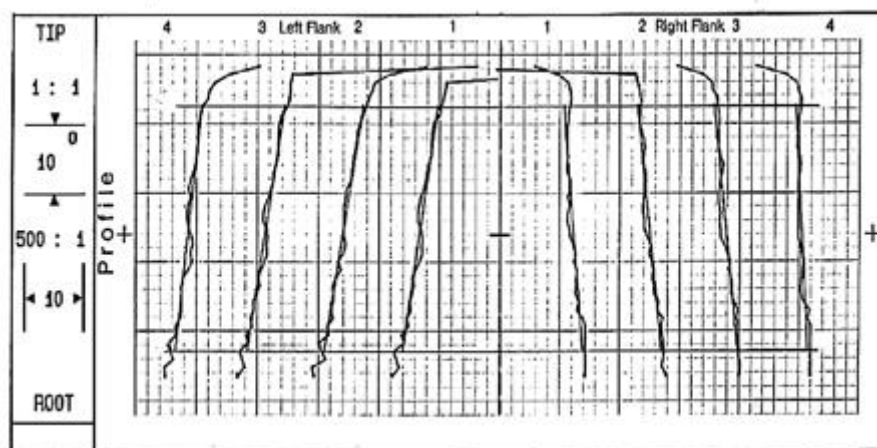
- Ακρίβεια της κατατομής οδόντωσης εξειλιγμένης → Profile deviation
- Ακρίβεια στο πλάτος ελικοειδούς οδόντωσης → Helix deviation
- Ακρίβεια της σχετικής θέσης των οδόντων και των μεταξύ τους κενών → Single/Total cumulative pitch deviation(σφάλματα βήματος) – Runout error(σφάλματα παρέκκλισης)



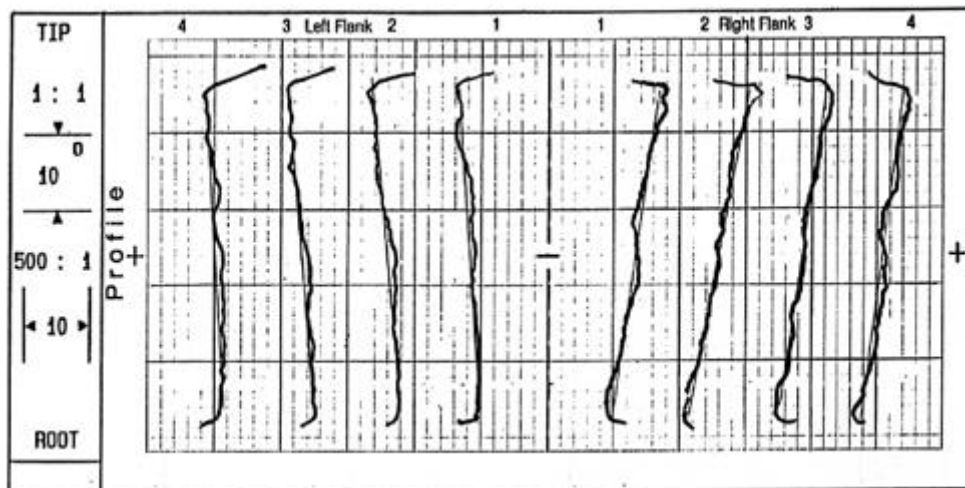
Σχήμα 4.46: Ακρίβεια οδοντωτών τροχών.

Η κατατομή οδόντωσης είναι ένα μήκος τόξου το οποίο ξεκινά από τον κύκλο ποδός του οδόντα μέχρι και τη διάμετρο κεφαλής. Γενικά οι αποκλίσεις της κατατομής οδόντωσης αναφέρονται για μέτρηση σε ποσοστό 92% του ενεργού εύρους και ονομάζεται ενεργό μήκος της κατατομής οδόντωσης. Σύμφωνα με τους κανονισμούς κατά ISO 1328-1995, η απόκλιση της κατατομής οδόντωσης ορίζεται ως η ποσότητα η οποία αποκλίνει από την ονομαστική [20,31].

Όπως έχει προαναφερθεί το φραιζάρισμα με κύλιση οδοντώσεων κατέχει την κύρια θέση όσον αφορά την κατασκευαστική διαμόρφωση των οδοντωτών τροχών. Η κακή κατάσταση όμως των κοπτήρων hob, η οποία μπορεί να οφείλεται είτε σε εσφαλμένο στάδιο φινιρίσματος ή σε λανθασμένη ρύθμιση της μηχανής (π.χ. χαλαρότητα ή λανθασμένη κλίση τοποθέτησης του κοπτήρα) θα επηρεάσει την επιθυμητή γεωμετρική μορφή της οδόντωσης. Στο σχήμα 4.47 και σχήμα 4.48 αποτυπώνονται σφάλματα της κατατομής λόγω φινιρίσματος του κοπτήρα [18].

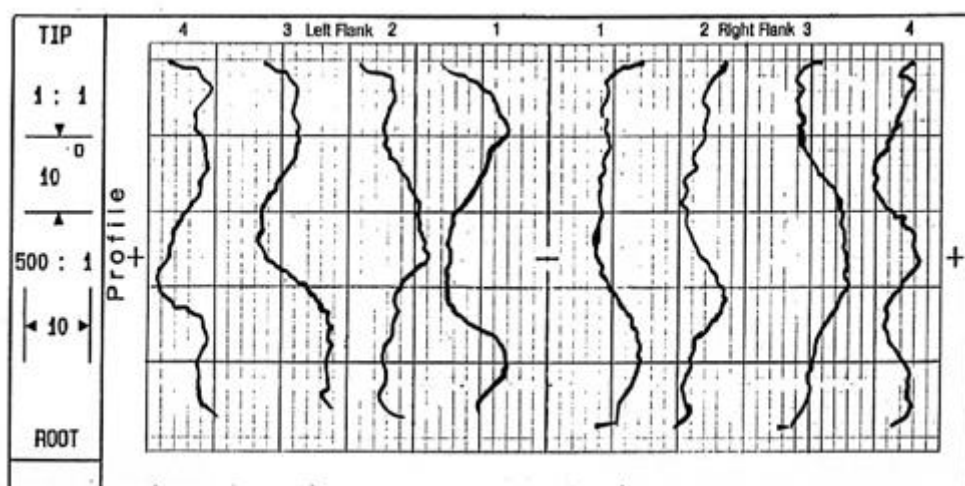


Σχήμα 4.47: Εσφαλμένο φινίρισμα του κοπτήρα hob όπου οι οδόντες του προέκυψαν μεγαλύτεροι στην εξωτερική διάμετρο και του κατεργαζόμενου οδοντωτού τροχού μικρότεροι.



Σχήμα 4.48: Εσφαλμένο φινίρισμα του κοπτήρα hob όπου οι οδόντες του προέκυψαν μικρότεροι στην εξωτερική διάμετρο και του κατεργαζόμενου οδοντωτού τροχού μεγαλύτεροι.

Τα δύο παραπάνω σχήματα ουσιαστικά παρουσιάζουν την αντίθετη κατάσταση στην επίδραση της παραγόμενης κατατομής [19].



Σχήμα 4.49: Χαλαρότητα στον κοπτήρα hob ή κακή συνολική κατάσταση της μηχανής.

Τα τυπικά σφάλματα που συσχετίζονται με την κατατομή της οδόντωσης είναι η απόκλιση γεωμετρικής μορφής της κατατομής (Profile Form Deviation), η απόκλιση κλίσης της κατατομής (Profile Slope Deviation) και η συνολική απόκλιση (Total Profile Deviation). Για τον αποτελεσματικό προσδιορισμό των τριών παραπάνω μεγεθών, απαιτείται η κατάλληλη χρήση συγκεκριμένων εύρων διαστήματος. Πιο συγκεκριμένα οι αξιολογήσεις υλοποιούνται με βάση τα [8,20,31]:

- **$L_{AF}$  (usable length)** το οποίο ορίζεται ως η διαφορά μεταξύ των μηκών από δύο εφαπτόμενες γραμμές όπου η πρώτη ξεκινά από το βασικό κύκλο μέχρι το εξωτερικό όριο της χρησιμοποιούμενης κατατομής και η δεύτερη εξίσου ξεκινά από το βασικό κύκλο και εκτείνεται το εσωτερικό όριο της χρησιμοποιούμενης κατατομής. Ανάλογα με



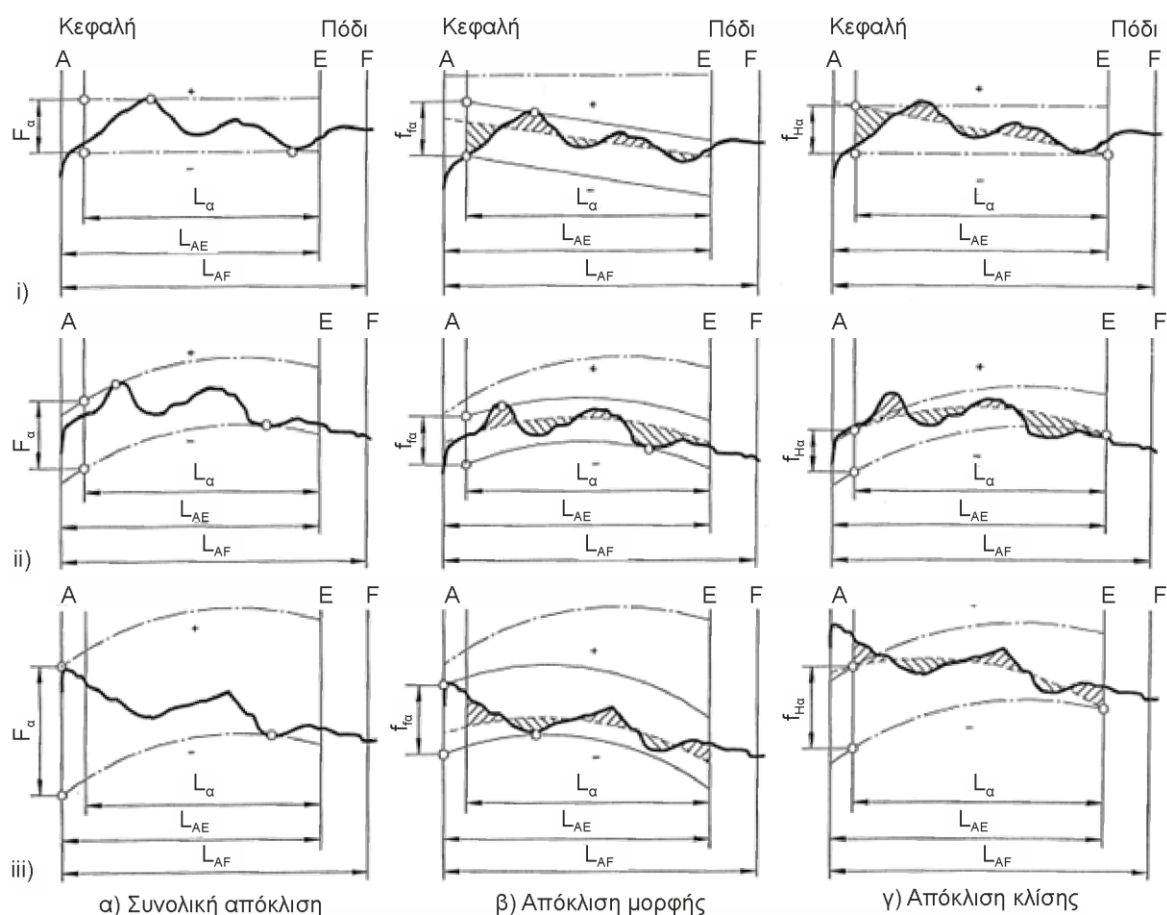
τη σχεδίαση το  $L_{AF}$  περιορίζεται στην κεφαλή του οδόντος ή στο σημείο όπου εμφανίζεται λοξότητα ή στρογγύλευση του δοντιού (σημείο A), ενώ με κατεύθυνση προς τον κύκλο ποδός το  $L_{AF}$  περιορίζεται είτε στην αρχή του κύκλου ποδός είτε στην υποκοπή.

- **$L_{AE}$  (active length).** Αποτελεί ένα μέρος του  $L_{AF}$  το οποίο σχετίζεται με το ενεργό μέρος της κατατομής. Με κατεύθυνση προς την κεφαλή του οδόντος το συγκεκριμένο τμήμα περιορίζεται όπως και το  $L_{AF}$  (δηλαδή στο σημείο A) ενώ με κατεύθυνση προς τον κύκλο ποδός, το εν λόγω τμήμα περιορίζεται στο σημείο E της ενεργούς επαφής με το συνεργαζόμενο τροχό (το οποίο ορίζει την αρχή της ενεργούς κατατομής). Αν ο συνεργαζόμενος τροχός δεν είναι γνωστός, τότε το σημείο E ορίζεται ως η αρχή της ενεργούς κατατομής κατά τη σύμπλεξη με έναν οδοντωτό κανόνα έχοντας ανάλογη τυποποιημένη οδόντωση.
- **$L_{\alpha}$  (profile evaluation range)** το οποίο αποτελεί μέρος του  $L_{AE}$  σύμφωνα με το οποίο οι ανοχές για συγκεκριμένο βαθμό ακρίβειας θα καθοριστούν. Σε περίπτωση που δεν έχει ορισθεί, το μήκος αυτό είναι το 92% του  $L_{AE}$  ξεκινώντας από το σημείο E. Για το υπόλοιπο 8% το οποίο αναφέρεται σε περιοχή κοντά στη διάμετρο κεφαλής και προκύπτει από τη διαφορά μεταξύ του  $L_{AE}$  και  $L_{\alpha}$ , εφαρμόζονται οι εξής κανονισμοί για την εύρεση της ολικής απόκλισης και απόκλισης μορφής της κατατομής:
  - i) Το προσθετό υλικό το οποίο αυξάνει το μέγεθος της απόκλισης θα λαμβάνεται υπόψη.
  - ii) Σε περίπτωση που δεν έχει ορισθεί, για τις αρνητικές αποκλίσεις η ανοχή θα είναι τρεις φορές της ανοχής που έχει καθοριστεί για το εύρος  $L_{\alpha}$ .

Για τον προσδιορισμό της απόκλισης κλίσης και απόκλισης μορφής της κατατομής, ως βοηθητικό μέσο χρησιμοποιείται η **μέση κατατομή (mean profile)** για τη μετρούμενη πλευρά. Ορίζεται ως μια σχεδίαση η οποία προκύπτει από την αφαίρεση των τεταγμένων της ονομαστικής σχεδιασμένης κατατομής από τις αντίστοιχες τεταγμένες μια ευθείας κλίσης. Πραγματοποιείται έτσι ώστε εντός του εύρους  $L_{\alpha}$  το άθροισμα των τετραγώνων των αποκλίσεων της πραγματικής σχεδιασμένης κατατομής από τη μέση κατατομή να είναι ελάχιστο. Η θέση καθώς και η κλίση της μέσης κατατομής προκύπτει με τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων.

Οι επιμέρους αποκλίσεις στην κατατομή ορίζονται ως εξής:

- **Total Profile Deviation ( $F_{\alpha}$ ):** Είναι η συνολική απόκλιση κατατομής συμπεριλαμβάνοντας τις αποκλίσεις για την κλίση και τη μορφή κατατομής. Ορίζεται ως η απόσταση μεταξύ δύο ονομαστικών σχεδιασμένων κατατομών που περικλείουν την πραγματική κατατομή στο εύρος  $L_{\alpha}$ , με βάση τους ισχύοντες κανονισμούς.
- **Profile Form Deviation ( $f_{f\alpha}$ ):** Είναι η απόκλιση μορφής της κατατομής. Ορίζεται ως η απόσταση μεταξύ δύο πανομοιότυπων γραμμών της μέσης κατατομής, όπου η καθεμία τοποθετείται με σταθερό διαχωρισμό από τη μέση κατατομή και περικλείουν την πραγματική κατατομή εντός του εύρους επιθεώρησης  $L_{\alpha}$ , σύμφωνα με τους ισχύοντες κανονισμούς.
- **Profile Slope Deviation ( $f_{H\alpha}$ ):** Είναι η απόκλιση κλίσης της κατατομής. Ορίζεται ως η απόσταση μεταξύ δύο σχεδιασμένων ονομαστικών κατατομών όπου τέμνουν τη μέση κατατομή στα τελικά σημεία εντός του εύρους  $L_{\alpha}$ .

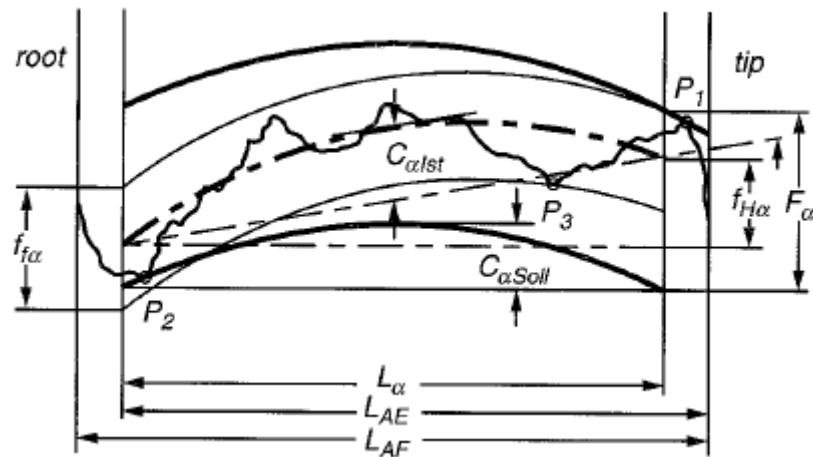


Σχήμα 4.50: Γράφημα αποκλίσεων της κατατομής οδόντωσης.

Στο σχήμα 4.50 παρουσιάζονται οι ενδεικτικές αποκλίσεις στην κατατομή οδόντωσης. Η παχιά έντονη γραμμή αντιπροσωπεύει την πραγματική μετρούμενη κατατομή. Οι λεπτές αξονικές γραμμές αναφέρονται στις ονομαστικά σχεδιασμένες κατατομές. Η λεπτή διακεκομμένη προσδιορίζει τη μέση κατατομή και τέλος οι δύο λεπτές συνεχείς γραμμές είναι οι αντίστοιχα δύο πανομοιότυπες γραμμές της μέσης κατατομής. Στην περίπτωση i) η ονομαστική κατατομή είναι μια μη τροποποιημένη εξειλιγμένη και η πραγματική διαθέτει μειωμένο υλικό στο εύρος 8%. Στην περίπτωση ii) η ονομαστική κατατομή είναι μια τροποποιημένη εξειλιγμένη και η πραγματική διαθέτει μειωμένο υλικό στο εύρος 8%. Τέλος, στην περίπτωση iii) η ονομαστική κατατομή είναι μια τροποποιημένη εξειλιγμένη με περίσσεια υλικού στο εύρος 8% το οποίο όπως φαίνεται και στο σχήμα έχει ληφθεί υπόψη για την εύρεση της συνολικής απόκλισης και της απόκλισης μορφής [31].

Οι αριστερές και δεξιές πλευρές των τροχών πρέπει να εξετάζονται ξεχωριστά καθώς αυτές να αποδίδουν διαφορετικές αιτίες για σφάλματα μετάδοσης [19].

Οι πιο συνηθισμένες τεχνικές που χρησιμοποιούνται για την τροποποίηση της κατατομής της οδόντωσης είναι η ανακούφιση κεφαλής, η ανακούφιση ποδός (tip/root relief) και η αξονική μετατροπή (crowning). Το σχήμα 4.51 αναδεικνύει πως οι τιμές των αποκλίσεων  $f_{\alpha}$ ,  $f_{H\alpha}$  και  $F_{\alpha}$  καθορίζονται στο εύρος επιθεώρησης με βάση την αξονική μετατροπή [8].

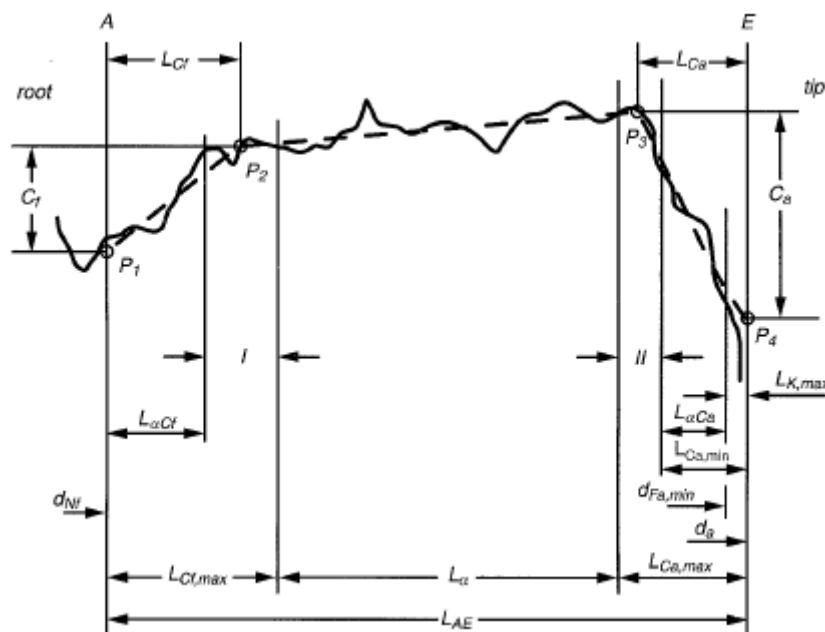


Σχήμα 4.51: Καθορισμός των αποκλίσεων και της αξονικής μετατροπής.

όπου:

- $L_\alpha$  ορίζεται το ενεργό μήκος
- $L_{AE}$  είναι το ενεργό μήκος συμπεριλαμβανομένου και της διαμέτρου κεφαλής
- $L_{AF}$  είναι το συνολικό μήκος της κατατομής στο οποίο περιέχονται διάφορες μεταβλητές
- $P_1, P_2$  το υψηλότερο ή χαμηλότερο σημείο στα οποία η παραβολή εφαρμόζεται, καθορίζοντας την ποσότητα της συνολικής απόκλισης κατατομής
- $P_1, P_3$  το υψηλότερο ή χαμηλότερο σημείο στα οποία η πραγματική παραβολή εφαρμόζεται, καθορίζοντας την ποσότητα της απόκλισης μορφής κατατομής
- $C_{\alpha1st}, C_{\alpha Soll}$  πραγματική/ονομαστική τιμή της αξονικής μετατροπής

Το σχήμα 4.52 καθορίζει τα διάφορα χαρακτηριστικά που αφορούν την ανακούφιση κεφαλής και ποδός.



Σχήμα 4.52: Καθορισμός χαρακτηριστικών ανακούφισης κεφαλής και ποδός.

όπου:

- I μεταβατικό εύρος στην περιοχή ποδός
- II μεταβατικό εύρος στην κεφαλή
- P<sub>1</sub> έως P<sub>4</sub> σημεία τομής των κατά προσέγγιση γραμμών
- L<sub>Ca</sub> εύρος για ανακούφιση κεφαλής
- L<sub>Ca,min</sub>, L<sub>Ca,max</sub> ελάχιστη/μέγιστη επιτρεπόμενη ανακούφιση κεφαλής
- L<sub>Cf</sub>, L<sub>Cf,max</sub> ελάχιστο/μέγιστο εύρος ανακούφισης ποδός
- L<sub>αcf</sub> εύρος ισοδύναμο με την ανακούφιση ποδός
- C<sub>α</sub>, C<sub>f</sub> ποσότητα ανακούφισης ποδός/κεφαλής
- L<sub>K,max</sub> μέγιστη κορυφή κεφαλής
- d<sub>a</sub> διάμετρος κεφαλής
- d<sub>Fa,min</sub> ελάχιστη διάμετρος κεφαλής
- d<sub>Nf</sub> χρησιμοποιούμενη διάμετρος ποδός.

Για βαθμό ακρίβειας 5 σύμφωνα με τους κανονισμούς κατά ISO 1328, η συνολική απόκλιση της κατατομής υπολογίζεται από τη σχέση [31]:

$$F_{\alpha} = 3,2\sqrt{m} + 0,22\sqrt{d} + 0,7 \quad (4.38)$$

ενώ για την απόκλιση μορφής και κλίσης ισχύουν οι σχέσεις:

$$f_{f\alpha} = 2,5 \sqrt{m} + 0,17\sqrt{d} + 0,5 \quad (4.39)$$

$$f_{H\alpha} = 2 \sqrt{m} + 0,14\sqrt{d} + 0,5 \quad (4.40)$$

Στη συνέχεια, βάσει ISO 1328 παρατίθενται σε ενδεικτικά τμήματα πινάκων οι τυποποιημένες τιμές των  $f_{f\alpha}$ ,  $f_{H\alpha}$  και  $F_{\alpha}$  για την ένταξη των οδοντωτών τροχών σε βαθμό ακρίβειας.

Αρχική διάμετρος d (mm)	Modul m (mm)	Βαθμός ακρίβειας												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		f <sub>fα</sub> σε μm												
5 ≤ d ≤ 20	0,5 ≤ m ≤ 2	0,6	0,9	1,3	1,8	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14,0	20	28	40
	2 < m ≤ 3,5	0,9	1,3	1,8	2,6	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	41	58
20 < d ≤ 50	0,5 ≤ m ≤ 2	0,7	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	22	32	45
	2 < m ≤ 3,5	1,0	1,4	2,0	2,8	3,9	5,5	8,0	11	16	22	31	44	62
	3,5 < m ≤ 6	1,2	1,7	2,4	3,4	4,8	7,0	9,5	14	19	27	39	54	77
	6 < m ≤ 10	1,5	2,1	3,0	4,2	6,0	8,5	12	17	24	34	48	67	95
50 < d ≤ 125	0,5 ≤ m ≤ 2	0,8	1,1	1,6	2,3	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	26	36	51
	2 < m ≤ 3,5	1,1	1,5	2,1	3,0	4,3	6,0	8,5	12	17	24	34	49	69
	3,5 < m ≤ 6	1,3	1,8	2,6	3,7	5,0	7,5	10	15	21	29	42	59	83
	6 < m ≤ 10	1,6	2,2	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	25	36	51	72	101

	10<m≤16	1,9	2,7	3,9	5,5	7,5	11	15	22	31	44	62	87	123
	16<m≤25	2,3	3,3	4,7	6,5	9,5	13	19	26	37	53	75	106	149

Πίνακας 4.11: πίνακας τιμών  $f_{f\alpha}$  βάσει ISO 1328

Αρχική διάμετρος d (mm)	Modul m(mm)	Βαθμός ακρίβειας												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f_{H\alpha}$ σε $\mu m$												
5≤d≤20	0,5≤m≤2	0,5	0,7	1,0	1,5	2,1	2,9	4,2	6,0	8,5	12,0	17	24	33
	2<m≤3,5	0,7	1,0	1,5	2,1	3,0	4,2	6,0	8,5	12	17	24	34	47
20<d≤50	0,5≤m≤2	0,6	0,8	1,2	1,6	2,3	3,3	4,6	6,5	9,5	13	19	26	37
	2<m≤3,5	0,8	1,1	1,6	2,3	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	26	36	51
	3,5<m≤6	1,0	1,4	2,0	2,8	3,9	5,5	8,0	11	16	22	32	45	63
	6<m≤10	1,2	1,7	2,4	3,4	4,8	7,0	9,5	14	19	27	39	55	78
50<d≤125	0,5≤m≤2	0,7	0,9	1,3	1,9	2,6	3,7	5,5	7,5	11	15	21	30	42
	2<m≤3,5	0,9	1,2	1,8	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14	20	28	40	57
	3,5<m≤6	1,1	1,5	2,1	3,0	4,3	6,0	8,5	12	17	24	34	48	68
	6<m≤10	1,3	1,8	2,6	3,7	5,0	7,5	10	15	21	29	41	58	83
	10<m≤16	1,6	2,2	3,1	4,4	6,5	9,0	13	18	25	35	50	71	100
	16<m≤25	1,9	2,7	3,8	5,5	7,5	11	15	21	30	43	60	86	121
125<d≤280	0,5≤m≤2	0,8	1,1	1,6	2,2	3,1	4,4	6,0	9,0	12	18	25	35	50
	2<m≤3,5	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	23	32	45	64
	3,5<m≤6	1,2	1,7	2,4	3,3	4,7	6,5	9,5	13	19	27	38	54	76
	6<m≤10	1,4	2,0	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	23	32	45	64	90
	10<m≤16	1,7	2,4	3,4	4,8	6,5	9,5	13	19	27	38	54	76	108
	16<m≤25	2,0	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	23	32	45	64	91	129
	25<m≤40	2,4	3,4	4,8	7,0	9,5	14	19	27	39	55	77	109	155

Πίνακας 4.12: Πίνακας τιμών  $f_{H\alpha}$  βάσει ISO 1328

Αρχική διάμετρος d (mm)	Modul m (mm)	Βαθμός ακρίβειας												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_{\alpha}$ σε $\mu m$												

5 ≤ d ≤ 20	0,5 ≤ m ≤ 2	0,8	1,1	1,6	2,3	3,2	4,6	6,5	9,0	13,0	18,0	26	37	52
	2 < m ≤ 3,5	1,2	1,7	2,3	3,3	4,7	6,5	9,5	13	19	26	37	53	75
20 < d ≤ 50	0,5 ≤ m ≤ 2	0,9	1,3	1,8	2,6	3,6	5,0	7,5	10	15	21	29	41	58
	2 < m ≤ 3,5	1,3	1,8	2,5	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	40	57	81
	3,5 < m ≤ 6	1,6	2,2	3,1	4,4	6,0	9,0	12	18	25	35	50	70	99
	6 < m ≤ 10	1,9	2,7	3,8	5,5	7,5	11	15	22	31	43	61	87	123
50 < d ≤ 125	0,5 ≤ m ≤ 2	1,0	1,5	2,1	2,9	4,1	6,0	8,5	12	17	23	33	47	66
	2 < m ≤ 3,5	1,4	2,0	2,8	3,9	5,5	8,0	11	16	22	31	44	63	89
	3,5 < m ≤ 6	1,7	2,4	3,4	4,8	6,5	9,5	13	19	27	38	54	76	108
	6 < m ≤ 10	2,0	2,9	4,1	6,0	8,0	12	16	23	33	46	65	92	131
	10 < m ≤ 16	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14	20	28	40	56	79	112	159
	16 < m ≤ 25	3,0	4,2	6,0	8,5	12	17	24	34	48	68	96	136	192
125 < d ≤ 280	0,5 ≤ m ≤ 2	1,2	1,7	2,4	3,5	4,9	7,0	10	14	20	28	39	55	78
	2 < m ≤ 3,5	1,6	2,2	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	25	36	50	71	101
	3,5 < m ≤ 6	1,9	2,6	3,7	5,5	7,5	11	15	21	30	42	60	84	119
	6 < m ≤ 10	2,2	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	25	36	50	71	101	143
	10 < m ≤ 16	2,7	3,8	5,5	7,5	11	15	21	30	43	60	85	121	171
	16 < m ≤ 25	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	25	36	51	72	102	144	204
	25 < m ≤ 40	3,8	5,5	7,5	11	15	22	31	43	61	87	123	174	246

Πίνακας 4.13: Πίνακας τιμών  $F_\alpha$  βάσει ISO 1328.

Για τα επόμενα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου  $d$  και μέτρου οδόντωσης  $m$ , όπως και στην περίπτωση ένταξης των οδοντωτών τροχών σε βαθμό ακρίβειας σύμφωνα με το λόγο  $f_t'/k$  (με τη σύνθετη δοκιμή μονής παρειάς) ισχύουν τα ακόλουθα:

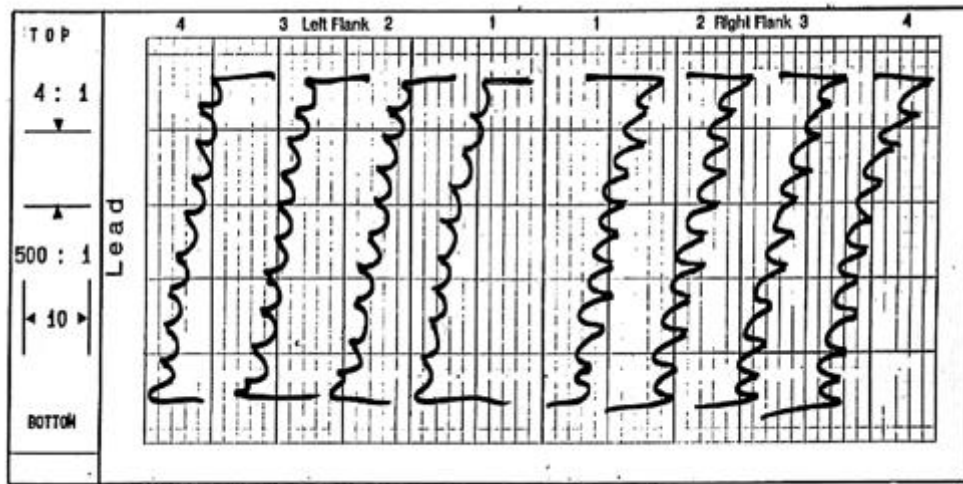
- Για  $d$  από  $280 < d \leq 560$  τα εύρη του  $m$  είναι  $0,5 \leq m \leq 2$ ,  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$  και  $25 < m \leq 40$ .
- Για  $d$  από  $560 < d \leq 1000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $0,5 \leq m \leq 2$ ,  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $1000 < d \leq 1600$  τα εύρη του  $m$  είναι  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $1600 < d \leq 2500$  τα εύρη του  $m$  είναι  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $2500 < d \leq 4000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $4000 < d \leq 6000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $6000 < d \leq 8000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .

- Για  $d$  από  $8000 < d \leq 10000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .

#### 4.6.3 Αξιολόγηση ελίκωσης (Helix evaluation)

Σύμφωνα με τους κανονισμούς κατά AGMA και ISO 1328-1995 η ελικοειδής απόκλιση ορίζεται ως η διαφορά των μετρούμενων ελικώσεων από τις ονομαστικές. Στην πράξη μια κατάλληλη μετρητική μηχανή ευθυγραμμίζει με τέτοιο τρόπο τον αισθητήρα έτσι ώστε η ελικοειδής κίνηση να καταγράφεται ηλεκτρονικά χωρίς τροποποιήσεις σε κατάλληλο γράφημα. Λανθασμένη μορφή ελίκωσης θα έχει ως αποτέλεσμα μια ανομοιόμορφη κατανομή φορτίου στους οδόντες και αυξανόμενη εκπομπή θορύβου [20,31].

Όπως και στην κατατομή οδόντωσης, τα σφάλματα στους ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς οφείλονται κυρίως στην κακή κατάσταση των κοπτήρων hob ή στη λανθασμένη ρύθμιση της μηχανής (προβλήματα ευθυγράμμισης, φθορά) [18,19].



Σχήμα 4.53: Αποκλίσεις στην οδόντωση λόγω εσφαλμένης ευθυγράμμισης του κοπτήρα hob.

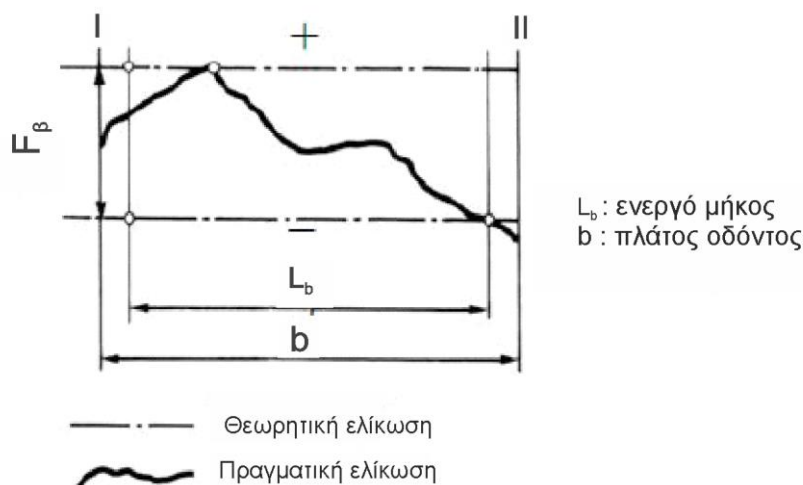
Με βάση τους κανονισμούς ISO 1328 για την αξιολόγηση των ελικώσεων χρησιμοποιούνται τα εξής [31]:

- **Το μήκος επιθεώρησης (length of trace)** το οποίο είναι ανάλογο με το πλάτος του οδόντος, χωρίς να συμπεριλαμβάνονται στην άκρη του οδόντος η λοξότητα ή στρογγύλευση.
- **Το ενεργό μήκος  $L_B$  (helix evaluation length)**, όπου σε περίπτωση που δεν έχει καθορισθεί, είναι το μήκος επιθεώρησης μειωμένο και από τα δύο άκρα, κατά μία από τις δύο ελάχιστες τιμές οι οποίες είναι -5% του πλάτους οδόντος ή το μήκος που είναι ίσο με ένα module. Στην τελική περιοχή μέτρησης, ο προσδιορισμός της ολικής απόκλισης και της απόκλισης μορφής ελίκωσης υλοποιείται όπως και στην περίπτωση της κατατομής οδόντωσης. Δηλαδή η περίσσεια υλικού που αυξάνει το μέγεθος απόκλισης θα λαμβάνεται υπόψη καθώς επίσης για αρνητικές αποκλίσεις από έλλειψη υλικού η ανοχή είναι τρεις φορές της ανοχής που καθορίζεται στο εύρος  $L_B$ .
- **Η μέση ελίκωση (mean helix)** μιας μετρούμενης πλευράς, η οποία προκύπτει από την αφαίρεση των τεταγμένων της ονομαστικής ελίκωσης από τις αντίστοιχες τεταγμένες μιας ευθείας κλίσης. Όπως και στην περίπτωση της κατατομής, αυτή η μέθοδος

εφαρμόζεται στο εύρος  $L_\beta$  ώστε το άθροισμα τετραγώνων των αποκλίσεων της πραγματικής ελίκωσης από την ονομαστική ελίκωση να είναι ελάχιστο. Η θέση και η κλίση αυτής προσδιορίζεται με τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων. Χρησιμοποιείται ως βοηθητικό μέσο για την εύρεση της απόκλισης μορφής και της απόκλισης κλίσης (όπως πραγματοποιείται και στην κατατομή οδόντωσης).

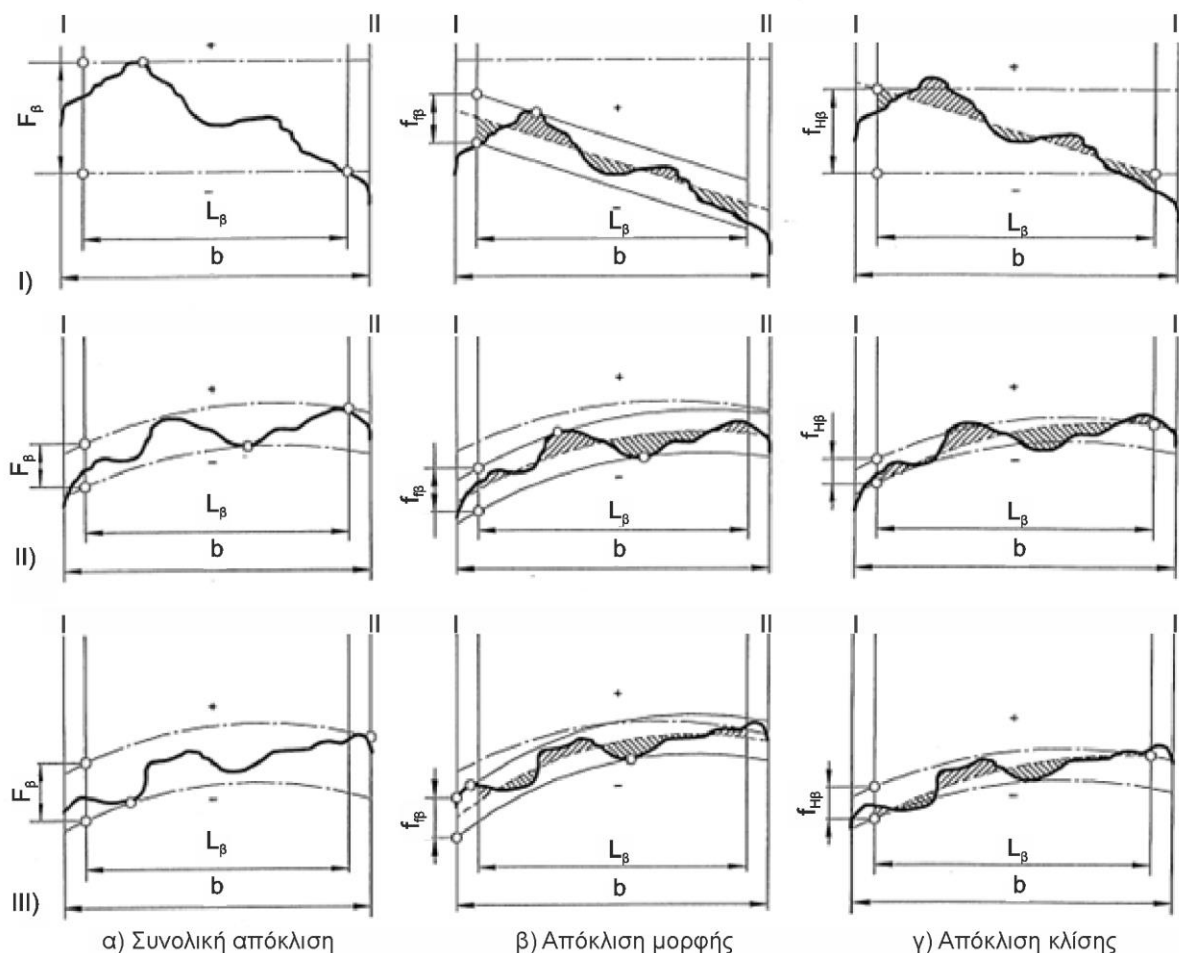
Οι τύποι αποκλίσεων της ελικοειδούς οδόντωσης είναι οι εξής [31]:

- Συνολική απόκλιση  $F_\beta$  (Total Helix Deviation): Είναι η συνολική απόκλιση η οποία συμπεριλαμβάνει τις αποκλίσεις γεωμετρικής μορφής και κλίσης. Ορίζεται ως η απόσταση μεταξύ δύο σχεδιασμένων ονομαστικών ελικώσεων που περικλείουν την πραγματική ελίκωση εντός του εύρους  $L_\beta$  με βάση τους κανονισμούς που αναφέρθηκαν προηγουμένως.
- Απόκλιση γεωμετρικής μορφής ελίκωσης  $f_{f\beta}$  (Helix Form Deviation): Ορίζεται ως η απόσταση μεταξύ δύο πανομοιότυπων γραμμών της μέσης ελίκωσης, όπου η κάθε μια τοποθετείται με σταθερό διαχωρισμό από αυτήν, προκειμένου να περικλείουν την πραγματική εντός του εύρους  $L_\beta$ , με βάση τους ισχύοντες κανονισμούς.
- Απόκλιση κλίσης  $f_{H\beta}$  (Helix Slope Deviation): Ορίζεται ως η ποσότητα μεταξύ δύο ονομαστικών ελικώσεων που τέμνουν τη μέση ελίκωση στα τελικά σημεία του εύρους  $L_\beta$ .



Σχήμα 4.54: Ενδεικτικό διάγραμμα συνολικής απόκλισης ελίκωσης





Σχήμα 4.55: Σχηματική απεικόνιση των επιμέρους αποκλίσεων.

Στο σχήμα 4.55 παρουσιάζονται οι ενδεικτικές αποκλίσεις στην ελίκωση. Η παχιά έντονη γραμμή αντιπροσωπεύει την πραγματική μετρούμενη ελίκωση, ενώ οι λεπτές αξονικές γραμμές αναφέρονται στις ονομαστικά σχεδιασμένες ελικώσεις. Η λεπτή διακεκομμένη προσδιορίζει τη μέση ελίκωση και τέλος οι δύο λεπτές συνεχείς γραμμές είναι οι αντίστοιχα δύο πανομοιότυπες γραμμές της μέσης ελίκωσης. Στην περίπτωση i) η ονομαστική ελίκωση είναι μη τροποποιημένη και η πραγματική έχει αρνητικές αποκλίσεις λόγω έλλειψης υλικού στις περιοχές εκτός του  $L_\beta$ . Στην περίπτωση ii) η ονομαστική ελίκωση είναι τροποποιημένη και η πραγματική όπως και στην περίπτωση i) έχει αρνητικές αποκλίσεις λόγω έλλειψης υλικού στις περιοχές εκτός του  $L_\beta$ . Τέλος, στην περίπτωση iii) η ονομαστική ελίκωση είναι τροποποιημένη και η πραγματική διαθέτει περίσσεια υλικού που αυξάνει το μέγεθος απόκλισης και όπως φαίνεται στο σχήμα, έχει ληφθεί υπόψη για τον προσδιορισμό της συνολικής και απόκλισης μορφής ελίκωσης [31].

Για βαθμό ακρίβειας 5 η συνολική απόκλιση ελίκωσης υπολογίζεται από τη σχέση [31]:

$$F_\beta = 0,1\sqrt{d} + 0,63\sqrt{b} + 4,2 \quad (4.41)$$

και για την απόκλιση κλίσης και μορφής ισχύει η σχέση:

$$f_{H\beta} = f_{f\beta} = 0,07\sqrt{d} + 0,45\sqrt{b} + 3 \quad (4.42)$$

Για την τροποποίηση της ελικοειδούς οδόντωσης χρησιμοποιούνται οι κοινές τεχνικές μετατροπής. Δύο από αυτές είναι αξονική μετατροπή και ανακούφιση κεφαλής όπου εκτελούνται με παρόμοια διαδικασία όπως στην κατατομή οδόντωσης [8].

Σε περίπτωση που δεν έχει ορισθεί, για την αξιολόγηση της ελίκωσης όσο και της κατατομής οδόντωσης απαιτείται επιθεώρηση και των δύο πλευρών για τουλάχιστον τρεις οδόντες που κατά προσέγγιση ισαπέχουν μεταξύ τους στην περιφέρεια του τροχού [31].

Στη συνέχεια, βάσει ISO 1328 παρατίθενται ενδεικτικά τμήματα πινάκων για τιμές ανοχών των  $f_{f\beta}$ ,  $f_{H\beta}$  και  $F_{\beta}$  που αφορούν την ένταξη των οδοντωτών τροχών σε βαθμό ακρίβειας. Η ένταξη πραγματοποιείται σύμφωνα με τις μετρούμενες αποκλίσεις σε  $\mu\text{m}$  για τα διάφορα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου  $d$  και του πλάτους οδόντος  $b$ .

Αρχική διάμετρος $d$ (mm)	Πλάτος οδόντος $b$ (mm)	Βαθμός ακρίβειας												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f_{f\beta}$ και $f_{H\beta}$ σε $\mu\text{m}$												
5 ≤ d ≤ 20	4 ≤ b ≤ 10	0,8	1,1	1,5	2,2	3,1	4,4	6,0	8,5	12	17	25	35	49
	10 < b ≤ 20	0,9	1,2	1,7	2,5	3,5	4,9	7,0	10	14	20	28	39	56
	20 < b ≤ 40	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	22	32	45	64
	40 < b ≤ 80	1,2	1,7	2,3	3,3	4,7	6,5	9,5	13	19	26	37	53	75
20 < d ≤ 50	4 ≤ b ≤ 10	0,8	1,1	1,6	2,3	3,2	4,5	6,5	9	13	18	26	36	51
	10 < b ≤ 20	0,9	1,3	1,8	2,5	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	41	58
	20 < b ≤ 40	1,0	1,4	2,0	2,9	4,1	6,0	8,0	12	16	23	33	46	65
	40 < b ≤ 80	1,2	1,7	2,4	3,4	4,8	7,0	9,5	14	19	27	38	54	77
	80 < b ≤ 160	1,4	2,0	2,9	4,1	6,0	8,0	12	16	23	33	46	65	93
50 < d ≤ 125	4 ≤ b ≤ 10	0,8	1,2	1,7	2,4	3,4	4,8	6,5	9,5	13	19	27	38	54
	10 < b ≤ 20	0,9	1,3	1,9	2,7	3,8	5,5	7,5	11	15	21	30	43	60
	20 < b ≤ 40	1,1	1,5	2,1	3,0	4,3	6,0	8,5	12	17	24	34	48	68
	40 < b ≤ 80	1,2	1,8	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14	20	28	40	56	79
	80 < b ≤ 160	1,5	2,1	3,0	4,2	6,0	8,5	12	17	24	34	48	67	95
	160 < b ≤ 250	1,8	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14	20	28	40	56	80	113
	250 < b ≤ 400	2,1	2,9	4,1	6,0	8,0	12	16	23	33	46	66	93	132
125 < d ≤ 280	4 ≤ b ≤ 10	0,9	1,3	1,8	2,5	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	41	58
	10 < b ≤ 20	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	23	32	45	64
	20 < b ≤ 40	1,1	1,6	2,2	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	25	36	51	72
	40 < b ≤ 80	1,3	1,8	2,6	3,7	5,0	7,5	10	15	21	29	42	59	83
	80 < b ≤ 160	1,5	2,2	3,1	4,4	6,0	8,5	12	17	25	35	49	70	99

	160<b≤250	1,8	2,6	3,6	5,0	7,5	10	15	21	29	41	58	83	117
	250<b≤400	2,1	3,0	4,2	6,0	8,5	12	17	24	34	48	68	96	135
	400<b≤650	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14	20	28	40	56	80	113	160

Πίνακας 4.14: Πίνακας τιμών  $f_{f\beta}$  και  $f_{H\beta}$  βάσει ISO 1328

Αρχική διάμετρος d (mm)	Πλάτος οδόντος b (mm)	Βαθμός ακρίβειας												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_{\beta}$ σε $\mu m$												
5≤d≤20	4≤b≤10	1,1	1,5	2,2	3,1	4,3	6,0	8,5	12	17	24	35	49	69
	10<b≤20	1,2	1,7	2,4	3,4	4,9	7,0	9,5	14	19	28	39	55	78
	20<b≤40	1,4	2,0	2,8	3,9	5,5	8,0	11	16	22	31	45	63	89
	40<b≤80	1,6	2,3	3,3	4,6	6,5	9,5	13	19	26	37	52	74	105
20<d≤50	4≤b≤10	1,1	1,6	2,2	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	25	36	51	72
	10<b≤20	1,3	1,8	2,5	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	40	57	81
	20<b≤40	1,4	2,0	2,9	4,1	5,5	8,0	11	16	23	32	46	65	92
	40<b≤80	1,7	2,4	3,4	4,8	6,5	9,5	13	19	27	38	54	76	107
	80<b≤160	2,0	2,9	4,1	5,5	8,0	11	16	23	32	46	65	92	130
50<d≤125	4≤b≤10	1,2	1,7	2,4	3,3	4,7	6,5	9,5	13	19	27	38	53	76
	10<b≤20	1,3	1,9	2,6	3,7	5,5	7,5	11	15	21	30	42	60	84
	20<b≤40	1,5	2,1	3,0	4,2	6,0	8,5	12	17	24	34	48	68	95
	40<b≤80	1,7	2,5	3,5	4,9	7,0	10	14	20	28	39	56	79	111
	80<b≤160	2,1	2,9	4,2	6,0	8,5	12	17	24	33	47	67	94	133
	160<b≤250	2,5	3,5	4,9	7,0	10	14	20	28	40	56	79	110	158
	250<b≤400	2,9	4,1	6,0	8,0	12	16	23	33	46	65	92	130	184
125<d≤280	4≤b≤10	1,3	1,8	2,5	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	40	57	81
	10<b≤20	1,4	2,0	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	22	32	45	63	90
	20<b≤40	1,6	2,2	3,2	4,5	6,5	9,0	13	18	25	36	50	71	101
	40<b≤80	1,8	2,6	3,6	5,0	7,5	10	15	21	29	41	58	82	117
	80<b≤160	2,2	3,1	4,3	6,0	8,5	12	17	25	35	49	69	98	139
	160<b≤250	2,6	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	41	58	82	116	164
	250<b≤400	3,0	4,2	6,0	8,5	12	17	24	34	47	67	95	134	190
	400<b≤650	3,5	4,9	7,0	10	14	20	28	40	56	79	112	158	224

Πίνακας 4.15: Πίνακας τιμών  $F_{\beta}$  βάσει ISO 1328

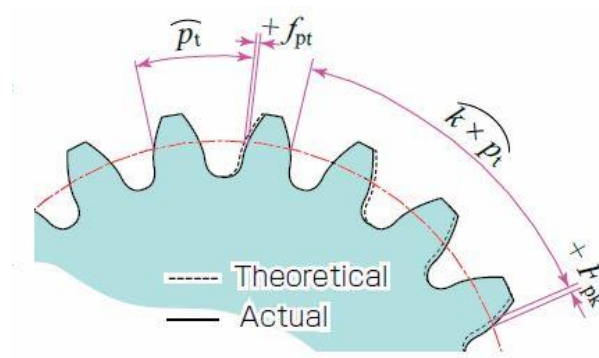
Για τα επόμενα εύρη τιμών ισχύουν τα ακόλουθα:

- Για  $d$  από  $280 < d \leq 560$  τα εύρη του  $b$  είναι  $10 \leq b \leq 20$ ,  $20 < b \leq 40$ ,  $40 < b \leq 80$ ,  $80 < b \leq 160$ ,  $160 < b \leq 250$ ,  $250 < b \leq 400$ ,  $400 < b \leq 650$  και  $650 < b \leq 1000$ .
- Για  $d$  από  $560 < d \leq 1000$  τα εύρη του  $b$  είναι  $10 \leq b \leq 20$ ,  $20 < b \leq 40$ ,  $40 < b \leq 80$ ,  $80 < b \leq 160$ ,  $160 < b \leq 250$ ,  $250 < b \leq 400$ ,  $400 < b \leq 650$  και  $650 < b \leq 1000$ .
- Για  $d$  από  $1000 < d \leq 1600$  τα εύρη του  $b$  είναι  $20 < b \leq 40$ ,  $40 < b \leq 80$ ,  $80 < b \leq 160$ ,  $160 < b \leq 250$ ,  $250 < b \leq 400$ ,  $400 < b \leq 650$  και  $650 < b \leq 1000$ .
- Για  $d$  από  $1600 < d \leq 2500$  τα εύρη του  $b$  είναι  $20 < b \leq 40$ ,  $40 < b \leq 80$ ,  $80 < b \leq 160$ ,  $160 < b \leq 250$ ,  $250 < b \leq 400$ ,  $400 < b \leq 650$  και  $650 < b \leq 1000$ .
- Για  $d$  από  $2500 < d \leq 4000$  τα εύρη του  $b$  είναι  $40 < b \leq 80$ ,  $80 < b \leq 160$ ,  $160 < b \leq 250$ ,  $250 < b \leq 400$ ,  $400 < b \leq 650$  και  $650 < b \leq 1000$ .
- Για  $d$  από  $4000 < d \leq 6000$  τα εύρη του  $b$  είναι  $80 < b \leq 160$ ,  $160 < b \leq 250$ ,  $250 < b \leq 400$ ,  $400 < b \leq 650$  και  $650 < b \leq 1000$ .
- Για  $d$  από  $6000 < d \leq 8000$  τα εύρη του  $b$  είναι  $80 < b \leq 160$ ,  $160 < b \leq 250$ ,  $250 < b \leq 400$ ,  $400 < b \leq 650$  και  $650 < b \leq 1000$ .
- Για  $d$  από  $8000 < d \leq 10000$  τα εύρη του  $b$  είναι  $80 < b \leq 160$ ,  $160 < b \leq 250$ ,  $250 < b \leq 400$ ,  $400 < b \leq 650$  και  $650 < b \leq 1000$ .

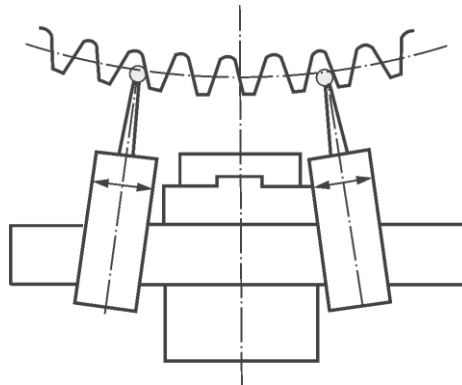
#### 4.6.4 Σφάλματα βήματος

Ο προσδιορισμός του σφάλματος βήματος στις πλευρές των οδόντων, αποτελεί έναν από τους σημαντικότερους ελέγχους για τη λειτουργία των τροχών. Το βήμα όπως και η απόκλιση αυτού, καθώς επίσης και η παρέκκλιση (runout) ορίζονται πάντα ως μήκη τόξου. Οι αποκλίσεις που σχετίζονται με το βήμα οδόντωσης βάσει ISO 1328 είναι οι εξής [8,18,31]:

- Απλό σφάλμα βήματος (Single Pitch Deviation  $f_{pt}$ ) : Ορίζεται ως η αλγεβρική διαφορά του πραγματικού βήματος από το θεωρητικό στο μετωπικό επίπεδο το οποίο καθορίζεται από έναν ομόκεντρο κύκλο γύρω από τον άξονα περιστροφής του τροχού. Η μέτρηση πραγματοποιείται στη μέση περίπου της εσοχής του δοντιού. Οι μετρήσεις πρέπει να υλοποιούνται και στις δύο πλευρές όλων των οδόντων.
- Αθροιστικό σφάλμα βήματος (Cumulative Pitch Deviation  $F_{pk}$ ): Ορίζεται ως η αλγεβρική διαφορά για  $k$  μετρούμενα βήματα μεταξύ του πραγματικού και θεωρητικού μήκους τόξου. Στο σχήμα 4.56 το  $k$  είναι 3. Το αθροιστικό σφάλμα μετριέται μέχρι το  $1/8$  της περιφέρειας του οδοντωτού τροχού. Οι επιτρεπτές τιμές αποκλίσεων για το συγκεκριμένο σφάλμα αναφέρονται σε τμήματα του τροχού όπου ο αριθμός βημάτων κυμαίνεται από 2 μέχρι τον αριθμό δοντιού που είναι πιο κοντά στο  $1/8$  της περιφέρειας.
- Ολικό σφάλμα βήματος (Total Cumulative Pitch Deviation  $F_p$ ) : Εκτιμάται με βάση τη μέτρηση όλων των σφαλμάτων βήματος στους οδόντες. Είναι το μέγιστο αθροιστικό σφάλμα από  $k=1$  έως  $k=z$  όπου  $z$  είναι ο αριθμός των δοντιών του τροχού και προσδιορίζεται από το μέγιστο εύρος της καμπύλης του σφάλματος βήματος.
- Μέτρηση σφάλματος βήματος ανά διαδοχικά διαστήματα (Span Measurement).



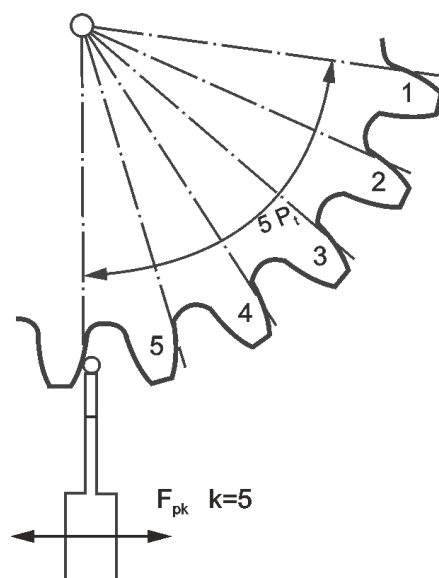
Σχήμα 4.56: Σφάλματα βήματος.



Σχήμα 4.57: Μέτρηση σφάλματος βήματος ανά διαδοχικά διαστήματα.

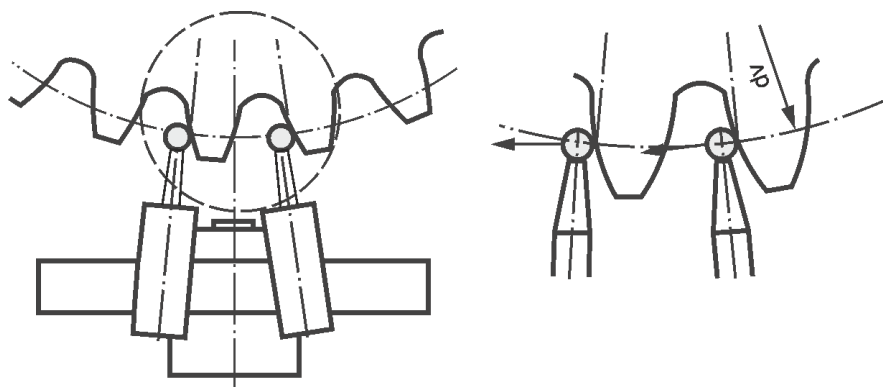
Η μέτρηση του βήματος οδόντωσης επιτυγχάνεται με ποικίλες μεθόδους και μηχανικών μέσων από ειδικά εργαλεία (όπως παχύμετρα) έως υψηλής τεχνολογίας μετρητικές μηχανές. Τη σημερινή εποχή τρεις είναι οι κύριες μέθοδοι που βρίσκουν εφαρμογή σε βιομηχανικό επίπεδο [8]:

- Μέτρηση του αθροιστικού σφάλματος βήματος
- Ξεχωριστή μέτρηση των απλών (γειτονικών) σφαλμάτων βήματος
- Μετρήσεις μέσω συντεταγμένων με μονή ή διπλή ανίχνευση



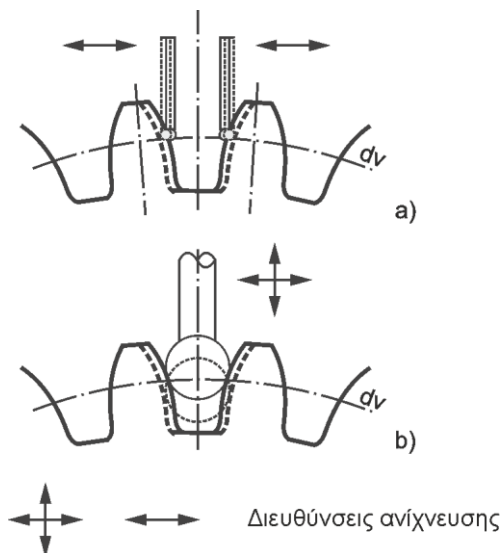
Σχήμα 4.58: Μέτρηση αθροιστικού σφάλματος για  $k=5$  βήματα.

Για την επίτευξη μέτρησης των δύο πρώτων μεθόδων απαιτείται μια σωστή και χωρίς ταλαντώσεις ευθυγράμμιση. Στην τρίτη μέθοδο, όπου κυρίως τη χρησιμοποιούν μηχανές τύπου CMM, οι υπό εξέταση οδοντωτοί τροχοί πρέπει να προσδένονται κατάλληλα, ιδίως σε περιπτώσεις μεγάλων ποσοτήτων. Σημαντικό ρόλο στη μέτρηση του βήματος, όσον αφορά τις μηχανές CMM αλλά και κάποιες GMI, αποτελεί η ύπαρξη ή όχι περιστροφικού τραπεζιού όπως και ο τύπος των χρησιμοποιούμενων αισθητήρων [8].



Σχήμα 4.59: Μέτρηση γειτονικών βημάτων.

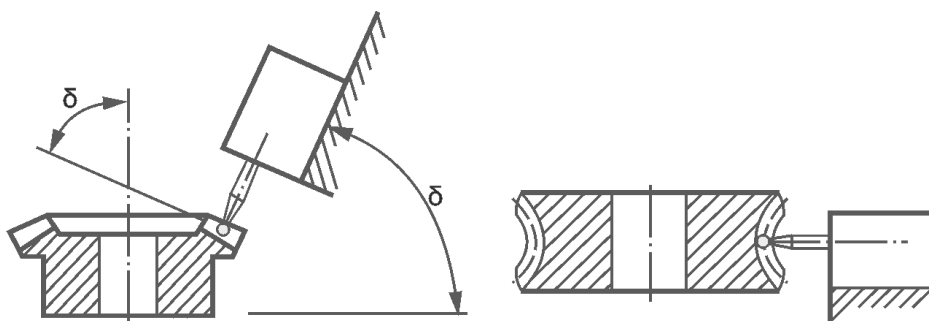
Αν οι μετρήσεις υλοποιούνται μέσω περιστροφικού τραπεζιού (4 άξονες), οι αποκλίσεις των βημάτων καθορίζονται είτε από τις εκτροπές του αισθητήρα (αν πρόκειται για επαφή) είτε μέσω σύγκρισης κάποιου προτύπου με χρήση οπτικού μέσου. Τα περιστροφικά τραπέζια ρυθμίζουν τη θέση των υπό εξέταση οδοντωτών τροχών, έτσι ώστε ο αισθητήρας να κινείται ακτινικά στην αρχική διάμετρο του τροχού. Στην περίπτωση μονής ανίχνευσης και οι δύο πλευρές ελέγχονται επιτυχώς μέσω εφαπτομενικής κίνησης στην αρχική διάμετρο. Αντιθέτως στην περίπτωση διπλής ανίχνευσης η διάμετρος του αισθητήρα αγγίζει ταυτόχρονα τις γειτονικές πλευρές των δύο οδόντων και πρέπει να κινείται ακτινικά και εφαπτομενικά, με τις εκτροπές του να είναι μετρήσιμες. Εκτός από τις αποκλίσεις βήματος στην αριστερή και δεξιά πλευρά ανάμεσα σε ένα κενό οδόντος, δύναται να προσδιορισθεί και η απόκλιση παρέκκλισης [8].



Σχήμα 4.60: Μονή (a) και διπλή (b) ανίχνευση.

Οι μετρήσεις που επιτυγχάνονται χωρίς τη χρήση περιστροφικού τραπέζιου (3 άξονες) απαιτούν πολλαπλούς στυλίσκους (star probe) όπου με τη σωστή επιλογή μπορεί να αυξηθεί η ακρίβεια μέτρησης και να εξοικονομηθεί χρόνος. Τα μετρούμενα σημεία καθορίζονται στις Καρτεσιανές συντεταγμένες και στη συνέχεια μετατρέπονται σε πολικές. Παρόλο αυτά προκύπτουν προβλήματα προσβασιμότητας των αισθητήρων κυρίως όταν πρόκειται για μέτρηση μεγάλου όγκου ελικοειδών οδοντωτών τροχών και σε τροχούς με πολλούς οδόντες [8].

Η ανίχνευση για μέτρηση βήματος στους κωνικούς οδοντωτούς τροχούς πραγματοποιείται στη μέση αρχική διάμετρο. Το σύστημα ανίχνευσης περιστρέφεται με γωνία ίση του αρχικού κώνου  $\delta$ . Στους ατέρμονες κοχλίες η επιθεώρηση πραγματοποιείται στη μέση του επιπέδου τους [8].



Σχήμα 4.61: Μέτρηση βήματος σε κωνικό τροχό και ατέρμονα κοχλία.

Για βαθμό ακρίβειας 5 σύμφωνα με τους κανονισμούς ISO 1328:

- το απλό σφάλμα βήματος υπολογίζεται από τη σχέση:

$$f_{pt} = 0,3(m + 0,4\sqrt{d}) + 4 \quad (4.43)$$

- το αθροιστικό σφάλμα βήματος από τον τύπο:

$$F_{Pk} = f_{pt} + 1,6\sqrt{(k - 1)m} \quad (4.44)$$

- και για το ολικό σφάλμα :

$$F_p = 0,3m + 1,25\sqrt{d} + 7 \quad (4.45)$$

Στη συνέχεια παρατίθενται σε πίνακες βάσει ISO 1328, ενδεικτικά τμήματα των τυποποιημένων τιμών του απλού και ολικού σφάλματος βήματος για την ένταξη των τροχών σε βαθμό ακρίβειας [31].

Αρχική διάμετρος d (mm)	Modul m (mm)	Βαθμός ακρίβειας												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$\pm f_{pt}$ σε $\mu m$												
5 ≤ d ≤ 20	0,5 ≤ m ≤ 2	0,8	1,2	1,7	2,3	3,3	4,7	6,5	9,5	13	19	26	37	53
	2 < m ≤ 3,5	0,9	1,3	1,8	2,6	3,7	5,0	7,5	10	15	21	29	41	59
20 < d ≤ 50	0,5 ≤ m ≤ 2	0,9	1,2	1,8	2,5	3,5	5,0	7,5	10	15	21	28	40	56
	2 < m ≤ 3,5	1,0	1,4	1,9	2,7	3,9	5,5	7,5	11	15	22	31	44	62
	3,5 < m ≤ 6	1,1	1,5	2,1	3,0	4,3	6,0	8,5	12	17	24	34	48	68
	6 < m ≤ 10	1,2	1,7	2,5	3,5	4,9	7,0	10	14	20	28	40	56	79
50 < d ≤ 125	0,5 ≤ m ≤ 2	0,9	1,3	1,9	2,7	3,8	5,5	7,5	11	15	21	30	43	61
	2 < m ≤ 3,5	1,0	1,5	2,1	2,9	4,1	6,0	8,5	12	17	23	33	47	66
	3,5 < m ≤ 6	1,1	1,6	2,3	3,2	4,6	6,5	9,0	13	18	26	36	52	73
	6 < m ≤ 10	1,3	1,8	2,6	3,7	5,0	7,5	10	15	21	30	42	59	84
	10 < m ≤ 16	1,6	2,2	3,1	4,4	6,5	9,0	13	18	25	35	50	71	100
	16 < m ≤ 25	2,0	2,8	3,9	5,5	8,0	11	16	22	31	44	63	89	125
125 < d ≤ 280	0,5 ≤ m ≤ 2	1,1	1,5	2,1	3,0	4,2	6,0	8,5	12	17	24	34	48	67
	2 < m ≤ 3,5	1,1	1,6	2,3	3,2	4,6	6,5	9,0	13	18	26	36	51	73
	3,5 < m ≤ 6	1,2	1,8	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14	20	28	40	56	79
	6 < m ≤ 10	1,4	2,0	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	23	32	45	64	90
	10 < m ≤ 16	1,7	2,4	3,3	4,7	6,5	9,5	13	19	27	38	53	75	107
	16 < m ≤ 25	2,1	2,9	4,1	6,0	8,0	12	16	23	33	47	66	93	132
	25 < m ≤ 40	2,7	3,8	5,5	7,5	11	15	21	30	43	61	86	121	171

Πίνακας 4.16: Πίνακας τιμών  $f_{pt}$  βάσει ISO 1328

Αρχική διάμετρος d (mm)	Modul m (mm)	Βαθμός ακρίβειας												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_p$ σε $\mu m$												



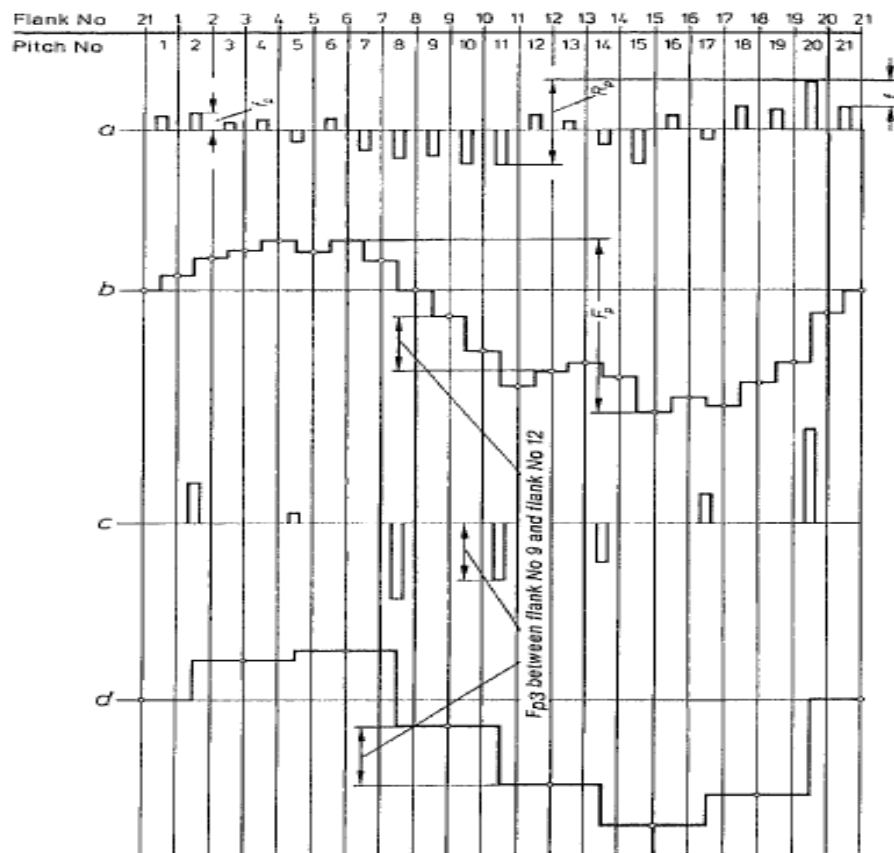
5 ≤ d ≤ 20	0,5 ≤ m ≤ 2	2,0	2,8	4,0	5,5	8,0	11	16	23	32	45	64	90	127
	2 < m ≤ 3,5	2,1	2,9	4,2	6,0	8,5	12	17	23	33	47	66	94	133
20 < d ≤ 50	0,5 ≤ m ≤ 2	2,5	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	41	57	81	115	162
	2 < m ≤ 3,5	2,6	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	41	57	81	115	168
	3,5 < m ≤ 6	2,7	3,9	5,5	7,5	11	15	22	31	44	62	87	119	174
	6 < m ≤ 10	2,9	4,1	6,0	8,0	12	16	23	33	46	65	93	123	185
50 < d ≤ 125	0,5 ≤ m ≤ 2	3,3	4,6	6,5	9,0	13	18	26	37	52	74	104	147	208
	2 < m ≤ 3,5	3,3	4,7	6,5	9,5	13	19	27	38	53	76	107	151	214
	3,5 < m ≤ 6	3,4	4,9	7,0	9,5	14	19	28	39	55	78	110	156	220
	6 < m ≤ 10	3,6	5,0	7,0	10	14	20	29	41	58	82	116	164	231
	10 < m ≤ 16	3,9	5,5	7,5	11	15	22	31	44	62	88	124	175	248
	16 < m ≤ 25	4,3	6,0	8,5	12	17	24	34	48	68	96	136	193	273
125 < d ≤ 280	0,5 ≤ m ≤ 2	4,3	6,0	8,5	12	17	24	35	49	69	98	138	195	276
	2 < m ≤ 3,5	4,4	6,0	9,0	12	18	25	35	50	70	100	141	199	282
	3,5 < m ≤ 6	4,5	6,5	9,0	13	18	25	36	51	72	102	144	204	288
	6 < m ≤ 10	4,7	6,5	9,5	13	19	26	37	53	75	106	149	211	299
	10 < m ≤ 16	4,9	7,0	10	14	20	28	39	56	79	112	158	223	316
	16 < m ≤ 25	5,5	7,5	11	15	21	30	43	60	85	120	170	241	341
	25 < m ≤ 40	6,0	8,5	12	17	24	34	47	67	95	134	190	269	380

Πίνακας 4.17: Πίνακας τιμών  $F_p$  βάσει ISO 1328

Για τα επόμενα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου  $d$  και μέτρου οδόντωσης  $m$ , όπως και στην περίπτωση ένταξης οδοντωτού τροχού σε βαθμό ακρίβειας σύμφωνα με το λόγο  $f_i/k$  (μέθοδος single flank) και της κατατομής οδόντωσης (profile evaluation) ισχύουν τα ακόλουθα:

- Για  $d$  από  $125 < d \leq 280$  τα εύρη του  $m$  είναι  $0,5 \leq m \leq 2$ ,  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$  και  $25 < m \leq 40$ .
- Για  $d$  από  $280 < d \leq 560$  τα εύρη του  $m$  είναι  $0,5 \leq m \leq 2$ ,  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$  και  $25 < m \leq 40$ .
- Για  $d$  από  $560 < d \leq 1000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $0,5 \leq m \leq 2$ ,  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $1000 < d \leq 1600$  τα εύρη του  $m$  είναι  $2 < m \leq 3,5$ ,  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $1600 < d \leq 2500$  τα εύρη του  $m$  είναι  $3,5 < m \leq 6$ ,  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $2500 < d \leq 4000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $4000 < d \leq 6000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $6 < m \leq 10$ ,  $10 < m \leq 16$ ,  $16 < m \leq 25$ ,  $25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .

- Για  $d$  από  $6000 < d \leq 8000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $10 < m \leq 16, 16 < m \leq 25, 25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .
- Για  $d$  από  $8000 < d \leq 10000$  τα εύρη του  $m$  είναι  $10 < m \leq 16, 16 < m \leq 25, 25 < m \leq 40$  και  $40 < m \leq 70$ .



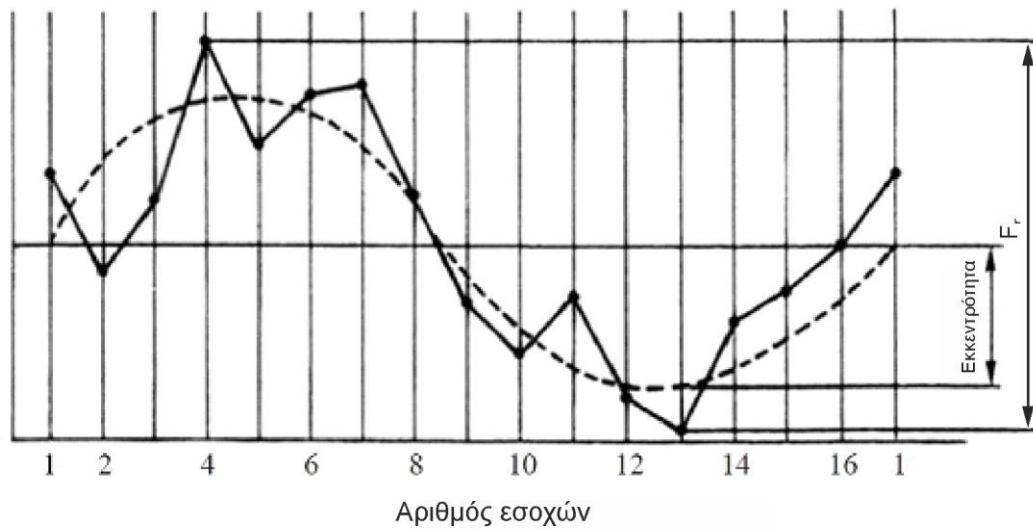
Σχήμα 4.62: Ενδεικτική απεικόνιση σφαλμάτων βήματος

Στο παραπάνω σχήμα παρουσιάζονται ενδεικτικά οι διάφορες μορφές του σφάλματος βήματος για 21 οδόντες. Στην περίπτωση α επισημαίνονται τα διάφορα απλά σφάλματα βήματος που προκύπτουν μεταξύ διαδοχικών δοντιών, καθώς επίσης το  $R_p$  αναφέρεται στο εύρος των σφαλμάτων βήματος και το  $f_u$  στη διαφορά σφαλμάτων μεταξύ δύο βημάτων. Στη β περίπτωση αναπαριστάται το ολικό σφάλμα βήματος ενώ στην περίπτωση c το αθροιστικό σφάλμα βήματος σε τμήμα περιφέρειας του τροχού για  $k=3$  βήματα. Στην περίπτωση d απεικονίζεται το αθροιστικό σφάλμα βήματος με βάση τα αποτελέσματα της περίπτωσης c.

#### 4.6.5 Παρέκκλιση (runout)

Η παρέκκλιση  $F_r$  ορίζεται ως η μέγιστη ακτινική απόκλιση της θέσης του αισθητήρα, όταν αυτός εισέρχεται επιτυχώς στις εσοχές όλων των οδόντων (κατά προσέγγιση στο κέντρο του πλάτους του κάθε δοντιού) του τροχού. Οι μετρήσεις υλοποιούνται με κατάλληλη πρόσδεση του υπό εξέταση οδοντωτού τροχού ώστε αυτός να περιστρέφεται γύρω από τον ονομαστικό άξονα λειτουργίας του. Στην περίπτωση όπου η μέτρηση πραγματοποιείται σε μηχανή τύπου CMM ή σε σύγχρονη GMI, οι τροχοί προσδένονται σε σταθερή ακίνητη θέση. Εν γένει η παρέκκλιση είναι ο βαθμός απόκλισης του άξονα αναφοράς του τροχού από το λειτουργικό και μπορεί να οφείλεται στην ύπαρξη ποικίλων παραγόντων, όπως της εμφάνισης εκκεντρότητας στον τροχό όπου το κέντρο περιστροφής είναι μετατοπισμένο, σε τοπικές ανωμαλίες που οφείλονται σε σφάλματα βήματος μεταξύ δεξιών και αριστερών πλευρών, στην παρουσία κλίσης του άξονα

του τροχού σε σύγκριση με το θεωρητικό γεωμετρικό άξονα και σε γενικότερες αποκλίσεις της γεωμετρικής μορφής των πλευρών [8].



Σχήμα 4.63: Ενδεικτικό σφάλμα παρέκκλισης σε οδοντωτό τροχό με 16 δόντια.

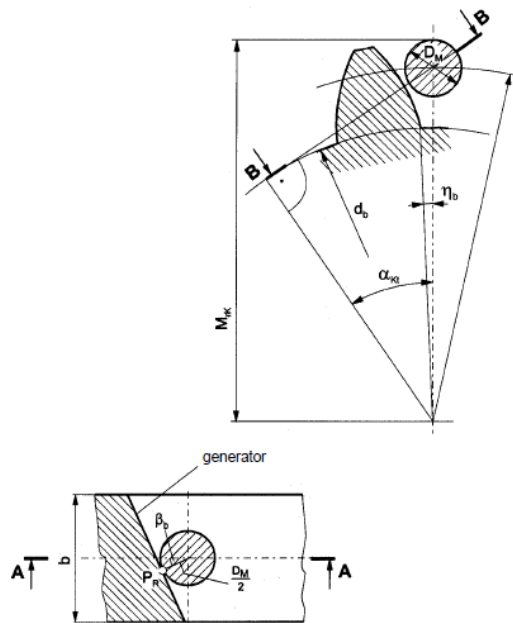
Πρέπει να τονισθεί πως οι έλεγχοι που αφορούν την παρέκκλιση δε αποδίδουν πληροφορίες για την ύπαρξη απλών και σύνθετων σφαλμάτων στις πλευρές των οδόντων αλλά παρατηρούνται παραλλαγές της μετάδοσης κίνησης στο συνεργαζόμενο ζεύγος με αποτέλεσμα την αύξηση επιβολής φορτίου και της εμφάνισης ταλαντώσεων όπου μειώνουν με ταχύ ρυθμό την αντοχή των οδόντων [8].

Από το σχήμα 4.64 παρατηρείται πως η κατάλληλη επιλογή της διαμέτρου του αισθητήρα διαμορφώνεται με βάση τη διπλή ανίχνευση των πλευρών των οδόντων στα σημεία  $P_R$  και  $P_L$  (επαφή του αισθητήρα στη δεξιά πλευρά του οδόντος και στην αριστερή αντίστοιχα του γειτονικού), και απαιτείται ο υπολογισμός των σημείων επαφής σε τρισδιάστατες συντεταγμένες εντός της εσοχής μεταξύ των ελικώσεων. Στην περίπτωση μετωπικών τροχών ελικοειδούς οδόντωσης η διάμετρος βάσει DIN 3960 και DIN 3977 ορίζεται από τη σχέση:

$$D_M = \frac{z}{|z|} m_n \cos \alpha_n \frac{\tan \alpha_{kt} - \tan \alpha_{vt}}{\cos^2 \beta_b} \quad (4.46)$$

όπου οι τιμές  $\alpha_{kt}$  και  $\eta_b$  προκύπτουν από το σχήμα και την εξίσωση:

$$\alpha_{kt} + \operatorname{inv} \alpha_{kt} \sin^2 \beta_b = \tan \alpha_{vt} + \frac{z}{|z|} \eta_b \cos^2 \beta_b \quad (4.47)$$

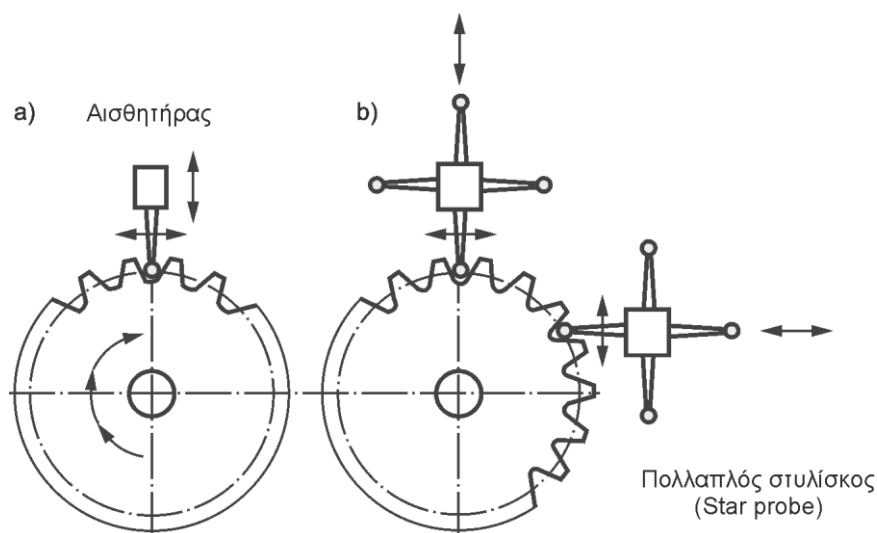


Σχήμα 4.64: Υπολογισμός σημείου επαφής με τον αισθητήρα.

Σήμερα, οι περισσότερες μετρήσεις που αφορούν την παρέκκλιση, προσδιορίζονται με βάση τις μετρήσεις βήματος και στις δύο πλευρές όλων των οδόντων. Οι επιθεωρήσεις που πραγματοποιούνται εξαρτώνται από τον αριθμό των χρησιμοποιούμενων αξόνων, δηλαδή στην περίπτωση χρήσης ή όχι περιστροφικού τραπέζιου [8].

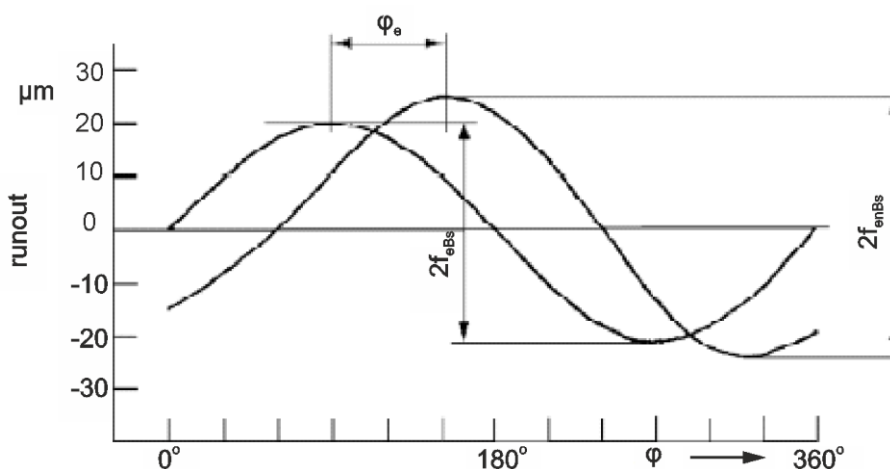
Κατά τη χρήση περιστροφικού τραπέζιου ο άξονας του εξεταζόμενου τροχού και ο άξονας του τραπέζιου πρέπει όσο το δυνατόν να ταυτίζονται εντός προκαθορισμένων ανοχών. Αν το τραπέζι διαθέτει κάποιου είδους κλίση τότε αυτή επιδιορθώνεται μέσω μηχανικών κινήσεων, αλλά αν υπάρχει η δυνατότητα ταύτισης αξόνων μέσω ηλεκτρονικής διάταξης, τότε απαιτούνται ακριβείς υπολογισμοί. Κατά την εισχώρηση του αισθητήρα στη μέγιστη εσοχή ανάμεσα σε δύο οδόντες (μέθοδος διπλής ανίχνευσης), οι συντεταγμένες καταγράφονται σε Η/Υ όπου στη συνέχεια ακολουθεί απομάκρυνση του αισθητήρα και το τραπέζι εκτελεί περιστροφή ίση με ένα βήμα [8].

Στην περίπτωση μέτρησης χωρίς περιστροφικό τραπέζι, καθορίζεται πρωτίστως ο άξονας περιστροφής του εξεταζόμενου οδοντωτού τροχού με χρήση αισθητήρα στην οπή του. Στους ελικοειδείς τροχούς χρησιμοποιείται ειδικός πολλαπλός στυλίσκος (star probe) για να εισέρχεται κατάλληλα στις εσοχές όλων των οδόντων [8].



Σχήμα 4.65: Μέτρηση παρέκκλισης τροχού σε μηχανή CMM με χρήση περιστρεφόμενου τραπεζιού (a) και χωρίς (b).

Οι μετρήσεις στους μετωπικούς τροχούς και στους ατέρμονες κοχλίες πραγματοποιούνται κάθετα στον άξονα περιστροφής. Στους κωνικούς τροχούς οι έλεγχοι υλοποιούνται κάθετα στη μέση αρχική διάμετρο του κώνου. Οι συνηθέστεροι χρησιμοποιούμενοι τύποι αισθητήρων έχουν σφαιρική μορφή, των οποίων η διάμετρος είναι τέτοια ώστε να ανταποκρίνεται κατάλληλα στα μέτρα οδόντωσης (modul) των εξεταζομένων τροχών, στον αριθμό οδόντων και στις τροποποιήσεις του ύψους κεφαλής [8].



Σχήμα 4.66: Ίσες ημιτονοειδές γραφικές καμπύλες για δύο μετρήσεις της παρέκκλισης προκειμένου να προσδιορισθεί η γωνία  $\phi_e$ .

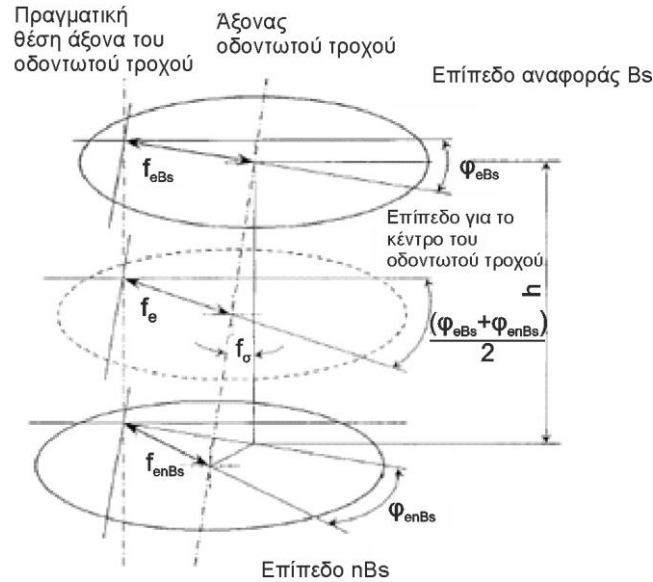
Η συνολική παρέκκλιση  $F_r$  προκύπτει από τις μετρήσεις δύο μέγιστων τιμών του τροχού. Αυτές είναι η παρέκκλιση  $F_{rBs}$  και η παρέκκλιση  $F_{rnBs}$  σε δύο μετωπικά επίπεδα (κοντά στο επίπεδο αναφοράς  $B_s$  και στο επίπεδο  $nB_s$  σε απόσταση  $h$ ). Βάσει των δύο παραπάνω μετρήσεων υπολογίζεται η απόκλιση της θέσης του άξονα του τροχού, η οποία θέση ορίζει την εκκεντρότητα  $f_e$  και το εύρος ταλάντωσης  $f_\sigma$ . Η γραφική παράσταση της παρέκκλισης είναι κατά προσέγγιση ημιτονοειδής με εύρος  $2f_e$ . Η κεντρική γωνία  $\phi_e$  προσδιορίζεται μέσω σύγκρισης των δύο ημιτονοειδών καμπύλων για τις μετρήσεις στα επίπεδα  $B_s$ ,  $nB_s$  [6,8,18].

Αν απαιτείται μέτρηση της εκκεντρότητας βάσει των μετρήσεων παρέκκλισης, τότε η  $f_e$  δίνεται από τη σχέση:

$$f_e = \frac{1}{2} \sqrt{f_{eBs}^2 + f_{enBs}^2 + 2f_{eBs} f_{enBs} \cos \varphi_e} \quad (4.48)$$

όπου

$$f_{eBs} \approx \frac{1}{2} F_{rBs} \text{ και } f_{enBs} \approx \frac{1}{2} F_{rnbs} \quad (4.49)$$

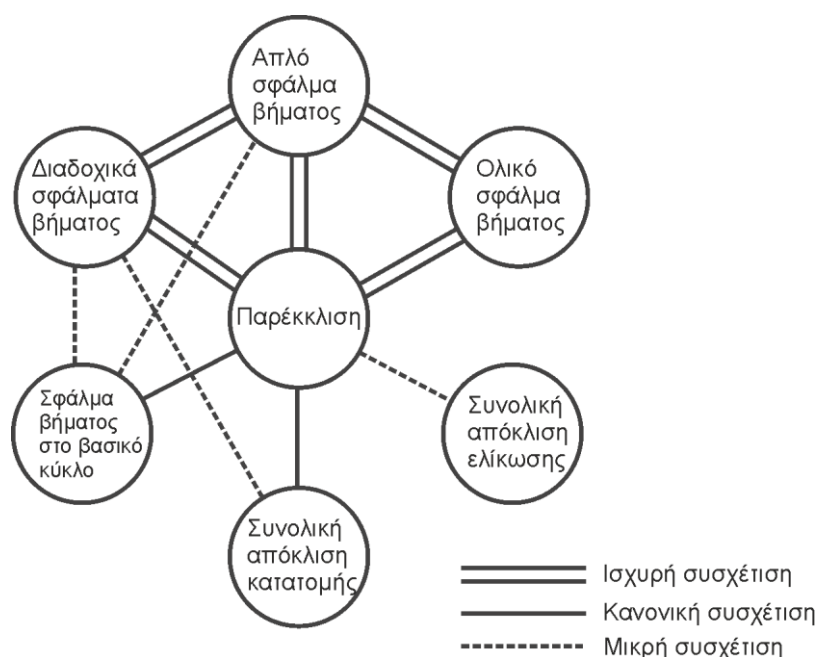


Σχήμα 4.67: Καθορισμός της εκκεντρότητας και εύρους ταλάντωσης.

Για μικρές τιμές γωνιών, η ταλάντωση  $f_\sigma$  υπολογίζεται από το τύπο:

$$f_\sigma \approx \tan f_\sigma = \frac{1}{h} \sqrt{f_{eBs}^2 + f_{enBs}^2 - 2f_{eBs} f_{enBs} \cos \varphi_e} \quad (4.50)$$

Στην περίπτωση όπου ένας οδοντωτός τροχός προσδεθεί για μέτρηση παρέκκλισης με εκκεντρότητα  $e$ , ο μετρούμενος κύκλος δε θα είναι ομόκεντρος με τον άξονα αναφοράς. Η παρέκκλιση που θα προκύψει θα είναι λανθασμένη σε σχέση με την πραγματική κατά  $f_{Fr} \approx 2e$ . Η επιρροή στο αποτέλεσμα της μέτρησης από την έκκεντρη πρόσδεση, δύναται να αποφευχθεί μέσω δεύτερης μέτρησης για περιστροφή του οδοντωτού τροχού κατά  $180^\circ$ . Η πραγματική παρέκκλιση υπολογίζεται με αριθμητικά μέσα βάσει των αποτελεσμάτων των δύο παραπάνω μετρήσεων. Η βασική προϋπόθεση για αυτήν την τεχνική είναι να μη μεταβάλλεται το μέγεθος της εκκεντρότητας κατά την περιστροφή στις  $180^\circ$  [8].



Σχήμα 4.68: Συσχέτιση μεταξύ των σφαλμάτων.

Ενδεικτικά στο παραπάνω σχήμα 4.68 παρουσιάζεται το μέγεθος συσχέτισης μεταξύ των διαφόρων σφαλμάτων που έχουν προαναφερθεί.

Για τους κωνικούς οδοντωτούς τροχούς παρατίθεται ο παρακάτω πίνακας όπου [18]:

$$W = \sqrt[3]{d} + 0,65m \quad (4.51)$$

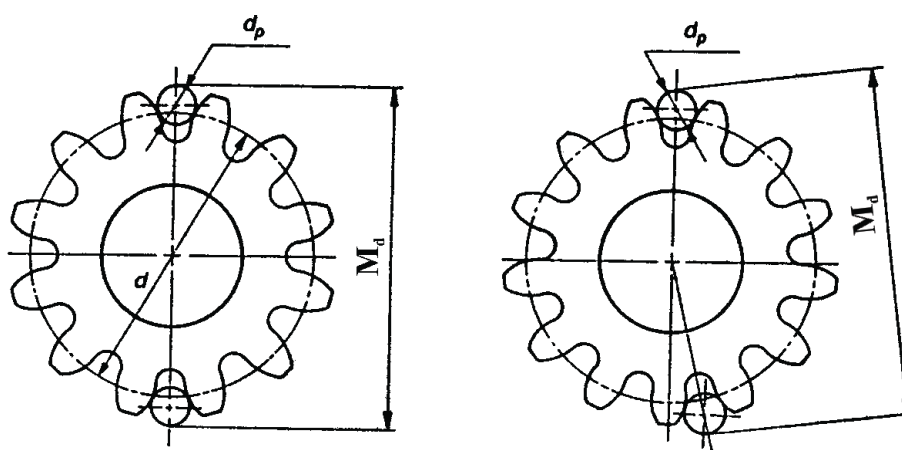
Βαθμός ακρίβειας	Απλό σφάλμα βήματος (μm)	Αθροιστικό σφάλμα (μm)	Σφάλμα παρέκκλισης (μm)
JIS 0	$0,4W + 2,65$	$1,6W + 10,6$	$2,36\sqrt{d}$
1	$0,63W + 5,0$	$2,5W + 20,0$	$3,6\sqrt{d}$
2	$1,0W + 9,5$	$4,0W + 38,0$	$5,3\sqrt{d}$
3	$1,6W + 18,0$	$6,4W + 72,0$	$8,0\sqrt{d}$
4	$2,5W + 33,5$	$10,0W + 134,0$	$12,0\sqrt{d}$
5	$4,0W + 63,0$	-	$18,0\sqrt{d}$
6	$6,3W + 118,0$	-	$27,0\sqrt{d}$
7	-	-	$60,0\sqrt{d}$
8	-	-	$130,0\sqrt{d}$

Πίνακας 4.18: Σφάλμα βήματος/παρέκκλισης.

#### 4.6.6 Πάχος οδόντος

Η μέτρηση του πάχους οδόντωσης υλοποιείται με παρόμοιες ή και τις περισσότερες των περιπτώσεων ίδιες μεθόδους με τη μέτρηση του βήματος. Η μέθοδος των κυλίνδρων και η μέθοδος των σφαιρών μπορούν να εφαρμοστούν σε όλα τα είδη οδοντωτών τροχών. Γενικότερα το πάχος της οδόντωσης επηρεάζεται άμεσα από τα σφάλματα βήματος και αποκλίσεις στην κατατομή. Μεταβολές στο πάχος δύναται να συμβούν και από άσκηση ισχυρής πίεσης κατά τη διάρκεια της μέτρησης. Η χρησιμοποίηση κατάλληλα βαθμονομημένων σφηνών

ή χτενών αποδίδουν πιο αξιόπιστες μετρήσεις, αλλά οι μέθοδοι των κυλίνδρων και των σφαιρών χρησιμοποιούνται κατά πολύ περισσότερο λόγω της άμεσης διαθεσιμότητας [8].



Σχήμα 4.69: Μέτρηση πάχους οδόντωσης με τη μέθοδο των σφαιρών ή κυλίνδρων.

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται το μέγεθος του κυλίνδρου σε mm που εφάπτεται σε σημείο διαμέτρου  $d+2x\text{m}$  για μετωπικούς ευθείας οδόντωσης τροχούς για  $m=1$  και  $\alpha=20^\circ$  [18].

Αριθμός οδόντων z	Συντελεστής μετατόπισης x							
	-0,4	-0,2	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
10		1,6347	1,7886	1,9979	2,2687	2,6079	3,0248	3,5315
20	1,6231	1,6599	1,7244	1,8149	1,9306	2,0718	2,2389	2,4329
30	1,6148	1,6649	1,7057	1,7632	1,8369	1,9267	2,0324	2,1542
40	1,6500	1,6669	1,6967	1,7389	1,7930	1,8589	1,9365	2,0257
50	1,6547	1,6680	1,6915	1,7247	1,7675	1,8196	1,8810	1,9515
60	1,6577	1,6687	1,6881	1,7155	1,7509	1,7940	1,8448	1,9032
70	1,6598	1,6692	1,6857	1,7090	1,7391	1,7759	1,8193	1,8691
80	1,6613	1,6695	1,6839	1,7042	1,7304	1,7625	1,8003	1,8438
90	1,6625	1,6698	1,6825	1,7005	1,7237	1,7521	1,7857	1,8242
100	1,6635	1,6700	1,6814	1,6975	1,7184	1,7439	1,7740	1,8087
110	1,6642	1,6701	1,6805	1,6951	1,7140	1,7372	1,7645	1,7960
120	1,6649	1,6703	1,6797	1,6931	1,7104	1,7316	1,7567	1,7855
130	1,6654	1,6704	1,6791	1,6914	1,7074	1,7269	1,7500	1,7766
140	1,6659	1,6705	1,6785	1,6900	1,7048	1,7229	1,7443	1,7690
150	1,6663	1,6706	1,6781	1,6887	1,7025	1,7194	1,7394	1,7625
160	1,6666	1,6706	1,6777	1,6876	1,7006	1,7164	1,7351	1,7567
170	1,6669	1,6707	1,6773	1,6867	1,6988	1,7137	1,7314	1,7515
180	1,6672	1,6707	1,6770	1,6858	1,6973	1,7114	1,7280	1,7472
190	1,6674	1,6708	1,6767	1,6851	1,6959	1,7093	1,7250	1,7432
200	1,6676	1,6708	1,6764	1,6844	1,6947	1,7074	1,7223	1,7396

Πίνακας 4.19: Τιμές μεγέθους κυλίνδρου για μετωπικούς τροχούς ευθείας οδόντωσης.

Αντίστοιχα για τροχούς εσωτερικής οδόντωσης:

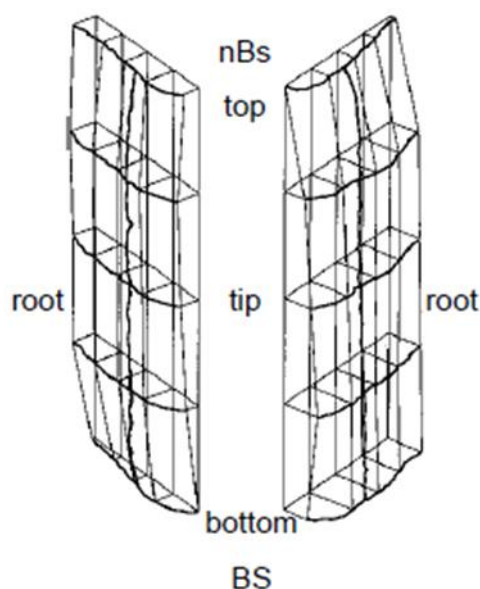
Αριθμός	Συντελεστής μετατόπισης x
---------	---------------------------



οδόντων z	-0,4	-0,2	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
10		1,4789	1,5936	1,6758	1,7283	1,7519	1,7460	1,7092
20	1,4687	1,5604	1,6284	1,6759	1,7047	1,7154	1,7084	1,6837
30	1,5309	1,5942	1,6418	1,6751	1,6949	1,7016	1,6956	1,6771
40	1,5640	1,6123	1,6489	1,6745	1,6895	1,6944	1,6893	1,6744
50	1,5845	1,6236	1,6532	1,6740	1,6862	1,6900	1,6856	1,6732
60	1,5985	1,6312	1,6562	1,6737	1,6839	1,6870	1,6832	1,6725
70	1,6086	1,6368	1,6583	1,6734	1,6822	1,6849	1,6815	1,6721
80	1,6162	1,6410	1,6600	1,6732	1,6810	1,6833	1,6802	1,6718
90	1,6222	1,6443	1,6612	1,6731	1,6800	1,6820	1,6792	1,6717
100	1,6270	1,6470	1,662	1,6729	1,6792	1,6810	1,6784	1,6715
110	1,6310	1,6492	1,6631	1,6728	1,6785	1,6801	1,6778	1,6715
120	1,6343	1,6510	1,6638	1,6727	1,6779	1,6794	1,6772	1,6714
130	1,6371	1,6525	1,6644	1,6727	1,6775	1,6788	1,6768	1,6714
140	1,6395	1,6539	1,6649	1,6726	1,6771	1,6783	1,6764	1,6714
150	1,6416	1,6550	1,6653	1,6725	1,6767	1,6779	1,6761	1,6713
160	1,6345	1,6561	1,6657	1,6725	1,6764	1,6758	1,6758	1,6713
170	1,6451	1,6570	1,6661	1,6724	1,6761	1,6755	1,6755	1,6713
180	1,6466	1,6578	1,6664	1,6724	1,6759	1,6753	1,6753	1,6713
190	1,6479	1,6585	1,6666	1,6723	1,6757	1,6751	1,6751	1,6713
200	1,6490	1,6591	1,6669	1,6723	1,6755	1,6749	1,6749	1,6713

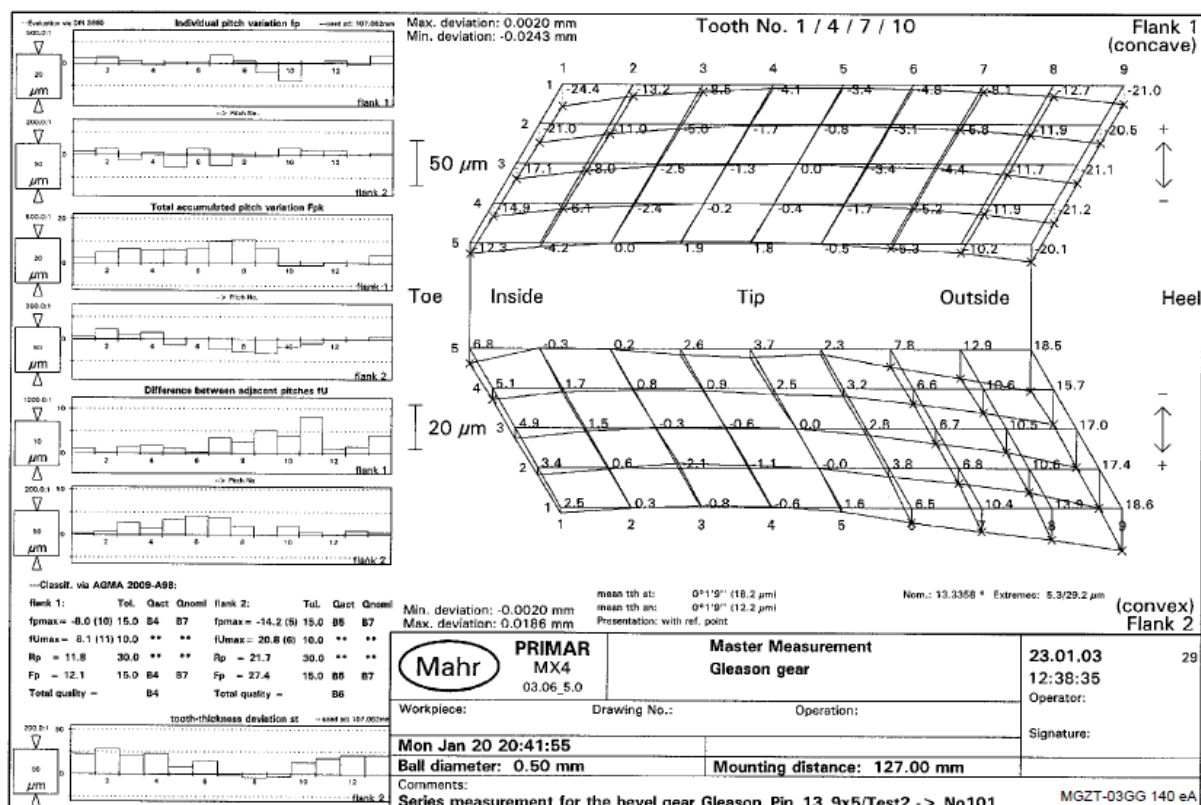
Πίνακας 4.20: Τιμές μεγέθους κυλίνδρου για εσωτερικής οδόντωσης τροχούς.

#### 4.6.7 Τοπογραφία των πλευρών



Σχήμα 4.70: Τοπογραφική επιθεώρηση και των δύο πλευρών του οδόντα για την κατατομή και ελίκωση.

Η τοπογραφική επιθεώρηση ενός οδόντα, αν αυτή κρίνεται αναγκαία, υλοποιείται μέσω δύο εν κλίση επιπέδων τα οποία αποδίδουν τη τρισδιάστατη επιφάνεια του. Το παρακάτω σχήμα 4.71 απεικονίζει πέντε μετρήσεις για την κατατομή και μία για την κλίση του οδόντος σε κάθε πλευρά. Οι εν λόγω μετρήσεις έχουν υλοποιηθεί με κατάλληλο τρόπο στο πλάτος του οδόντος, έτσι ώστε να λαμβάνεται στην τρισδιάστατη διεύθυνση ένα πλέγμα ονομαστικών σημείων όπου το κάθε σημείο συνδέεται με τη δική κατεύθυνση. Τα μετρούμενα σημεία ενώνονται με ευθείες γραμμές για τις επιμέρους επιθεωρήσεις (κατατομή/ελίκωση οδόντωσης). Οι τιμές των κόμβων τοποθετούνται κάθετα στα πλέγματα. Εντός του πλέγματος ορίζεται ένα σημείο αναφοράς το οποίο μπορεί να είναι το κατώτερο στο πλέγμα, το κεντρικό ή εν γένει οποιοδήποτε εντός του [8].



Σχήμα 4.71: Διάγραμμα μέτρησης βήματος και τοπογραφίας σε έναν κωνικό οδοντωτό τροχό. Η τοπογραφία των δύο πλευρών ενός οδόντα έχει υλοποιηθεί μέσω ανίχνευσης 45 πλεγμάτων.

#### 4.6.8 Σύστημα ταξινόμησης οδοντωτών τροχών σε βαθμό ποιότητας βάσει DIN 3962

Για την ένταξη των οδοντωτών τροχών σε ένα βαθμό ποιότητας κατά DIN 3962 ορίζονται τα εξής μεγέθη:

- Απόκλιση μορφής κατατομής  $f_f$
- Απόκλιση κλίσης κατατομής  $f_{Ha}$
- Ολική απόκλιση κατατομής  $F_f$
- Απλό σφάλμα βήματος  $f_p$
- Απόκλιση βήματος επαφών  $f_{pe}$
- Διαφορά σφάλματος μεταξύ βημάτων  $f_u$
- Ολικό σφάλμα βήματος  $F_p$

- Αθροιστικό σφάλμα βήματος μέχρι το 1/8 της περιφέρειας του τροχού  $F_{pz/8}$
- Εκκεντρότητα  $F_r$
- Διακύμανση τιμής πάχους οδόντος  $R_s$

Η ένταξη των οδοντωτών τροχών σε ένα βαθμό ποιότητας για τα διάφορα εύρη τιμών του modul στην κάθετη τομή και της αρχικής διαμέτρου, μετρούμενα σε mm, πραγματοποιείται σύμφωνα με τις τιμές των αποκλίσεων των παραπάνω μεγεθών, μετρούμενες σε  $\mu m$ . Όπως έχει προαναφερθεί και στο Κεφάλαιο 2, οι βαθμοί ποιότητας είναι 12 [34].

Η ένταξη υλοποιείται ως εξής:

- Για τιμές του modul στην κάθετη τομή από 1 έως 2mm, τα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου είναι  $d \leq 10$ ,  $10 < d \leq 50$ ,  $50 < d \leq 125$ ,  $125 < d \leq 280$ ,  $280 < d \leq 560$ ,  $560 < d \leq 1000$ ,  $1000 < d \leq 1600$ ,  $1600 < d \leq 2500$ ,  $2500 < d \leq 4000$ ,  $4000 < d \leq 6300$  και  $6300 < d \leq 10000$ .
- Για τιμές του modul στην κάθετη τομή από 2 έως 3.55mm, τα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου είναι  $10 < d \leq 50$ ,  $50 < d \leq 125$ ,  $125 < d \leq 280$ ,  $280 < d \leq 560$ ,  $560 < d \leq 1000$ ,  $1000 < d \leq 1600$ ,  $1600 < d \leq 2500$ ,  $2500 < d \leq 4000$ ,  $4000 < d \leq 6300$  και  $6300 < d \leq 10000$ .
- Για τιμές του modul στην κάθετη τομή από 3.55 έως 6mm, τα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου είναι  $10 < d \leq 50$ ,  $50 < d \leq 125$ ,  $125 < d \leq 280$ ,  $280 < d \leq 560$ ,  $560 < d \leq 1000$ ,  $1000 < d \leq 1600$ ,  $1600 < d \leq 2500$ ,  $2500 < d \leq 4000$ ,  $4000 < d \leq 6300$  και  $6300 < d \leq 10000$ .
- Για τιμές του modul στην κάθετη τομή από 6 έως 10mm, τα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου είναι  $10 < d \leq 50$ ,  $50 < d \leq 125$ ,  $125 < d \leq 280$ ,  $280 < d \leq 560$ ,  $560 < d \leq 1000$ ,  $1000 < d \leq 1600$ ,  $1600 < d \leq 2500$ ,  $2500 < d \leq 4000$ ,  $4000 < d \leq 6300$  και  $6300 < d \leq 10000$ .
- Για τιμές του modul στην κάθετη τομή από 10 έως 16mm, τα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου είναι  $50 < d \leq 125$ ,  $125 < d \leq 280$ ,  $280 < d \leq 560$ ,  $560 < d \leq 1000$ ,  $1000 < d \leq 1600$ ,  $1600 < d \leq 2500$ ,  $2500 < d \leq 4000$ ,  $4000 < d \leq 6300$  και  $6300 < d \leq 10000$ .
- Για τιμές του modul στην κάθετη τομή από 16 έως 25mm, τα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου είναι  $125 < d \leq 280$ ,  $280 < d \leq 560$ ,  $560 < d \leq 1000$ ,  $1000 < d \leq 1600$ ,  $1600 < d \leq 2500$ ,  $2500 < d \leq 4000$ ,  $4000 < d \leq 6300$  και  $6300 < d \leq 10000$ .
- Για τιμές του modul στην κάθετη τομή από 25 έως 40mm, τα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου είναι  $125 < d \leq 280$ ,  $280 < d \leq 560$ ,  $560 < d \leq 1000$ ,  $1000 < d \leq 1600$ ,  $1600 < d \leq 2500$ ,  $2500 < d \leq 4000$ ,  $4000 < d \leq 6300$  και  $6300 < d \leq 10000$ .
- Για τιμές του modul στην κάθετη τομή από 40 έως 70mm, τα εύρη τιμών της αρχικής διαμέτρου είναι  $125 < d \leq 280$ ,  $280 < d \leq 560$ ,  $560 < d \leq 1000$ ,  $1000 < d \leq 1600$ ,  $1600 < d \leq 2500$ ,  $2500 < d \leq 4000$ ,  $4000 < d \leq 6300$  και  $6300 < d \leq 10000$ .

Στη συνέχεια παρατίθενται ενδεικτικά οι τιμές ανοχών των αποκλίσεων των παραπάνω μεγεθών, στην περίπτωση όπου το modul στην κάθετη τομή λαμβάνει τιμές από 1 έως 2mm.

Απόκλιση	Βαθμός ποιότητας					
	1	2	3	4	5	6
$f_f$	1	1,5	2	3	4,5	6
$f_{Ha}$	1	1,5	2	3	4	5
$F_f$	1,5	2	3	4	6	8

Πίνακας 4.21: Πίνακας τιμών αποκλίσεων για ποιότητα 1 έως 6

Αρχική	Βαθμός ποιότητας	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
	Μέχρι 10	1	1,5	2,5	3	4,5	6	1,5	2	3	4	5,5	8	2,5	4	5	7	10	14

	10 - 50	1	1,5	2,5	3,5	5	7	1,5	2	3	4,5	6	9	3,5	5	7	10	14	18
	50-125	1,5	2	2,5	4	5	7	2	2,5	3	5	6	9	4,5	6	9	14	28	25
	125-280	1,5	2	3	4	5,5	8	2	2,5	3	5	7	10	5	8	11	16	20	28
	280-560	1,5	2	3	4,5	6	8	2	2,5	3,5	5,5	8	10	6	9	12	18	25	32
	560-1000	2	2,5	3,5	5	7	9	2,5	3	4	6	9	11	7	10	14	20	28	36
	1000-1600	2	2,5	4	5	8	10	2,5	3,5	4,5	6	10	12	8	11	16	20	32	40
	1600-2500	2	3	4	6	8	11	2,5	3,5	5	7	10	14	8	12	16	22	32	45
	2500-4000	2,5	3,5	4,5	6	9	12	3	4	5	8	11	16	9	14	18	25	36	50
	4000-6300	2,5	3,5	5	7	10	14	3	4,5	6	9	12	18	10	14	20	28	40	56
	6300-10000	2,8	4	6	8	11	16	3,5	5	7	10	14	20	11	16	22	28	40	63

Πίνακας 4.22: Πίνακας τιμών αποκλίσεων για ποιότητα 1 έως 6

Αρχική διάμετρος d (mm)	Βαθμός ποιότητας	$F_{pz/8}$						$F_r$						$R_s$					
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Μέχρι 10		1,5	2	3	4	6	8	2	3	3,5	5,5	8	11	1	1,5	2,5	3,5	4,5	7
10 - 50		2	3	5	4	6	8	2,5	3,5	5	7	10	14	1,5	2	3	4,5	6	8
50-125		3	4	6	8	11	16	3	4	6	8	12	16	2	2,5	3,5	5	7	10
125-280		3	5	7	9	12	16	3,5	5	7	9	14	18	2	3	4,5	6	8	12
280-560		4	5,5	8	11	14	22	4	5,5	8	11	16	22	2,5	3,5	5	7	10	14
560-1000		4,5	6	9	12	16	25	4,5	6	9	12	18	25	3	4	5,5	8	11	14
1000-1600		5	7	10	14	18	25	5	7	10	14	18	28	3	4,5	6	8	12	16
1600-2500		5	7	10	14	20	28	5	7	10	14	20	28	3,5	4,5	7	9	12	18
2500-4000		6	8	11	16	22	32	5,5	8	11	16	22	32	3,5	5	7	10	14	20
4000-6300		6	9	12	18	25	36	6	9	12	18	25	36	4	5	7	10	14	20
6300-10000		7	9	14	18	28	36	7	10	14	20	28	40	4	5,5	8	11	16	22

Πίνακας 4.23: πίνακας τιμών αποκλίσεων για ποιότητα 1 έως 6

Απόκλιση	Βαθμός ποιότητας					
	7	8	9	10	11	12
$f_f$	9	12	16	28	45	71
$f_{Ha}$	7	10	14	22	36	56
$F_f$	12	16	22	36	56	90

Πίνακας 4.24: Πίνακας τιμών αποκλίσεων για ποιότητα 7 έως 12

Αρχική διάμετρος d (mm)	Βαθμός ποιότητας	$f_p, f_{pe}$						$f_u$						$F_p$					
		7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
Μέχρι 10		9	12	18	28	45	71	11	16	22	36	56	90	20	25	36	56	90	160
10 - 50		9	14	18	28	50	80	11	18	22	36	63	100	28	36	50	80	140	220
50-125		10	14	20	32	50	80	12	18	25	40	63	100	32	50	63	110	180	280
125-280		11	16	22	36	56	90	14	20	25	45	71	110	40	56	80	125	200	320
280-560		12	16	22	36	56	100	16	20	25	45	71	125	45	63	90	140	220	360
560-1000		14	18	25	40	63	100	16	22	32	50	80	125	50	71	100	160	250	400
1000-1600		14	20	28	45	71	110	18	25	36	56	90	140	56	80	110	180	280	450
1600-2500		16	22	32	50	80	125	20	28	40	63	100	160	63	90	125	200	320	500
2500-		18	25	36	56	90	140	22	32	45	71	100	180	71	100	140	220	360	560

4000																		
4000-6300	20	28	40	63	100	160	25	36	50	80	125	200	80	110	160	250	400	630
6300-10000	22	32	45	71	110	180	28	40	56	90	140	220	80	125	180	280	450	710

Πίνακας 4.25: Πίνακας τιμών αποκλίσεων για ποιότητα 7 έως 12

Βαθμός ποιότητας	$F_{pz/8}$						$F_r$						$R_S$					
	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
Μέχρι 10	12	16	22	36	63	90	16	22	32	45	63	80	9	12	18	25	36	50
10 - 50	18	25	32	50	90	140	20	28	40	56	80	110	12	16	22	32	45	63
50-125	22	32	40	71	110	180	22	32	45	63	90	125	14	20	28	40	56	80
125-280	25	36	50	80	125	200	28	36	56	71	110	160	16	22	32	45	63	90
280-560	28	40	56	90	140	220	32	45	63	90	125	180	18	25	36	50	71	100
560-1000	32	45	63	100	160	250	36	50	71	100	140	200	20	28	40	56	80	110
1000-1600	36	50	71	110	180	280	36	56	80	110	160	220	22	32	45	63	90	125
1600-2500	40	56	80	125	200	320	40	56	80	110	160	220	25	36	50	71	100	140
2500-4000	45	63	90	140	220	360	45	63	90	125	180	250	28	40	56	80	110	140
4000-6300	50	71	100	160	250	400	50	71	100	140	200	280	28	40	56	80	110	160
6300-10000	50	71	100	180	280	450	56	80	110	160	220	320	32	45	63	90	125	180

Πίνακας 4.26: Πίνακας τιμών αποκλίσεων βάσει ποιότητας 7 έως 12

#### 4.7 Οπτικά μέσα

Οι σύγχρονες μηχανές μέτρησης με αριθμητικό έλεγχο αντιμετωπίζουν τρεις κύριες δυσκολίες όσον αφορά την ανίχνευση επιφάνειας και αξιολόγηση των μετρούμενων αποτελεσμάτων [8].

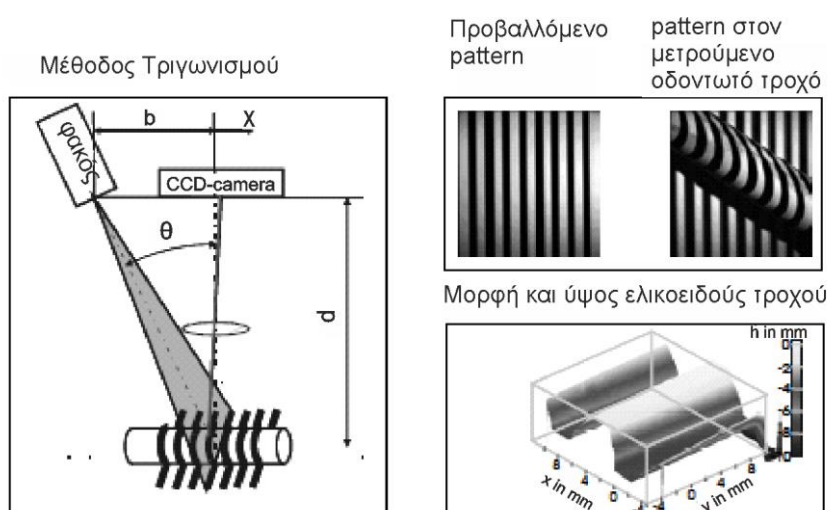
Η πρώτη σχετίζεται με το γεγονός πως μια σωστή εκτίμηση των μετρούμενων δεδομένων απαιτεί τη βέλτιστη πρόσδεση των οδοντωτών τροχών ή αντίστοιχα μια αριθμητική ευθυγράμμιση, προκειμένου οι αισθητήρες να μετρήσουν επιτυχώς την κατατομή και την ελίκωση της οδόντωσης. Τέτοιου είδους απαιτήσεις εν μέρει υλοποιούνται στις μηχανές τύπου CMM είτε με χρήση ειδικών μέσων σύσφιξης για ευθυγράμμιση είτε από εφαρμογή κατάλληλου αλγορίθμου [8].

Η δεύτερη δυσκολία αναφέρεται στο γεγονός πως νέα οπτικά μέσα έχουν τη δυνατότητα λήψης σημείων της τάξης από 10.000 έως και 200.000 ανά πλευρά οδόντος εντός ολίγων δευτερολέπτων τα οποία περιέχουν σημαντικές πληροφορίες για την πραγματική κατάσταση της πλευράς. Μια αξιολόγηση που ακολουθεί αυστηρά τους ισχύοντες κανονισμούς στη μετρολογία οδοντώσεων αγνοεί σημαντικό τμήμα αυτών των πληροφοριών [8].

Τέλος, στους σύγχρονους οδοντωτούς τροχούς απαιτούνται όλο και περισσότερες τροποποιήσεις στη γεωμετρική μορφή (κατατομή, ελίκωση, ανακουφίσεις) οδηγώντας σε συνεχή σύγκρουση ύπαρξης νέων κανονισμών, συνθηκών και εξαιρέσεων [8].

Προφανώς, όλες αυτές οι τρεις δυσκολίες επισημάνουν πως η σύγχρονη μετρολογία στους οδοντωτούς τροχούς οφείλει να επιτυγχάνει αναλυτική επιφανειακή επιθεώρηση, μέτρηση και αξιολόγηση των πλευρών. Δεδομένου μιας συγκεκριμένης γεωμετρικής μορφής τροχού τα πραγματικά σημεία δύναται να προέρχονται από μέτρηση αυθαίρετης ανίχνευσης καθώς οι κυλινδρικοί τροχοί εξελιγμένης, μπορούν να περιγραφθούν εύκολα μέσω μαθηματικών συναρτήσεων. Με βάση τις νέες ευθυγραμμίσεις, οι υλοποιούμενες μέθοδοι επιθεώρησης στους τροχούς εξακολουθούν να τηρούν τα ισχύοντα πρότυπα στις μετρήσεις κατατομής/πλάτους /ελίκωσης οδόντωσης και στις μετρήσεις βήματος / παρέκκλισης [8].

Οι συνεχείς ζητήσεις που αφορούν τη λειτουργικότητα και την αποτελεσματική παραγωγή των οδοντωτών τροχών απαιτούν ταχύτερες μεθόδους επιθεώρησης. Η σύγχρονη μετρολογία εξ επαφής έχει φθάσει σε τέτοιο σημείο όπου πολύ δύσκολα αναμένονται περαιτέρω βελτιώσεις όσον αφορά την ακρίβεια και την ταχύτητα μέτρησης. Μια πρόσφατη μελέτη υποστηρίζει πως διάφορα οπτικά μέσα μέτρησης μπορούν να ανταπεξέλθουν σε αυτές τις απαιτήσεις. Συγκεκριμένα, οι τεχνικές μέτρησης που βασίζονται στη μέθοδο τριγωνισμού επιτυγχάνουν γρήγορη και υψηλής ακρίβειας επιθεώρηση στις πλευρές του εξεταζόμενου τροχού. Στο σχήμα 4.72 επεξηγείται η μέθοδος του τριγωνισμού όπου ένα μαύρο και άσπρο pattern φωτίζουν τον εξεταζόμενο τροχό από μια μεγάλης ευκρίνειας δέσμης laser. Ένας οπτικός αισθητήρας CCD καταγράφει το προβαλλόμενο pattern στον εξεταζόμενο τροχό υπό καθορισμένη γωνία και εξαγάγει την επιφάνεια του σε συντεταγμένες τριών διαστάσεων [8].



Σχήμα 4.72: Μέτρηση γεωμετρικής μορφής του τροχού με τη μέθοδο τριγωνισμού.

Τα κύρια πλεονεκτήματα της εν λόγω μεθόδου είναι πως θεωρείται γρήγορη και απλή στην εκτέλεση της, το εύρος μέτρησης κυμαίνεται από μερικά mm<sup>2</sup> έως κάποια mm<sup>2</sup>, η πυκνότητα των ταινιών είναι υψηλή και προσαρμόζονται σε αλλαγή φάσης του προβλήματος, καθώς και το βάθος της ανάλυσης είναι μέχρι και 1/10000 της πραγματικής διαγώνιας απόστασης [8].

Οι βασικές προκλήσεις που εμφανίζονται στην εφαρμογή της μεθόδου αναφέρονται σε φαινόμενα σκιάς και στη πιθανή δυσκολία ενός συγκεκριμένου pixel να προσδιορίσει τον αριθμό της παρατηρούμενης ταινίας οδηγώντας σε παραλλαγή της απόστασης d όπως φαίνεται στο σχήμα 4.72. Το συγκεκριμένο πρόβλημα λύνεται μέσω της διαδικασίας coded-light approach όπου μια σειρά από pattern με διαφορετικά μήκη κύματος φωτίζουν την υπό εξέταση επιφάνεια και έτσι κάθε pixel παρατηρεί μια αλληλουχία από σκοτεινών και φωτεινών εντάσεων όπου μετατρέπονται σε δυαδικό κώδικα [8].

Το δεύτερο κύριο πρόβλημα στη χρήση οπτικών μέσων με βάση τη μέθοδο τριγωνισμού σχετίζεται με τη μη επιτυχημένη επαφή μεγάλου μέρους ακτινών φωτός στον ανιχνευτή σε πολύπλοκες γεωμετρικές επιφάνειες, κυρίως όταν πρόκειται για κωνικούς οδοντωτούς τροχούς, οδηγώντας σε λήψη λανθασμένων συντεταγμένων. Τέτοιου είδους προβλήματος μπορούν να αποφευχθούν μέσω της εκτίμησης λήψης δεδομένων μέτρησης για μια πλευρά του οδόντος από διαφορετικές οπτικές γωνίες [8].

Στη συνέχεια παρουσιάζεται μια σύγκριση της μετρολογίας στους οδοντωτούς τροχούς όσον αφορά τις σύγχρονες μηχανές μέτρησης εξ επαφής (γενικές μετρητικές μηχανές τροχών / CMM) και της οπτικής μετρολογίας [8].

Μετρήσεις με επαφή (CMM,GMI):

- Προσανατολισμένη ακριβής τροχιά μέτρησης / ανίχνευσης σημείο-σημείο
- Υψηλή ανάλυση με μικρή ύπαρξη αβεβαιότητας στην υλοποιούμενη μέτρηση
- Χρονοβόρα διαδικασία
- Το σύστημα μέτρησης είναι ευαίσθητο όσον αφορά τον κίνδυνο φθοράς των αισθητήρων και επιρροές από ταλαντώσεις και θερμοκρασίας.

Οπτικά μέσα:

- Επιφανειακή μέτρηση
- Η ανάλυση και η αβεβαιότητα μέτρησης εξαρτώνται κυρίως από την περιοχή που εφαρμόζεται η μέτρηση
- Γρήγορη στην εκτέλεση
- Ευέλικτο σύστημα μέτρησης
- Ο αντικατοπτρισμός των επιφανειών αποτελεί πρόβλημα.

## 5. ΣΥΝΟΨΗ

Το σύστημα μετάδοσης κίνησης και ισχύος με οδοντωτούς τροχούς μεταξύ παράλληλων, τεμνόμενων και ασύμβατων στο χώρο αξόνων, είναι ένα σύστημα το οποίο βρίσκει χρήση σε πολύ μεγάλο εύρος εφαρμογών, καθώς επίσης η χρήση αυτού εκτιμάται πως υλοποιείται εδώ και πολλά χρόνια. Η αποδοτική λειτουργία των οδοντωτών τροχών, δηλαδή η όσο το δυνατόν ελάττωση των σφαλμάτων μετάδοσης κίνησης κατά τη συνεργατική λειτουργία τους, εξαρτάται άμεσα σε μεγάλο βαθμό τόσο από τη διαστατική ακρίβεια και ποιότητα μορφής των κατατομών που διαμορφώνουν τα χρησιμοποιούμενα κοπτικά εργαλεία, όσο και των συνθηκών με τις οποίες λειτουργούν, όπως περιπτώσεις ακατάλληλης φόρτισης, ελλειπούς/μη επιτυχημένης θέσης λίπανσης στις συνεργαζόμενες κατατομές ή σφαλμάτων απόστασης μεταξύ των αξόνων. Με βάση τα σύγχρονα συστήματα επιθεώρησης όπως τα φάσματα συχνοτήτων υψηλής ανάλυσης, οι μελετητές είναι σε θέση σε κάποιο βαθμό να προσδιορίσουν τη φύση του προβλήματος και πιθανώς να μεταβούν σε σχετικές ενέργειες αποφυγής ή/και επιδιόρθωσης. Επιπροσθέτως, η σύγχρονη μετρολογία των οδοντωτών τροχών αποτελεί στοιχείο υψηλής σημαντικότητας για τις τεχνολογίες παραγωγής των σύγχρονων βαθμίδων τροχών. Οι νέες βελτιώσεις στοχεύουν κατά κύριο λόγο στη μείωση του βάρους, της μείωσης εκπομπής θορύβου, του παραγωγικού κόστους καθώς επίσης και της διαμόρφωσης οδοντωτών τροχών πολύς μικρής ( $< 2\text{mm}$ ) και πολύς μεγάλης διαμέτρου ( $> 2\text{m}$  έως και  $16\text{m}$ ) αντίστοιχα. Για το λόγο αυτό, απαιτούνται νέοι αλγόριθμοι για την επιθεώρηση των οδοντώσεων, εξελιγμένα συστήματα ανίχνευσης και μέθοδοι αξιολόγησης των μετρούμενων αποτελεσμάτων. Τη σημερινή εποχή κατά κύριο στη μετρολογία των οδοντώσεων επικρατεί η χρήση σύγχρονων μηχανών με αισθητήρες επαφής λόγω της υψηλής ακρίβειας μέτρησης που επιτυγχάνουν. Θα πρέπει να τονισθεί πως οι ποιοτικοί έλεγχοι στις οδοντώσεις υλοποιούνται προκειμένου να ελεγχθεί η συνεργατική λειτουργία τους, καθώς επίσης τα μετρούμενα αποτελέσματα πρέπει να ερμηνεύονται σύμφωνα με τις ιδιαιτερότητες της χρησιμοποιούμενης μεθόδου μέτρησης. Οι επιθεωρήσεις που υλοποιούνται στους οδοντωτούς τροχούς, αποσκοπούν στην εύρεση καθορισμένων ορίων απόκλισης από τις θεωρητικές τιμές των βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών και της ένταξης των οδοντωτών τροχών σε βαθμό ακρίβειας/ποιότητας σύμφωνα με τυποποιημένες τιμές ανοχών κατά ISO/DIN/AGMA/JIS/JGMA.



## 6. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Μηχανολογικό Σχέδιο, 2η έκδοση, Αριστομένης Θ. Αντωνιάδης.
2. Μηχανουργική Τεχνολογία, Τόμος Β': Κατεργασίες κοπής, 2η έκδοση, Αριστομένης Θ. Αντωνιάδης.
3. Στοιχεία μηχανών II, Μετάδοση κίνησης, Ιωάννης Κ. Στεργίου Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, ΣΕ Σύγχρονη Εκδοτική.
4. Στοιχεία μηχανών Χρήστος Α. Παπαδόπουλος.
5. Κατεργασίες κοπής οδοντώσεων, Πάπαρης Άγγελος, Διπλωματική εργασία, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Καβάλας, Σχολή Τεχνολογικών Εφαρμογών Τομέα Κατασκευών-Εγκαταστάσεων-Παραγωγής.
6. Πειραματική διερεύνηση της επίδρασης μετατόπισης των οδοντώσεων στην ακρίβεια των τροχών, Μανιάτη Μαρί-Μισέλ, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Μηχανολόγων-Μηχανικών Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτόματου Ελέγχου.
7. Ανάλυση με πεπερασμένα στοιχεία της κατεργασίας κοπής οδοντώσεων με φραιζάρισμα με κύλιση, Χριστοδουλόπουλος Αντώνιος, Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης, Εργαστήριο Μικροκοπής & Κατασκευαστικής Προσομοίωσης.
8. Gear metrology, G. Goch (2) Faculty Production Engineering, Department Measurement and Control, University of Bremen, Bremen, Germany.
9. Μορφοποίηση Οδοντώσεων, Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Κατασκευαστικός Τομέας, Πέτρος Γ. Πετρόπουλος, 1985.
10. Διάγνωση Βλαβών Γραναζιών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών & Αυτόματου Ελέγχου, Εργαστήριο Δυναμικής & Κατασκευών, έκδοση GRD-2015b.
11. <http://www.metadosi-ischios.gr/article.php?ID=359>
12. Gear Materials, Properties and Manufacture, J.R. Davis, Davis & Associates 2005 ASM International.
13. <http://www.vibrationschool.com/mans/SpecInter/SpecInter50.htm>
14. Μελέτη συστημάτων μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς με χρήση λογισμικού ανάλυσης συστημάτων πολλαπλών σωμάτων, Παπαδάκης Λάμπρος, Διπλωματική εργασία, Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών.
15. Οδοντώσεις και Μειωτήρες Στροφών, Θεόδωρος Ν. Κωστόπουλος.
16. <https://www.slideshare.net/rajeevullatt/measurement-of-gear-tooth-thickness>
17. Method-of-measurement-with-OverballsorRollers\_TechnicalData\_KGSTOCKGEARS.pdf
18. [https://khkgears.net/new/gear\\_knowledge/gear-nomenclature.html](https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear-nomenclature.html)
19. <http://gearsolutions.com/features/gear-inspection-troubleshooting-tips/>
20. <http://trocoide.blogspot.com/2015/12/gear-profile-tolerances.html/>
21. Διαστατική Μετρολογία, Χαρίκλεια Καραχάλιου . Γκαμπριελ Μανσούρ
22. <https://qcontrol.gr/blog/arthrografia/cmm/>
23. Ταυτοποίηση Βλαβών Οδοντωτών τροχών, Γιώργος Κ. Τριάντης, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Διπλωματική εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτόματου Ελέγχου.
24. Fault diagnosis of Spur gear using vibration analysis, Ebrahim Ebrahimi, Journal of American science, 2012;8 (1).
25. Διάγνωση και Πρόγνωση Βλαβών σε Συστήματα Μετάδοσης Κίνησης, Καισέφ Σταύρος, Τηλιόπουλος Θωμάς, Τσιρώνας Σωτήριος, Διπλωματική εργασία, Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών.
26. On noise generation and dynamic transmission error of gears, Mats Henriksson, Royal Institute of Technology, School of Engineering Sciences, Department of Aeronautical

- and Vehicle Engineering, The Marcus Wallenberg Laboratory for Sound and Vibration research, Stockholm 2009.
27. Transmission Error in Spur gears: Static and Dynamic Finite-Element Modeling and Design Optimization, Raul Tharmakulasingam BEng. MSc.(Eng.), School of Engineering and Design, Brunel University, United Kingdom.
  28. <http://www.g.eng.cam.ac.uk/millennium/achievements/gears/index.htm>
  29. Transmission Error in Gear, Deepak Malviya, Dr. Pushpendra Kumar Sharma, International Journal of Modern Engineering Research (IJMER) Jan. 2014.
  30. Engineering Mechanics, Dynamic Transmission Error Measurements, Jiri Tuma, Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Control Systems and Instrumentation.
  31. International Standard ISO 1328-1, Cylindrical Gears, ISO system of accuracy, 1995.
  32. Towards an improved AGMA accuracy classification system of accuracy, 1995.
  33. Basic rack tooth profiles for involute teeth of cylindrical gears for general engineering and heavy engineering, DIN 867, February 1986.
  34. Tolerances for Cylindrical Gear Teeth, Tolerances for Deviations of Individual Parameters, DIN 3962, August 1978.
  35. Accuracy Classification System – Radial Measurements for Cylindrical Gear, Ansi/AGMA 2015 – 2 – A06.