



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο  
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών  
Τομέας Θερμότητας

**Διπλωματική Εργασία**

**ΜΕΛΕΤΗ ΣΤΡΕΠΤΙΚΩΝ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΟΥ  
ΑΤΡΑΚΤΟΥ ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΜΕΝΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL ΣΕ  
ΜΟΝΙΜΗ ΚΑΙ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ**



**Δόδουλας Α. Ηλίας**

**Επιβλέπων Καθηγητής: Ε.Γ. Γιακουμής, Λέκτορας, Ε.Μ.Π.**

**ΑΘΗΝΑ, ΙΟΥΛΙΟΣ 2009**

# Πρόλογος

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κύριο Ευάγγελο Γιακουμή για την ανάθεση του θέματος και για την συνεχή και πολύτιμη καθοδήγησή του καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της μελέτης αυτής. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κύριο Κ. Ρακόπουλο και τον αναπληρωτή καθηγητή κύριο Δ. Χουντάλα, οι οποίοι συνδιδάσκουν τα μαθήματα που αφορούν τις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης. Η διδασκαλία τους μου κίνησε το ενδιαφέρον για την περαιτέρω ενασχόλησή μου με τη μελέτη των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους γονείς μου για την αμέριστη συμπαράστασή τους και την πολύτιμη συνεισφορά τους σε κάθε μου βήμα.



## Πίνακας Περιεχομένων

Κεφάλαιο 1 <sup>ο</sup> : Εισαγωγή - Ιστορική Ανασκόπηση.....	7
1.1. Εισαγωγή.....	7
1.2. Ιστορική αναδρομή.....	7
1.3. Μελέτη στρεπτικών ταλαντώσεων.....	14
Κεφάλαιο 2 <sup>ο</sup> : Γενική Περιγραφή Λειτουργίας Εμβολοφόρων ΜΕΚ.....	21
2.1. Κύκλοι Λειτουργίας.....	21
2.2. Φύση των δυνάμεων και ροπών.....	24
2.3. Γενικά στοιχεία κατασκευής.....	25
2.4. Στοιχεία δυναμικής του κινηματικού μηχανισμού.....	26
2.5. Η αναγωγή του διωστήρα σε δύο μάζες.....	27
2.6. Δυνάμεις του κινηματικού μηχανισμού.....	28
2.7. Ομοιομορφία στην ταχύτητα περιστροφής.....	37
Κεφάλαιο 3 <sup>ο</sup> : Υπολογισμός Παραμορφώσεων Στροφαλοφόρου Ατράκτου.....	42
3.1. Δυναμική Ανάλυση του κινηματικού μηχανισμού.....	42
3.2. Μηχανικές Απώλειες.....	42
3.3. Ισοζύγιο Ροπών στην Στροφαλοφόρο Άτρακτο.....	43
3.4. Αναλυτικό μοντέλο Στροφαλοφόρου Ατράκτου.....	46
3.5. Χαρακτηριστικά του υπό εξέταση κινητήρα.....	49
Κεφάλαιο 4 <sup>ο</sup> : Μόνιμες Συνθήκες Λειτουργίας.....	50
4.1. Κινηματικός μηχανισμός διωστήρα-στροφάλου.....	50
4.2. Μονοκύλινδρος Κινητήρας.....	51
4.3. Πολυκύλινδρος κινητήρας.....	55
4.4. Ειδικές συνθήκες λειτουργίας.....	57
4.5. Παραμετρική ανάλυση.....	59
4.6. Αναλυτικό Μοντέλο.....	69
4.7. Παραμετρική Ανάλυση.....	76
4.8. Συμπεράσματα.....	104
Κεφάλαιο 5 <sup>ο</sup> : Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας.....	105
5.1. Εισαγωγή.....	105
5.2. Απλό Μοντέλο.....	109
5.3. Αναλυτικό Μοντέλο.....	110
5.4. Παραμετρική Ανάλυση.....	118

5.5. Συμπεράσματα.....	138
Βιβλιογραφία.....	140

## Σύμβολα

$V_h$	: Όγκος εμβολισμού κυλίνδρου, $m^3$
$D$	: Διάμετρος εμβόλου, $m$
$s$	: Διαδρομή εμβόλου, $m$
$r$	: Ακτίνα στροφάλου, $m$
$V_c$	: Επιζήμιος όγκος, $m^3$
$\epsilon$	: Βαθμός συμπίεσης
$n$	: Ταχύτητα περιστροφής (rpm)
$\omega$	: Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής (rad/sec)
$\omega_L$	: Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής φορτίου (rad/sec)
$\varphi$	: Γωνία στροφάλου, μετρούμενη από ΑΝΣ (μοίρες)
$\varphi_L$	: Γωνία του φορτίου (μοίρες)
$L_{rod}$	: Μήκος διωστήρα, $m$
$x$	: Μετατόπιση εμβόλου, μετρούμενη από ΑΝΣ, $m$
$c_{pist}$	: Ταχύτητα εμβόλου, $m/sec$
$b$	: Επιτάχυνση εμβόλου, $m/sec^2$
$m_\delta$	: Μάζα διωστήρα, $kg$
$m_{\delta l}$	: Παλινδρομούσα μάζα διωστήρα, $kg$
$m_{\delta r}$	: Περιστρεφόμενη μάζα διωστήρα, $kg$
$G$	: Μαζική ροπή αδράνειας, $kg\ m^2$
$G_{tot}$	: Συνολική ροπή αδράνειας κινητήρα και φορτίου, $kg\ m^2$
$p_g$	: Πίεση εξ' αερίων, $bar$
$P_g$	: Δύναμη εξ' αερίων, $N$
$A_{pist}$	: Διατομή εμβόλου, $m^2$
$N_g$	: Δύναμη παρειάς κυλίνδρων εξ' αερίων, $N$
$S_g$	: Δύναμη διωστήρα εξ' αερίων, $N$
$T_g$	: Στρεπτική δύναμη στροφάλου εξ' αερίων, $N$
$R_g$	: Ακτινική δύναμη στροφάλου εξ' αερίων, $N$
$M_{\sigma g}$	: Στρεπτική ροπή εξ' αερίων, $Nm$
$M_{ag}$	: Ροπή ανατροπής, $Nm$
$\bar{p}_i$	: Μέση ενδεικνύμενη πίεση κινητήρα, $bar$
$P_1$	: Δύναμη λόγω μαζικών δυνάμεων, $N$
$p_{iv}$	: Εύρος πιέσεως τυχούσας αρμονικής $v$ της $P_1$
$\bar{c}$	: Μέση ταχύτητα εμβόλου, $m/sec$
$T_1$	: Στρεπτική δύναμη στροφάλου εξ' αερίων, $N$
$\Delta T_i^v$	: Εύρος αρμονικών στρεπτικών συνιστωσών
$m_\sigma$	: Μάζα στροφάλου, $kg$
$\Theta$	: Μέτρο διάτμησης, $N/m^2$
$J_p$	: Πολική ροπή αδράνειας, $m^4$
$d$	: Διάμετρος ατράκτου, $m$
$l$	: Μήκος ατράκτου, $m$
$T_1$	: Στρεπτική Ροπή ανθιστάμενου φορτίου, $Nm$
$E$	: Κινητική ενέργεια του κινηματικού μηχανισμού
$E_o$	: Κινητική ενέργεια του κινηματικού μηχανισμού σε $\varphi=0$
$\delta$	: Συμβατικός βαθμός ανομοιομορφίας περιστροφής

$\bar{P}_{fr}$	: Μέση πραγματική πίεση μηχανικών απωλειών, bar
$\bar{T}_{fr}$	: Μέση στρεπτική ροπή μηχανικών απωλειών, Nm
$k$	: Συντελεστής δυστρεπτότητας, Nm/rad
$C$	: Συντελεστής απόσβεσης
$G_e$	: Μαζική ροπή αδράνειας του κινητήρα, kg m <sup>2</sup>
$G_I$	: Μαζική ροπή αδράνειας του φορτίου, kg m <sup>2</sup>
$G_{fl}$	: Μαζική ροπή αδράνειας του σφονδύλου, kg m <sup>2</sup>
$G_{coupl}$	: Μαζική ροπή αδράνειας του ελαστικού συνδέσμου, kg m <sup>2</sup>
$T_s$	: Στρεπτική ροπή δυστρεπτότητας, Nm
$T_D$	: Στρεπτική ροπή απόσβεσης, Nm
$T_e$	: Στρεπτική ροπή κινητήρα, Nm

# Κεφάλαιο 1ο

## Εισαγωγή - Ιστορική Ανασκόπηση

### 1.1. Εισαγωγή

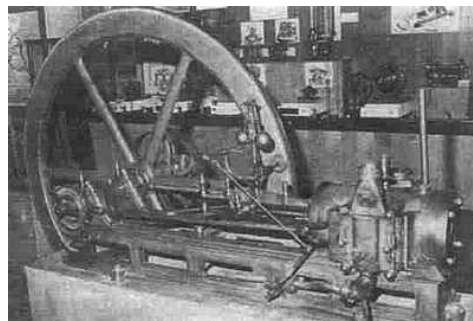
Η ιστορία των μηχανών εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) αρχίζει το 1876 (κινητήρας Otto) και το 1892 (κινητήρας Diesel). Από τα πρώτα στάδια της ανάπτυξής τους μέχρι σήμερα οι κινητήρες αυτοί εξελίσσονται διαρκώς καθώς πολλαπλασιάζονται οι γνώσεις για τη λειτουργία τους, γίνονται εφικτές νέες τεχνολογίες, αυξάνεται η ζήτηση για νέους τύπους κινητήρων και γίνονται διαρκώς πιο αυστηροί οι περιβαλλοντικοί περιορισμοί. Οι μηχανές εσωτερικής καύσης και οι βιομηχανίες που τις σχεδιάζουν, τις κατασκευάζουν και τις συντηρούν, παίζουν καθοριστικό ρόλο στο πεδίο των μεταφορών στην ξηρά και στη θάλασσα και στην παραγωγή ενέργειας. Η ρύπανση του περιβάλλοντος, οι διαδοχικές πετρελαϊκές κρίσεις των τελευταίων δεκαετιών και ο εντονότατος ανταγωνισμός μεταξύ των κατασκευαστών μηχανών εσωτερικής καύσης έχουν σαν αποτέλεσμα την εντατικοποίηση των ερευνών για περαιτέρω βελτίωση και ανάπτυξη τους.

### 1.2. Ιστορική αναδρομή

Σκοπός των θερμικών μηχανών είναι η παραγωγή μηχανικής ισχύος από τη χημική ενέργεια η οποία βρίσκεται αποθηκευμένη στο καύσιμο το οποίο χρησιμοποιούν. Στις μηχανές εσωτερικής καύσης, σε αντίθεση με τις μηχανές εξωτερικής καύσης, η ενέργεια αυτή απελευθερώνεται με την καύση ή οξείδωση του καυσίμου μέσα στον κινητήρα. Το μίγμα αέρα-καυσίμου πριν από την καύση και τα προϊόντα της καύσης μετά από αυτή αποτελούν το εργαζόμενο μέσο. Η παραγωγή της μηχανικής ισχύος γίνεται άμεσα από το εργαζόμενο μέσο. Οι μηχανές εσωτερικής καύσης χωρίζονται κυρίως σε δύο μεγάλες κατηγορίες. Τους κινητήρες Otto ('βενζινοκινητήρες', spark-ignition engines) και τους κινητήρες Diesel ('πετρελαιοκινητήρες', compression-ignition engines). Εξ' αιτίας της απλότητάς τους, της αντοχής τους και του υψηλού λόγου ισχύος προς βάρος, οι δύο αυτοί τύποι μηχανών εσωτερικής καύσης έχουν βρει ευρεία εφαρμογή στις μεταφορές (κυρίως στην ξηρά και στη θάλασσα και πολύ λιγότερο στον αέρα) και στην παραγωγή ισχύος. Οι αεριοστρόβιλοι και οι στροβιλοαντιδραστήρες μπορούν να θεωρηθούν επίσης μηχανές εσωτερικής καύσης με την κλασσική έννοια του όρου.



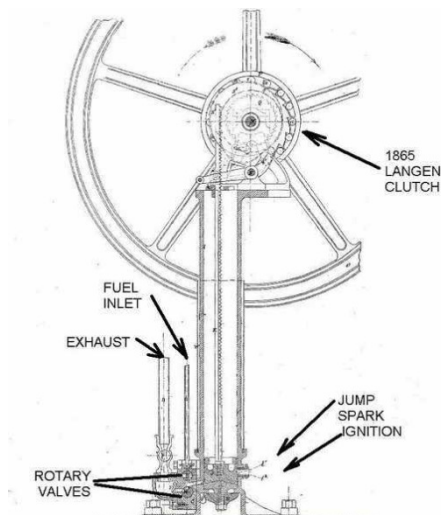
Οι θερμικές μηχανές υπηρέτησαν και υπηρετούν την ανθρωπότητα για περισσότερα από 250 χρόνια. Τα πρώτα 150 χρόνια, το νερό, το οποίο μετατρέπεται σε ατμό σε κατάλληλους εναλλάκτες θερμότητας (λέβητες), παρεμβαλλόταν ανάμεσα στα αέρια που προέρχονταν από την καύση του καυσίμου και τα μηχανικά μέρη της θερμικής μηχανής. Το 1860 η πρώτη μηχανή εσωτερικής καύσης έγινε πραγματικότητα. Οι πρώτοι κινητήρες που αναπτύχθηκαν για εμπορική χρήση έκαιγαν μίγμα αέρα και αερίων από κάρβουνο (coal gas-air mixtures) υπό συνθήκες ατμοσφαιρικής πίεσης, δηλαδή δεν γινόταν συμπίεση πριν από την καύση. Ο J. E. Lenoir (1822-1900) ανέπτυξε τον πρώτο εμπορικό κινητήρα τέτοιου τύπου (Σχήμα 1.1). Η προσαγωγή του μίγματος στον κύλινδρο γινόταν στο πρώτο μισό του κύκλου λειτουργίας. Κατόπιν, ένας σπινθήρας προκαλούσε την καύση, η πίεση αυξανόταν και τα αέρια προϊόντα της καύσης παρείχαν ισχύ στο έμβολο κατά το δεύτερο μισό του κύκλου λειτουργίας. Ο κύκλος συμπληρωνόταν με την αποβολή των καυσαερίων. Μεταξύ των ετών 1860 και 1865 κατασκευάστηκαν πέντε χιλιάδες τέτοιοι κινητήρες για εμπορική εκμετάλλευση. Η ισχύς των κινητήρων αυτών δεν ξεπερνούσε τους 6 PS ενώ ο βαθμός απόδοσης τους στην καλύτερη περίπτωση έφθανε το 5%.



Σχήμα 1.1. Ο κινητήρας του Lenoir

Οι Nicolaus A. Otto (1832-1891) και Eugen Langen (1833-1895) ανέπτυξαν το 1867 έναν πιο επιτυχημένο κινητήρα (Σχήμα 1.2). Επρόκειτο για έναν ατμοσφαιρικό κινητήρα στον οποίο η αύξηση πίεσης που προερχόταν από την καύση του μίγματος χρησιμοποιούταν από ένα ζεύγος εμβόλου και τροχού για να δημιουργήσει κενό στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Η ατμοσφαιρική πίεση στη συνέχεια ωθούσε το έμβολο προς το εσωτερικό του κυλίνδρου. Περίπου 5000 τέτοιοι κινητήρες κατασκευάστηκαν για εμπορική χρήση με βαθμό απόδοσης της τάξεως του 11%.

Για τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης αυτού του κινητήρα και τη μείωση του υπερβολικού του βάρους ο Otto πρότεινε έναν κύκλο λειτουργίας με τις ακόλουθες βασικές φάσεις: εισαγωγή, συμπίεση, καύση, αποτόνωση. Ο πρωτότυπος αυτός τετράχρονος κινητήρας λειτούργησε για πρώτη φορά το 1876. Απλή σύγκριση αυτού του κινητήρα του Otto με τον



Σχήμα 1.2. Ο κινητήρας των Otto-Langen

ατμοσφαιρικό προκάτοχό του, δείχνει τους λόγους της επιτυχίας του που είναι η πολύ σημαντική μείωση του όγκου και του βάρους του. Αυτή ήταν η καινοτομία που εδραίωσε την βιομηχανία κατασκευής μηχανών εσωτερικής καύσης. Μέχρι το 1890, περίπου 50.000 τέτοιοι κινητήρες είχαν πουληθεί στην Ευρώπη και στην Αμερική.

Το 1884 βρέθηκε μια μη δημοσιοποιημένη Γαλλική ευρεσιτεχνία του 1862, που αποδίδεται στον Alphonse Beau de Rochas (1815-1893). Η ευρεσιτεχνία αυτή περιέγραφε τις αρχές του τετράχρονου κύκλου. Αυτή η τυχαία ανακάλυψη, δημιούργησε αμφιβολίες για την ευρεσιτεχνία του Otto, και στην Γερμανία θεωρήθηκε ως άκυρη. Ο Beau de Rochas παρουσίασε εκτός των άλλων τις συνθήκες κάτω από τις οποίες μπορεί να επιτευχθεί ο μέγιστος βαθμός απόδοσης σε μια μηχανή εσωτερικής καύσης.

Οι συνθήκες αυτές είναι:

1. Ο μέγιστος δυνατός όγκος κυλίνδρου με την ελάχιστη δυνατή επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας με το περιβάλλον.
2. Η μέγιστη δυνατή ταχύτητα περιστροφής.
3. Ο μέγιστος δυνατός βαθμός εκτόνωσης.
4. Η μέγιστη δυνατή πίεση κατά την έναρξη της εκτόνωσης.

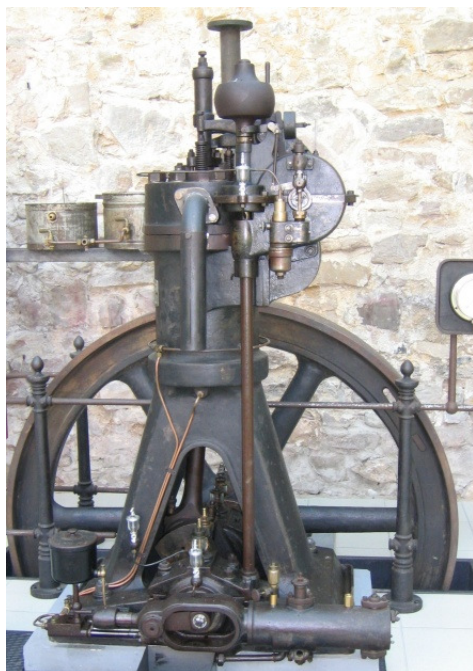
Σύμφωνα με τις δύο πρώτες συνθήκες ο βαθμός απόδοσης είναι ανάλογος τού όγκου του κυλίνδρου και της ταχύτητας λειτουργίας του και αντιστρόφως ανάλογος της επιφάνειας συναλλαγής (μείωση των θερμικών απωλειών). Από την τρίτη και τέταρτη συνθήκη προκύπτει ότι μεγαλύτερες πιέσεις και καύσης και βαθμοί εκτόνωσης έχουν σαν συνέπεια μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης.

Παρόλο που τα μη δημοσιοποιημένα κείμενα του Beau de Rochas υπήρχαν νωρίτερα από τις ανακαλύψεις του Otto, ο ίδιος ποτέ δεν εφάρμοσε αυτές τις ιδέες στην πράξη. Συνεπώς, με την ευρεία έννοια, ο Otto θεωρείται ο εφευρέτης της μηχανής εσωτερικής καύσης με την μορφή που την γνωρίζουμε σήμερα.

Η εμπορική επιτυχία του κινητήρα του Otto είχε σαν άμεσο αποτέλεσμα την εντατικοποίηση των προσπαθειών περαιτέρω βελτίωσης. Μέχρι το 1880, διάφοροι μηχανικοί (π.χ. Dugald Clerk, 1854-1913, και James Robson, 1833-1913, στην Αγγλία και Karl Benz, 1844-1929, στην Γερμανία) ανέπτυξαν επιτυχώς τις δίχρονες μηχανές εσωτερικής καύσης, στις οποίες οι διεργασίες της εξαγωγής και της εισαγωγής συνέβαιναν κατά το τέλος της φάσης παραγωγής ισχύος και κατά την έναρξη της φάσης της συμπίεσης. Ο James Atkinson (1846-1914) στην Αγγλία κατασκεύασε έναν κινητήρα με μεγαλύτερη την φάση της εκτόνωσης από την φάση της συμπίεσης, ο οποίος είχε σχετικά υψηλό βαθμό απόδοσης για την εποχή του αλλά αρκετές μηχανικές αδυναμίες και γρήγορα εγκαταλείφθηκε. Με τις βελτιώσεις αυτές επιβεβαιώθηκε ότι βαθμός απόδοσης μιας μηχανής εσωτερικής καύσης είναι άμεση συνάρτηση του βαθμού εκτόνωσης. Διάφοροι περιορισμοί όμως σχετιζόμενοι με την ποιότητα των διαθεσίμων την εποχή εκείνη καυσίμων, των υλικών που χρησιμοποιούνταν για την κατασκευή των κινητήρων, κλπ. δεν επέτρεπαν βαθμούς συμπίεσης μεγαλύτερους του 4. Το μεγαλύτερο πρόβλημα πάντως που είχαν να αντιμετωπίσουν οι μηχανικοί της εποχής εκείνης ήταν η αποφυγή του προβλήματος της κρουστικής καύσης. Σημαντικές καινοτομίες στα συστήματα προσαγωγής του μίγματος και καύσης είχαν σαν συνέπεια την σημαντική μείωση του βάρους των μηχανών εσωτερικής καύσης και την περαιτέρω βελτίωση του βαθμού απόδοσής τους με αποτέλεσμα την τοποθέτηση και λειτουργία τους σε αυτοκίνητα διαφόρων τύπων και μεγεθών. Η χρησιμοποίηση των μηχανών εσωτερικής καύσης σε αυτοκίνητα γενικεύτηκε μέχρι το 1880. Την ίδια εποχή σημειώθηκε αξιοσημείωτη πρόοδος και στις σταθερές μηχανές εσωτερικής καύσης που χρησιμοποιούνταν για παραγωγή ισχύος. Την εποχή εκείνη (τέλος του δέκατου ενάτου αιώνα) μεγάλοι μονοκύλινδροι κινητήρες με διάμετρο εμβόλου 1,3 μέτρα παρήγαγαν ισχύ μέχρι και 600 PS στις 90 rpm. Την ίδια εποχή διάφοροι περιορισμοί στην Αγγλία σχετιζόμενοι με την διαθεσιμότητα των καυσίμων, την ποιότητά τους, κλπ. έστρεψαν την προσοχή των ερευνητών στην έρευνα για πιθανή χρήση κηροζίνης ως καυσίμου των μηχανών εσωτερικής καύσης.

Το 1892, ο Γερμανός μηχανικός Rudolf Diesel (1858-1913) περιέγραψε στην ευρεσιτεχνία του τα βασικά χαρακτηριστικά μιας νέας μορφής μηχανής εσωτερικής καύσης. Σύμφωνα με αυτόν, η καύση μπορούσε να αρχίσει εγχύοντας υγρό καύσιμο σε αέρα ο οποίος θερμαινόταν συμπιεζόμενος. Η μέθοδος αυτή επέτρεψε τον διπλασιασμό του βαθμού απόδοσης συγκριτικά με τις προϋπάρχουσες μηχανές εσωτερικής καύσης. Πολύ μεγαλύτεροι βαθμοί εκτόνωσης, χωρίς προβλήματα κρουστικής καύσης, ήταν πλέον εφικτοί. Χρειάστηκαν πέντε

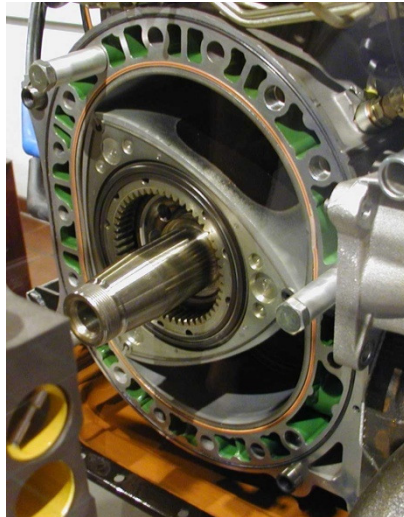
χρόνια επίπονων προσπαθειών του Rudolf Diesel και των μηχανικών του εργοστασίου κατασκευής κινητήρων M.A.N στο Augsburg της Γερμανίας για την ανάπτυξη και τελειοποίηση του κινητήρα (Σχήμα 1.3).



Σχήμα 1.3. Κινητήρας Diesel, κατασκευής M.A.N., 1906

Οι καινοτομίες στην τεχνολογία των μηχανών εσωτερικής καύσης, λιγότερο θεμελιώδεις αλλά εξίσου σημαντικές στην διαρκώς διευρυνόμενη αγορά, συνεχίστηκαν και συνεχίζονται χωρίς διακοπή μέχρι σήμερα. Μια αξιοσημείωτη καινοτομία ήταν η ανάπτυξη περιστροφικών μηχανών εσωτερικής καύσης (δηλαδή κινητήρων χωρίς παλινδρομούσες μάζες). Ο λόγος που ώθησε τους ερευνητές προς αυτή την κατεύθυνση είναι προφανής. Μειωμένες παλινδρομικές μάζες ή παντελής έλλειψη αυτών έχει σαν συνέπεια σημαντική μείωση των ταλαντώσεων και των απαιτήσεων για ζυγοστάθμιση. Παρόλο που μια μεγάλη ποικιλία πειραματικών περιστροφικών μηχανών εσωτερικής καύσης προτάθηκαν μέχρι σήμερα, ο πρώτος πρακτικά εκμεταλλεύσιμος κινητήρας, ο κινητήρας Wankel (από το όνομα του Γερμανού μηχανικού Felix Wankel, δοκιμάστηκε επιτυχώς το 1957 (Σχήμα 1.4).

Είναι αυτονόητο ότι η εξέλιξη και ανάπτυξη των μηχανών εσωτερικής καύσης επηρεάστηκε από την αντίστοιχη εξέλιξη στον τομέα της ποιότητας, κόστους και διαθεσιμότητας των καυσίμων. Οι αρχικές μηχανές εσωτερικής καύσης που χρησιμοποιούνταν για την παραγωγή μηχανικού έργου έκαιγαν φυσικό αέριο. Η βενζίνη και τα ελαφρύτερα κλάσματα του



Σχήμα 1.4. Περιστροφικός Κινητήρας Wankel

πετρελαίου άρχισαν να διατίθενται στο τέλος του 19ου αιώνα. Την ίδια εποχή άρχισαν να αναπτύσσονται οι διάφοροι τύποι εξαεριωτών (καρμπυρατέρ) για την εξάτμιση της βενζίνης και την ανάμιξή της με αέρα. Μέχρι το 1905 γενικεύθηκε η χρήση της βενζίνης ως βασικού καυσίμου των μηχανών εσωτερικής καύσης. Παρόλο που ο βαθμός συμπίεσης ήταν αρκετά χαμηλός (4 η ακόμα και λιγότερο) προκειμένου να αποφευχθούν προβλήματα κρουστικής καύσης, το υψηλώς πτητικό καύσιμο (βενζίνη) διευκόλυνε την έναρξη της καύσης και εξασφάλιζε υψηλούς βαθμούς απόδοσης. Η αυξημένη ζήτηση βενζίνης είχε σαν συνέπεια αύξηση της τιμής της, ελλείψεις, κλπ. Άμεση συνέπεια αυτών ήταν η εντατικοποίηση των προσπαθειών για την βελτίωση των μεθόδων παραγωγής και διάθεσης της βενζίνης. Ο William Burton (1865-1954) και οι συνεργάτες του στην Standard Oil στην Indiana των Ηνωμένων Πολιτειών, ανέπτυξαν μια θερμική διεργασία (θερμική πυρόλυση) κατά την οποία τα βαρύτερα κλάσματα του πετρελαίου θερμαινόμενα υπό πίεση αποσυντίθενται σε λιγότερο σύνθετα και περισσότερο πτητικά συστατικά. Οι σχετικά μεγάλες ποσότητες καυσίμων που προέρχονταν από αυτή την θερμική διεργασία ικανοποίησαν την ζήτηση, αλλά το υψηλότερο σημείο βρασμού τους δημιούργησε προβλήματα ψυχρής εκκίνησης. Οι ηλεκτρικοί εκκινητές που αναπτύχθηκαν το 1912 έλυσαν το πρόβλημα.

Η περίοδος που ακολούθησε τον 1ο Παγκόσμιο Πόλεμο χαρακτηρίστηκε από μια αλματώδη πρόοδο στην κατανόηση του τρόπου με τον οποίο το καύσιμο επηρεάζει την καύση, και κυρίως το φαινόμενο της κρουστικής καύσης. Από έρευνες που έγιναν στα εργαστήρια της General Motors διαπιστώθηκε ότι μικρές σχετικά ποσότητες τετρα-αιθυλιούχου μόλυβδου προστιθέμενες στην βενζίνη περιορίζουν σημαντικά το φαινόμενο της κρουστικής καύσης. Το 1923 άρχισε να διατίθεται στις Ηνωμένες Πολιτείες βελτιωμένη βενζίνη με τετρα-αιθυλιούχο μόλυβδο. Στη δεκαετία του 1930, ο Eugene Houdry ανακάλυψε ότι ατμοποιημένο

πετρέλαιο, το οποίο διαβιβάζεται σε έναν «ενεργό καταλύτη» στους 450-480 °C, μετατρέπεται σε υψηλής ποιότητας βενζίνη. Οι ποσότητες βενζίνης που ήταν δυνατόν να παραχθούν με αυτή την μέθοδο ήταν πολύ μεγαλύτερες από αυτές που παράγονταν με την μέθοδο της θερμικής πυρόλυσης. Αυτές οι καινοτομίες και διάφορες άλλες που ακολούθησαν επέτρεψαν την παραγωγή μεγάλων ποσοτήτων καυσίμων με πολύ καλή συμπεριφορά σε κρουστική καύση. Έτσι έγινε δυνατή η σταδιακή αύξηση του βαθμού συμπύεσης των μηχανών εσωτερικής καύσης με άμεση συνέπεια την αύξηση του βαθμού απόδοσής τους και της παραγόμενης ισχύος.

Τις τελευταίες δεκαετίες διάφοροι περιορισμοί και παράμετροι (που συστηματικά αγνοούνταν μέχρι τότε ή δεν λαμβάνονταν καθόλου υπ' όψιν) έγιναν ιδιαίτερα σημαντικοί και επηρέασαν σημαντικά τον σχεδιασμό, την κατασκευή, την λειτουργία και τις απαιτήσεις συντήρησης των μηχανών εσωτερικής καύσης. Οι παράγοντες αυτοί είναι το μερίδιο των μηχανών εσωτερικής καύσης (κυρίως των αυτοκινήτων) στην ατμοσφαιρική ρύπανση και η συνακόλουθη ανάγκη για σημαντική μείωση της κατανάλωσης καυσίμων.

Η οφειλόμενη στα αυτοκίνητα ατμοσφαιρική ρύπανση μελετήθηκε για πρώτη φορά την δεκαετία του 1940 στην περιοχή του Los Angeles. Το 1952, ο καθηγητής A. J. Haagen-Smit επεσήμανε ότι το πρόβλημα του 'νέφους' οφειλόταν σε αντιδράσεις ανάμεσα σε οξείδια του αζώτου και υδρογονανθράκων υπό την παρουσία της ηλιακής ακτινοβολίας. Διαπιστώθηκε ότι τα οξείδια του αζώτου και των υδρογονανθράκων προερχόταν κατά κύριο λόγο από τα καυσαέρια των αυτοκινήτων. Επίσης διαπιστώθηκε ότι τα καυσαέρια των αυτοκινήτων ήταν η κύρια αιτία για τα υψηλά επίπεδα μονοξειδίου του άνθρακα σε αστικές περιοχές. Τα καυσαέρια των κινητήρων diesel αποτελούν σημαντικές πηγές αιθάλης, καθώς επίσης υδρογονανθράκων και οξειδίων του αζώτου. Σταδιακά άρχισαν να εφαρμόζονται κανονισμοί που περιόριζαν την ποσότητα ρύπων στα καυσαέρια των αυτοκινήτων, αρχικά στην California και αργότερα σε όλη την επικράτεια των Ηνωμένων Πολιτειών. Η περιοριστική αυτή νομοθεσία στην εκπομπή ρύπων επεκτάθηκε γρήγορα στην Ιαπωνία και στην Ευρώπη. Με αυτόν τον τρόπο, σημειώθηκε σημαντική μείωση στις εκπομπές ρύπων από τις μηχανές εσωτερικής καύσης των αυτοκινήτων, άμεση συνέπεια των ερευνών που ακολούθησαν την εφαρμογή των περιοριστικών μέτρων. Η χρήση των καταλυτών στα συστήματα εξατμίσεως των βενζινοκινητήρων από την μια πλευρά και η ανησυχία για την τοξικότητα των μολυβδούχων πρόσθετων της βενζίνης που σαν σκοπό είχαν να περιορίσουν τα προβλήματα κρουστικής καύσης από την άλλη πλευρά, οδήγησαν στην επανεμφάνιση της αμόλυβδης βενζίνης ως το κύριο είδος καυσίμου για την αυτοκίνηση. Η διαρκώς αυστηρότερη νομοθεσία για την εκπομπή ρύπων από τα αυτοκίνητα και οι σημαντικές και διαρκείς καινοτομίες στον τομέα των καυσίμων οδήγησαν σε πολύ σημαντικές αλλαγές στην σχεδίαση και λειτουργία των μηχανών εσωτερικής καύσης.

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης αποτελούν μία πολύ σημαντική πηγή θορύβου. Οι κυριότερες πηγές θορύβου είναι το σύστημα εξαγωγής καυσαερίων, το σύστημα εισαγωγής αέρα, ο ανεμιστήρας που χρησιμοποιείται για την ψύξη του κινητήρα και η επιφάνεια του σώματος του κινητήρα (engine block surface). Ο θόρυβος μπορεί να οφείλεται σε αεροδυναμικά αίτια, στις δυνάμεις που αναπτύσσονται κατά την διεργασία της καύσης ή μπορεί να είναι αποτέλεσμα της μηχανικής διέγερσης των περιστρεφόμενων ή παλινδρομικών μαζών του κινητήρα. Οι πρώτοι νόμοι που περιόριζαν τα επίπεδα θορύβου των βενζινοκινητήρων των αυτοκινήτων τέθηκαν σε εφαρμογή τα πρώτα χρόνια της δεκαετίας 1970.

Την πρώτη πετρελαϊκή κρίση (δεκαετία του 1970) ακολούθησε σοβαρός προβληματισμός σχετικά με την διαθεσιμότητα πετρελαίου σε παγκόσμια κλίμακα και τον ασφαλή εφοδιασμό της αγοράς. Η κρίση αυτή έδωσε ώθηση για σημαντικές βελτιώσεις στον βαθμό απόδοσης των μηχανών εσωτερικής καύσης (για οποιαδήποτε χρήση). Οι κανονισμοί όμως για περιορισμό των ρύπων των καυσαερίων δυσχεραίνουν την προσπάθεια βελτίωσης της κατανάλωσης καυσίμου καθώς η απαγόρευση χρήσης βελτιωτικών με βάση τον μόλυβδο οδήγησε στην μείωση του βαθμού συμπίεσης των βενζινοκινητήρων. Εντατική έρευνα γίνεται για την χρήση εναλλακτικών μορφών καυσίμων. Από τα καύσιμα που δεν έχουν ως βάση το πετρέλαιο, τα πιο σημαντικά είναι το φυσικό αέριο, η μεθανόλη και η αιθανόλη. Η συνθετική βενζίνη και το πετρέλαιο θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν στο απώτερο μέλλον.

Είναι πιθανό κάποιος να σκεφτεί ότι μετά από έναν και πλέον αιώνα έρευνας και ανάπτυξης, η μηχανή εσωτερικής καύσης έχει φτάσει στο βέλτιστο σημείο της, και συνεπώς δεν υπάρχουν μεγάλα περιθώρια για βελτίωση. Προφανώς κάτι τέτοιο δεν ισχύει. Οι μηχανές εσωτερικής καύσης είναι επιδεκτικές σημαντικών βελτιώσεων στο μέλλον. Τα αποτελέσματα των ερευνών σε διάφορους τομείς της επιστήμης και της τεχνολογίας προσφέρουν δυνατότητες βελτίωσης των κινητήρων. Διάφορα νέα υλικά και μέθοδοι παραγωγής αυτών καθώς και διάφοροι τύποι καυσίμων μπορούν να οδηγήσουν σε σημαντικές βελτιώσεις στον βαθμό απόδοσης των μηχανών εσωτερικής καύσης, στη μείωση του βάρους τους, στη μείωση των θερμικών απωλειών, κλπ. Είναι βέβαιο ότι η βελτίωση των μηχανών εσωτερικής καύσης με την ευρεία έννοια του όρου θα είναι μια σημαντική πρόκληση για τους μηχανικούς του μέλλοντος.

### **1.3. Μελέτη στρεπτικών ταλαντώσεων**

Οι πρώτες συστηματικές μελέτες στρεπτικών ταλαντώσεων έγιναν την εποχή που η πολυκύλινδρη παλινδρομική ατμομηχανή κινούσε υπερωκεάνια όπως το Oceanic και το Kaiser Wilhelm II, τα οποία αποτελούσαν τα μεγαλύτερα επιτεύγματα της τεχνολογίας της εποχής τους (1900-1940).

Επρόκειτο για την περίοδο που η πολυκύλινδρη παλινδρομική ατμομηχανή ήταν η κινητήρια μηχανή των μεγαλύτερων πλοίων της εποχής χωρίς αυτό να σημαίνει ότι δεν υπήρχαν προβλήματα που έπρεπε να επιλυθούν. Σε ένα κείμενο του το 1886, ο J. F. Hall, επεσήμανε ότι πολλοί μηχανικοί της εποχής είχαν έρθει αντιμέτωποι με περιπτώσεις πλοίων τα οποία είχαν αποκτήσει την φήμη ότι διέλυαν τις στροφαλοφόρους ατράκτους (χαρακτηρίζονταν ως 'notorious crankshaft smashers'). Από τα κείμενα της εποχής αυτής που διασώθηκαν μέχρι σήμερα προκύπτει ότι οι ναυπηγοί και οι μηχανολόγοι της εποχής είχαν ασχοληθεί αρκετά με το ζήτημα των στρεπτικών ταλαντώσεων και της ζυγοστάθμισης των κινητήρων.

Κατά την περίοδο της πρώτης δεκαετίας του 20ου αιώνα πραγματοποιήθηκαν οι πρώτες μελέτες στρεπτικών ταλαντώσεων. Μέχρι τότε το πρόβλημα της διακύμανσης της ροπής αντιμετωπιζόνταν με έναν σφόνδυλο καταλλήλου μεγέθους που απορροφούσε ή απέδιδε την περίσσεια ισχύος. Εξυπακούεται ότι το σύστημα θεωρείτο εντελώς άκαμπτο αποτελούμενο από δύο μόνο μάζες. Οι μηχανικοί της εποχής εκείνης δεν άργησαν να αντιληφθούν τον μη ικανοποιητικό και σε πολλές περιπτώσεις επικίνδυνο χαρακτήρα αυτής της προσέγγισης.

Σε μελέτες που έγιναν σε πλοία την πρώτη δεκαετία του 20ου αιώνα με την βοήθεια των οργάνων της εποχής εκείνης οι μελετητές κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι το πρόβλημα οφείλεται στις στρεπτικές ταλαντώσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου. Μάλιστα οι μελέτες αυτές αποτελούν την πρώτη συστηματική μελέτη πάνω στο συγκεκριμένο ζήτημα.

Στις πρώτες μελέτες στρεπτικών ταλαντώσεων, το σύστημα εξισωνόταν με ένα 'ισοδύναμο' που αποτελούταν από δύο μάζες, προκειμένου να υπολογιστεί η ιδιοσυχνότητά του (ταλάντωση με έναν κόμβο). Μέθοδοι για τον υπολογισμό των κρίσιμων ταχυτήτων περιστροφής για συστήματα περισσότερων μαζών δημοσιεύθηκαν από τους Chree, Sankey και Millington το 1905 και από τον Holzer το 1907.

Η πρόοδος όμως των αναλυτικών και πειραματικών μελετών σχετικά με το θέμα των στρεπτικών ταλαντώσεων από το 1900 μέχρι την έναρξη του Α' Παγκοσμίου Πολέμου το 1914 ήταν μάλλον περιορισμένη. Η αστοχία των ατράκτων που συνέδεαν τον κινητήρα με την έλικα, κάτι το οποίο ανησυχούσε ιδιαίτερα τους μηχανικούς, έκανε ξεκάθαρο ότι η εξέλιξη των μεγάλων παλινδρομικών ατμομηχανών εξαρτάτο από την επίλυση των προβλημάτων που σχετιζόταν με τις στρεπτικές ταλαντώσεις. Αυτό έγινε ακόμα πιο σαφές στο τέλος της περιόδου αυτής, με την αστοχία των ατράκτων στα πλοία Minnesota, Kansas, Oklahoma και Texas του Αμερικανικού πολεμικού ναυτικού. Οι αστοχίες αυτές αποδόθηκαν σε προβλήματα στρεπτικών ταλαντώσεων.

Η αστοχία μεγάλων ναυτικών κινητήρων Diesel που χρησιμοποιούνταν για την πρόωση υποβρυχίων κατά την διάρκεια του πολέμου (1914-1918) έκανε επιτακτική την



εντατικοποίηση των ερευνών στο θέμα των στρεπτικών ταλαντώσεων. Οι αστοχίες αυτές προκαλούσαν σημαντικά προβλήματα στους εμπολέμους καθώς μειωνόταν ο αριθμός των υποβρυχίων που διετίθεντο για πολεμικές επιχειρήσεις η δε η επισκευή τους ήταν αρκετά δαπανηρή και χρονοβόρα. Οι εγκαταστάσεις προώσεως των υποβρυχίων αυτών ήταν αρκετά πολύπλοκες για τα δεδομένα της εποχής εκείνης. Το σύστημα προώσεως αποτελείτο από μια πολυκύλινδρη μηχανή εσωτερικής καύσης (8 ή ακόμα περισσότεροι κύλινδροι) και από έναν συμπλέκτη και έναν ηλεκτροκινητήρα (με σημαντικά μεγάλες ροπές αδρανείας) που παρεμβάλλονταν ανάμεσα στον κινητήρα και στην έλικα. Για την κάτω από την επιφάνεια της θάλασσας πλεύση, υποβρύχια πρόωση, χρησιμοποιούταν ο ηλεκτροκινητήρας με αποσυνδεδεμένη την κύρια μηχανή. Συγκρινόμενες με τις παλιδρομικές ατμομηχανές οι οποίες ήταν το αντικείμενο μελέτης προηγούμενων ερευνητών, οι πιθανότητες αστοχίας των εγκαταστάσεων προώσεως των υποβρυχίων λόγω συντονισμού ήταν μεγαλύτερες. Η αστοχία δεν περιοριζόταν μόνο στην άτρακτο που συνέδεε τον κινητήρα με την έλικα, αλλά επεκτεινόταν και στην ίδια την στροφαλοφόρο άτρακτο στο εσωτερικό του κινητήρα, που αποδείκνυε ότι στις στρεπτικές ταλαντώσεις που εμφανίζονταν, υπήρχαν περισσότεροι από ένας κόμβοι. Πολλές εγκαταστάσεις προώσεως μελετήθηκαν θεωρητικά και μερικές δοκιμάστηκαν πειραματικά προκειμένου να διερευνηθούν τα αίτια της αστοχίας και να προταθούν μέτρα για την πρόληψή τους. Οι μελέτες αυτές οδήγησαν σε αλλαγές στις μάζες και στα ελαστικά χαρακτηριστικά του συστήματος, αλλαγές στην σειρά ανάφλεξης, και στην εισαγωγή ειδικών συσκευών απόσβεσης των ταλαντώσεων.

Παρά την πρόοδο, ήταν πολύ δύσκολο αν όχι αδύνατο να αντιμετωπισθεί το πρόβλημα της ομαλής και ασφαλούς λειτουργίας του κινητήρα σε όλο το εύρος των στροφών. Αντ' αυτού, έπρεπε να γίνει αποδεκτός ένας περιορισμός στη λειτουργία του κινητήρα σε μια περιοχή ταχυτήτων περιστροφής. Στην απαγορευμένη αυτή περιοχή ταχυτήτων περιστροφή δεν επιτρεπόταν η συνεχής λειτουργία του κινητήρα για την αποφυγή συντονισμού και αστοχίας.

Τα χρόνια που ακολούθησαν τον Α' Παγκόσμιο Πόλεμο χαρακτηρίστηκαν από αλματώδη εξέλιξη των μηχανών εσωτερικής καύσης που χρησιμοποιούνταν για την πρόωση των πλοίων. Η εξέλιξη αυτή έκανε επιτακτική την περαιτέρω μελέτη του θέματος των στρεπτικών ταλαντώσεων. Κατά την διάρκεια αυτής της περιόδου εμφανίστηκαν και δοκιμάστηκαν διάφορες μηχανές εσωτερικής καύσεως. Παρόλο που αυτές ήταν λιγότερο πολύπλοκες από αυτές που χρησιμοποιούνταν στα υποβρύχια οι αστοχίες που άμεσα ή έμμεσα αποδιδόταν στις στρεπτικές ταλαντώσεις συνεχίστηκαν. Οι αστοχίες αυτές ήταν ασφαλώς πολύ πιο σημαντικές από αυτές που είχαν παρατηρηθεί στις ατμομηχανές πριν τον πόλεμο, αφού πλέον οι αστοχίες εμφανίζονταν στην στροφαλοφόρο άτρακτο και όχι στον ελικοφόρο άξονα. Προς στιγμήν φάνηκε ότι τα προβλήματα αυτά θα καθυστερούσαν την περαιτέρω ανάπτυξη των ναυτικών κινητήρων και δόθηκε προτεραιότητα στην επίλυσή τους.

Μέχρι το 1934 εντοπίστηκαν αστοχίες σε όλα τα γνωστά για την εποχή εκείνη συστήματα μετάδοσης ισχύος, ακόμα και σε συστήματα πρόωσης πλοίων με αμμοστροβίλους (steam turbines) όπου η έλικα έπαιρνε κίνηση μέσω ενός συστήματος οδοντωτών τροχών. Σχεδόν όλες οι αστοχίες, άμεσα ή έμμεσα, άλλοτε λιγότερο και άλλοτε περισσότερο αποδιδόταν στις στρεπτικές ταλαντώσεις. Τα φαινόμενα αυτά αποτέλεσαν κίνητρο για προωθημένη αναλυτική και πειραματική μελέτη. Τα μαθηματικά μοντέλα που αναπτύχθηκαν επέτρεψαν τον υπολογισμό των ιδιοσυχνοτήτων με ικανοποιητική ακρίβεια. Παράλληλα οι πειραματικές μέθοδοι που χρησιμοποιήθηκαν επιβεβαίωσαν τα αποτελέσματα των υπολογισμών.

Μέχρι τα μέσα της δεκαετίας του 1930 η πρόοδος στην μελέτη των προβλημάτων των στρεπτικών ταλαντώσεων προερχόταν από την ανάγκη επίλυσης των προβλημάτων αξιόπιστης μετάδοσης ισχύος από την κινητήρια μηχανή στην έλικα των πλοίων. Από το 1935 και μετά παρόμοια προβλήματα παρουσιάστηκαν και στα αεροπλάνα και οι μελέτες και οι έρευνες, θεωρητικές και πειραματικές, συνεχίστηκαν με αμείωτη ένταση.

Η έρευνα πάνω στα θέματα των στρεπτικών ταλαντώσεων στους αεροπορικούς κινητήρες, άρχισε το 1917 από την Royal Aircraft Establishment, στο Farnborough, την ίδια περίπου εποχή που οι ναυπηγοί απασχολούνταν με το ίδιο πρόβλημα στις εγκαταστάσεις των πλοίων. Μέχρι το 1927, η αυξανόμενη σημασία του προβλήματος των στρεπτικών ταλαντώσεων οδήγησε την Royal Aircraft Establishment στην δημιουργία μίας επιτροπής για την διερεύνηση του θέματος.

Μέχρι την εποχή εκείνη η μέθοδος που χρησιμοποιούταν στην αεροπορική βιομηχανία ήταν παρόμοια με την μέθοδο της μελέτης του προβλήματος στα πλοία. Η έλικα του αεροπλάνου που βρίσκονταν μπροστά από τον κινητήρα, όπως και η έλικα του πλοίου θεωρήθηκε ισοδύναμη με μία μάζα με την ίδια πολική ροπή αδράνειας και ο κινητήρας ως ένα σύνολο άκαμπτων δίσκων συνδεδεμένων μεταξύ των από μία σειρά αβαρών αλλά ελαστικών συνδέσμων. Ήταν όμως μεγάλης σημασίας να αναπτυχθούν πλέον εξελιγμένα όργανα μετρήσεων αφού οι ταχύτητες περιστροφής ήταν πολύ μεγαλύτερες.

Ένα από τα πιο σημαντικά αποτελέσματα αυτών των ερευνών ήταν η ανάπτυξη ενός πειραματικού μοντέλου που επέτρεπε να γίνουν μετρήσεις με την έλικα συνδεδεμένη στον κινητήρα σε πραγματικές συνθήκες πτήσης. Οι μετρήσεις αυτές έδειξαν καθαρά ότι τα εύρη και οι συχνότητες συντονισμού των μελετών που έγιναν σε κινητήρες που λειτουργούσαν πειραματικά στο εργαστήριο διέφεραν σημαντικά από αυτές κατά την πραγματική πτήση. Έγινε συνεπώς σαφές ότι μια ικανοποιητική εργαστηριακή δοκιμή δεν ήταν αρκετή για να εξασφαλιστεί και η ομαλή λειτουργία κατά την πτήση.

Είναι προφανές ότι η έρευνα πάνω σε αεροπορικούς κινητήρες συνεχιζόταν σε όλο τον κόσμο. Η εταιρία Hamilton Standard Property Company στην Αμερική είχε αναπτύξει μέχρι το 1934 μια έλικα μεταβλητού βήματος με πτερύγια από αλουμίνιο και χαλύβδινη πλήμνη. Με την έλικα αυτή βελτιώθηκε σημαντικά ο βαθμός απόδοσης ενώ έγινε δυνατή η απορρόφηση μεγαλύτερων ισχύων από την έλικα, πράγμα που σήμαινε μεγαλύτερα και ταχύτερα αεροπλάνα.

Από την αρχή έγινε κατανοητό ότι ο ρυθμός της προόδου για την ανάπτυξη και χρήση κινητήρων με μεγαλύτερη ισχύ και μειωμένο κατασκευαστικό βάρος θα μπορούσε να επιταχυνθεί κυρίως από την επίλυση των προβλημάτων που σχετίζονταν με τις στρεπτικές ταλαντώσεις. Στα χρόνια που ακολούθησαν έγιναν διάφορες ανακαλύψεις και βελτιώσεις οργάνων τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για πιο αξιόπιστες μετρήσεις των παραμορφώσεων των μερών του κινητήρα προκειμένου να επιλυθεί το πρόβλημα των στρεπτικών ταλαντώσεων.

Το 1936 ένα δημοσίευμα του Carter περιείχε τα αποτελέσματα μαθηματικών ερευνών βασισμένων σε ιδεατές μορφές πτερυγίων, που έδειξαν καθαρά ότι ήταν λανθασμένο να αμελείται η ευκαμψία των πτερυγίων της έλικας. Στο ίδιο συμπέρασμα κατέληξε και ένας άλλος ερευνητής το 1937, ο Meyer, με ανεξάρτητες έρευνες που πραγματοποίησε στην Γερμανία.

Οι δύο αυτές μελέτες εντόπισαν ένα σημείο συντονισμού με αναλυτικές και πειραματικές μελέτες σε αεροπορικούς κινητήρες. Επέτρεψαν στα πειραματικά αποτελέσματα να εξηγηθούν με μεγαλύτερη σιγουριά, έκαναν όμως και το αναλυτικό πρόβλημα να γίνει πολύ πιο σύνθετο.

Και τα δύο αυτά δημοσιεύματα παρουσίαζαν μια μέθοδο για τον καθορισμό των ιδιοσυχνοτήτων ενός αεροπορικού κινητήρα, θεωρώντας ότι ο κινητήρας ήταν διαχωρισμένος από την έλικα που κινούσε. Οι χαρακτηριστικές συχνότητες υπολογίζονταν για το κάθε κομμάτι ξεχωριστά, κατόπιν οι χαρακτηριστικές καμπύλες σχεδιάζονταν μαζί με κοινό άξονα την συχνότητα. Οι οικογένειες καμπυλών που είχαν πλέον προκύψει υπερτίθενταν η μία πάνω στην άλλη, και τα σημεία τομής των καμπυλών αυτών έδιναν τις ιδιοσυχνότητες όλου του συστήματος.

Η παραπάνω μέθοδος βοηθάει πολύ και στην περίπτωση που το σύστημα είναι αρκετά πολύπλοκο, είτε εξ' αιτίας της ύπαρξης μειωτήρα, είτε εξ' αιτίας της ύπαρξης πολλών μαζών που βρίσκονται η μία δίπλα στην άλλη. Σε αυτές τις περιπτώσεις, είναι δυνατόν να προσδιορισθεί κατάλληλο σημείο διαχωρισμού ώστε ο χρόνος που απαιτείται για να υπολογιστούν οι οικογένειες καμπυλών να είναι σημαντικά μικρότερος από τον χρόνο που απαιτείται για να υπολογιστούν οι ιδιοσυχνότητες με άλλες μεθόδους.

Οι χαρακτηριστικές καμπύλες των πτερυγίων, παρόλα αυτά ήταν πολύ δύσκολο να υπολογιστούν με αναλυτικές μεθόδους εξαιτίας της πολύπλοκης μορφής των πτερυγίων και της δυσκολίας στην εύρεση αναλυτικών λύσεων. Για αρκετά χρόνια συνεπώς, οι χαρακτηριστικές αυτές καμπύλες υπολογίζονταν πειραματικά. Το 1942, οι Morris και Head, παρουσίασαν μία αναλυτική μέθοδο προκειμένου να υπολογιστούν αυτές οι καμπύλες για τις έλικες των αεροσκαφών. Στην μέθοδο αυτή, λαμβάνονταν υπ' όψιν το αεροδυναμικό κομμάτι των πτερυγίων και η συστροφή τους, η αδράνεια του ομφαλού, το βήμα του πτερυγίου και η ταχύτητα περιστροφής.

Ακόμα και έτσι όμως, ο απαιτούμενος χρόνος για μία σειρά υπολογισμών διαρκούσε περίπου δύο μήνες, και έπρεπε να βρεθεί ένας τρόπος για να λύνονται αυτόματα και γρήγορα όλες οι αριθμητικές πράξεις. Σημαντική πρόοδος παρουσιάστηκε κατά την περίοδο του πολέμου, όταν ο R.R.M. Malock χρησιμοποίησε μια μηχανή για να επιλύσει τις αριθμητικές εξισώσεις και να υπολογίσει τις ιδιοσυχνότητες.

Με αυτόν τον τρόπο λοιπόν, ο χρόνος υπολογισμού περιορίστηκε περίπου σε δύο εβδομάδες, επιτρέποντας σε πολλά τέτοια αριθμητικά προβλήματα να λυθούν και να εξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα γι' αυτό το τόσο σημαντικό ζήτημα, και να είναι πλέον δυνατός ο καθορισμός των χαρακτηριστικών των ελίκων ώστε να αποφευχθούν οι κρίσιμες ταχύτητες περιστροφής και να εξασφαλιστεί ομαλή λειτουργία.

Έτσι λοιπόν, με την ανάπτυξη των πλήρως μεταλλικών ελίκων (1935-1945), οι επιστημονικές μέθοδοι αντικατέστησαν τις αρχικές μεθόδους δοκιμής και σφάλματος, με αποτέλεσμα να αυξηθεί κατακόρυφα η αξιοπιστία των κατασκευών, ενώ το ειδικό τους βάρος να μειωθεί στο μισό. Έτσι, υπήρξε εξέλιξη από έναν απλό μηχανισμό περιστροφής πτερυγίων, σε έναν αρκετά σύνθετο μηχανισμό με συνεχή έλεγχο της ταχύτητας περιστροφής για βελτιστοποίηση της απόδοσης, προστασία των πτερυγίων σε περίπτωση ζημιάς κατά την πτήση, ακόμα και αναστροφή βήματος για το φρενάρισμα κατά την προσγείωση.

Η βελτίωση και ανάπτυξη μεταξύ των ετών 1914 και 1945 ήταν θεαματική και οδήγησε σε επίσης θεαματική βελτίωση των μηχανών εσωτερικής καύσης και των υποσυστημάτων τους, πολλαπλασιάζοντας κατά πολύ τις ισχείς και βελτιώνοντας τους βαθμούς απόδοσης. Οι τέσσερις βασικοί παράγοντες που έδωσαν την ώθηση γι' αυτήν την ανάπτυξη ήταν οι ακόλουθοι:

1. Βελτίωση των υλικών και κυρίως κατανόηση των νόμων που διέπουν την αντοχή τους και την αστοχία τους
2. Βελτίωση των καυσίμων
3. Η στρόβιλο-υπερπλήρωση (turbo-charging).

4. Η συνεχώς διευρυνόμενη γνώση πάνω στο ζήτημα της δυναμικής των μηχανών και κυρίως στην επίλυση των προβλημάτων στρεπτικών ταλαντώσεων με αποτέλεσμα αύξηση της πίεσης μέσα στους κυλίνδρους και της ταχύτητας περιστροφής.

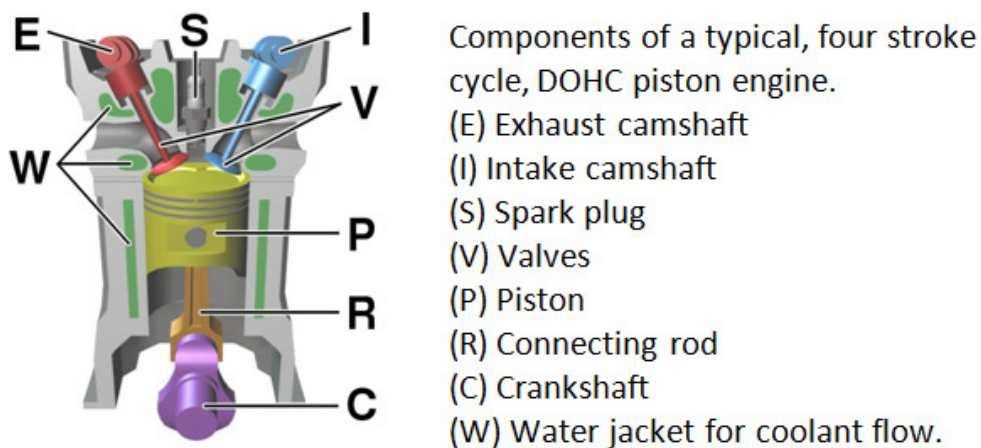
## Κεφάλαιο 2ο

### Γενική Περιγραφή Λειτουργίας Εμβολοφόρων

#### ΜΕΚ

##### 2.1. Κύκλοι Λειτουργίας

Η συγκρότηση των εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης βασίζεται στον κινηματικό μηχανισμό **εμβόλου-διωστήρα-στροφάλου** (Σχημα 2.1), όπου το έμβολο παλινδρομεί μέσα στον κύλινδρο και η παλινδρομική κίνηση του εμβόλου μετατρέπεται σε περιστροφική στην στροφαλοφόρο άτρακτο δια μέσου του διωστήρα.



Σχήμα 2.1. Μηχανισμός εμβόλου-διωστήρα-στροφάλου

Στους εμβολοφόρους (παλινδρομικούς) κινητήρες το έμβολο αναγκάως ακινητοποιείται σε δύο ορισμένες θέσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου προτού επέλθει αναστροφή της κίνησής του. Αυτές οι θέσεις καλούνται άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ - TDC) και κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ - BDC). Η απόσταση που διανύει το έμβολο από το ένα νεκρό σημείο στο άλλο καλείται διαδρομή ή χρόνος (αντιστοιχεί σε μισή στροφή, ή 180° περιστροφή της στροφαλοφόρου ατράκτου).

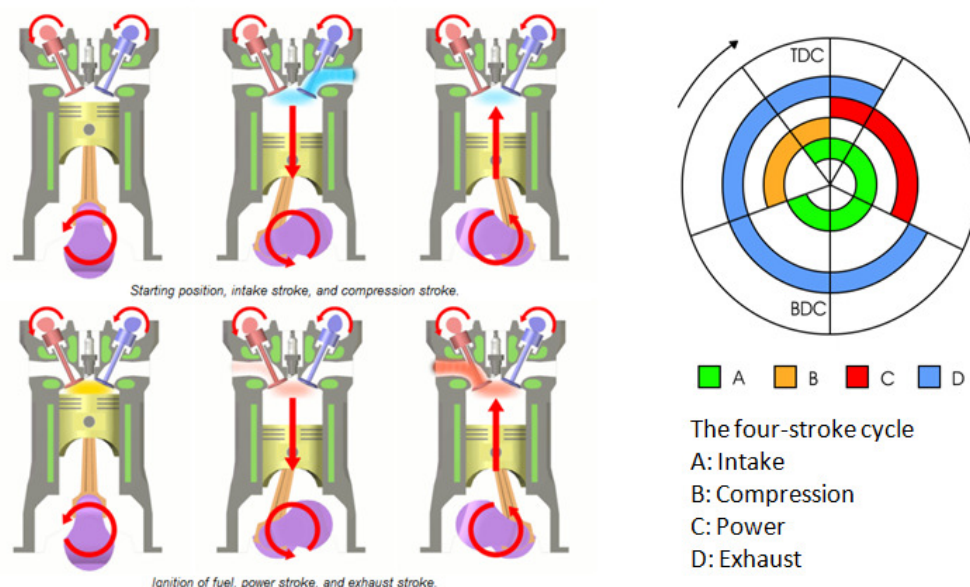
Βασικά μεγέθη για την εμβολοφόρο μηχανή εσωτερικής καύσης είναι τα εξής:

1. **Όγκος εμβολισμού  $V_h$** , δηλαδή ο όγκος του κυλίνδρου που σαρώνεται από το έμβολο κατά την διάρκεια μιας διαδρομής. Είναι  $V_h = \pi \cdot D^2 \cdot s / 4$ , όπου  $D$  είναι η διάμετρος του εμβόλου - κυλίνδρου (cylinder bore),  $s$  η διαδρομή του εμβόλου και  $s = 2 \cdot r$  όπου  $r$  είναι η ακτίνα του στροφάλου.
2. **Επιζήμιος όγκος  $V_c$** , δηλαδή ο όγκος του κυλίνδρου άνωθεν της κεφαλής του εμβόλου όταν αυτό βρίσκεται στο άνω νεκρό σημείο.
3. **Βαθμός συμπίεσης  $\varepsilon = (V_h + V_c) / V_c$**

Σημειώνεται ότι η ύπαρξη των βαρέων (παλινδρομουσών και περιστρεφόμενων) μαζών του κινητήρα και του σφονδύλου καθιστούν περίπου ομοιόμορφη (όπως θα γίνει σαφές και παρακάτω) την ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου (σε 'μόνιμη' λειτουργία) παρά το γεγονός της ανομοιομορφίας της κατανομής της στρεπτικής δυνάμεως σε ένα κύκλο λειτουργίας. Η γωνιακή ταχύτητα  $\omega$  σε rad/sec, δίνεται ως γνωστόν από την σχέση  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60$  όπου  $n$  η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε rpm.

Ως προς την εξωτερική λειτουργίας τους, διακρίνουμε τις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης (κινητήρες) σε **Τετράχρονες (4-X)** και **Δίχρονες (2-X)**.

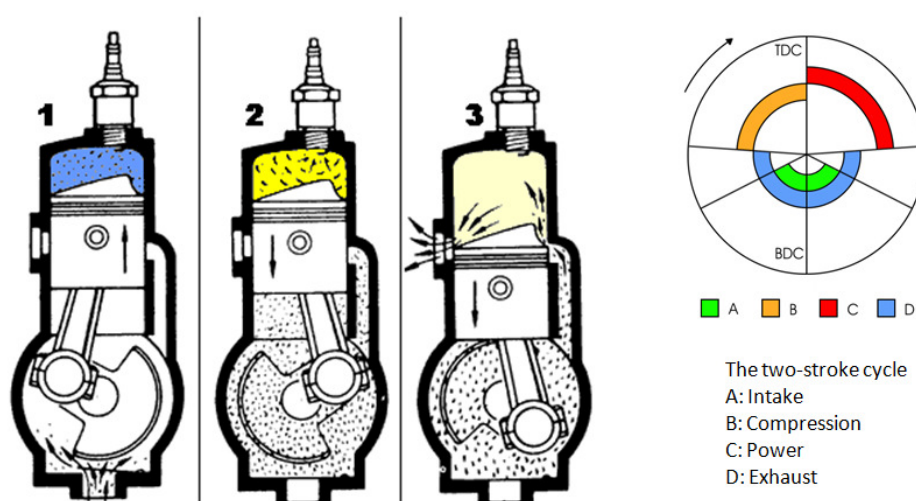
Στους τετράχρονους κινητήρες (Σχήμα 2.2) μία περίοδος λειτουργίας διαρκεί δύο πλήρεις περιστροφές ή  $720^\circ$  της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει 4 πλήρεις διαδρομές εμβόλου (ή χρόνους), εκ των οποίων οι δύο (πρώτη και τέταρτη) είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων, που έτσι διεξάγεται με σχετική άνεση, και μάλιστα υπό τον άμεσο έλεγχο της εκτοπιστικής δράσης του εμβόλου.



Σχήμα 2.2. Τετράχρονος κύκλος λειτουργίας

Την πλήρωση, εκκένωση του κυλίνδρου καθώς και την έναρξη της καύσεως ρυθμίζουν ειδικά όργανα διανομής (αντιστοίχως βαλβίδα ή βαλβίδες εισαγωγής, βαλβίδα ή βαλβίδες εξαγωγής και αντλία καυσίμου - εγχυτήρας ή διανομέας - σπινθηριστής) που λαμβάνουν κίνηση από την εκκεντροφόρο άτρακτο η οποία κινείται από τη στροφαλοφόρο άτρακτο με το μισό της ταχύτητάς της.

Στους δίχρονους κινητήρες (Σχήμα 2.3) μία περίοδος λειτουργίας διαρκεί μόνο μία περιστροφή ή  $360^\circ$  της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει 2 διαδρομές εμβόλου (ή χρόνους), εκ των οποίων μόνο μισός χρόνος (κοντά στο ΚΝΣ) είναι αφιερωμένος στην εναλλαγή των αερίων.

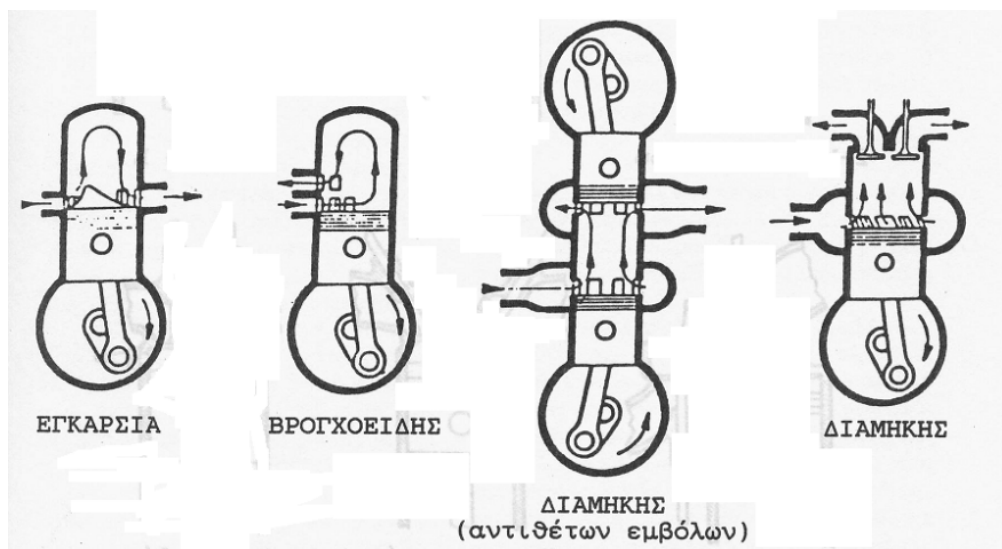


Σχήμα 2.3. Δίχρονος κύκλος λειτουργίας

Κατά κανόνα, την πλήρωση και εκκένωση του κυλίνδρου ρυθμίζει η άνω ακμή του εμβόλου αποκαλύπτουσα ή καλύπτουσα σχετικές θυρίδες τοποθετημένες στην παράπλευρη επιφάνεια του κυλίνδρου. Έτσι, η εναλλαγή των αερίων διεξάγεται πάντα υπό δυσμενείς συνθήκες, που καθιστούν απαραίτητη την βίαιη πλήρωση του κυλίνδρου με την βοήθεια ειδικής αντλίας αποπλύσεως ή σαρώσεως που απορροφά πολύτιμο μηχανικό έργο από την στροφαλοφόρο άτρακτο. Η με την ίδια ταχύτητα προς την στροφαλοφόρο κινούμενη εκκεντροφόρος άτρακτος εξυπηρετεί τότε μόνο την καύση (αντλία καυσίμου ή διανομέας) ή και τυχόν άλλα βοηθητικά όργανα, όπως π.χ. την βαλβίδα αέρα εκκινήσεως κ.λ.π.). Οι συνηθέστερες διατάξεις αποπλύσεως δίχρονων κινητήρων φαίνονται στο Σχήμα 2.4. Αυτές είναι η εγκάρσια απόπλυση, η βρογχοειδής απόπλυση, η διαμήκης απόπλυση στο σπανίζοντα πλέον σήμερα κινητήρα με δύο αντιθέτως παλινδρομούντα έμβολα εντός του ίδιου κυλίνδρου και η διαμήκης απόπλυση στον κινητήρα με θυρίδες εισαγωγής και βαλβίδες (ή βαλβίδα)



εξαγωγής, που παρουσιάζει καλύτερη απόπλυση αλλά όμως πολυπλοκότερη κατασκευή λόγω των βαλβίδων.



Σχήμα 2.4. Συνήθειες διατάξεις αποπλύσεως 2-X κινητήρων

## **2.2. Φύση των δυνάμεων και ροπών**

Οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στις εμβολοφόρες μηχανές διαιρούνται στις ακόλουθες τρεις κατηγορίες:

1. Δυνάμεις που οφείλονται στην πίεση των αερίων μέσα στον κύλινδρο.
2. Μαζικές δυνάμεις, που προκαλούνται από την αδράνεια των κινούμενων (παλινδρομουσών και περιστρεφόμενων) μαζών του κινηματικού μηχανισμού.
3. Δυνάμεις που προέρχονται από το βάρος των διάφορων στοιχείων του κινηματικού μηχανισμού. Κατά κανόνα είναι αμελητέες έναντι των δύο προηγούμενων ειδών δυνάμεων. Τούτο ισχύει περισσότερο για τους κινητήρες μικρών διαστάσεων (ταχύστροφους). Δεδομένου δε ότι το ίδιο βάρος δεν δίνει τελικά έργο, σε μια πλήρη περιστροφή της ατράκτου, οι δυνάμεις αυτές δεν λαμβάνονται συνήθως υπόψιν κατά τον δυναμικό υπολογισμό των εμβολοφόρων κινητήρων.

Στα επόμενα θεωρείται ότι (σε μόνιμη κατάσταση λειτουργίας) η στροφαλοφόρος άτρακτος περιστρέφεται με ταχύτητα  $n$  (rpm) ελάχιστα μεταβαλλόμενη, πράγμα που επιτυγχάνεται με την ύπαρξη του σφονδύλου και των άλλων βαρέων μαζών που κινούνται από αυτήν. Έτσι, η στροφαλοφόρος άτρακτος θεωρείται ότι εκτελεί ομοιόμορφη (ομαλή) περιστροφική κίνηση. Επίσης, λαμβάνεται υπόψιν ότι κάθε μάζα  $m$  του κινηματικού μηχανισμού εκτελεί επίπεδη κίνηση, δηλαδή όλα τα σημεία της μάζας διανύουν τροχιές επίπεδες και παράλληλες προς σταθερό επίπεδο κάθετο στον στροφαλοφόρο άξονα.

Η ανάλυση των δυνάμεων του κινηματικού μηχανισμού (επίπεδη κίνηση) στηρίζεται στις εξής βασικές γνώσεις της μηχανικής:

1. Σύστημα δυνάμεων και ροπών που επενεργεί σε στερεο σώμα μάζας  $m$  αναγόμενο στο κέντρο βάρους (Κ.Β.) του σώματος δίνει γενικώς μία συνισταμένη δύναμη  $\vec{R}$  και μία ροπή  $\vec{M}$ .
2. Η συνισταμένη δύναμη  $\vec{R}$  δίνει στο Κ.Β. του σώματος, μάζας  $m$ , την συγγραμμική προς αυτό επιτάχυνση  $\vec{b} = \frac{\vec{R}}{m}$ .
3. Η συνισταμένη ροπή  $\vec{M}$  δίνει στο σώμα περιστροφική κίνηση, περί άξονα κάθετο στο επίπεδο της κίνησης, που διέρχεται από το Κ.Β. με μία γωνιακή επιτάχυνση  $d\omega/dt = d^2\phi/dt^2$  που δίνεται από την σχέση  $\vec{a} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\vec{M}}{\Theta}$  όπου  $\Theta$  είναι η πολική ροπή αδράνειας του σώματος ως προς αυτόν τον άξονα περιστροφής, δηλαδή  $\Theta = \int_{(m)} r^2 \cdot dm$  όπου  $r$  είναι η απόσταση της μάζας από το κέντρο  $dm$ .
4. Σύμφωνα με τον 2ο νόμο του Νεύτωνα το σύνολο των εξωτερικών δυνάμεων που επενεργεί σε ένα τέτοιο σώμα μάζας  $m$  ισούται με  $m \cdot \vec{b}$ .

Αν θεωρήσουμε τώρα την δύναμη  $-m \cdot \vec{b}$  (δύναμη αδράνειας ή D' Alembert) ότι προστίθεται (σαν εξωτερική) στο σώμα, τότε αποκαθίσταται κατάσταση ισορροπίας και το όλο πρόβλημα μπορεί να εξετασθεί κατά τις αρχές της στατικής. Ανάλογα πράγματα ισχύουν και για τις ροπές.

### 2.3. Γενικά στοιχεία κατασκευής

Η κατασκευαστική διαμόρφωση των διάφορων μερών μιας εμβολοφόρου Μ.Ε.Κ., η μεταξύ τους σύνδεση και ο υπολογισμός των επιμέρους διαστάσεων, αποτελεί το έργο ειδικών κατασκευαστικών οίκων. Η μεγάλη ποικιλία των εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσεως οφείλεται ακριβώς στα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά διαμορφώσεως που προσδίδει ο κάθε κατασκευαστής στον κινητήρα, παρότι γενικώς μπορεί να λεχθεί ότι για ορισμένους τύπους κινητήρων π.χ. τετράχρονους μεσόστροφους Diesel έχει αποκρυσταλλωθεί με την πάροδο των ετών ένας μάλλον ενιαίος τύπος κινητήρα.

Τα διάφορα μέρη των εμβολοφόρων μηχανών διακρίνονται γενικώς σε **κινητά** και **σταθερά**.

Για τον κύριο κινηματικό μηχανισμό, τα κινητά μέρη αποτελούν το έμβολο και ο πείρος (επιπλέον το βάκτρο και ζύγωμα για μεγαλύτερου μεγέθους μηχανές), ο διωστήρας και η

στροφαλοφόρος άτρακτος, χρησιμοποιούμενα για την παραγωγή του μηχανικού έργου, δημιουργώντας κατά την λειτουργία του κινητήρα τις σχετικές δυνάμεις και ροπές.

Τα σταθερά μέρη αποτελούν τα τμήματα εκείνα που είναι απαραίτητα για την στερέωση και λειτουργία των προηγούμενων, δηλαδή ο κύλινδρος, το πώμα του κυλίνδρου, η βάση με τα έδρανα βάσεως και ο ενδιάμεσος σκελετός (στροφαλοθάλαμος), δεχόμενα τις ανωτέρω δυνάμεις και ροπές. Το σύνολο των σταθερών μερών επιζητείται να εδράζεται σταθερώς επάνω σε μια ισχυρή θεμελίωση.

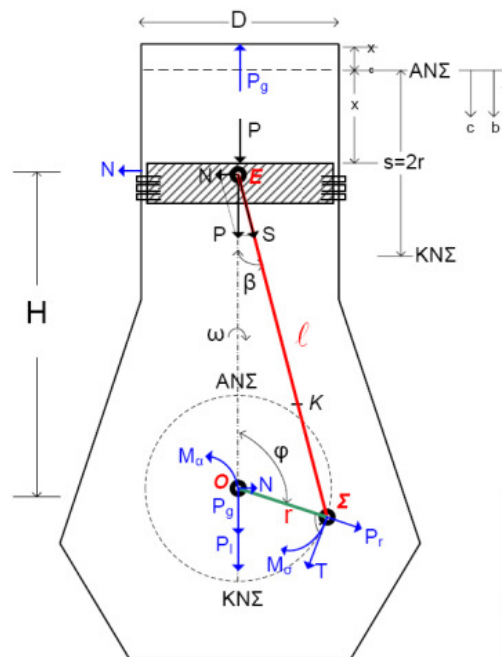
#### 2.4. Στοιχεία δυναμικής του κινηματικού μηχανισμού

Για την τυχούσα θέση του στροφάλου που καθορίζεται από την σχετική γωνία στροφάλου  $\varphi$ , η μετατόπιση του εμβόλου  $x$  από το άνω νεκρό σημείο σύμφωνα με το Σχήμα 2.5 είναι

$$x(\varphi) = r \cdot (1 - \cos \varphi) + L_{rod} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}\right) \quad (2.1)$$

όπου

- $r$  είναι η ακτίνα του στροφάλου
- $\lambda = r / L_{rod}$
- $L_{rod}$  το μήκος του διωστήρα
- $\varphi$  η γωνία στροφάλου μετρούμενη από το άνω νεκρό σημείο



Σχήμα 2.5. Στοιχεία του κινηματικού μηχανισμού

Παραγωγίζοντας την παραπάνω εξίσωση ως προς τον χρόνο, παίρνουμε την στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου, η οποία δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$c(\varphi) = \omega \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot \left( 1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \cos^2 \varphi}} \right) \quad (2.2)$$

Παραγωγίζοντας ακόμα μία φορά ως προς τον χρόνο, παίρνουμε τον τύπο που μας δίνει την στιγμιαία επιτάχυνση του εμβόλου:

$$b(\varphi) = \omega^2 \cdot r \cdot \left( \cos \varphi + \lambda \cdot \frac{\cos 2\varphi + \lambda^2 \sin^4 \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} \right) \quad (2.3)$$

### **2.5. Η αναγωγή του διωστήρα σε δύο μάζες**

Ο διωστήρας εκτελεί επίπεδη κίνηση και είναι γνωστή η κινηματική κατάσταση δύο μόνο σημείων του, του Ε (το οποίο βρίσκεται πάνω στο έμβολο) και του Σ (το οποίο βρίσκεται πάνω στο στρόφαλο), όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.5. Το Ε έχει την ευθύγραμμη κίνηση του εμβόλου, ενώ το Σ διαγράφει κυκλική τροχιά ακτίνας r.

Ο καθορισμός των λεγόμενων δυνάμεων αδράνειας του διωστήρα είναι πολύ δύσκολος, και τούτο οφείλεται στη σύνθετη κίνηση των διαφόρων σημείων αυτού (εκτός των σημείων Ε και Σ) και στο ότι απαιτείται η γνώση της κατανομής της μάζας του με συνολική τιμή  $m_\delta$ . Έτσι, αναζητείται ένα δυναμικώς ισοδύναμο σύστημα, που έχει δύο μόνο μάζες  $m_{\delta 1}$  και  $m_{\delta 2}$  συγκεντρωμένες στα σημεία Ε και Σ αντίστοιχα (με γνωστή κίνηση όπως ελέγχθη ανωτέρω), συνδεδεμένες στερεά μεταξύ τους με αμφιαρθρωτή ράβδο η οποία μεταβιβάζει δυνάμεις μόνο κατά τον άξονά της.

Για να είναι το σύστημα των δύο αυτών μαζών δυναμικά ισοδύναμο ως προς τον διωστήρα, θα πρέπει να αντιδρά σε σύστημα εξωτερικών δυνάμεων και ροπών ακριβώς όπως ο διωστήρας, δηλαδή πρέπει να προκύπτει η ίδια επιτάχυνση του κέντρου βάρους του και η ίδια γωνιακή επιτάχυνση του σώματος ως προς άξονα διερχόμενο από το κέντρο βάρους και κάθετου στο επίπεδο της κίνησης. Έτσι οι αναγκαίες συνθήκες για το ισοδύναμο σύστημα είναι:

1. Η μάζα του να ισούται προς την μάζα του διωστήρα.
2. Το κέντρο βάρους του να συμπίπτει με το κέντρο βάρους του διωστήρα Κ.
3. Η ροπή αδράνειας ως προς άξονα διερχόμενο από το κέντρο βάρους και κάθετου στο επίπεδο της κίνησης να ισούται προς την αντίστοιχη ροπή αδράνειας του διωστήρα  $G_\delta$ .

Οι συνθήκες αυτές εκφράζονται μαθηματικά ως εξής:

$$m_{\delta l} + m_{\delta r} = m_{\delta} \quad (2.4)$$

$$m_{\delta l} \cdot (EK) - m_{\delta r} \cdot (\Sigma K) = 0 \quad (2.5)$$

$$m_{\delta l} \cdot (EK)^2 + m_{\delta r} \cdot (\Sigma K)^2 = G_{\delta} \quad (2.6)$$

Αμέσως φαίνεται ότι η επίλυση των δύο πρώτων εξισώσεων προσδιορίζει τα  $m_{\delta l}$  και  $m_{\delta r}$  που εν γένει δεν θα ικανοποιούν και την τρίτη. Έτσι δεν είναι δυνατόν να επιτευχθεί πλήρης ισοδυναμία. Το δια των δύο πρώτων εξισώσεων καθοριζόμενο 'ισοδύναμο' σύστημα θα έχει ροπή αδράνειας ίση με  $G_{\delta}^* = m_{\delta l} \cdot (EK)^2 + m_{\delta r} \cdot (\Sigma K)^2$  που θα είναι εν γένει διάφορη της  $G_{\delta}$ .

Ωστόσο, στις τεχνικές εφαρμογές λαμβάνεται συνήθως σαν ισοδύναμο σύστημα του διωστήρα το ανωτέρω καθορισθέν 'ισοδύναμο' σύστημα των δύο μαζών  $m_{\delta l}$  και  $m_{\delta r}$  (συγκεντρωμένων στα σημεία E και Σ, στερεά συνδεδεμένων μεταξύ τους με αβαρή ράβδο) που προσδιορίζεται από τις δύο πρώτες εξισώσεις. Το σφάλμα που γίνεται με τον τρόπο αυτόν είναι εν γένει αμελητέο για τις εφαρμογές της τεχνικής πράξης.

## 2.6. Δυνάμεις του κινηματικού μηχανισμού

### 2.6.1 Δυνάμεις από αέρια

Η πίεση των αερίων μέσα στον κύλινδρο μιάς εμβολοφόρου μηχανής εσωτερικής καύσεως, μεταβάλλεται σε πλατιά όρια κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας. Η ελάχιστη τιμή είναι περίπου η ατμοσφαιρική, ή η πίεση υπερπληρώσεως (σε υπερπληρωμένο κινητήρα), ενώ η μέγιστη είναι έως και 40-70 φορές μεγαλύτερη.

Το **δυναμοδεικτικό διάγραμμα** του κινητήρα (λαμβανόμενο με μέτρηση) δίνει την τιμή της πίεσεως  $p_g$  από αέρια, σε κάθε θέση του εμβόλου  $x$ , και επομένως και για κάθε συνολικό όγκο  $V$  ή σε κάθε γωνία του στροφάλου  $\varphi$  (διάγραμμα  $p$ - $\varphi$  ή  $p$ - $t$ , εφόσον  $\varphi = \omega \cdot t$  για  $\omega$  σταθερό).

Τα αέρια λόγω της πίεσης αυτής  $p_g$  εξασκούν (Σχήμα 2.6):

1. Στο έμβολο την δύναμη  $P_g$  κατά τον άξονα του κυλίνδρου με φορά πάντα από το ΑΝΣ στο ΚΝΣ.
2. Στο κάλυμμα του κυλίνδρου ίση κατά μέτρο δύναμη  $P_g$ , με αντίθετη όμως φορά (στα παράπλευρα τοιχώματα η συνισταμένη είναι μηδέν).

Το μέτρο της  $P_g$  (σε κάθε χρονική στιγμή) δίνεται από την σχέση:

$$P_g = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p_g = A_{pist} \cdot p_g \quad (2.7)$$

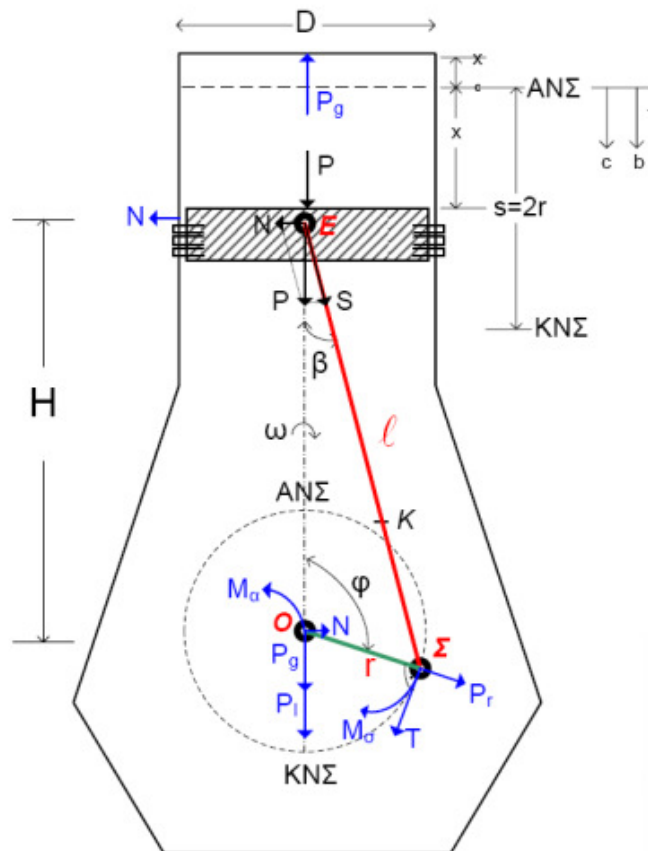
Σαν  $p_g$  λαμβάνεται κατά κανόνα η μανομετρική πίεση (για κινητήρες απλής ενέργειας), διότι στην κάτω πλευρά του εμβόλου εξασκείται η πίεση της ατμόσφαιρας (στροφαλοθάλαμος).

Την  $p_g$  παραλαμβάνει το τοίχωμα του κυλίνδρου μέσω του εμβόλου (δύναμη  $N$  κάθετη στο τοίχωμα) και ο διωστήρας (δύναμη  $S$ ), ο οποίος μπορεί να μεταβιβάζει δύναμη μόνο κατά τον άξονά του (θεωρείται αβαρής ράβδος, αμφιαρθρωτή κατά τα δύο άκρα της προς το έμβολο και το στρόφαλο).

Έτσι, η επί του εμβόλου δύναμη  $P_g$  αναλύεται στις ακόλουθες δύο συνιστώσες:

$$N_g = P_g \cdot \tan \beta \quad (2.8)$$

$$S_g = \frac{P_g}{\cos \beta} \quad (2.9)$$



Σχήμα 2.6. Δυνάμεις του κινηματικού μηχανισμού

Σε μηχανές με ζύγωμα και βάκτρο (μεγάλων διαστάσεων), το ζύγωμα εξασκεί δύναμη  $N_g$  στο σώμα του κινητήρα διαμέσου της ευθυντηρίας του.

Η δύναμη  $S_g$  μεταβιβάζεται μέσω του διωστήρα στο κομβίο του στροφάλου. Τώρα, η αναγωγή της  $S_g$  στο σημείο  $O$  δίνει μια δύναμη ίση με αυτή που ασκείται στο έδρανο βάσεως καθώς και μια ροπή επί της ατράκτου, η οποία αποτελεί την στρεπτική ροπή του κινητήρα.

Η  $S_g$  μπορεί να αναλυθεί στο σημείο  $\Sigma$  σε δύο συνιστώσες  $T_g$  και  $R_g$  που ονομάζονται αντίστοιχα στρεπτική δύναμη στροφάλου (κάθετη πάντοτε στο στροφάλο) και ακτινική δύναμη στροφάλου (κατά την διεύθυνση της ακτίνας του στροφάλου). Οι εκφράσεις των  $T_g$  και  $R_g$  είναι οι ακόλουθες:

$$\text{➤ } T_g = S_g \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_g \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.10)$$

$$\text{➤ } P_g = S_g \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_g \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.11)$$

όπου η γωνία  $\varphi + \beta$  είναι εξωτερική γωνία  $\Sigma$  στο τρίγωνο  $ΕΣΟ$ .

Η στρεπτική ροπή είναι τότε:

$$M_{\sigma g} = T_g \cdot r = P_g \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.12)$$

με φορά αναφοράς αυτήν της γωνίας  $\varphi$ . Η  $M_{\sigma g}$  είναι θετική εάν έχει τη φορά της γωνιακής ταχύτητας  $\omega$ , βάσει της οποίας ορίζεται η φορά της  $\varphi$ .

Από την προηγούμενη ανάλυση φαίνεται ότι το τελικό αποτέλεσμα της δράσεως της πίεσεως των αερίων, επάνω στο κέλυφος της μηχανής, είναι η εξάσκηση των εξής δυνάμεων:

1. Της  $P_g$  πάνω στο κάλυμμα της μηχανής (απευθείας).
2. Της  $N_g$  στο τοίχωμα του κυλίνδρου.
3. Της  $S_g$  στο έδρανο βάσεως του κινητήρα, η οποία μπορεί να αναλυθεί στις συνιστώσες  $N_g$  και  $P_g$ .

Προφανώς οι δυνάμεις αυτές, αναγόμενες σε τυχόν σημείο δίνουν συνισταμένη δύναμη μηδενική, αλλά όμως ροπή διάφορη του μηδενός, που καλείται ροπή ανατροπής  $M_{\sigma g}$ . Αυτή τείνει να ανατρέψει την μηχανή και αποτελεί την μόνη δράση της πίεσεως των αερίων στο κέλυφος, μεταβιβαζόμενη και στην θεμελίωση. Η τιμή της δύναμης αυτής βρίσκεται ευχερώς με εφαρμογή του νόμου των ημιτόνων στο τρίγωνο  $ΟΕΣ$ , οπότε παίρνουμε:

$$\frac{r}{\sin \beta} = \frac{H}{\sin(\varphi + \beta)} \Rightarrow M_{\alpha g} = N_g \cdot H = -M_{\sigma g} \quad (2.13)$$

Η σχέση δείχνει ότι η ροπή ανατροπής (σε κάθε χρονική στιγμή) είναι ίση κατά μέτρο με την στρεπτική ροπή, με φορά όμως αντίθετη. Αυτό το αποτέλεσμα ήταν αναμενόμενο καθώς το τελικό αποτέλεσμα της δράσης της πίεσης των αερίων επάνω στην στροφαλοφόρο άτρακτο είναι η στρεπτική ροπή  $M_{\sigma g}$ .

Από καθαρά ενεργειακές θεωρήσεις, λαμβάνοντας υπόψιν ότι η ισχύς της  $P_g$  είναι ίση με την ισχύ της  $T_g$ , δηλαδή ότι ισχύει  $P_g \cdot c \cdot dt = T_g \cdot r \cdot d\varphi$ , καταλήγουμε στην σχέση:

$$T_g = P_g \cdot \left( \frac{c}{r \cdot \omega} \right) \quad (2.14)$$

που είναι εξαιρετικά χρήσιμη, γιατί μας δίνει την στρεπτική δύναμη  $T_g$  εάν είναι γνωστή η  $P_g$  (δεδομένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα), δεδομένου ότι ο λόγος  $(c/r\omega)$  είναι γνωστός για κάθε θέση του εμβόλου. Πολλές φορές είναι εξαιρετικά χρήσιμο να ανάγονται όλες οι δυνάμεις στην μονάδα επιφάνειας του εμβόλου, οπότε προκύπτουν οι αντίστοιχες 'πίεσεις'. Έτσι λοιπόν, οι προηγούμενες σχέσεις μετασχηματίζονται ως εξής:

$$\triangleright p_{Ng} = p_g \cdot \tan \beta \quad (2.15)$$

$$\triangleright p_{Sg} = \frac{P_g}{\cos \beta} \quad (2.16)$$

$$\triangleright p_{Tg} = p_g \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.17)$$

$$\triangleright p_{Rg} = p_g \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.18)$$

$$\triangleright p_{Tg} = p_g \cdot \left( \frac{c}{r \cdot \omega} \right) \quad (2.19)$$

Η στρεπτική δύναμη  $T_g$  σαν περιοδική συνάρτηση της γωνίας  $\varphi$ , μπορεί να αναπτυχθεί κατά Fourier σε σειρά με σταθερό πρώτο όρο  $\bar{T}_g$  (ίσο προς τη μέση τιμή της  $T_g$ , σε έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας) και απείρους σε πλήθος αρμονικούς όρους. Για **δίχρονο κινητήρα**, η βασική γωνιακή περίοδος της  $T_g$  είναι  $2\pi$  και η βασική συχνότητα είναι  $n$ , οπότε θα έχουμε αρμονικές συνιστώσες συχνότητας  $n, 2n, 3n, \dots$  που καλούνται αρμονικές στρεπτικές δυνάμεις 1ης, 2ας, 3ης,.... τάξεως. Για **τετράχρονο κινητήρα**, η βασική γωνιακή περίοδος της  $T_g$  είναι



$4\pi$  και η βασική συχνότητα είναι  $n/2$ , οπότε θα έχουμε αρμονικές συνιστώσες συχνότητας  $n/2, n, 3n/2, 2n, \dots$  που καλούνται αρμονικές στρεπτικές δυνάμεις  $1/2, 1, 3/2, 2, \dots$  τάξεως.

Η  $\bar{T}_g$  (η άνω γραμμή δηλώνει μέση τιμή) ισούται και προς την ολική μέση στρεπτική δύναμη  $\bar{T}$ . Ομοίως και η  $\bar{M}_{\sigma g} = \bar{M}_\sigma$ , που καθορίζει τη μέση ισχύ του κινητήρα  $N = \bar{M}_\sigma \cdot \omega$ .

Σημειώνεται ότι η  $\bar{p}_{Tg} = \bar{p}_T$  συνδέεται με την μέση ενδεικνύμενη πίεση  $\bar{p}_i$  του κινητήρα μέσω των εξής πολύ χρήσιμων σχέσεων:

$$\triangleright \bar{p}_T = \bar{p}_i / \pi, \text{ για 2-X κινητήρα} \quad (2.20)$$

$$\triangleright \bar{p}_T = \bar{p}_i / 2 \cdot \pi, \text{ για 4-X κινητήρα} \quad (2.21)$$

που προκύπτουν ως έκφραση του έργου ενός κύκλου, πρώτον συναρτήσει της μέσης ενδεικνύμενης πίεσεως  $\bar{p}_i$  και δεύτερον, συναρτήσει της  $\bar{p}_T$ :

$$\triangleright 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \bar{p}_T \cdot A_{pist}, \text{ για 2-X κινητήρα} \quad (2.22)$$

$$\triangleright 4 \cdot \pi \cdot r \cdot \bar{p}_T \cdot A_{pist}, \text{ για 4-X κινητήρα} \quad (2.23)$$

Σημειώνεται ότι όλη η προηγούμενη ανάλυση για τον υπολογισμό των δυνάμεων και ροπών, έγινε αρχίζοντας από την δύναμη  $P_g$  των αερίων, όπως αυτή εφαρμόζεται επί του εμβόλου. Δηλαδή δεν ελήφθη υπόψιν η συνεχής μείωση λόγω των παρεμβαλλομένων τριβών. Τούτο έγινε εξ' ανάγκης, διότι είναι πολύ δύσκολος ο υπολογισμός της διανομής των τριβών στις διάφορες θέσεις του μηχανισμού. Είναι όμως φανερό, ότι με την μέθοδο αυτή βρισκόμαστε πάντοτε στην ασφαλή πλευρά του υπολογισμού αντοχής.

### 2.6.2 Μαζικές δυνάμεις

Οι αναπτυσσόμενες μαζικές δυνάμεις προκαλούνται από τις κινούμενες μάζες του κινηματικού μηχανισμού. Οι μάζες αυτές εκτελούν παλινδρομική, περιστροφική και μικτή κίνηση.

Στην πρώτη κατηγορία ανήκουν οι μάζες του εμβόλου και των στοιχείων που παλινδρομούν μαζί του (ελατήρια στεγανότητας και λιπάνσεως, πείρος του εμβόλου, ενδεχομένως δε το ζύγωμα και το βάκτρο κ.λ.π.) Το σύνολο των μαζών αυτών συμβολίζεται με  $m_\epsilon$ .

Στην δεύτερη κατηγορία ανήκει η μάζα ενός πλήρους στροφάλου (βραχίονες, κομβίο στροφάλου και βάσεως), που κατάλληλα ανηγμένη στην ακτίνα του στροφάλου  $r$  συμβολίζεται με  $m_\sigma$ .

Στην τρίτη κατηγορία ανήκει η συνολική μάζα του διωστήρα  $m_\delta$ . Σύμφωνα με όσα αναπτύχθηκαν στην Παράγραφο 2.5, ο διωστήρας μπορεί να αντικατασταθεί από ένα σύστημα δύο μαζών  $m_{\delta l}$  και  $m_{\delta r}$  συγκεντρωμένων αντίστοιχα στις δύο αρθρώσεις αυτού Ε (με το έμβολο) και Σ (με το στρόφαλο), συνδεδεμένων στερεά μεταξύ τους και υπολογιζομένων από τις σχέσεις:

$$m_{\delta l} + m_{\delta r} = m_\delta \quad (2.24)$$

$$m_{\delta l} \cdot (EK) - m_{\delta r} \cdot (\Sigma K) = 0 \quad (2.25)$$

όπου Κ το μεταξύ των σημείων Ε και Σ κέντρο βάρους του διωστήρα. Έτσι η μάζα  $m_{\delta l}$  μόνο παλινδρομεί, ενώ η  $m_{\delta r}$  μόνο περιστρέφεται.

Τελικά λοιπόν, ο όλος κινηματικός μηχανισμός ανάγεται σε δύο διακεκριμένες μάζες, από τις οποίες η μόνι μία ( $m_l = m_\varepsilon + m_{\delta l}$ ) παλινδρομεί, η δε άλλη ( $m_r = m_\sigma + m_{\delta r}$ ) εκτελεί περιστροφική κίνηση. Έτσι διακρίνουμε δύο ειδών μαζικές δυνάμεις:

- Τις οφειλόμενες στις παλινδρομούσες μάζες (δείκτης l)
- Τις οφειλόμενες στις περιστρεφόμενες μάζες (δείκτης r)

Αυτές εξετάζονται ξεχωριστά παρακάτω.

#### 2.6.2.1 Παλινδρομικές μαζικές δυνάμεις

Η με τον ρυθμό του εμβόλου κινούμενη συνολική παλινδρομούσα μάζα  $m_l$  έχει επιτάχυνση  $b$ , που δίνεται από τις σχέσεις που έχουν αναφερθεί παραπάνω. Έτσι, από το έμβολο θα εξασκείται επί του μηχανισμού η δύναμη:

$$P_l = -m_l \cdot b = -m_l \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left( \frac{b}{r \cdot \omega^2} \right) \quad (2.26)$$

με στεθερό φορέα (άξονας του κυλίνδρου), μεταβαλλόμενης όμως φοράς και μεγέθους συναρτήσει της γωνίας  $\varphi$ . Τούτο εξηγείται δυναμικώς από το ότι η επιτάχυνση  $b$  του εμβόλου απαιτεί την εξάσκηση επ' αυτού, από τον υπόλοιπο κινηματικό μηχανισμό, μίας δυνάμεως ίσης προς  $P_l' = -P_l = m_l \cdot b$ . Τότε λοιπόν από το έμβολο θα ασκείται (δράση-αντίδραση) επί του κινηματικού μηχανισμού η ίση και αντίθετης φοράς δύναμη  $P_l$ .

Η  $P_l$ , που ασκείται από την  $m_l$ , μεταβιβάζεται τελικά όπως και η  $P_g$  μέχρι της βάσεως και της θεμελίωσης της μηχανής, οπότε προκύπτουν μια στρεπτική δύναμη στροφάλου  $T_l$ , μία στρεπτική ροπή  $M_{στ}=T_l r$ , καθώς και μία ροπή ανατροπής  $M_{αλ}=-M_{στ}$ .

Άρα είναι προφανές ότι όπως εφαρμόστηκαν στην προηγούμενη παράγραφο οι σχέσεις των στρεπτικών πιέσεων για την  $P_g$ , το ίδιο μπορεί να γίνει και εδώ για την  $P_l$ . Μια βασική διαφορά είναι ότι στην περίπτωση της  $P_l$ , στην θεμελίωση του κινητήρα μεταβιβάζεται εκτός της ροπής ανατροπής και αυτή η δύναμη  $P_l$ .

Από τις παραπάνω σχέσεις, και με βοήθεια τριγωνομετρικών ιδιοτήτων, προκύπτει ότι:

$$P_l = -m_l \cdot b = -m_l \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \beta_2 \cos 2\varphi + \beta_4 \cos 4\varphi + \beta_6 \cos 6\varphi + \dots) \quad (2.27)$$

Συνεπώς, φαίνεται ότι η  $P_l$  είναι περιοδική συνάρτηση, με συχνότητα την ταχύτητα περιστροφής  $n$  της μηχανής (ανξέρτητα από το αν η μηχανή είναι δίχρονη ή τετράχρονη), περιλαμβάνουσα αρμονικές δυνάμεις συχνότητας  $n, 2n, 4n, 6n, \dots$  δηλαδή 1ης, 2ας, 4ης, 6ης κ.λ.π. τάξεως.

Στις περισσότερες περιπτώσεις όμως τεχνικής πράξεως, λαμβάνονται υπόψιν μόνο οι δυνάμεις 1ης και 2ας τάξεως, δηλαδή ισχύει:

$$P_l = -m_l \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \quad (2.28)$$

Προφανώς, η μέση τιμή της  $P_l$  για μια πλήρη περιστροφή ( $\varphi=0$  έως  $\varphi=2\pi$ ) είναι μηδενική (τούτο είναι φυσικό, εφόσον αυτή δεν θα μπορούσε να δίνει έργο σε μία πλήρη περιστροφή).

Το εύρος της πίεσεως της τυχούσας αρμονικής  $n$  της  $P_l$  είναι λοιπόν:

$$P_{lv} = Q_v \cdot m_l \cdot r \cdot \omega^2 / F = Q_v \cdot \frac{\pi^2}{2} \cdot \frac{m_l}{V_h} \cdot \bar{c}^2 \quad (2.29)$$

όπου  $Q_v$  είναι συντελεστής που εξαρτάται από την τάξη  $n$  και το μέγεθος  $\lambda$ .

Η παραπάνω σχέση δείχνει ότι οι καταπονήσεις λόγω παλινδρομουσών μαζικών δυνάμεων είναι ανάλογες του τετραγώνου της μέσης ταχύτητας του εμβόλου ( $\bar{c}^2$ ) και της βαρύτητας κατασκευής του ( $m_l / V_h$ ).

Η στρεπτική δύναμη  $T_l$ , που προέρχεται από την δύναμη  $P_l$ , μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση  $P_l \cdot c = T_l \cdot r \cdot \omega$  διότι και η  $P_l$  και η  $c$  είναι ήδη γνωστές και αναλυμένες σε αρμονικές συνιστώσες, συνεπώς:

$$T_l = P_l \cdot \left( \frac{c}{r \cdot \omega} \right) \quad (2.31)$$

η οποία με την σειρά της μπορεί να γραφεί σαν γινόμενο δύο σειρών Fourier, και κατόπιν με κατάλληλους μετασχηματισμούς να αναχθεί σε μία σειρά μόνο:

$$T_l = \sum_{\nu=1}^{\infty} \Delta T_l^{\nu} \cdot \sin \nu \varphi = \Delta T_l^I \cdot \sin \varphi + \Delta T_l^{II} \cdot \sin 2\varphi + \Delta T_l^{III} \cdot \sin 3\varphi + \dots \quad (2.32)$$

όπου οι συντελεστές  $\Delta T_l^{\nu} = (m_l \cdot r \cdot \omega^2) \cdot D_{\nu}$  παριστάνουν το εύρος των αρμονικών στρεπτικών μαζικών συνιστωσών, τάξεως  $\nu=1,2,3$  κ.λ.π. Το αδιάστατο εύρος  $D_{\nu}$ , της  $\nu$  τάξεως αρμονικής είναι συνάρτηση του  $\lambda=r/l$ .

Συνεπώς η  $T_l$  είναι περιοδική συνάρτηση, με βασική συχνότητα την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα  $n$  (ανεξάρτητα αν είναι ο κινητήρας δίχρονος ή τετράχρονος), οι δε αρμονικές συνιστώσες αυτής είναι μόνο ημιτονικές και είναι όλων των τάξεων, δηλαδή 1,2,3,4,5.... Προφανώς, η μέση τιμή της  $T_l$  (ανυπαρξία σταθερού όρου) είναι μηδενική (σε μία πλήρη περιστροφή του κινητήρα).

#### 2.6.2.2 Περιστρεφόμενες μαζικές δυνάμεις

Το σύνολο των περιστρεφόμενων μαζών αποτελούν, αφενός η περιστρεφόμενη μάζα του διωστήρα  $m_{\delta r}$  και αφετέρου η μάζα  $m_{\sigma}$  ενός πλήρους στροφάλου, που πρέπει να είναι ανηγμένη κατάλληλα στην ακτίνα του στροφάλου (με κριτήριο να προκύπτει η ίδια δύναμη αδράνειας). Η μάζα αυτή ( $m_r = m_{\sigma} + m_{\delta r}$ ) θεωρείται πως είναι συγκεντρωμένη στο κομβίο του στροφάλου στο σημείο  $\Sigma$  (Σχήμα 2.6).

Η πραγματική δύναμη που ασκείται στην  $m_r$  είναι η κεντρομόλος, οπότε η  $m_r$  ασκεί στα έδρανα και το σώμα της μηχανής (δράση-αντίδραση) την αντίστοιχη φυγόκεντρη δύναμη που οφείλεται στην  $m_r$  και έχει:

- Μέτρο σταθερό και ίσο με  $P_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$ .
- Φορέα περιστρεφόμενο με το στρόφαλο και διεύθυνση την εκάστοτε διεύθυνση αυτού.

Έτσι, η  $P_r$  μεταφέρεται ακέραιη στα έδρανα και το σώμα της μηχανής και στην συνέχεια και στην θεμελίωσή της. Προφανώς αυτή δεν έχει καμία επίδραση στην τιμή της στρεπτικής δύναμης, διότι είναι συνεχώς κάθετη σε αυτήν.

Η αναγωγή της μάζας του στροφάλου στην ακτίνα  $r$ , για τον προσδιορισμό της  $m_\sigma$ , γίνεται με βάση την ισότητα των σχετικών δυνάμεων (φυγοκεντρικών). Έτσι, αν  $m_o$  και  $r_o$  είναι αντίστοιχα η πραγματική μάζα του στροφάλου και η απόσταση του κέντρου βάρους του από τον άξονα περιστροφής, τότε  $P_\sigma = m_o \cdot r_o \cdot \omega^2 = m_\sigma \cdot r \cdot \omega^2 \Rightarrow m_\sigma = m_o \cdot \frac{r_o}{r}$ .

Σημειώνεται ότι όσα αναφέρθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο σχετικά με την μείωση των δυνάμεων από αέρια λόγω τριβών, ισχύουν και για τις μαζικές δυνάμεις.

### 2.6.3. Επαλληλία δυνάμεων εξ' αερίων και μαζικών

Από την σύνθεση των  $P_g$  και  $P_l$ , λαμβανομένων με το κατάλληλο πρόσημο, προκύπτει η συνισταμένη ή συνολική δύναμη στο έμβολο  $P$  ή η αντίστοιχη συνολική πίεση  $p=P/F$ .

Με βάση τα όσα αναφέρθηκαν ανωτέρω, είναι φανερό ότι στον **τετράχρονο κινητήρα** κατά το τέλος της εξαγωγής των καυσαερίων και κατά την αρχή της αναρροφήσεως του αέρα (ΑΝΣ) κυριαρχούν πλήρως οι μαζικές δυνάμεις οι οποίες καταπονούν τον κινηματικό μηχανισμό και τα έδρανα της στροφαλοφόρου ατράκτου, γεγονός το οποίο δεν συμβαίνει στον **δίχρονο κινητήρα**, όπου κατά το ΑΝΣ υπάρχει πάντα σοβαρή πίεση επί του εμβόλου.

Συνεπώς, λόγω της υπέρξεως της  $p_{Tl}$ , η οποία υπερτίθεται της  $p_{Tg}$ , το αρχικό διάγραμμα της  $p_{Tg}$  παραμορφώνεται στο διάγραμμα της  $p_T$ , χωρίς να μεταβάλλεται η μέση τιμή αυτής, δηλαδή  $\bar{p}_{Tl} = 0 \Rightarrow \bar{p}_T = \bar{p}_{Tg}$ .

Τέλος, σημειώνεται η πολύ χρήσιμη σχέση η οποία αναφέρθηκε και στις προηγούμενες παραγράφους:

$$\frac{T}{P} = \frac{c}{r \cdot \omega} = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.32)$$

που ισχύει είτε για τις δυνάμεις από αέρια (δείκτης  $g$ ), είτε για τις δυνάμεις από παλινδρομούσες μάζες (δείκτης  $l$ ) είτε για τις συνολικές δυνάμεις.

### 2.6.4. Επίδραση της βαρύτητας στην στρεπτική δύναμη

Όπως έχει ήδη αναφερθεί σε προηγούμενη παράγραφο, το βάρος των κινούμενων τεμαχίων είναι πολύ μικρό σχετικά με τις δυνάμεις που ασκούνται και διαβιβάζονται δι' αυτών. Σχετικά είναι μεγαλύτερες στους μεγάλων διαστάσεων βραδύστροφους κινητήρες.

Εάν είναι αναγκαίος ένας τέτοιος υπολογισμός, τότε αυτός μπορεί να γίνει ευχερώς ως εξής:

Εάν  $G_l$  και  $G_r$  είναι αντίστοιχα οι ροπές αδράνειας των παλινδρομωσών και των

περιστρεφόμενων μαζών, τότε ισχύει ότι  $T_B = G_l \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + G_r \cdot \sin \varphi$ .

## **2.7. Ομοιομορφία στην ταχύτητα περιστροφής**

Με βάση τα προηγούμενα έγινε φανερό ότι η στρεπτική ροπή ενός κινητήρα δεν είναι σταθερή, αλλά μεταβάλλεται συναρτήσει της θέσεως του τροφάλου μέσα σε ευρεία όρια, ιδιαίτερα σε μονοκύλινδρο κινητήρα. Η ανθιστάμενη ροπή εξάλλου, της κινούμενης από τον κινητήρα εγκατάστασης μπορεί να είναι είτε σταθερή είτε μεταβαλλόμενη συναρτήσει της θέσεως του τροφάλου.

Γενικά, η στιγμιαία τιμή της στρεπτικής ροπής του κινητήρα δεν θα συμπίπτει σε κάθε χρονική στιγμή με την τιμή της ανθιστάμενης ροπής, αλλά θα υπάρχει εν γένει μια διαφορά αυτών. Οι μέσες τιμές βέβαια αυτών, για μόνιμη λειτουργία του κινητήρα θα είναι ίσες. Λόγω της διαφοράς της στρεπτικής και της ανθιστάμενης ροπής (σε κάθε γωνία  $\varphi$ ) θα υφίστανται στιγμιαίες επιταχύνσεις ή επιβραδύνσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου, και άρα μεταβολή της γωνιακής ταχύτητας της ατράκτου. Έτσι θα υπάρχει απόκλιση από την κατάσταση της ομοιόμορφης περιστροφής. Η απόκλιση αυτή δεν πρέπει να υπερβαίνει ορισμένα όρια, τα οποία τίθενται από τον κινούμενο μηχανισμό.

Τέλος, σημειώνεται ότι η μεταβολή της γωνιακής ταχύτητας περιστροφής κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας είναι αρκετά μικρή όπως θα δείξουμε παρακάτω, και δεχόμαστε ότι δεν προκαλούνται ουσιώσεις αποκλίσεις ως προς τον υπολογισμό των δυνάμεων που αναφέρθηκαν παραπάνω.

### **2.7.1. Μεταβολή της κινητικής ενέργειας των κινουμένων μαζών**

Στο Σχήμα 2.7 δίνεται ένα τυπικό διάγραμμα σε ένα κύκλο λειτουργίας της ολικής στρεπτικής δύναμης  $T$  του κινητήρα με την αντίσταση που του εξασκείται  $T_L$ , η οποία για απλότητα δεχόμαστε ότι είναι σταθερή. Έτσι ισχύει  $T_L = \bar{T}$ , εφόσον μιλάμε για μόνιμη κατάσταση λειτουργίας. Να σημειωθεί ότι οι τιμές της  $T$  συμπίπτουν στην αρχή και στο τέλος του διαγράμματος λόγω περιοδικότητας του φαινομένου.

Παρατηρούμε ότι υπάρχουν κάποια σημεία στα οποία οι τιμές των  $T_L$  και  $T$  συμπίπτουν και ενδιάμεσά τους είτε η  $T$  υπερτερεί της  $T_L$ , είτε η  $T_L$  υπερτερεί της  $T$ . Σε σημεία όπου για παράδειγμα υπερτερεί η  $T_L$ , εμφανίζεται επιβράδυνση του όλου κινηματικού μηχανισμού και άρα ελάττωση της κινητικής του ενέργειας  $E$ .

Γενικά, η στοιχειώδης αύξηση της  $E$ , κατά τις αρχές της Μηχανικής θα είναι:

$$dE = (T - T_L) \cdot r \cdot d\varphi = r \cdot dA \quad (2.33)$$

και ολοκληρωτικώς, για την τυχούσα θέση του τροφάλου  $\varphi$ :

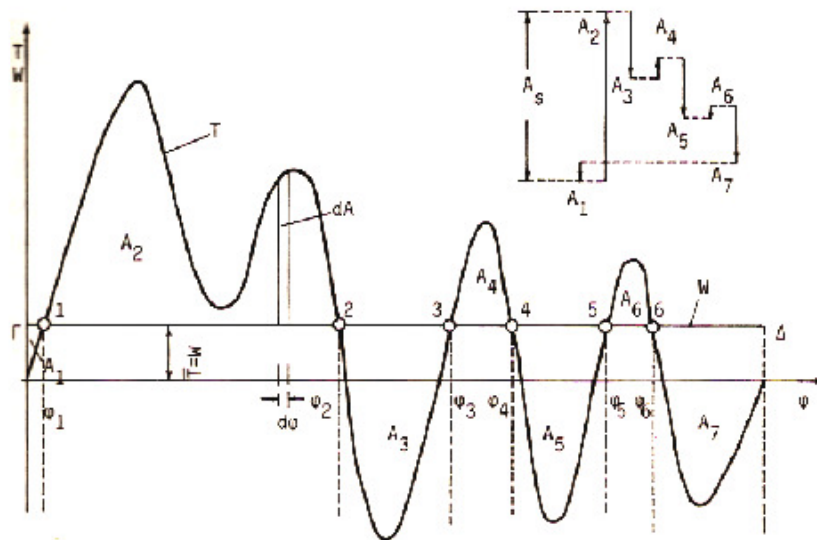
$$E = E_o + \int_0^\varphi (T - T_L) \cdot r \cdot d\varphi = r \cdot dA \quad (2.34)$$

όπου  $E_o$  η κινητική ενέργεια σε γωνία  $\varphi=0$ .

Για το μέγεθος  $(T - T_L) \cdot r$  ισχύει ως γνωστόν ότι:

$$(T - T_L) \cdot r = M = G_{tot} \cdot \dot{\omega} = G_o \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = G_o \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (2.35)$$

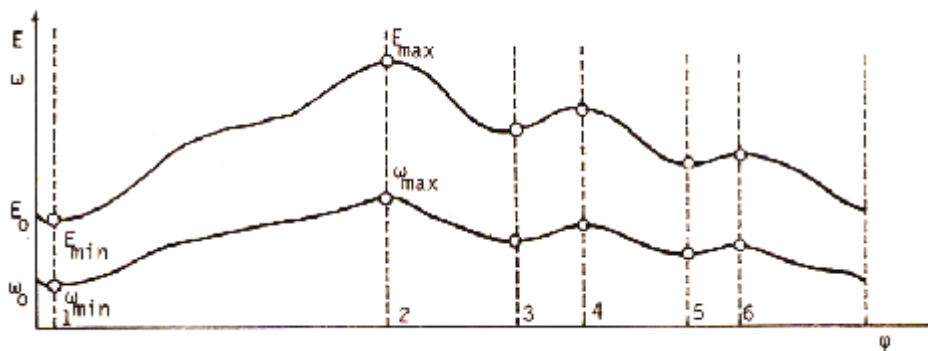
δηλαδή το μέγεθος  $(T - T_L) \cdot r$  δίνει κάθε στιγμή την επιταχύνουσα ροπή. Στην ίδια σχέση το μέγεθος  $G_{tot}$  είναι η συνολική ροπή αδράνειας (κινητήρα και κινούμενου μηχανισμού) ενώ ο τελευταίος όρος δίνει την τιμή της γωνιακής επιτάχυνσης.



Σχήμα 2.7. Διάγραμμα μεταβολής της στρεπτικής δυνάμεως και της αντιστάσεως του κινητήρα συναρτήσει της γωνίας τροφάλου

Ένα από τα μεγέθη που διαφέρουν στην πράξη είναι μέγιστη διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής  $\omega$ . Γι' αυτόν τον λόγο, επιδιώκεται ο υπολογισμός του μεγέθους  $\omega_{\max} - \omega_{\min}$  από το διάγραμμα.

Εφόσον η στιγμιαία κινητική ενέργεια του όλου συστήματος μπορεί να γραφεί κατά τα γνωστά ως  $E = \frac{1}{2} \cdot G_{tot} \cdot \omega^2 = \propto \omega^2$ , γίνεται φανερό ότι τα  $\omega_{max}, \omega_{min}$  θα εμφανίζονται σε δύο θέσεις μεταξύ των οποίων η διαφορά των αντιστοίχων  $E$  θα είναι μέγιστη. Η μέγιστη αυτή διαφορά κινητικής ενέργειας των περιστρεφόμενων μαζών καλούμενη  $E_s = E_{max} - E_{min} = r \cdot A_s$  μπορεί να υπολογισθεί με την βοήθεια των εμβαδών στο Σχήμα 2.7. Με βάση το διάγραμμα μεταβολής της  $E$  και τα παραπάνω, μπορεί να προκύψει το διάγραμμα μεταβολής της  $\omega$  (Σχήμα 2.8). Το διάγραμμα αυτό παρουσιάζει ακρότατα στις ίδιες θέσεις με το διάγραμμα μεταβολής της  $E$  συναρτήσει της γωνίας στροφάλου  $\varphi$ .



Σχήμα 2.8. Διάγραμμα μεταβολής της κινητικής ενέργειας και της γωνιακής ταχύτητας του κινούμενου συστήματος συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Με βάση τις σχέσεις που αναφέρθηκαν παραπάνω, προκύπτει ότι:

$$E_s = E_{max} - E_{min} = G_{tot} \cdot (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) / 2 = r \cdot A_s \quad (2.36)$$

Σύμφωνα με τα προηγούμενα χρειάζεται ο προσδιορισμός της συνολικής ροπής αδράνειας  $G_{tot}$  όπου  $G_{tot} = G_e + G_l$  και τα σύμβολα είναι:

- $G_e$  η ροπή αδράνειας του κινητήρα.
- $G_l$  η ροπή αδράνειας του κινούμενου μηχανισμού από τον κινητήρα.

Ο προσδιορισμός της  $G_{tot}$  γίνεται θεωρώντας το σύνολο της κινητικής ενέργειας όλων των μαζών του συστήματος, από την σχέση  $\frac{1}{2} \cdot G_{tot} \cdot \omega^2$ , δηλαδή θεωρούμε όλες τις μάζες σαν 'ισοδύναμες' περιστρεφόμενες (με ταχύτητα  $\omega$ ). Οι κινούμενες μάζες του κινητήρα είναι ως γνωστόν:



- Οι ανηγμένες στην ακτίνα του στροφάλου  $r$  περιστρεφόμενες μάζες  $m_r$  με γωνιακή ταχύτητα  $\omega$ .
- Οι παλινδρομούσες μάζες  $m_l$  με την ταχύτητα του εμβόλου  $c$ .

Άρα η συνολική κινητική ενέργεια αυτών θα είναι:

$$E = m_r \cdot r \cdot \omega^2 / 2 + m_l \cdot c^2 / 2 = \left[ m_r + m_l \cdot \left( \frac{c}{r \cdot \omega} \right)^2 \right] \cdot r^2 \cdot \omega^2 / 2 \quad (2.37)$$

η οποία εξαρτάται από την γωνία  $\varphi$ , διότι ο δεύτερος όρος που αντιστοιχεί στις παλινδρομούσες μάζες εξαρτάται από την γωνία  $\varphi$ .

Με κατάλληλες αναγωγές και πράξεις, προκύπτει ότι  $\left( \frac{c}{r \cdot \omega} \right)^2 \approx \frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \approx \frac{1}{2}$ . Τότε η προηγούμενη σχέση γράφεται σαν:

$$E = \frac{1}{2} \cdot G_l \cdot \omega^2 \approx \frac{1}{2} \cdot \left( m_r + \frac{1}{2} \cdot m_l \right) \cdot \omega^2 \cdot r^2 \quad (2.38)$$

Έτσι, με μεγάλη προσέγγιση η ροπή αδράνειας του κινητήρα είναι  $G_l = \left( m_r + \frac{m_l}{2} \right) \cdot r^2$ .

Η παραπάνω σχέση δείχνει ότι οι παλινδρομούσες μάζες του κινητήρα συμπεριφέρονται σαν 'ισοδύναμες περιστρεφόμενες' με το μισό της πραγματικής τους μάζας.

### 2.7.2. Συμβατικός βαθμός ανομοιομορφίας περιστροφής

Ο συμβατικός βαθμός ανομοιομορφίας περιστροφής  $\delta$  είναι ένα μέτρο του εύρους μεταβολής της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα, και ορίζεται σαν ο λόγος της διαφοράς μεταξύ μέγιστης και ελάχιστης τιμής γωνιακής ταχύτητας προς την μέση τιμή αυτής, δηλαδή:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \quad (2.39)$$

Η μέση τιμή  $\omega_m$  λαμβάνεται συνήθως λόγω της μικρής τιμής της διαφοράς ( $\omega_{\max} - \omega_{\min}$ ) συγκριτικά ως προς την  $\omega_m$ , με μεγάλη προσέγγιση ίση προς τον αριθμητικό μέσο όρο των δύο ακραίων τιμών  $\omega_{\max}, \omega_{\min}$  και ίση προς την ονομαστική τιμή  $\omega$ , ώστε:

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \equiv \omega \quad (2.40)$$

Ο συμβατικός βαθμός ανομοιομορφίας καθορίζεται πλέον με την βοήθεια των παραπάνω σχέσεων ως εξής:

$$E_s = \frac{1}{2} \cdot G_{tot} \cdot (\omega_{max} - \omega_{min}) \cdot (\omega_{max} + \omega_{min}) = \frac{1}{2} \cdot G_{tot} \cdot \omega_m \cdot 2\omega_m = G_{tot} \cdot \delta \cdot \omega_m^2 \quad (2.41)$$

Το  $E_s$  εξαρτάται προφανώς από τις δυνάμεις εξ' αερίων και τις μαζικές παλινδρομικές δυνάμεις. Επομένως θα μεταβάλλεται με το φορτίο  $\bar{p}_i$  και με την ταχύτητα περιστροφής  $n$ .

Πολλές φορές δίνεται αντί του  $E_s$  η αντίστοιχη 'πίεση'  $p_s = E_s / V_h$ .

Σημειώνεται ότι αν η αντίσταση του κινητήρα είναι συνάρτηση της γωνιακής ταχύτητας  $\omega$ , τότε μπορεί να ληφθεί αρχικώς σταθερή και ίση προς την μέση στρεπτική δύναμη του κινητήρα και να υπολογιστεί ένα πρώτο διάγραμμα της  $\omega$  με τον τρόπο που εκτέθηκε πιο πάνω. Από τις τιμές αυτές της  $\omega$ , προσδιορίζεται ένα διάγραμμα της αντιστάσεως, το οποίο οδηγεί σε νέες τιμές της  $\omega$ . Η ανωτέρω διαδικασία επαναλαμβάνεται μερικές φορές μέχρι να έχουμε σύγκλιση στο τελικό διάγραμμα μεταβολής της γωνιακής ταχύτητας  $\omega$ .

### 2.7.3. Ο σφόνδυλος

Ενώ οι μεταβολές της στρεπτικής ροπής εξαρτώνται από τον τύπο του κινητήρα, (λόγω μεταβολών της στρεπτικής ροπής όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη ανάλυση), η επιτρεπόμενη διακύμανση της γωνιακής ταχύτητας τίθεται από τον κινούμενο μηχανισμό.

Έτσι, στην περίπτωση που ο συμβατικός βαθμός ανομοιομορφίας  $\delta$  δεν είναι ικανοποιητικός (λαμβανομένης υπόψιν της ροπής αδράνειας  $G_{tot}$  όλου του κινούμενου συστήματος), αυτός πρέπει να μειωθεί στο επιτρεπόμενο όριο. Τούτο μπορεί να επιτευχθεί με την άυξηση της ροπής αδράνειας των περιστρεφόμενων μαζών, δηλαδή με την προσθήκη του σφονδύλου, έτσι ώστε η  $G_{tot}$  να λάβει την αναγκαία τιμή που δίνει το επιθυμητό  $\delta$ .

## Κεφάλαιο 3ο

# Υπολογισμός Παραμορφώσεων Στροφαλοφόρου

## Ατράκτου

### 3.1. Δυναμική Ανάλυση του κινηματικού μηχανισμού

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, στους υπολογισμούς μας είναι απαραίτητες οι συσχετίσεις που δίνουν την θέση, την ταχύτητα και την επιτάχυνση του εμβόλου σε κάθε θέση (δηλαδή για κάθε γωνία στροφάλου). Οι εξισώσεις αυτές, συνοπτικά είναι οι ακόλουθες:

$$1. \quad x(\varphi) = r \cdot (1 - \cos \varphi) + L_{rod} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}\right) \quad (3.1)$$

$$2. \quad c(\varphi) = \omega \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \cos^2 \varphi}}\right) \quad (3.2)$$

$$b(\varphi) = \omega^2 \cdot r \cdot \left(\cos \varphi + \lambda \cdot \frac{\cos 2\varphi + \lambda^2 \sin^4 \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}}\right) \quad (3.3)$$

Τέλος, σημειώνεται ότι πρέπει να γίνει αναγωγή της μάζας του διωστήρα σε 2 ξεχωριστές μάζες (με βάση τα όσα αναφέρθηκαν στην Παράγραφο 2.5), η μία από τις οποίες παλινδρομεί και η άλλη περιστρέφεται. Έτσι, δημιουργείται ένα σύστημα το οποίο είναι 'ισοδύναμο' με το αρχικό.

### 3.2. Μηχανικές Απώλειες

Για τον υπολογισμό των μηχανικών απωλειών στο εσωτερικό του κυλίνδρου, διάφορα μοντέλα έχουν προταθεί. Τα περισσότερα από αυτά περιγράφουν την ανομοιομορφία του μεγέθους των μηχανικών απωλειών κατά την διάρκεια ενός κύκλου, βασιζόμενα σε στοιχειώδη ανάλυση. Το συνολικό ποσό των μηχανικών απωλειών οποιαδήποτε στιγμή μπορεί να θεωρηθεί το άθροισμα των επιμέρους τριβών, που οφείλονται στους εξής παράγοντες:

1. Στα ελατήρια τα οποία περιβάλλουν το έμβολο.
2. Στα έδρανα του διωστήρα και της στροφαλοφόρου ατράκτου.
3. Στο σύστημα κινήσεως των βαλβίδων.

#### 4. Στα βοηθητικά συστήματα.

Το βασικό στοιχείο σε αυτήν την ανάλυση είναι ότι οι μηχανικές απώλειες παρουσιάζουν μεγάλες διακυμάνσεις κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας, ειδικά όταν το έμβολο βρίσκεται κοντά στο 'θερμό' ΑΝΣ.

Στην περίπτωση μας όμως, για ευκολία, θα χρησιμοποιηθούν οι μέσες τιμές μηχανικών απωλειών κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας, μέσω του μεγέθους της μέσης πραγματικής πίεσης. Για τον υπολογισμό της (σε bar), θα χρησιμοποιηθεί η ακόλουθη εξίσωση:

$$\bar{p}_{fr} = \alpha + b \cdot p_{\max} + c \cdot N \quad (3.4)$$

όπου:

- $p_{\max}$  η μέγιστη πίεση του κύκλου σε bar.
- $N$  η ταχύτητα περιστροφής σε RPM.
- $\alpha, b, c$  συντελεστές οι οποίοι προσδιορίζονται πειραματικά σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας.

Κατόπιν, με βάση την μέση πραγματική πίεση, υπολογίζεται η μέση πίεση τριβών στον κύκλο λειτουργίας, που δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\bar{T}_{fr} = (\bar{p}_{fr} \cdot 10^5) \cdot A_{pist} \cdot r / 2\pi \quad (3.5)$$

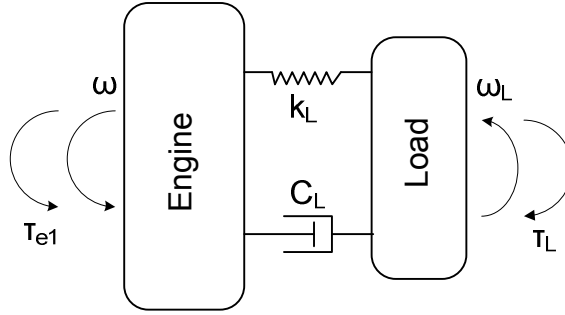
όπου  $A_{pist}$  είναι η διατομή του εμβόλου.

Στην περίπτωση μας, θεωρούμε ότι  $T_{fr}(\varphi) = \bar{T}_{fr}$ , ότι δηλαδή οι τριβές παραμένουν σταθερές κατά την διάρκεια ενός κύκλου και μεταβάλλονται μόνο από κύκλο σε κύκλο.

### **3.3. Ισοζύγιο Ροπών στην Στροφαλοφόρο Άτρακτο**

Η στροφαλοφόρος άτρακτος θεωρείται ως ένα ελαστικό και εύκαμπτο σώμα το οποίο μπορεί να παραμορφώνεται κατά την λειτουργία της μηχανής. Αρχικά, θεωρήσαμε ότι η στροφαλοφόρος άτρακτος είναι απαραμόρφωτη ανάμεσα στους κυλίνδρους της μηχανής, αλλά μπορεί να παραμορφώνεται ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο (Σχήμα 3.1).

Η περιστροφική κίνηση της στροφαλοφόρου άτρακτου διεγείρεται από τις ροπές που δημιουργούν οι δυνάμεις εξ' αερίων και οι μαζικές δυνάμεις. Τελικά, εφαρμόζονται οι 2 ακόλουθες, μη γραμμικές διαφορικές εξισώσεις:



Σχήμα 3.1. Σχηματική Αναπαράσταση Κινητήρα και Φορτίου

$$T_{e1}(\varphi) - T_{fr}(\varphi) - T_s - T_D = (G_e + G_{fl} + G_{coupl}) \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$T_s + T_D - T_L(\varphi) = G_L \cdot \frac{d\omega_L}{dt} \quad (3.6)$$

όπου:

- τα μεγέθη  $G_e, G_{fl}, G_{coupl}, G_L$  είναι οι μαζικές ροπές αδράνειας του κινητήρα του σφονδύλου, του ελαστικού συνδέσμου και του φορτίου αντίστοιχα (τα οποία στην ανάλυσή μας τα θεωρούμε σταθερά, παρόλο που μπορεί να μεταβάλλονται για τις διάφορες γωνίες στροφάλου).
- $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$  είναι η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.
- $\omega_L = \frac{d\varphi_L}{dt}$  είναι η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του φορτίου.
- $\varphi - \varphi_L$  ορίζεται η παραμόρφωση της στροφαλοφόρου ατράκτου εξαιτίας της διαφοράς στην ροπή ανάμεσα στον κινητήρα και στο φορτίο.
- Το μέγεθος  $T_e$  αντιπροσωπεύει την ροπή του κινητήρα, και περιλαμβάνει τις δυνάμεις εξ' αερίων, τις δυνάμεις αδράνειας και τις (αμελητέες σχεδόν) βαρυτικές δυνάμεις.

Η στρεπτική ροπή του κινητήρα δίνεται αναλυτικά από την ακόλουθη σχέση:

$$T_e(\varphi) = T_g(\varphi) + T_{in}(\varphi) + T_{gr}(\varphi) =$$

$$= \left[ \left( p_g(\varphi) \cdot A_{pist} \cdot \frac{c}{r \cdot \omega} \right) - m_l \cdot b + \left( m_l \cdot g \cdot \frac{c}{r \cdot \omega} + m_r \cdot g \cdot \sin \varphi \right) \right] \cdot r \quad (3.7)$$

Στην παραπάνω εξίσωση, το μέγεθος  $p_g$  αντιπροσωπεύει την στιγμιαία τιμή της πίεσης μέσα στον κύλινδρο (για κάθε γωνία στροφάλου) και τα μεγέθη  $m_i$  και  $m_r$  αντιπροσωπεύουν τις παλινδρομικές και τι περιστροφικές μάζες όπως έχουν υπολογιστεί από τις εξισώσεις 2.24 και 2.25. Οι στρεπτικές ροπές δυστρεπτότητας και απόσβεσης, δίνονται από τις εξής σχέσεις:

$$T_s = k \cdot (\varphi - \varphi_L) \quad (3.8)$$

$$T_D = C \cdot (\omega - \omega_L) \quad (3.9)$$

όπου  $k$  είναι ο συντελεστής δυστρεπτότητας (stiffness coefficient) και  $C$  ο συντελεστής απόσβεσης (damping coefficient). Θεωρούμε ότι και οι δύο αυτοί συντελεστές παραμένουν σταθεροί σε όλη την ανάλυση που κάνουμε.

Υπενθυμίζεται σε αυτό το σημείο ότι αν η άτρακτος μεταξύ κινητήρα και φορτίου θεωρηθεί μικρή σε μήκος και άκαμπτη, τότε  $\varphi \equiv \varphi_L$ . Συνεπώς, προσθέτοντας τα δύο μέλη των παραπάνω διαφορικών εξισώσεων, προκύπτει ότι μία διαφορική εξίσωση, η οποία είναι η εξής:

$$T_e(\varphi) - T_{fr}(\varphi) - T_L(\varphi) = G_{tot} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (3.10)$$

όπου το μέγεθος  $G_{tot}$  αντιπροσωπεύει την συνολική ροπή αδράνειας του κινητήρα και του φορτίου ανηγμένα στην στροφαλοφόρο άτρακτο.

Τέλος, το μέγεθος  $T_L$  αντιπροσωπεύει την ροπή του ανθιστάμενου φορτίου, η οποία προσεγγίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$T_L = a + b \cdot \omega_L^s \quad (3.11)$$

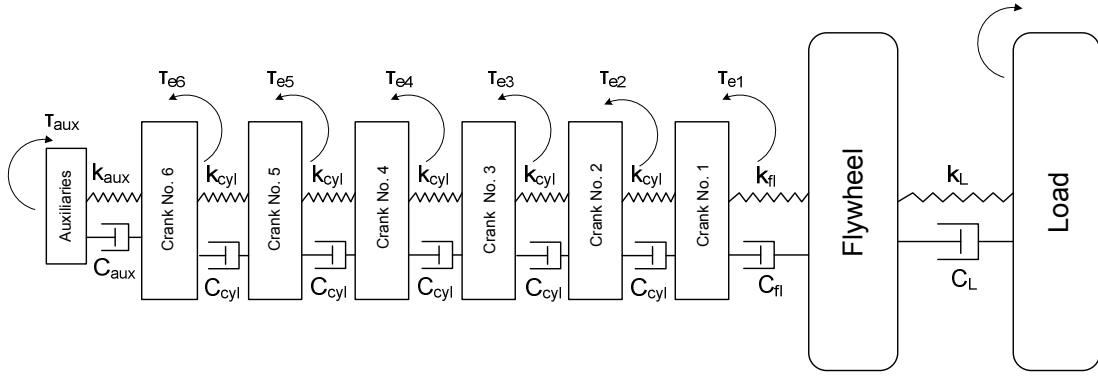
Για ένα φορτίο γραμμικής μορφής (π.χ. για μια γεννήτρια), ο συντελεστής  $s$  παίρνει την τιμή 1, ενώ για φορτίο παραβολικής μορφής (π.χ. για υδραυλική πέδη, έλικα σταθερού βήματος, αεροδυναμική αντίσταση οχήματος) ο συντελεστής  $s$  παίρνει την τιμή 2. Τέλος, ο συντελεστής  $s$  αντιπροσωπεύει τον ανεξάρτητο της ταχύτητας παράγοντα του φορτίου (π.χ. κλίση του οδοστρώματος).

Οι δύο διαφορικές εξισώσεις που αναφέρθηκαν παραπάνω επιλύονται σε κάθε γωνία στροφάλου, κάνοντας χρήση των στιγμιαίων τιμών της ροπής από όλους τους κυλίνδρους του κινητήρα. Ειδικά όσον αφορά τις δυνάμεις εξ' αερίων, οι πιέσεις στο εσωτερικό του κυλίνδρου σε κάθε γωνία στροφάλου δίνονται από την θερμοδυναμική ανάλυση των

διεργασιών που πραγματοποιούνται κάθε στιγμή. Η επίλυση των δύο διαφορικών εξισώσεων, μας δίνει σε κάθε γωνία στροφάλου τις ταχύτητες περιστροφής  $\omega, \omega_L$  και τις αντίστοιχες γωνίες  $\varphi, \varphi_L$  και συνεπώς και την ζητούμενη παραμόρφωση  $\varphi - \varphi_L$ .

### 3.4. Αναλυτικό μοντέλο Στροφαλοφόρου Ατράκτου

Σε όλα τα προηγούμενα, θεωρήθηκε ότι το σύστημα κινητήρα-φορτίου αποτελείται από δύο 'μάζες'. Η μία από αυτές είναι ολόκληρος ο κινητήρας (κύλινδρος, σφόνδυλος, ελαστικός σύνδεσμος κ.λ.π.) και η άλλη είναι το φορτίο. Στην περίπτωση του αναλυτικού μοντέλου, θα μελετηθεί το φαινόμενο και θα επιλυθούν οι διαφορικές εξισώσεις αν λάβουμε υπόψιν μας την κάθε μάζα ξεχωριστά. Συγκεκριμένα, για τον 6-κύλινδρο κινητήρα (τα στοιχεία του οποίου θα δοθούν παρακάτω), προκύπτουν οι ακόλουθες διαφορικές εξισώσεις, βάσει του Σχήματος 3.2.



Σχήμα 3.2. Σχηματική Αναπαράσταση του 6-κύλινδρου κινητήρα.

$$G_{aux} \cdot \ddot{\varphi}_{aux} + C_{aux} \cdot (\dot{\varphi}_{aux} - \dot{\varphi}_6) + k_{aux} \cdot (\varphi_{aux} - \varphi_6) = -T_{aux}$$

$$G_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 + C_{aux} \cdot (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{aux}) + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_5) + k_{aux} \cdot (\varphi_6 - \varphi_{aux}) + k_{cyl} \cdot (\varphi_6 - \varphi_5) = T_{e6}$$

$$G_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) + k_{cyl} \cdot (\varphi_5 - \varphi_4) + k_{cyl} \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) = T_{e5}$$

$$G_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) + k_{cyl} \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + k_{cyl} \cdot (\varphi_4 - \varphi_3) = T_{e4}$$

$$G_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + k_{cyl} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + k_{cyl} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) = T_{e3}$$

$$G_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + k_{cyl} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + k_{cyl} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) = T_{e2}$$

$$G_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{cyl} \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{fl} \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{fl}) + k_{cyl} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k_{fl} \cdot (\varphi_1 - \varphi_{fl}) = T_{e1}$$

$$(G_{fl} + G_{coupl}) \cdot \ddot{\varphi}_{fl} + C_{fl} \cdot (\dot{\varphi}_{fl} - \dot{\varphi}_1) + C_l \cdot (\dot{\varphi}_{fl} - \dot{\varphi}_l) + k_{fl} \cdot (\varphi_{fl} - \varphi_1) + k_l \cdot (\varphi_{fl} - \varphi_l) = T_{fl}$$

$$G_l \cdot \ddot{\varphi}_l + C_l \cdot (\dot{\varphi}_l - \dot{\varphi}_{fl}) + k_l \cdot (\varphi_l - \varphi_{fl}) = T_l = -a - b \cdot \omega_l^s \quad (3.12)$$

όπου:

1. Με το σύμβολο  $k$  αντιπροσωπεύονται οι αντίστοιχοι συντελεστές δυστρεπτότητας, ενώ με το σύμβολο  $C$  αντιπροσωπεύονται οι αντίστοιχοι συντελεστές απόσβεσης.
2. Με τα σύμβολα  $G$  αντιπροσωπεύονται οι μαζικές ροπές αδράνειας της κάθε 'μάζας'.
3. Οι συντελεστές  $a, b, s$  είναι οι σταθερές του φορτίου όπως έχουν αναφερθεί πιο πριν.
4. Τα  $T_{e1}, T_{e2}, T_{e3}, T_{e4}, T_{e5}, T_{e6}$  αντιπροσωπεύουν τις ωφέλιμες ροπές του κάθε κυλίνδρου  $(T_e(\varphi) - T_{fr}(\varphi))$ , με την κάθε μία να παίρνει τις αντίστοιχες τιμές ανάλογα με την σειρά ανάφλεξης των κυλίνδρων.
5. Τα  $T_L, T_{aux}$  τα λαμβάνουμε υπόψιν με το πρόσημό τους (αρνητικά), διότι αυτά καταναλώνουν το έργο που παράγεται από τους κυλίνδρους του κινητήρα.

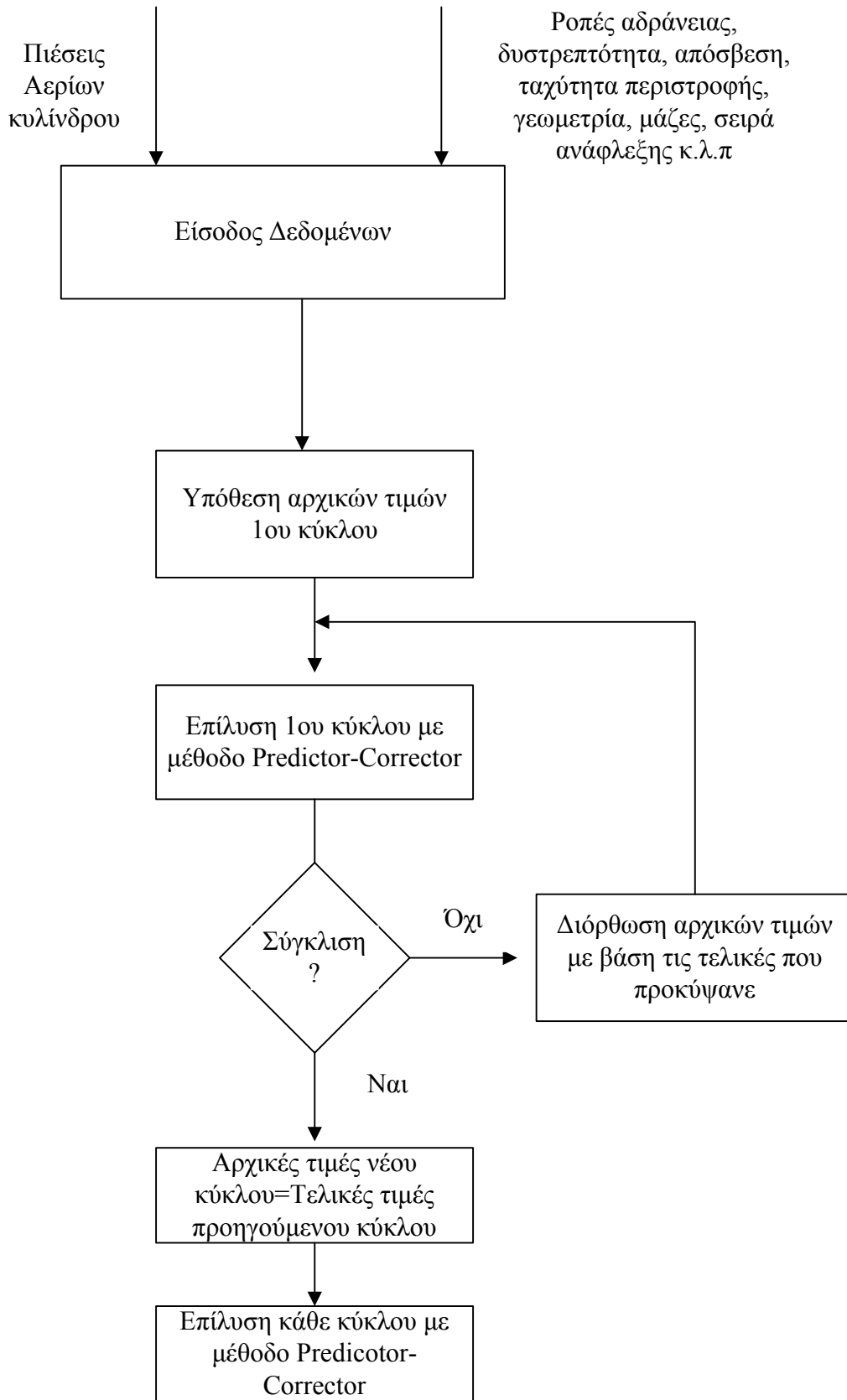
Το σύστημα των παραπάνω διαφορικών εξισώσεων προφανώς παίρνει την ανάλογη μορφή σε περίπτωση που χρησιμοποιείται κινητήρας με διαφορετικό αριθμό κυλίνδρων ή χρησιμοποιείται κινητήρας διάταξης V.

Η επίλυση του ανωτέρω συστήματος διαφορικών εξισώσεων μας δίνει σε κάθε χρονική στιγμή την ακριβή θέση της κάθε 'μάζας' που βρίσκεται πάνω στην στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα.

Για την επίλυση του ανωτέρω συστήματος, απαιτείται, εκτός από τα άλλα δεδομένα ο υπολογισμός των στρεπτικών ροπών, οι οποίες με την σειρά τους απαιτούν την γνώση της τιμής της πίεσης που επικρατεί στο εσωτερικό του εκάστοτε κυλίνδρου σε κάθε γωνία στροφάλου. Οι τιμές της πίεσης προέρχονται από ένα αναλυτικό υπολογιστικό μοντέλο των θερμοδυναμικών διεργασιών εντός του κυλίνδρου το οποίο έχει αναπτυχθεί στο εργαστήριο MEK του ΕΜΠ και έχει επιβεβαιωθεί πειραματικά.

Κατόπιν, αφού έχουν υπολογιστεί οι ροπές, η επίλυση του προβλήματος συνοπτικά φαίνεται στο ακόλουθο διάγραμμα ροής (Σχήμα 3.3):





Σχήμα 3.3. Σχηματικό διάγραμμα επίλυσης μεταβατικής λειτουργίας

### **3.5. Χαρακτηριστικά του υπό εξέταση κινητήρα**

Ο κινητήρας με τον οποίο θα κάνουμε την μελέτη είναι ένας ναυτικός κινητήρας diesel τύπου MWM TbRHS 518S. Πρόκειται για έναν τετράχρονο, εξακύλινδρο κινητήρα με διάταξη σειράς (in line) ο οποίος είναι υπερπληρωμένος (turbocharged) και έχει και ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης (aftercooled). Επιπλέον χαρακτηριστικά του δίνονται στον ακόλουθο πίνακα:

Εύρος ταχύτητας περιστροφής	1000-1500 rpm
Διάμετρος/διαδρομή εμβόλου	140/180mm
Βαθμός Συμπίεσης	17.7:1
Μέγιστη Ισχύς	320HP (236kW) στις 1500 rpm
Μέγιστη Ροπή	1520Nm at 1250 rpm
Υπερπληρωτής	Μίας βαθμίδας, Φυγοκεντρικός Συμπιεστής, Διπλής Εισόδου Αξονική Τουρμπίνα
Συντελεστής Δυστρεπτότητας	240,000 Nm/rad
Συντελεστής Απόσβεσης	1000 Nm sec/rad
Μήκος διωστήρα	350mm
Μάζα εμβόλου	4.97kg
Μάζα στροφάλου	2kg
Μάζα Διωστήρα	6.33kg
Ροπή αδράνειας κινητήρα	1.5kg m <sup>2</sup>
Ροπή αδράνειας φορτίου	5.375 kg m <sup>2</sup>
Ροπή αδράνειας σφονδύλου	7.5 kg m <sup>2</sup>
Ροπή αδράνειας ελαστικού συνδέσμου	1.122 kg m <sup>2</sup>
Σειρά Ανάφλεξης	1-5-3-6-2-4

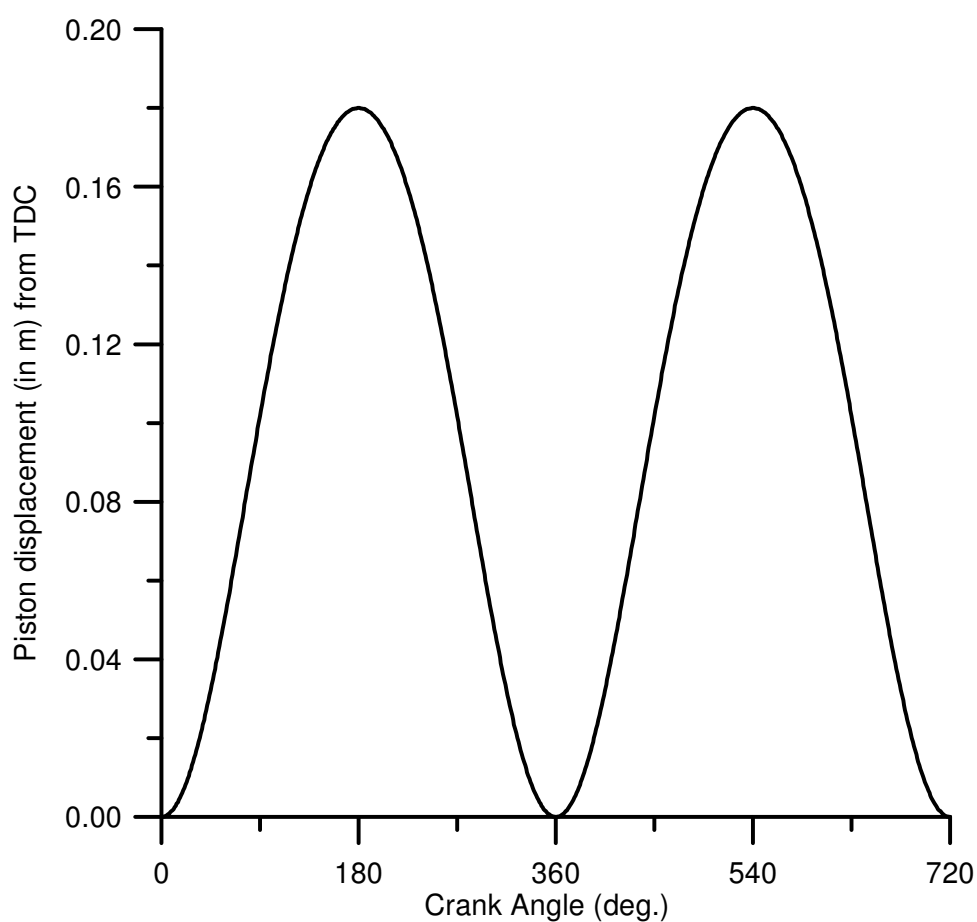
Πίνακας 3.1. Δεδομένα του υπό εξέταση κινητήρα

## Κεφάλαιο 4ο

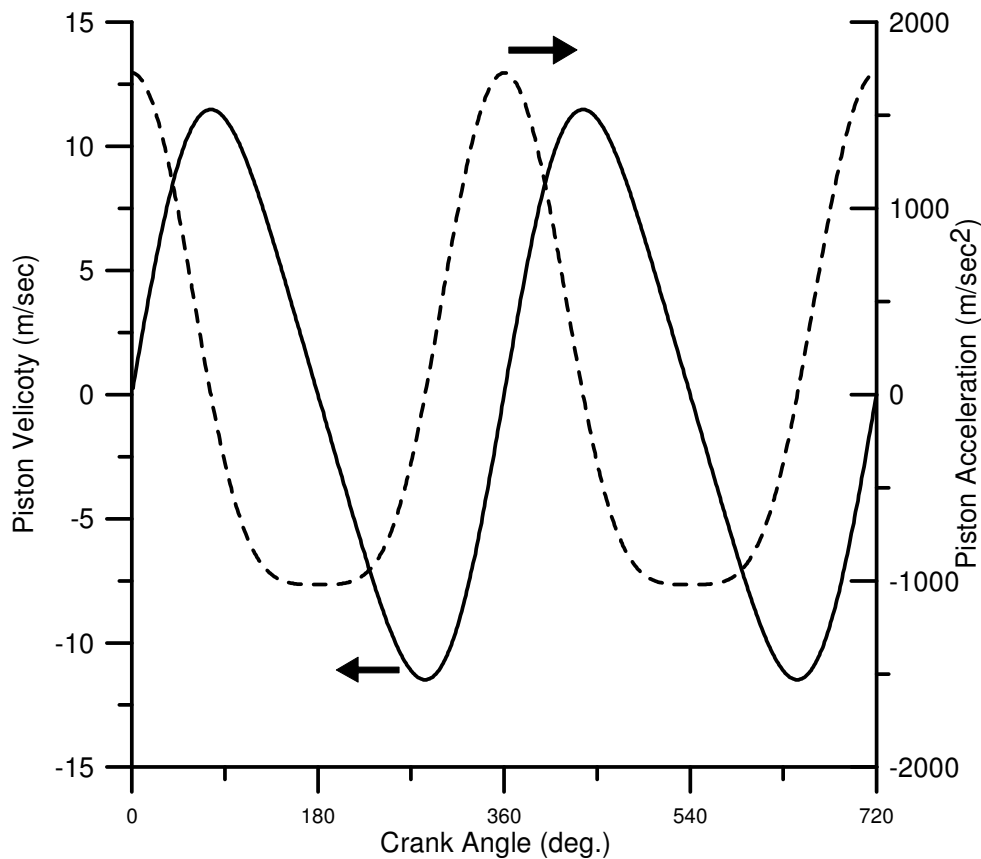
### Μόνιμες Συνθήκες Λειτουργίας

#### 4.1. Κινηματικός μηχανισμός διωστήρα-στροφάλου

Οι εξισώσεις οι οποίες διέπουν την κίνηση του συστήματος διωστήρα-στροφάλου έχουν αναλυθεί στην Παράγραφο 2.4. Η επίλυση των ανωτέρω εξισώσεων, δίνει για κάθε γωνία στροφάλου (και άρα για κάθε χρονική στιγμή) την θέση, την ταχύτητα και την επιτάχυνση του εμβόλου. Τα μεγέθη αυτά συναρτήσει της εκάστοτε γωνίας στροφάλου δίνονται στα Σχήματα 4.1 και 4.2.



Σχήμα 4.1. Μετατόπιση του εμβόλου από το ANΣ

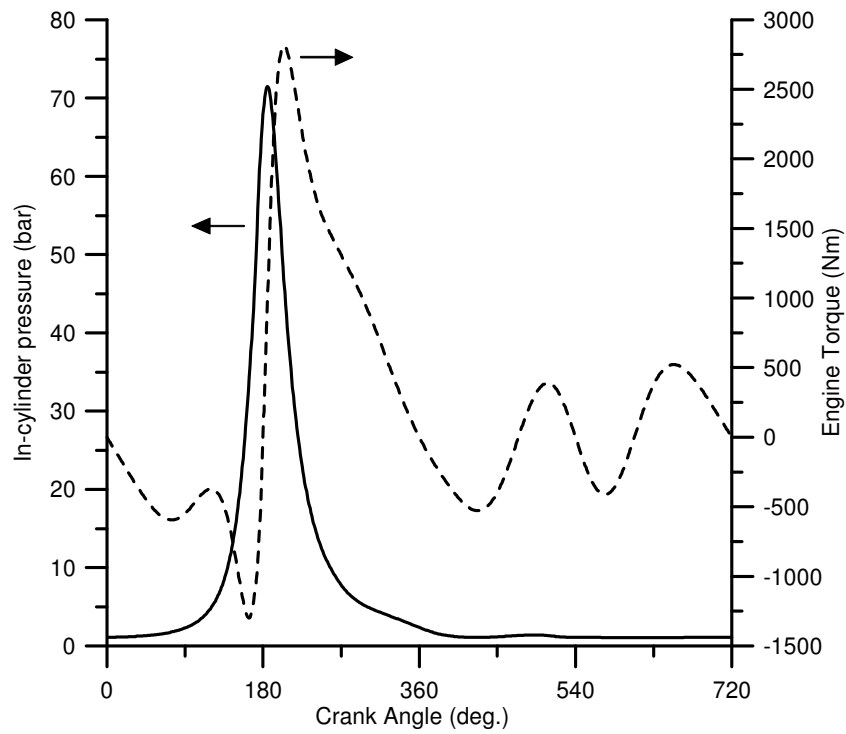


Σχήμα 4.2. Ταχύτητα και επιτάχυνση του εμβόλου κατά την κίνησή του.

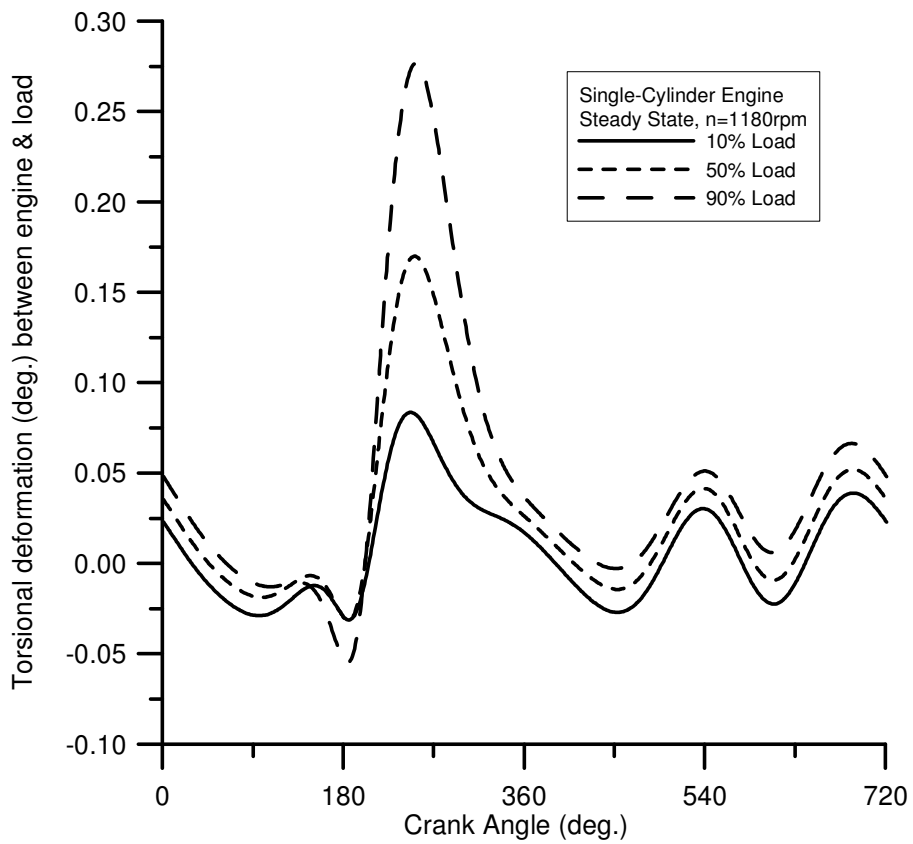
#### **4.2. Μονοκύλινδρος Κινητήρας**

Αρχικά εξετάζεται μια ‘μονοκύλινδρη έκδοση’ του υπό μελέτη κινητήρα προκειμένου τα αποτελέσματα των στρεπτικών παραμορφώσεων της στροφαλοφόρου ατράκτου να είναι απευθείας συγκρίσιμα με τις πιέσεις μέσα στον κύλινδρο και την παραγόμενη από τον κινητήρα ροπή. Στο Σχήμα 4.3 φαίνεται σε κοινό διάγραμμα η πίεση που επικρατεί μέσα στον κύλινδρο και η αντίστοιχη ροπή που παράγει ο κινητήρας. Είναι φανερό ότι στο πρώτο μισό του κύκλου, τον κύριο ρόλο στην παραγόμενη ροπή τον έχουν οι πιέσεις που επικρατούν στον κύλινδρο, ενώ στο δεύτερο μισό του κύκλου λειτουργίας οι πιέσεις αυτές είναι σχεδόν ίσες με την ατμοσφαιρική, οπότε κυρίαρχο ρόλο έχουν οι μαζικές δυνάμεις. Το Σχήμα 4.3 που ακολουθεί, έχει προκύψει για συνθήκες φορτίου 50% και ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm.

Κατόπιν, με βάση το διάγραμμα αυτό, επιλύονται οι εξισώσεις (3.6) για μονοκύλινδρο κινητήρα, και προκύπτουν τα αποτελέσματα της παραμόρφωσης ανάμεσα στον κινητήρα και στην αντίσταση για διάφορες συνθήκες φόρτισης (10%, 50%, 90%).

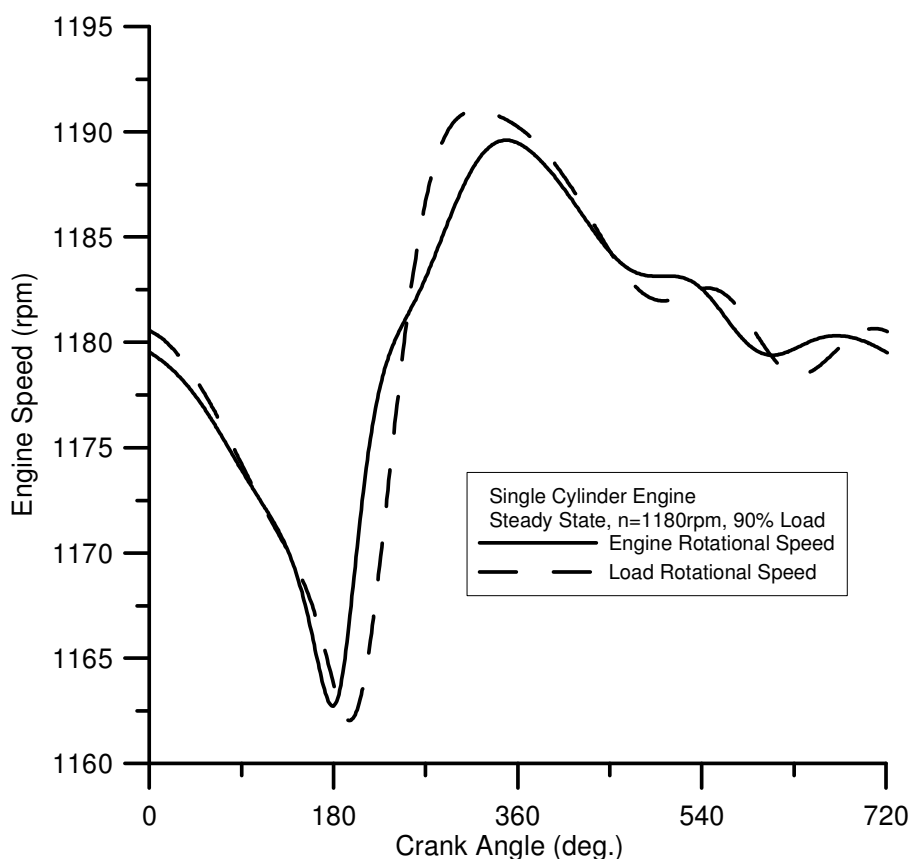


Σχήμα 4.3. Πίεση κυλίνδρου και αντίστοιχη ροπή του κινητήρα για κάθε γωνία στροφάλου



Σχήμα 4.4. Στρεπτικές παραμορφώσεις για διάφορα φορτία συναρτήσει της γωνίας στροφάλου

Τα αποτελέσματα φαίνονται στο Σχήμα 4.4, όπου μάλιστα μπορεί να γίνει εξαρχής φανερή η επίδραση του φορτίου στις στρεπτικές παραμορφώσεις. Κατά την φάση της συμπίεσης ( $0^{\circ}$ - $180^{\circ}$ ) επικρατεί έλλειψη ροπής λόγω της συμπίεσης, με αποτέλεσμα να προκύπτει μια μικρή μείωση στην ταχύτητα περιστροφής, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.5, και η ‘αρνητική’ στρεπτική παραμόρφωση όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.4.

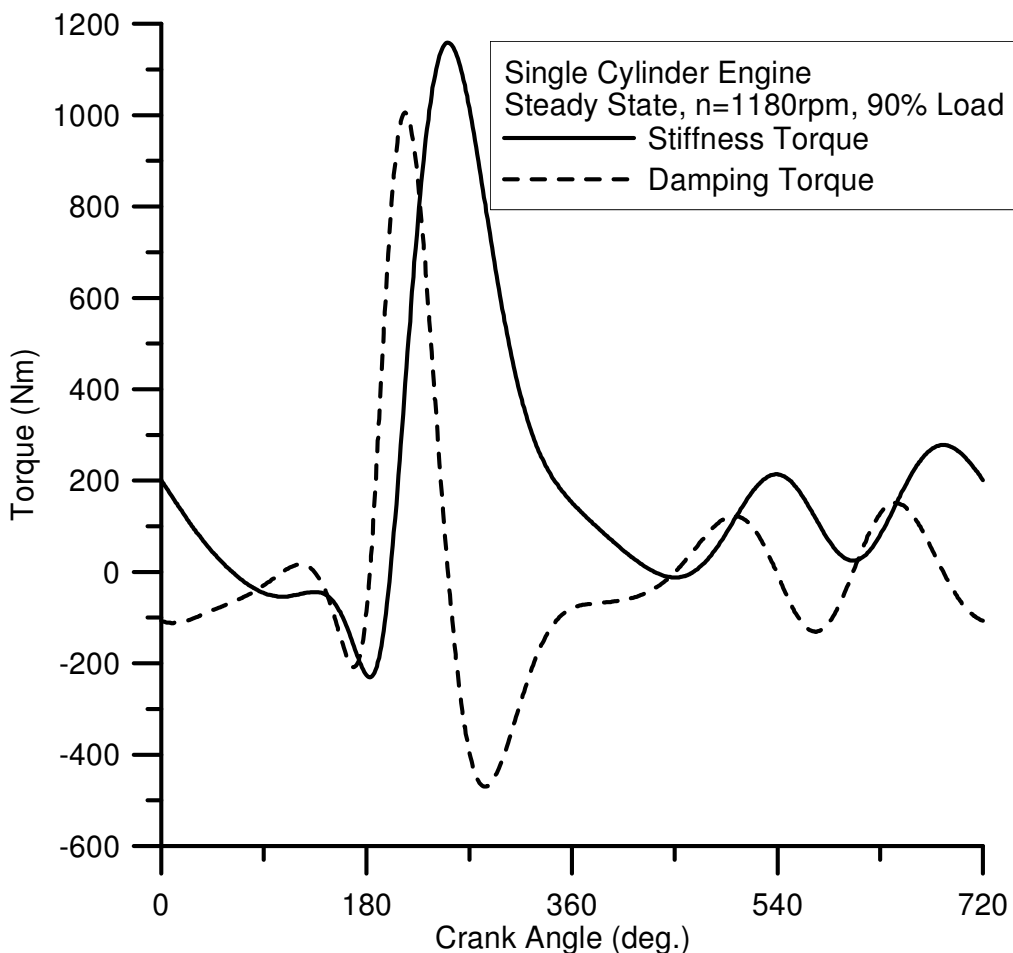


Σχήμα 4.5. Μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας

Η ροπή, η ταχύτητα περιστροφής και η στρεπτική παραμόρφωση παίρνουν τις μέγιστες τιμές τους κοντά στο ‘θερμό’ ΑΝΣ. Μετά από την έναρξη της καύσης, υπάρχει ‘περίσσεια’ στρεπτικής ροπής λόγω των μεγάλων αναπτυσσόμενων δυνάμεων, και πλέον ο κινητήρας βρίσκεται στην παραγωγική του φάση. Συνεπώς, εμφανίζεται θετική στρεπτική παραμόρφωση, ενώ και η ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται. Αυτό συνεχίζει να ισχύει σε όλη την διάρκεια της αποτόνωσης. Η πολύ μεγαλύτερη τιμή της ροπής κατά την διάρκεια της αποτόνωσης οδηγεί και σε μεγαλύτερες τιμές της παραμόρφωσης της στροφαλοφόρου ατράκτου σε σχέση με τις υπόλοιπες φάσεις, όπου τα κυρίαρχα μεγέθη είναι οι μαζικές δυνάμεις, οπότε και οι ροπές είναι μικρότερες. Στο Σχήμα 4.4 είναι φανερό ότι όσο μεγαλύτερο είναι το φορτίο στο οποίο δουλεύει ο κινητήρας (δηλαδή όσο μεγαλύτερες είναι

οι πιέσεις μέσα στον κύλινδρο λόγω έγχυσης μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου), τόσο μεγαλύτερες είναι οι στρεπτικές παραμορφώσεις, ειδικά κοντά στο ΑΝΣ όπου εκεί η επίδραση των πιέσεων του κυλίνδρου είναι μεγαλύτερη. Οι δυνάμεις αδράνειας αντιθέτως διατηρούν τις ίδιες τιμές αφού η ταχύτητα περιστροφής μένει η ίδια. Συνεπώς, μικρότερες είναι οι αναμενόμενες στρεπτικές ταλαντώσεις σε κινητήρες diesel φυσικής αναπνοής ή κινητήρες Otto, όπου οι πιέσεις μέσα στον κύλινδρο είναι σαφώς μικρότερες. Μάλιστα, σε αυτές τις περιπτώσεις, αναμένεται μία μεγαλύτερη επίδραση των δυνάμεων αδράνειας, ειδικά στους μικρούς κινητήρες αυτοκινήτων, λόγω των υψηλών ταχυτήτων περιστροφής.

**Με βάση τα όσα αναπτύχθηκαν παραπάνω, ο κύριος μηχανισμός για τις στρεπτικές παραμορφώσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας είναι οι πιέσεις που επικρατούν μέσα στον κύλινδρο.** Με μια πιο λεπτομερή μελέτη, φαίνεται ότι οι αδρανειακές (μαζικές) δυνάμεις παίζουν και αυτές κάποιο ρόλο, ιδιαίτερα κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων, όταν οι βαλβίδες είναι ανοιχτές και οι πιέσεις μέσα στους κυλίνδρους είναι πολύ χαμηλές.



Σχήμα 4.6. Μεταβολή της ροπής δυσκαμψίας και της ροπής απόσβεσης κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας

Ένα άλλο, πολύ ενδιαφέρον εύρημα, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.6, είναι ότι οι στιγμιαίες τιμές των ροπών απόσβεσης και δυσκαμψίας μπορεί να πάρουν μεγάλες τιμές μέσα σε έναν κύκλο λειτουργίας. Το προφίλ της ροπής δυσκαμψίας ακολουθεί το προφίλ της στρεπτικής ροπής, όπως αυτό φαίνεται και από την εξίσωση  $T_s = k \cdot (\varphi - \varphi_L)$ . Αντιθέτως, το προφίλ της ροπής απόσβεσης εξαρτάται από την στιγμιαία διαφορά ανάμεσα στις ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα και του φορτίου, όπως φαίνεται και από την εξίσωση  $T_D = C \cdot (\omega - \omega_L)$ . Παρόλο που μπορεί να πάρουν αρκετά υψηλές στιγμιαίες τιμές τα δύο αυτά μεγέθη, η μέση τιμή τους κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας έχει συχνά αμελητέες τιμές μπροστά στις ροπές του κινητήρα και του φορτίου. Είναι συνεπώς δικαιολογημένη η παράλειψη αυτών των μεγεθών όταν το μοναδικό ζητούμενο είναι ο υπολογισμός της μέσης ταχύτητας περιστροφής.

### **4.3. Πολυκύλινδρος κινητήρας**

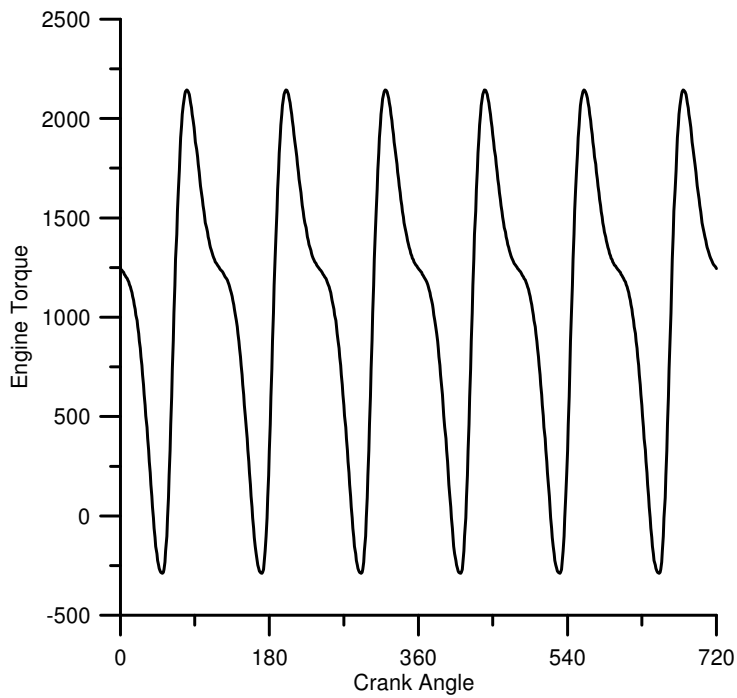
Τα κύρια ευρήματα στην ανάλυση για τον μονοκύλινδρο κινητήρα μπορούν πλέον να εφαρμοστούν και στον πολυκύλινδρο κινητήρα. Σε αυτή την περίπτωση, ο κύριος παράγοντας που καθορίζει τις στρεπτικές ταλαντώσεις είναι ο αριθμός των κυλίνδρων. Ειδικά στις περιπτώσεις που το φορτίο είναι σχετικά υψηλό, πάντα υπάρχει αρκετή διαθέσιμη ροπή ώστε οι στρεπτικές ταλαντώσεις να μην παίρνουν αρνητικές τιμές.

Στην ανάλυσή μας, θα θεωρήσουμε ότι σε κάθε κύλινδρο εγχύεται η ίδια ποσότητα καυσίμου, αφού έχουμε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Έτσι λοιπόν, σε κάθε κύλινδρο επικρατούν οι ίδιες συνθήκες πίεσης, οπότε και το προφίλ της ροπής που παράγεται από τον καθέναν είναι το ίδιο, με μία διαφορά φάσης η οποία οφείλεται στη σειρά ανάφλεξης. Συγκεκριμένα, η διαφορά ανάφλεξης  $\Delta\varphi_\alpha$  δίνεται από την παρακάτω σχέση (4-X κινητήρας):

$$\Delta\varphi_\alpha = \frac{720}{6} = 120^\circ \quad (4.1)$$

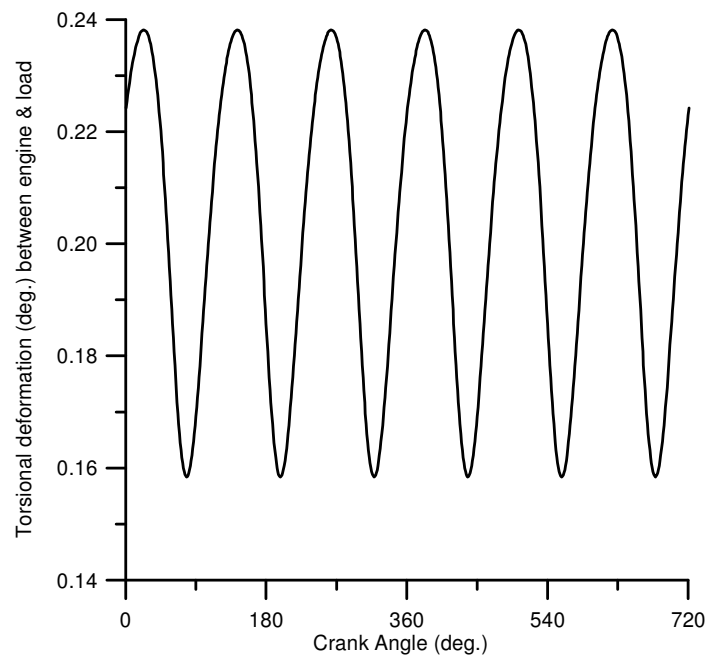
Έτσι λοιπόν, την στιγμή που ο κύλινδρος 1 βρίσκεται στο ΑΝΣ, ο κύλινδρος 5 έχει διαφορά  $120^\circ$  (Σειρά ανάφλεξης: 1-5-3-6-2-4). Η διάταξη των στροφάλων φαίνεται στο Σχήμα 4.9. Με βάση τα παραπάνω, γίνεται υπολογισμός της ροπής που παράγει ο κάθε κύλινδρος, και κατόπιν η υπέρθεση αυτών των ροπών μας δίνει της συνολική ροπή που παράγει ο κινητήρας (Σχήμα 4.7). Είναι φανερό οι έξι αιχμές, κάτι που υποδεικνύει τα έξι μέγιστα λόγω της ύπαρξης έξι κυλίνδρων συνολικά.





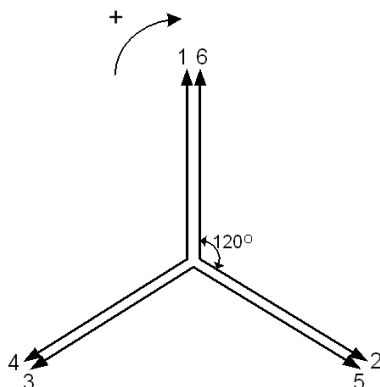
Σχήμα 4.7. Διάγραμμα συνολικής στρεπτικής ροπής κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας

Λαμβάνοντας υπόψιν όλα τα παραπάνω, επιλύεται το σύστημα των δύο διαφορικών εξισώσεων (3.6) και προκύπτουν τα αποτελέσματα των στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στον κινητήρα και στο φορτίο. Τα αποτελέσματα αυτά φαίνονται στο Σχήμα 4.8.



Σχήμα 4.8. Στρεπτικές παραμορφώσεις στροφαλοφόρου ατράκτου κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας

Και σε αυτήν την περίπτωση μπορούμε να διακρίνουμε τις έξι αιχμές οι οποίες μάλιστα εμφανίζονται όταν η ροπή του κινητήρα παίρνει τις μέγιστες τιμές της, δηλαδή το γεγονός αυτό καθορίζεται από την ύπαρξη των έξι κυλίνδρων στον κινητήρα.



Σχήμα 4.9. Διάταξη στροφάλων 6-κύλινδρου κινητήρα με Σειρά Ανάφλεξης 1-5-3-6-2-4-1

#### **4.4. Ειδικές συνθήκες λειτουργίας**

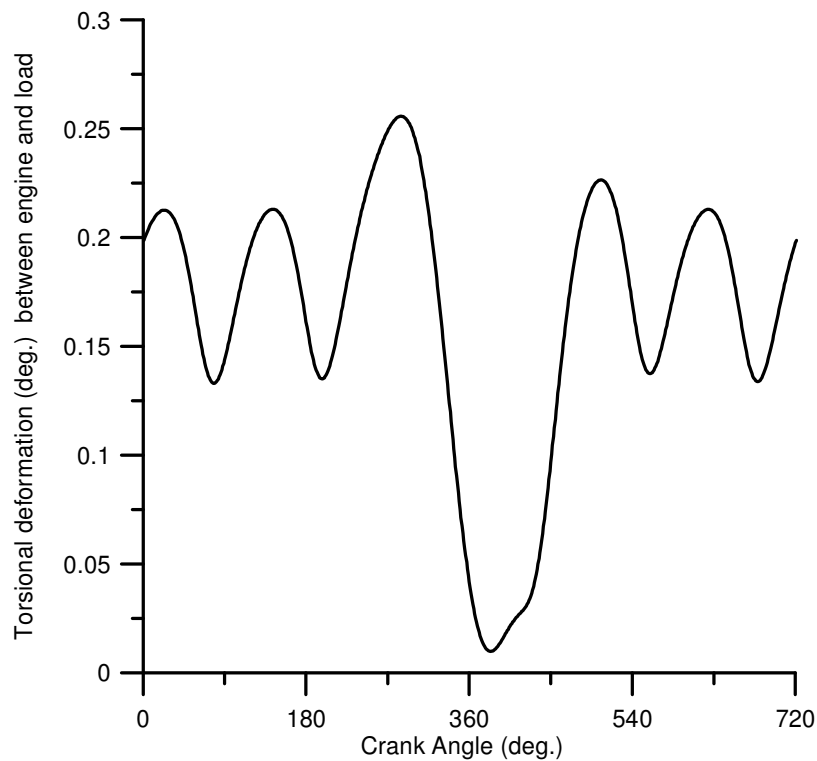
Στο σημείο αυτό, έχει ενδιαφέρον να εξετάσουμε τι γίνεται με τις στρεπτικές παραμορφώσεις σε κάποιες ειδικές συνθήκες λειτουργίας, οι οποίες μπορεί να συμβούν χωρίς η λειτουργία του κινητήρα να διακόπτεται.

##### **4.4.1. Κατάσταση ‘ανοιχτών βαλβίδων’**

Σε αυτές τις περιπτώσεις (open valves conditions), είτε δεν υπάρχουν βαλβίδες σε έναν κύλινδρο είτε αυτές είναι εντελώς ανοιχτές σε όλο τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Συνεπώς ούτε συμπίεση συμβαίνει στο εσωτερικό του κυλίνδρου ούτε καύση. Το έμβολο, ο διωστήρας το στρόφαλο κ.λ.π. λειτουργούν κανονικά.

Στην περίπτωση αυτή, διαφοροποιείται η ροπή που παράγεται από τον κύλινδρο ή τους κυλίνδρους εκείνους που λειτουργούν υπό αυτές τις συνθήκες. Οι δυνάμεις αδράνειας είναι υπαρκτές, οι πιέσεις όμως μέσα στον κύλινδρο είναι κάθε στιγμή ίσες με αυτές του περιβάλλοντος, με αποτέλεσμα ο κύλινδρος αυτός να παράγει διαφορετική ροπή από τους υπόλοιπους. Η υπέρθεση όλων των ροπών των κυλίνδρων δίνει μια ανομοιομορφία στο διάγραμμα, η οποία τελικά μεταφράζεται σε μια ανομοιομορφία και στο διάγραμμα των στρεπτικών παραμορφώσεων (Σχήμα 4.10).

Από το Σχήμα 4.10 είναι φανερό ότι στο σημείο που ο κύλινδρος 4 θα έκανε καύση, τώρα παρουσιάζεται μια ελαχιστοποίηση της στρεπτικής παραμόρφωσης λόγω της απουσίας πιέσεων εξ’ αερίων. Η θέση (γωνία στροφάλου) στην οποία θα παρουσιαστεί αυτό το φαινόμενο εξαρτάται κατά κύριο λόγο από την σειρά ανάφλεξης και από τον κύλινδρο εκείνο ο οποίος λειτουργεί κάτω από αυτές τις συνθήκες.

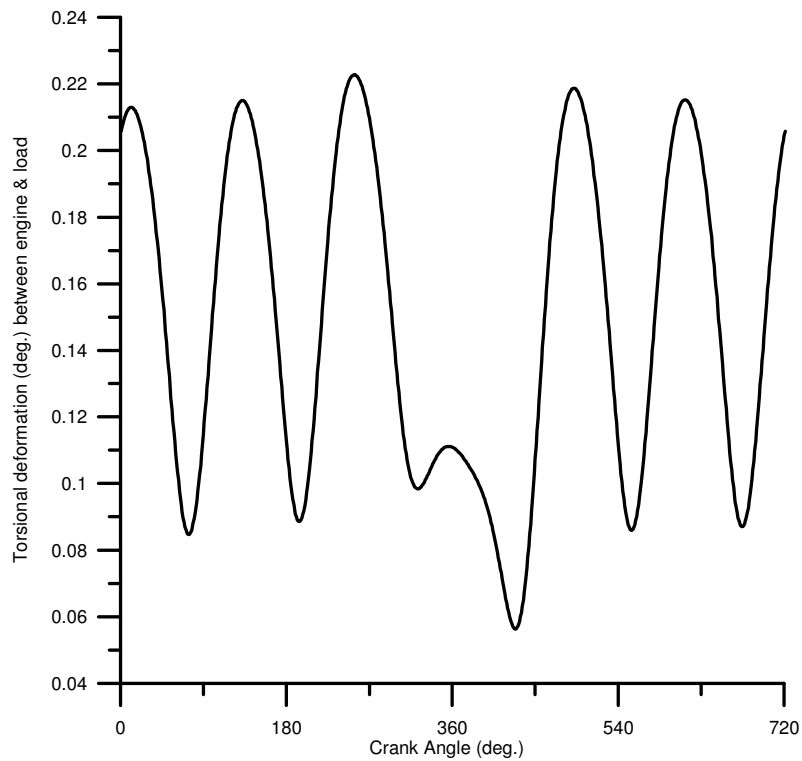


Σχήμα 4.10. Στρεπτική παραμόρφωση κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας όταν ο κύλινδρος 4 λειτουργεί με ανοιχτές βαλβίδες (open valves conditions)

#### 4.4.2. Απουσία καύσης στον κύλινδρο

Σε αυτήν την περίπτωση (motoring), σε έναν ή περισσότερους κυλίνδρους του κινητήρα δεν γίνεται καύση. Δηλαδή η συμπίεση γίνεται κανονικά, αλλά δεν εγχύεται καμία ποσότητα καυσίμου. Οι βαλβίδες θεωρούνται εντελώς κλειστές κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας, συνεπώς μία ποσότητα αέρα βρίσκεται παγιδευμένη μέσα στον κύλινδρο και υφίσταται τις διάφορες μεταβολές.

Στην περίπτωση αυτή όπως και προηγουμένως, διαφοροποιείται η ροπή που παράγεται από τον κύλινδρο ή τους κυλίνδρους εκείνους που λειτουργούν υπό αυτές τις συνθήκες. Οι δυνάμεις αδράνειας είναι υπαρκτές, και οι πιέσεις μέσα στον κύλινδρο που λειτουργεί υπό αυτές τις συνθήκες διαφέρουν από τις πιέσεις στους υπόλοιπους κυλίνδρους λόγω έλλειψης καύσης, με αποτέλεσμα ο κύλινδρος αυτός να παράγει διαφορετική ροπή από τους υπόλοιπους. Η υπέρθεση όλων των ροπών των κυλίνδρων δίνει μια ανομοιομορφία στο διάγραμμα, η οποία τελικά μεταφράζεται σε μια ανομοιομορφία και στο διάγραμμα των στρεπτικών παραμορφώσεων (Σχήμα 4.11).



Σχήμα 4.11. Στρεπτική παραμόρφωση κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας όταν ο κύλινδρος 4 λειτουργεί χωρίς καύση (motoring).

Από το Σχήμα 4.11 είναι φανερό ότι στο σημείο που ο κύλινδρος 4 θα έκανε καύση, τώρα παρουσιάζεται μια ελαχιστοποίηση της στρεπτικής παραμόρφωσης λόγω της απουσίας της καύσης. Οι πιέσεις είναι ελαφρά αυξημένες λόγω της συμπίεσης του παγιδευμένου αέρα που βρίσκεται μέσα στον κύλινδρο και συνεπώς και οι στρεπτικές παραμορφώσεις είναι ελαφρά αυξημένες σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση, όπου οι πιέσεις ήταν ίσες με την ατμοσφαιρική. Η θέση (γωνία στροφάλου) στην οποία θα παρουσιαστεί αυτό το φαινόμενο εξαρτάται κατά κύριο λόγο από την σειρά ανάφλεξης και από τον κύλινδρο εκείνο ο οποίος λειτουργεί κάτω από αυτές τις συνθήκες.

#### **4.5. Παραμετρική ανάλυση**

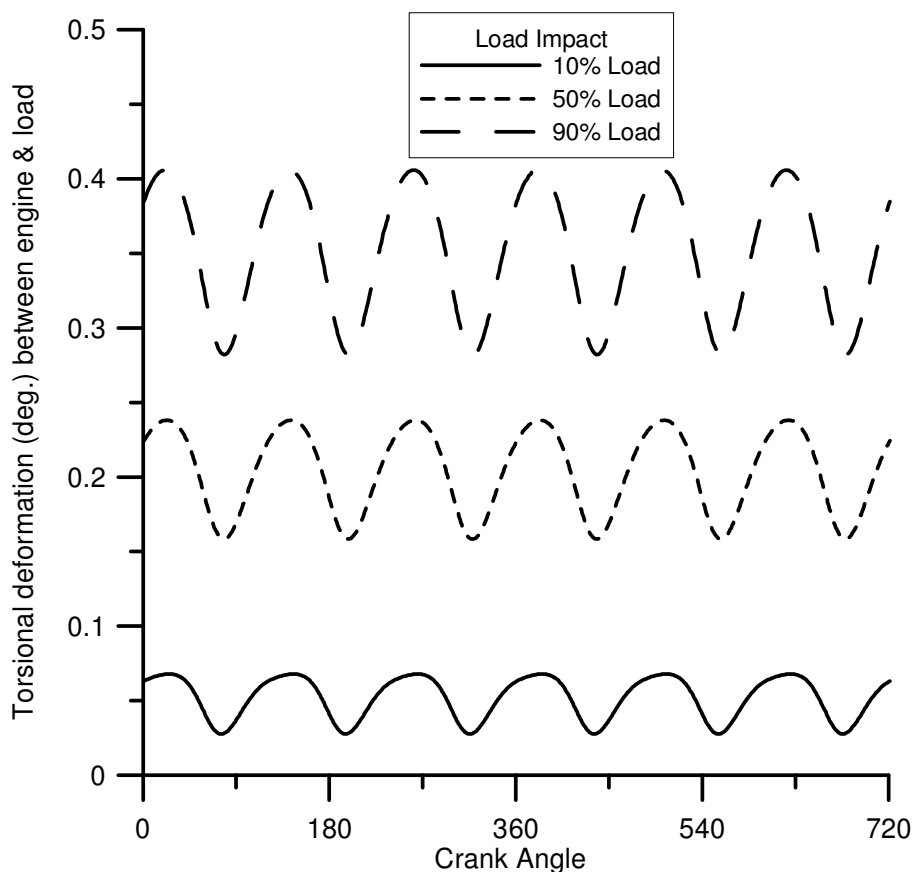
Στην παράγραφο αυτή θα μελετηθεί η επίδραση διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας όπως το φορτίο, οι μάζες, η ταχύτητα περιστροφής, ο συντελεστής δυσστρεπτότητας και απόσβεσης κ.λπ στην συνολική λειτουργία του κινητήρα και στις στρεπτικές παραμορφώσεις που επιφέρουν. Σε όλες τις περιπτώσεις που ακολουθούν, θεωρούμε κάποιες συνθήκες κανονικής λειτουργίας, οι οποίες φαίνονται στον πίνακα που ακολουθεί. Σε κάθε μία υποπερίπτωση, μεταβάλλεται μόνο ένας παράγοντας, θεωρώντας όλα τα υπόλοιπα σταθερά.

Φορτίο κινητήρα	50%
Συντελεστής δυστρεπτότητας	240,000 (Nm/rad)
Συντελεστής απόσβεσης	1000 (Nm sec/rad)
Ροπή Αδράνειας Σφονδύλου	7.5 kg m <sup>2</sup>
Ταχύτητα Περιστροφής	1180 rpm
$\lambda=r/L_{rod}$	0.257
Προπορεία Έγχυσης	154° μ. ΚΝΣ

Πίνακας 4.1. Nominal συνθήκες λειτουργίας

#### 4.5.1 Φορτίο του κινητήρα

Καταρχήν, εξετάζεται η επίδραση του φορτίου του κινητήρα. Το πρόβλημα επιλύεται για φορτίο ίσο με 10%, κατόπιν για φορτίο ίσο με 50% και τέλος ίσο με 90%. Όλες οι υπόλοιπες παράμετροι θεωρούνται σταθερές. Τα αποτελέσματα φαίνονται στο Σχήμα 4.12.



Σχήμα 4.12. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων από το φορτίο του κινητήρα.

Στο σχήμα αυτό φαίνεται καθαρά η συσχέτιση που υπάρχει ανάμεσα στο φορτίο και τις στρεπτικές παραμορφώσεις που εμφανίζονται. Συγκεκριμένα, και οι 3 περιπτώσεις αφορούν την ίδια ταχύτητα περιστροφής ( $n=1180$  rpm) ενώ όλες οι παράμετροι έχουν θεωρηθεί

σταθερές και ίσες. Το μόνο που μεταβάλλεται είναι η παροχή καυσίμου. Όσο μεγαλώνει η παροχή καυσίμου για να ανταπεξέλθει ο κινητήρας στις ολοένα αυξανόμενες απαιτήσεις ροπής, τόσο αυξάνονται και οι πιέσεις που επικρατούν στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Όπως φάνηκε πιο πριν, ο κύριος παράγοντας που καθορίζει το μέγιστο των στρεπτικών παραμορφώσεων είναι οι πιέσεις εξ' αερίων. Εφόσον λοιπόν στις συνθήκες υψηλού φορτίου υπάρχουν και αυξημένες πιέσεις στο εσωτερικό του κάθε κυλίνδρου, οδηγούμαστε και σε μεγαλύτερες τιμές στρεπτικών παραμορφώσεων, όπως φαίνεται και στο ανωτέρω σχήμα.

#### 4.5.2 Συντελεστής δυστρεπτότητας

Ο συντελεστής δυστρεπτότητας παίζει πολύ σημαντικό ρόλο, αφού καθορίζει την τιμή της ροπής δυσκαμψίας. Ο συντελεστής δυστρεπτότητας δίνεται από την εξής σχέση:

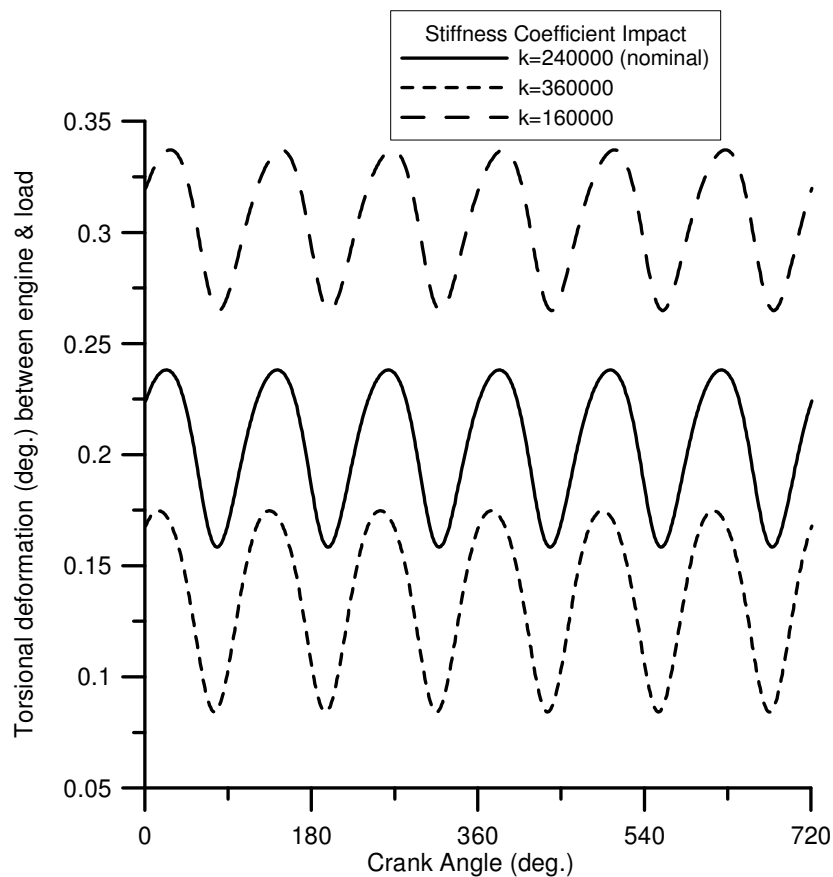
$$k = \frac{\Theta \cdot J_p}{l} = \frac{\Theta}{l} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (4.2)$$

όπου:

- $\Theta$  είναι το μέτρο διάτμησης (shear modulus, N/m<sup>2</sup>).
- $J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$  η πολική ροπή αδράνειας (m<sup>4</sup>) της τομής της ατράκτου.
- d, l η διάμετρος και το μήκος αντίστοιχα της ατράκτου.

Ο συντελεστής δυστρεπτότητας, αποτελεί τον κύριο όρο που καθορίζει τις τιμές της ροπής δυστρεπτότητας, με αποτέλεσμα να παίζει ουσιαστικό ρόλο στην διαμόρφωση των στρεπτικών παραμορφώσεων στην στροφαλοφόρο άτρακτο (Σχήμα 4.13).

Από το διάγραμμα φαίνεται ότι όσο μεγαλύτερος είναι ο συντελεστής δυστρεπτότητας (δηλαδή όσο πιο μικρό είναι το μήκος της ατράκτου ή όσο πιο μεγάλη είναι η διάμετρός της), τόσο πιο μικρές είναι οι στρεπτικές παραμορφώσεις που παρουσιάζονται. Χαμηλοί συντελεστές δυστρεπτότητας επιτρέπουν μεγαλύτερες επιταχύνσεις των μαζών κατά τον κύκλο λειτουργίας, οδηγώντας έτσι σε μεγαλύτερες ανομοιομορφίες περιστροφής. Ειδικά στους μοντέρνους κινητήρες αυτοκινήτων, η τάση για 'ελαφρύτερες κατασκευές' καθιστά έντονο αυτό το φαινόμενο, μεταβάλλοντας τις οδηγητικές συνθήκες του οχήματος.

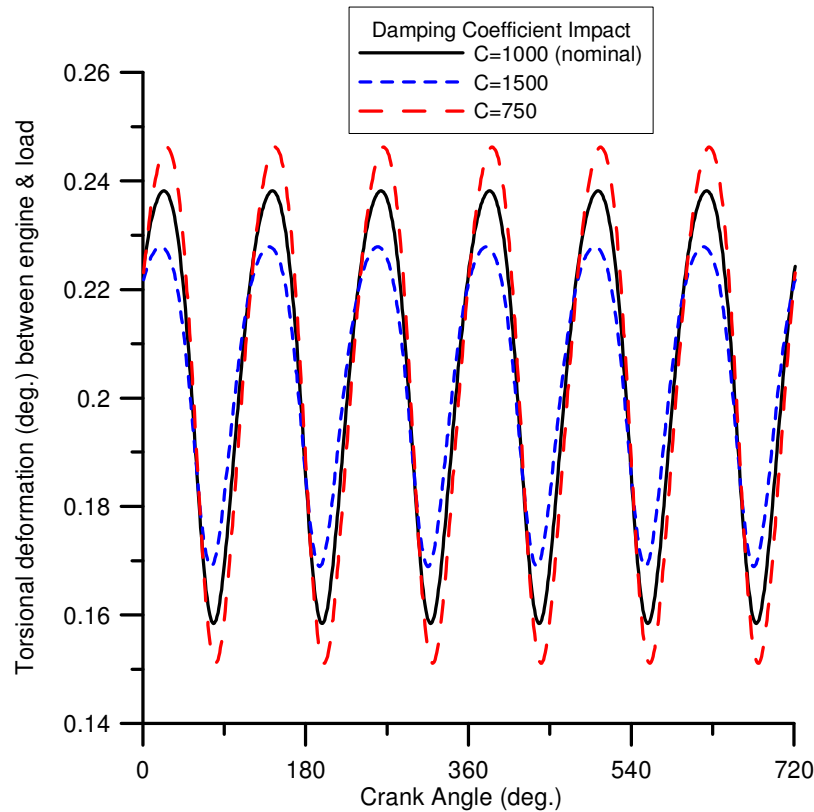


Σχήμα 4.13. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων από τον συντελεστή δυσστρεπτότητας.

#### 4.5.3 Συντελεστής απόσβεσης

Ο συντελεστής απόσβεσης αποτελεί τον κύριο όρο που καθορίζει τις τιμές της ροπής απόσβεσης, με αποτέλεσμα να παίζει και αυτός ουσιαστικό ρόλο στην διαμόρφωση των στρεπτικών παραμορφώσεων στην στροφαλοφόρο άτρακτο (Σχήμα 4.14).

Από το παρακάτω διάγραμμα φαίνεται ότι και στις τρεις περιπτώσεις, η μέση τιμή των στρεπτικών παραμορφώσεων κατά την διάρκεια ενός κύκλου παραμένει σχεδόν σταθερή. Αυτό το οποίο μεταβάλλεται είναι το εύρος των στρεπτικών ταλαντώσεων, και συνεπώς και η μέγιστη τιμή που λαμβάνουν αυτές σε έναν κύκλο λειτουργίας. Συγκεκριμένα, παρατηρούμε ότι όσο πιο μεγάλος είναι ο συντελεστής απόσβεσης, τόσο πιο μικρό είναι το εύρος των ταλαντώσεων, με άλλα λόγια ένας υψηλός συντελεστής απόσβεσης δεν επιτρέπει στις στρεπτικές παραμορφώσεις να πάρουν υψηλές τιμές κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.



Σχήμα 4.14. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων από τον συντελεστή απόσβεσης.

#### 4.5.4 Θερμική μόνωση τοιχωμάτων κυλίνδρων

Προκειμένου να μειωθούν οι απώλειες θερμότητας προς τα τοιχώματα των κυλίνδρων, με σκοπό να εξαλειφθεί η ανάγκη ενός συστήματος ψύξης, αυτά μονώνονται εσωτερικά. Με αυτό τον τρόπο είναι δυνατόν να μειωθεί η καθυστέρηση ανάφλεξης και συνεπώς μειώνονται ο θόρυβος από την καύση και οι εκπομπές υδρογονανθράκων και σωματιδίων. Παράλληλα, παρατηρείται αύξηση της ενέργειας των καυσαερίων, η οποία μπορεί να αξιοποιηθεί περαιτέρω, μέσω ενός κύκλου Rankine ή ενός συστήματος Turbo-Compound. Ένα σημαντικό θέμα σε αυτήν την περίπτωση είναι η σημαντική μείωση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης, που επηρεάζει την αποδιδόμενη ισχύ αλλά και τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ).

Στην ανάλυση που κάνουμε, θα εξετάσουμε τρεις διαφορετικές περιπτώσεις. Στην πρώτη περίπτωση, δεν υπάρχει θερμική μόνωση στα τοιχώματα των κυλίνδρων. Τα τοιχώματα (χυτοσιδηρά) έχουν πάχος 10mm, ο συντελεστής συναγωγής είναι  $54 \frac{W}{m \cdot K}$  και ο

συντελεστής θερμικής διάχυσης είναι  $1.4 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{sec}$ . Στην δεύτερη περίπτωση, τα



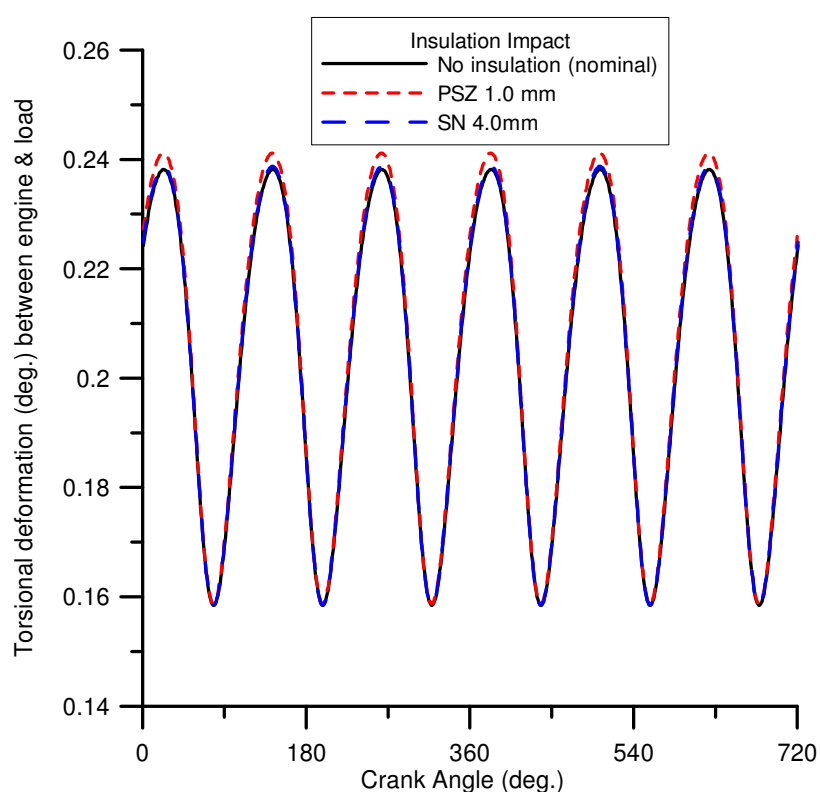
χυτοσιδηρά τοιχώματα έχουν πάχος 6 mm και είναι επικαλυμμένα στο εσωτερικό του κυλίνδρου από 4 mm SN (Silicon Nitride) για το οποίο ο συντελεστής συναγωγής είναι

$$10 \frac{W}{m \cdot K} \text{ και ο συντελεστής θερμικής διάχυσης είναι } 2.8 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{\text{sec}}$$

περίπτωση, τα χυτοσιδηρά τοιχώματα έχουν πάχος 9 mm, και είναι επικαλυμμένα στο εσωτερικό του κυλίνδρου από 1 mm PSZ (Partially Stabilised Zirconia) για το οποίο ο

$$\text{συντελεστής συναγωγής είναι } 1 \frac{W}{m \cdot K} \text{ και ο συντελεστής θερμικής διάχυσης είναι}$$

$$0.9 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{\text{sec}}.$$

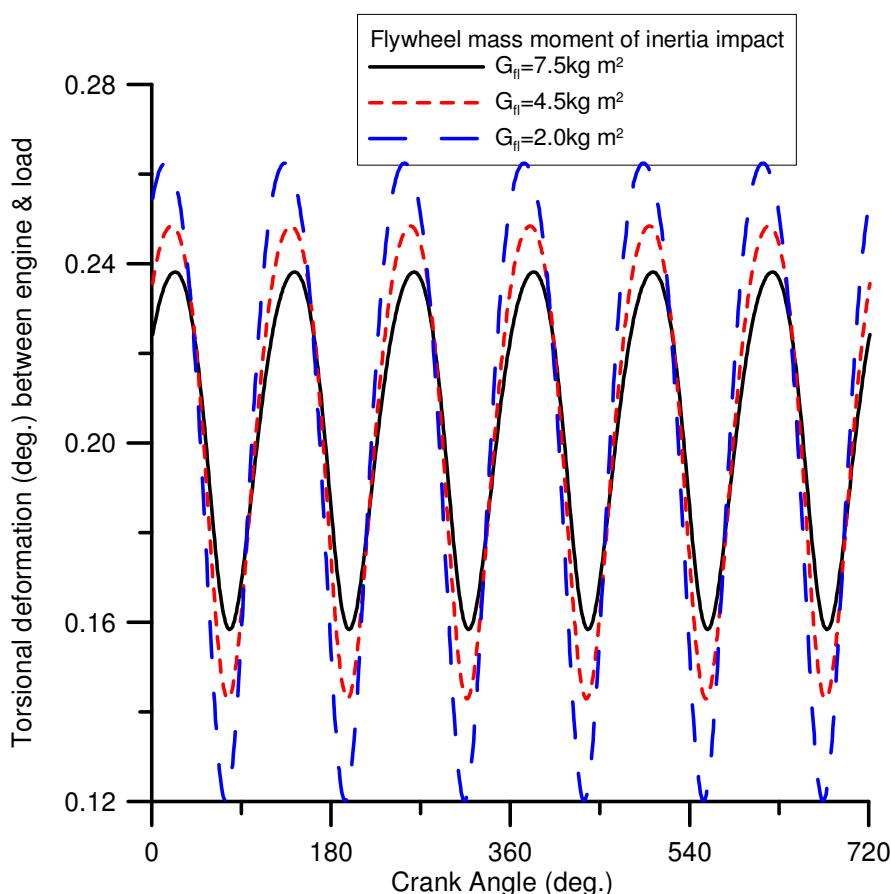


Σχήμα 4.15. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων από την εσωτερική μόνωση του κάθε κυλίνδρου.

Όπως παρατηρούμε στο Σχήμα 4.15, η εσωτερική μόνωση του κυλίνδρου δεν επηρεάζει ουσιαστικά τις μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η εσωτερική μόνωση επιτρέπει να αυξηθούν οι θερμοκρασίες στο εσωτερικό του κυλίνδρου, χωρίς όμως να αυξάνονται αισθητά οι πιέσεις, με αποτέλεσμα να μην αυξάνονται και οι στρεπτικές παραμορφώσεις.

#### 4.5.5 Ροπή αδράνειας σφονδύλου

Οι ροπές αδράνειας των διαφόρων μαζών παίζουν σημαντικό ρόλο στην διαμόρφωση των στρεπτικών παραμορφώσεων του κινητήρα (με βάση και τις εξισώσεις 3.6 και 3.12). Ο σφόνδυλος, ο οποίος έχει και την μεγαλύτερη ροπή αδράνειας από όλα τα μέρη του κινητήρα θα παίζει και τον πιο σημαντικό ρόλο. Στο Σχήμα 4.16 φαίνεται η επίδραση της ροπής αδράνειας του σφονδύλου στις στρεπτικές παραμορφώσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου.

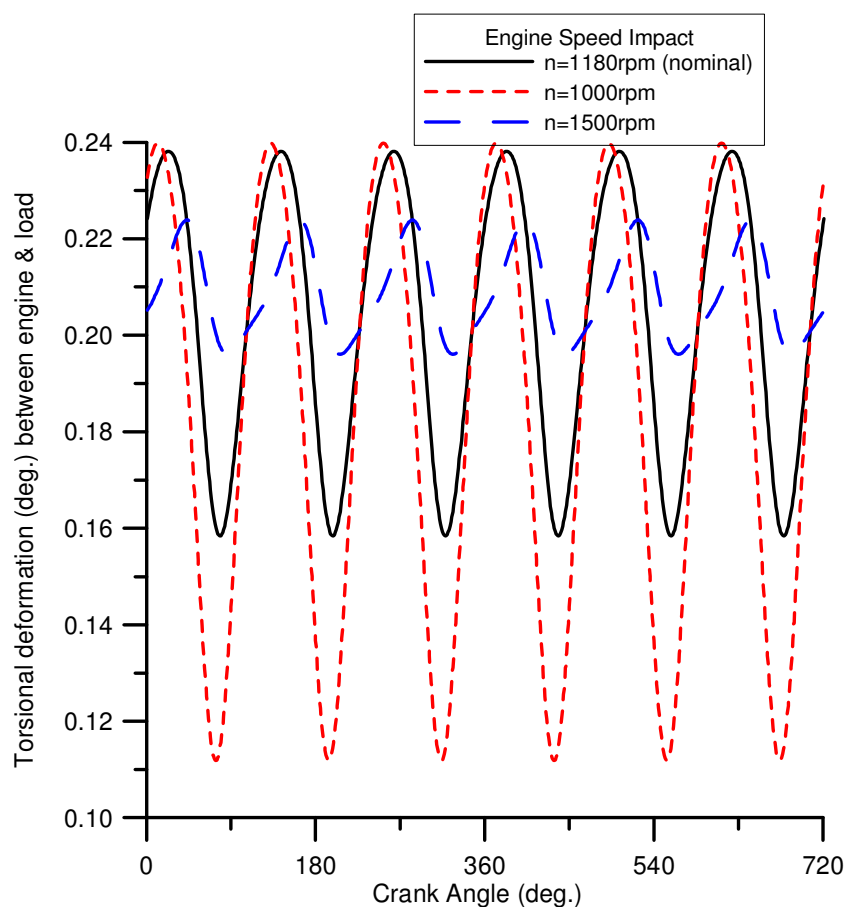


Σχήμα 4.16. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων από την ροπή αδράνειας του σφονδύλου.

Στο παραπάνω διάγραμμα φαίνεται ότι ανεξάρτητα από την ροπή αδράνειας του σφονδύλου, οι μέσες τιμές των παραμορφώσεων για όλο τον κύκλο είναι ίδιες και στις τρεις περιπτώσεις. Επίσης, όσο μεγαλύτερη είναι η ροπή αδράνειας του σφονδύλου, τόσο μικρότερα είναι τα εύρη των παραμορφώσεων, και άρα μικρότερες είναι και οι μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων. Συνεπώς, προκειμένου να μειωθούν τα εύρη των παραμορφώσεων και να ομαλοποιηθεί η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, πρέπει να τοποθετούνται σφόνδυλοι με μεγάλες τιμές ροπής αδράνειας.

#### 4.5.6 Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα

Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα είναι σημαντική στον υπολογισμό των στρεπτικών παραμορφώσεων της στροφαλοφόρου ατράκτου. Μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής δημιουργούν μεγαλύτερες ταχύτητες και επιταχύνσεις στις μάζες του κινητήρα και οδηγούν σε αυξημένες ροπές του κινητήρα λόγω περιστρεφόμενων και παλινδρομουσών μαζών. Από την άλλη όμως, αφού διαφέρουν οι ταχύτητες περιστροφής, για το ίδιο φορτίο θα διαφέρουν και οι πιέσεις που επικρατούν μέσα στον κύλινδρο, παρόλο που και στις τρεις περιπτώσεις, το φορτίο είναι 50%. Στο Σχήμα 4.17, φαίνεται η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής στις στρεπτικές παραμορφώσεις.

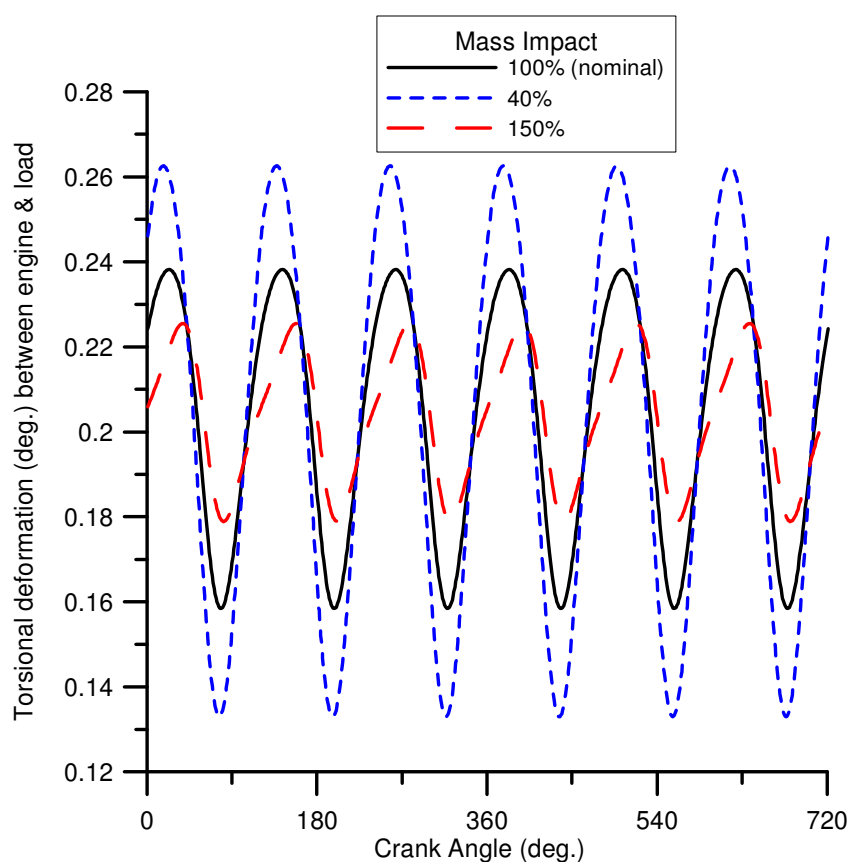


Σχήμα 4.17. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

#### 4.5.7 Συνολικές Μάζες

Στην παράγραφο αυτή εξετάζεται η επίδραση των μαζών του κινητήρα στις στρεπτικές παραμορφώσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου. Για την παραμετρική ανάλυση, θεωρούμε ότι κάθε φορά αλλάζουν οι συνολικές μάζες των εξαρτημάτων (στρόφαλο, διωστήρας κ.λ.π.) χωρίς όμως να μεταβάλλεται κάποιος άλλος παράγοντας (π.χ. η ροπή αδράνειας). Η επίδραση των μαζών φαίνεται στο Σχήμα 4.18.

Όπως φαίνεται από το διάγραμμα, όσο μεγαλύτερες είναι οι μάζες, τόσο πιο μικρές είναι οι μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων που δημιουργούνται στην στροφαλοφόρο άτρακτο ανάμεσα στον κινητήρα και στο φορτίο. Αυτό εξηγείται, διότι όσο μεγαλύτερες είναι οι μάζες, τόσο μεγαλύτερες είναι οι ροπές που δημιουργούνται από τις παλινδρομούσες μάζες και από τις βαρυτικές δυνάμεις. Αν λάβουμε υπόψιν μας την εξίσωση (3.8), τότε συμπεραίνουμε ότι όσο πιο μεγάλες είναι οι μάζες, τόσο πιο μικρή είναι η ‘καθαρή’ ροπή του κινητήρα, άρα πιο μικρές προκύπτουν και οι στρεπτικές παραμορφώσεις. Οι μέσες τιμές είναι και στις τρεις περιπτώσεις ίδιες.

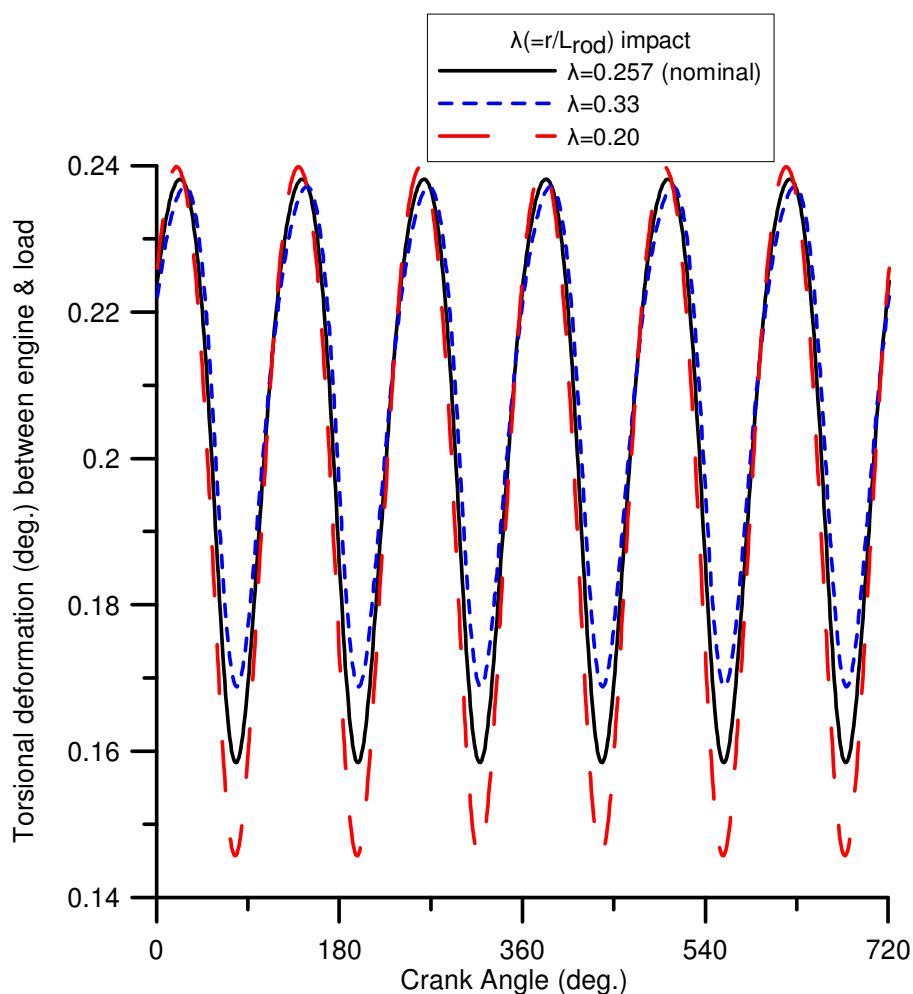


Σχήμα 4.18. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων από τις μάζες των εξαρτημάτων.

#### 4.5.8 Λόγος $\lambda$

Σε αυτήν την παράγραφο, μελετάται η επίδραση του λόγου  $\lambda=r/L_{rod}$  στις στρεπτικές παραμορφώσεις. Σε αυτή την περίπτωση, θεωρούμε ότι το μήκος του στροφάλου παραμένει σταθερό όπως και η θέση του κέντρου βάρους του, ενώ μεταβάλλεται το μήκος του διωστήρα χωρίς όμως να αλλάζει η απόσταση του κέντρου βάρους του από την άκρη του διωστήρα που βρίσκεται στο στρόφαλο. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα, αφενός μεν να αλλάζουν οι ταχύτητες και οι επιταχύνσεις του εμβόλου (άρα και οι ροπές) και αφετέρου να αλλάζουν οι συνολικές

παλινδρομούσες και περιστρεφόμενες μάζες εξ' αιτίας της μεταβολής της γεωμετρίας και των χαρακτηριστικών του διωστήρα. Στο Σχήμα 4.19 φαίνεται η επίδραση του λόγου  $\lambda$ .

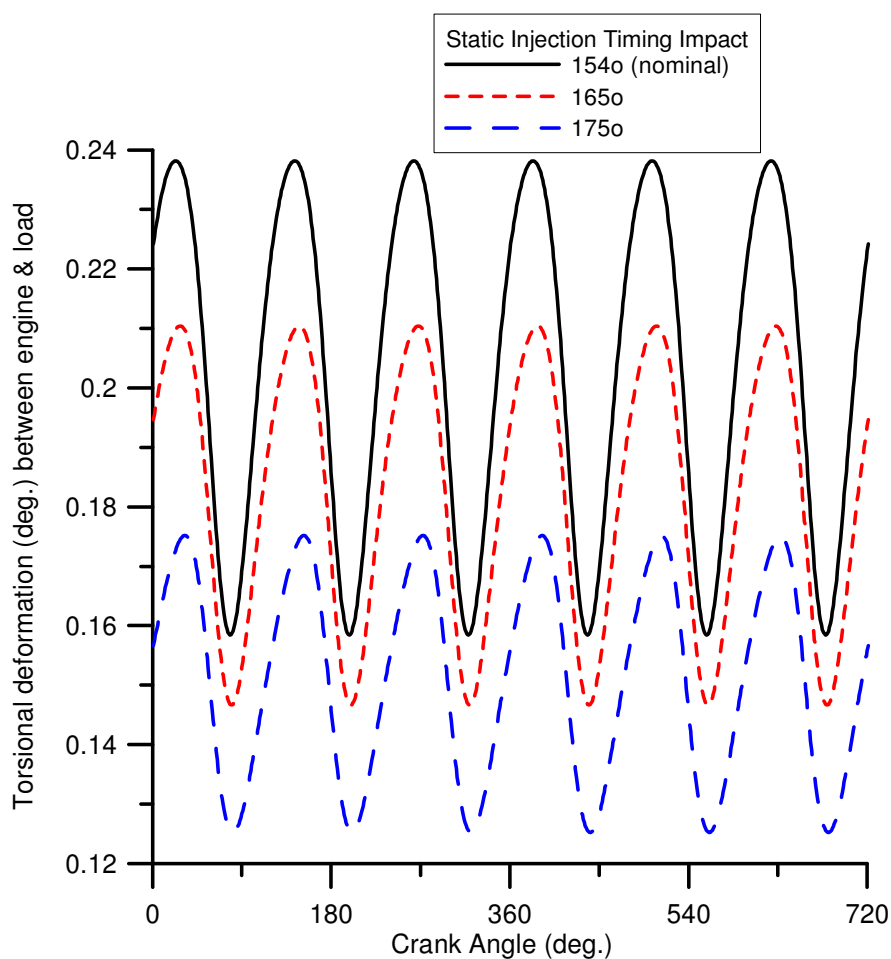


Σχήμα 4.19. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων από τον λόγο  $\lambda(=r/L_{rod})$ .

Από το ανωτέρω διάγραμμα φαίνεται ότι η μέγιστη τιμή των στρεπτικών παραμορφώσεων είναι και στις τρεις περιπτώσεις ίδια. Η ελάχιστη τιμή των στρεπτικών παραμορφώσεων όμως μεταβάλλεται σημαντικά και συνεπώς μεταβάλλεται και η μέση τιμή των στρεπτικών παραμορφώσεων σε έναν κύκλο λειτουργίας. Παρατηρούμε ότι όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος  $\lambda$ , και άρα με δεδομένο  $r$  είναι μικρότερο το μήκος του διωστήρα, τόσο μεγαλύτερη είναι και η ελάχιστη τιμή της στρεπτικής παραμόρφωσης και άρα μεγαλύτερη είναι και η μέση τιμή της στρεπτικής παραμόρφωσης στον κύκλο λειτουργίας.

#### 4.5.8 Προπορεία Έγχυσης

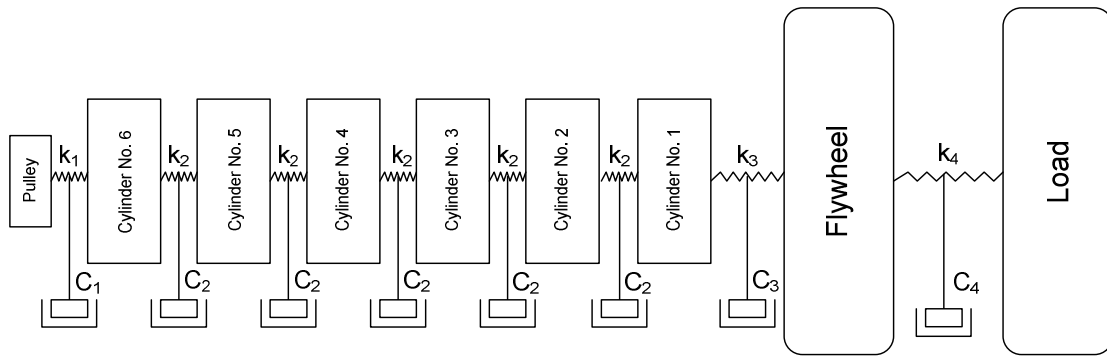
Στην παράγραφο αυτή, μελετάται η επίδραση της στιγμής της έγχυσης του καυσίμου στον θάλαμο καύσης. Όσο αργότερα γίνεται η έγχυση του καυσίμου, τόσο πιο μικρές είναι οι πιέσεις μέσα στον κύλινδρο, με αποτέλεσμα να μειώνεται η παραγόμενη ροπή από τον κινητήρα και άρα να μειώνονται και οι στρεπτικές παραμορφώσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου. Τα αποτελέσματα φαίνονται στο Σχήμα 4.20.



Σχήμα 4.20 Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων από τον χρονισμό της έγχυσης του καυσίμου (static injection timing).

#### 4.6. Αναλυτικό Μοντέλο

Στις επόμενες παραγράφους, θα μελετηθεί το φαινόμενο των στρεπτικών παραμορφώσεων κάνοντας χρήση του αναλυτικού μοντέλου, όπως αυτό έχει αναλυθεί σε προηγούμενη παράγραφο (Παράγραφος 3.5, Εξισώσεις (3.12)). Συνοπτικά, το αναλυτικό για τον εξακύλινδρο κινητήρα που μελετάμε, λαμβάνοντας υπόψιν μία επιπλέον 'μάζα' βοηθητικών συστημάτων και μία επιπλέον μάζα για τον σφόνδυλο και τον ελαστικό σύνδεσμο φαίνεται στο ακόλουθο Σχήμα:



Σχήμα 4.21. Σχηματική Αναπαράσταση του 6-κύλινδρου κινητήρα.

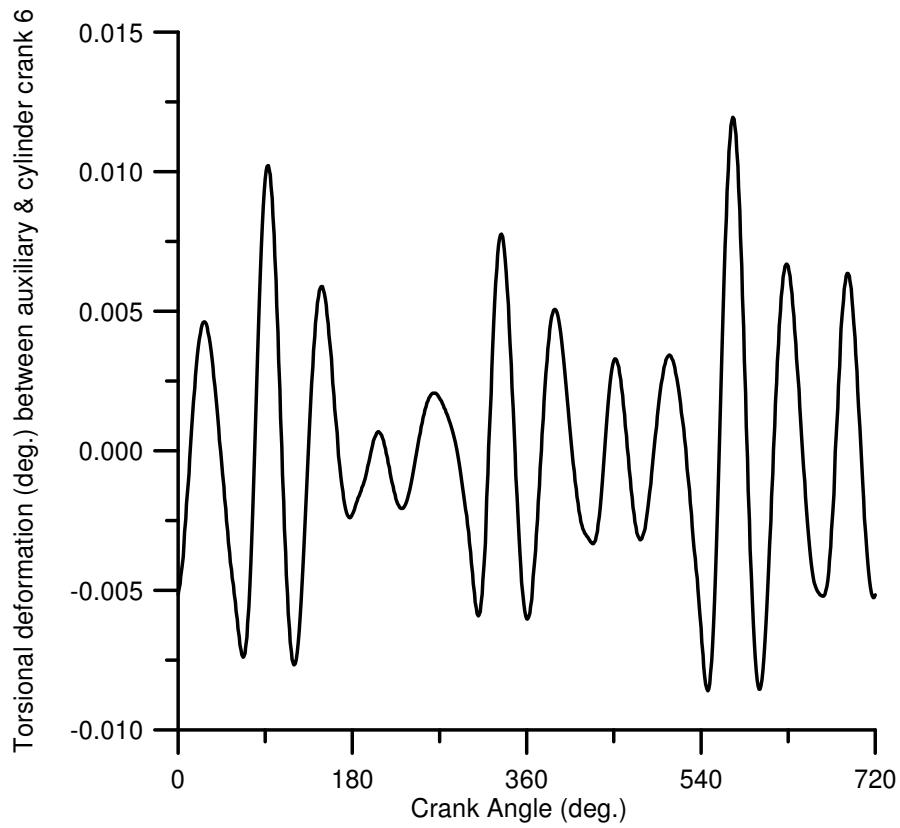
Οι εξισώσεις (3.12) θα επιλυθούν με τα ίδια δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν στο απλό μοντέλο στις προηγούμενες παραγράφους, καθώς και με κάποια επιπλέον δεδομένα που απαιτούνται. Αυτά δίνονται στον ακόλουθο πίνακα:

$G_1$	$5.486 \text{ kg m}^2$
$G_e$	$1.563 \text{ kg m}^2$
$G_{1,3,4,6}$	$0.30549 \text{ kg m}^2$
$G_{2,5}$	$0.17086 \text{ kg m}^2$
$G_{aux}$	$0.3517866 \text{ kg m}^2$
$k_{aux}$	$3060000 \text{ Nm/rad}$
$k_{cyl}$	$3800000 \text{ Nm/rad}$
$k_{fl}$	$3800000 \text{ Nm/rad}$
$C_{aux}$	$1000 \text{ Nm sec/rad}$
$C_{cyl}$	$1000 \text{ Nm sec/rad}$
$C_{fl}$	$1000 \text{ Nm sec/rad}$

Πίνακας 4.2

Τα στρόφαλα 2 και 5 δεν έχουν αντίβαρο, ενώ τα στρόφαλα 1,3,4 και 6 έχουν, και αυτό έχει σαν αποτέλεσμα τις διαφορετικές τιμές στις μαζικές ροπές αδράνειας, όπως φαίνεται και παραπάνω.

Με βάση αυτά τα δεδομένα επιλύεται το σύστημα των ανωτέρω διαφορικών εξισώσεων. Θεωρώντας ως  $0^\circ$  το σημείο στο οποίο ο κύλινδρος 1 βρίσκεται στο ΑΝΣ, προκύπτουν οι στιγμιαίες θέσεις της κάθε 'μάζας' για κάθε χρονική στιγμή. Έτσι λοιπόν προκύπτουν και οι αντίστοιχες παραμορφώσεις ανάμεσα σε διαδοχικούς κυλίνδρους και τελικά ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο. Για  $n=1180 \text{ rpm}$  και  $90\%$  φορτίο, προκύπτουν τα ακόλουθα διαγράμματα τα οποία δείχνουν τις παραμορφώσεις ανάμεσα σε κάθε 'μάζα' του κινητήρα σε έναν κύκλο λειτουργίας (Σχήμα 4.22 έως Σχήμα 4.29).

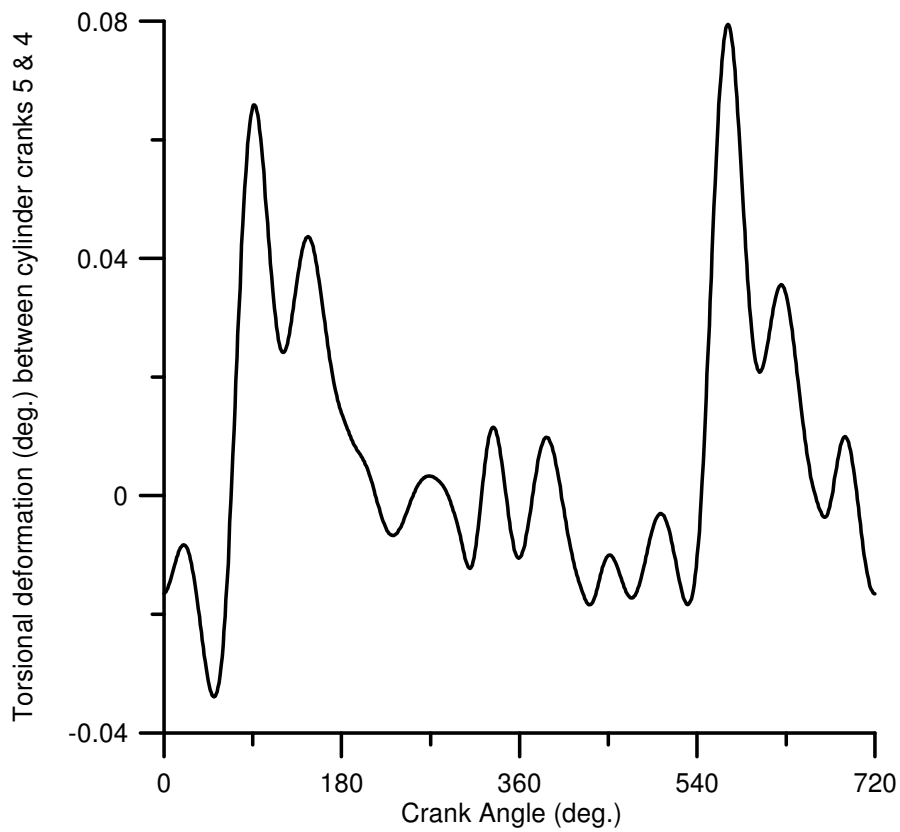


Σχήμα 4.22. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στο στρόφαλο 6 και στα βοηθητικά συστήματα κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.

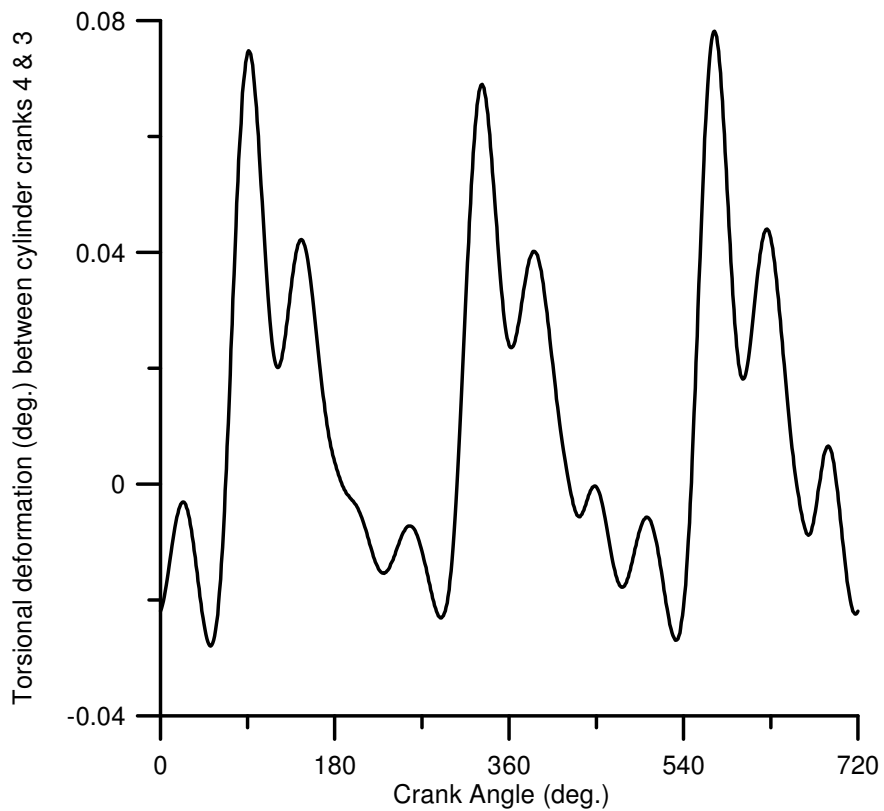


Σχήμα 4.23. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.

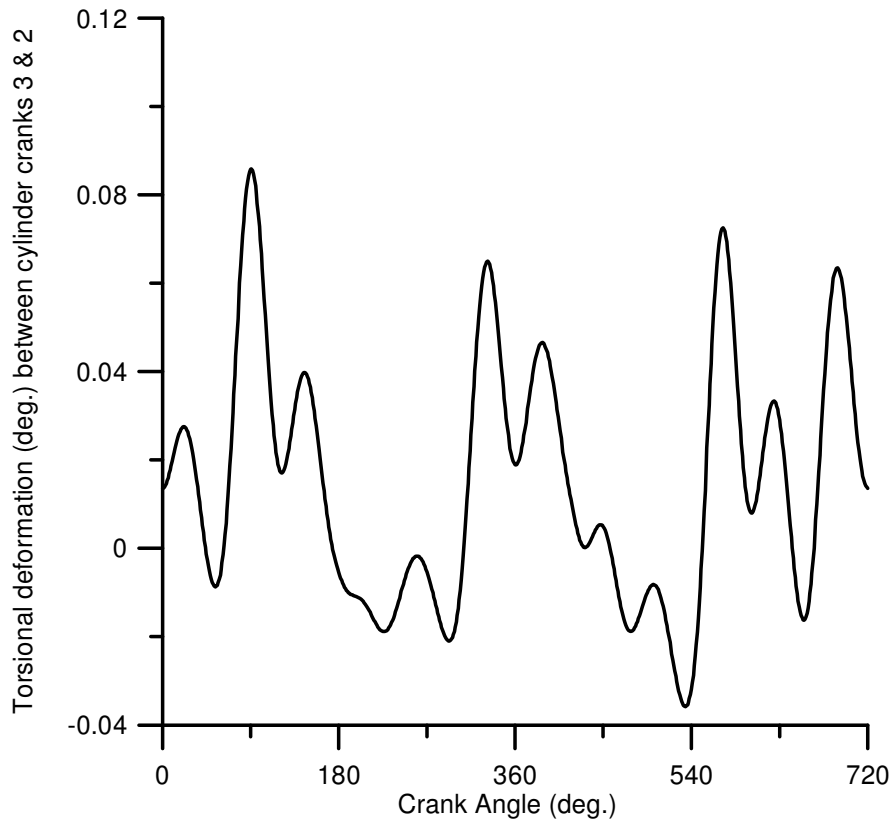




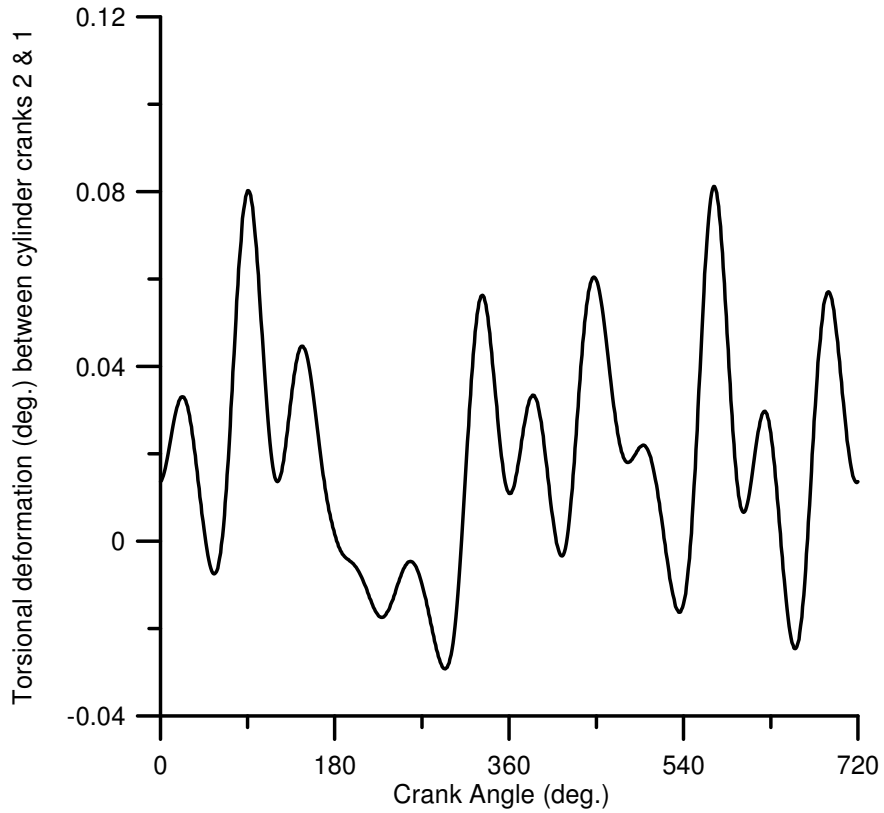
Σχήμα 4.24. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.



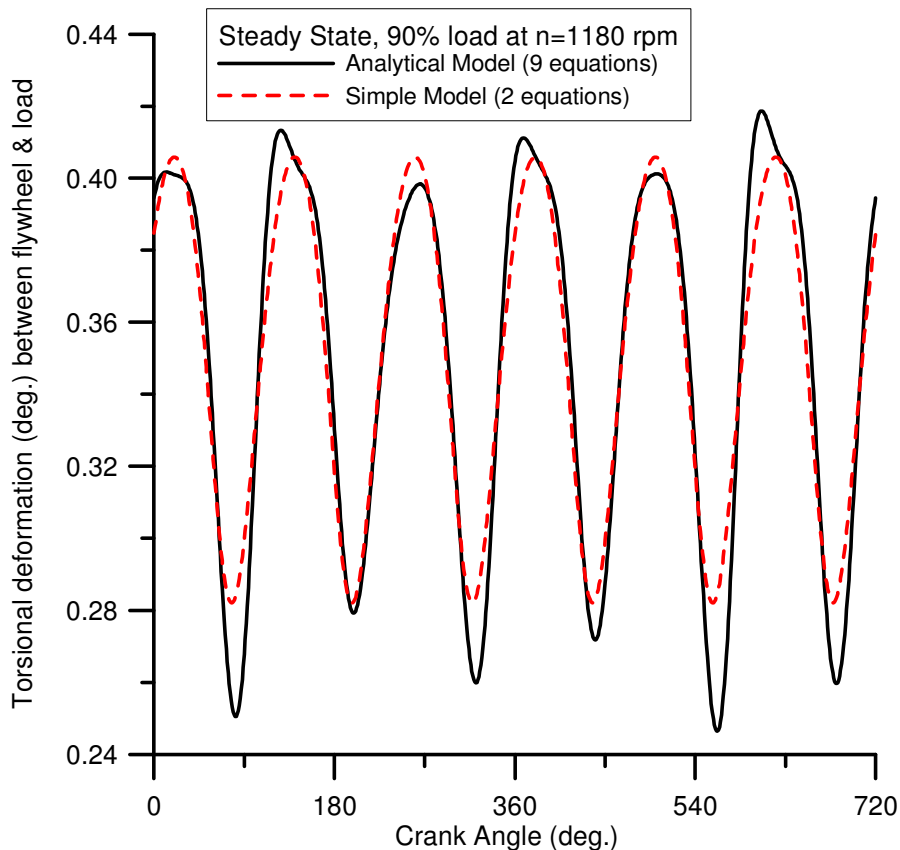
Σχήμα 4.25. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3 κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.



Σχήμα 4.26. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 3 και 2 κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.



Σχήμα 4.27. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 2 και 1 κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.



Σχήμα 4.28. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στο σφόνδυλο και στην αντίσταση κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.

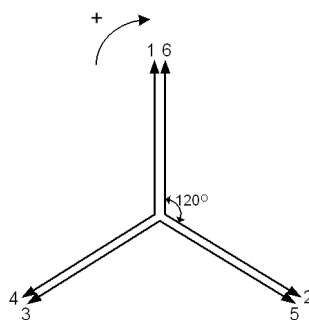
Στο Σχήμα 4.28 φαίνονται οι στρεπτικές παραμορφώσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου ανάμεσα στον κινητήρα και στο φορτίο (αντίσταση). Στο ίδιο διάγραμμα φαίνονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν με την χρήση των δύο μεθόδων. Η μία μέθοδος είναι επιλύοντας τις δύο εξισώσεις (εξισώσεις 3.6) και η άλλη μέθοδος επιλύοντας τις εννιά εξισώσεις (3.12). Τα αποτελέσματα των δύο μεθόδων είναι αρκετά κοντά, αν και εμφανίζονται κάποιες αποκλίσεις, ειδικά στα σημεία που υπάρχουν οι αιχμές. Αυτό μπορεί να δικαιολογηθεί από το γεγονός ότι οι μαζικές ροπές αδράνειας των κυλίνδρων δεν είναι όλες ίδιες, ότι οι συντελεστές δυσκαμψίας δεν είναι ίδιοι ανάμεσα στα βοηθητικά συστήματα και τον κύλινδρο 6, ανάμεσα στους κυλίνδρους και ανάμεσα στον κύλινδρο 1 και τον σφόνδυλο και συνεπώς δημιουργείται αυτή η ανομοιομορφία. Γενικά, οφείλεται στο γεγονός ότι το απλό μοντέλο θεωρεί τον κινητήρα σαν ένα ενιαίο σώμα, χωρίς να λαμβάνει υπόψιν τις πιθανές γεωμετρικές ανομοιομορφίες της. Παρόλα αυτά όμως, το απλό μοντέλο δίνει με καλή ακρίβεια τα αποτελέσματα που δίνει το αναλυτικό μοντέλο.

Από τα προηγούμενα διαγράμματα μπορούμε να εξάγουμε τα εξής χρήσιμα συμπεράσματα:

1. Οι στρεπτικές παραμορφώσεις που εμφανίζονται ανάμεσα στα στρόφαλα είναι πολύ μικρότερες από αυτές που εμφανίζονται ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο.

Ανάμεσα στα στρόφαλα στην περίπτωση μας, η μέγιστη παραμόρφωση που παρατηρείται είναι  $0.1^\circ$  ενώ ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο είναι  $0.42^\circ$ . Το φαινόμενο αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι η άτρακτος ανάμεσα στα στρόφαλα έχει πολύ πιο μικρό μήκος σε σχέση με την άτρακτο που συνδέει τον σφόνδυλο με το φορτίο. Το μικρότερο αυτό μήκος την κάνει πιο δύσκαμπτη, και αυτό μεταφράζεται σε αρκετά μεγαλύτερο συντελεστή δυστρεπτότητας, όπως φαίνεται και στον Πίνακα 4.2. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να μην εμφανίζει τόσο μεγάλες παραμορφώσεις σε σχέση με το κομμάτι της άτρακτου που συνδέει τον σφόνδυλο και το φορτίο, το οποίο έχει μεγαλύτερο μήκος και άρα έχει μικρότερο συντελεστή δυστρεπτότητας.

2. Οι στρεπτικές παραμορφώσεις που εμφανίζονται ανάμεσα στο στρόφαλο 6 και στα βοηθητικά συστήματα είναι ακόμα πιο μικρές από τις παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ροπή που απορροφούν τα βοηθητικά συστήματα είναι πολύ μικρότερη από την ροπή που παράγουν οι κύλινδροι του κινητήρα.
3. Τα μέγιστα των στρεπτικών παραμορφώσεων που εμφανίζονται ανάμεσα στα στρόφαλα είναι διαφορετικά σε πλήθος από κύλινδρο σε κύλινδρο. Με μια προσεκτική ματιά, παρατηρούμε ότι ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 εμφανίζεται ένα μέγιστο, ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 εμφανίζονται δύο μέγιστα, ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3 εμφανίζονται τρία μέγιστα κ.ο.κ. και τελικά ανάμεσα στο στρόφαλο 1 και στον σφόνδυλο εμφανίζονται έξι μέγιστα, όσοι είναι δηλαδή και οι κύλινδροι του κινητήρα. Μάλιστα, παρατηρούμε ότι η απόσταση ανάμεσα σε αυτά τα μέγιστα σε κάθε περίπτωση εξαρτάται από την σειρά ανάφλεξης και από το μέγεθος  $\Delta\phi_\alpha$  ανάμεσα στους κυλίνδρους που έχουν προηγηθεί. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι όσο προχωράμε προς το φορτίο, προστίθεται η ροπή που παράγουν περισσότεροι κύλινδροι, μέχρι τελικά να φτάσουμε ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο, οπότε επιδρούν και οι έξι κύλινδροι. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί καλύτερα, αν λάβουμε υπόψιν μας το Σχήμα 4.29.



Σχήμα 4.29. Διάταξη Στροφάλων 6-κύλινδρου κινητήρα

Για τις ενδιάμεσες θέσεις ανάμεσα σε διαδοχικά στρόφαλα, η παραγόμενη στρεπτική ροπή, μέχρι εκείνο το σημείο δίδεται από τις παρακάτω εξισώσεις:

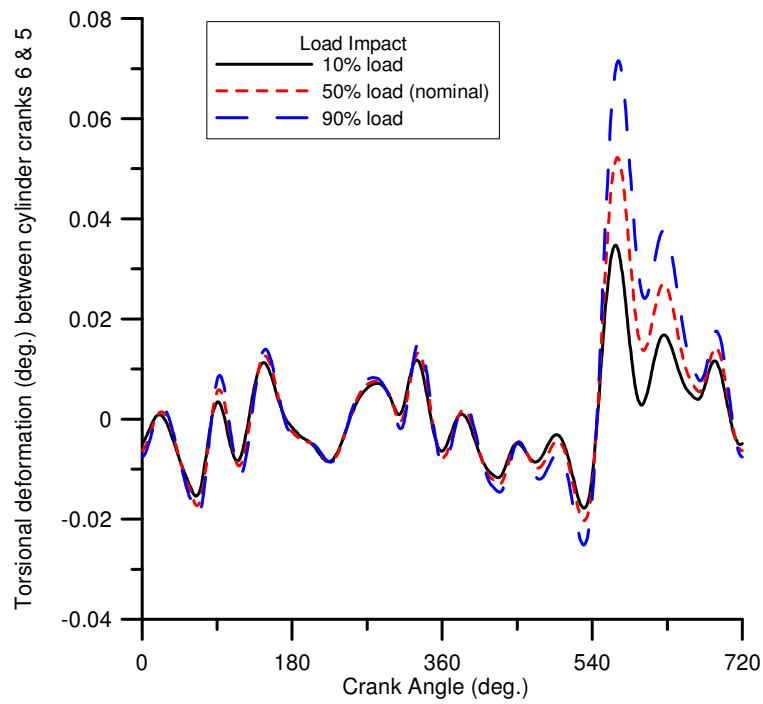
$$\begin{aligned}
T_{e6} &= T_e(\varphi) \\
T_{e5} &= T_{e6} + T_e(\varphi + 4 \cdot \varphi_{ign}) \\
T_{e4} &= T_{e5} + T_e(\varphi + 2 \cdot \varphi_{ign}) \\
T_{e3} &= T_{e5} + T_e(\varphi + 5 \cdot \varphi_{ign}) \\
T_{e2} &= T_{e3} + T_e(\varphi + 1 \cdot \varphi_{ign}) \\
T_{e1} &= T_{e2} + T_e(\varphi + 3 \cdot \varphi_{ign})
\end{aligned} \tag{4.3}$$

Στις παραπάνω σχέσεις, φαίνεται ότι για τον υπολογισμό της στρεπτικής δυνάμεως ή ‘πίεσεως’ (ή ροπής) στις διάφορες θέσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου του πολυκύλινδρου κινητήρα, δηλαδή στις διάφορες θέσεις μεταξύ των στροφάλων αυτής, πρέπει να ληφθεί υπόψη η διάταξη των στροφάλων και η σειρά ανάφλεξης. Αυτό απεικονίζεται στο  $\varphi_{ign}$  και στους συντελεστές πριν από αυτό, στις Σχέσεις (4.3).

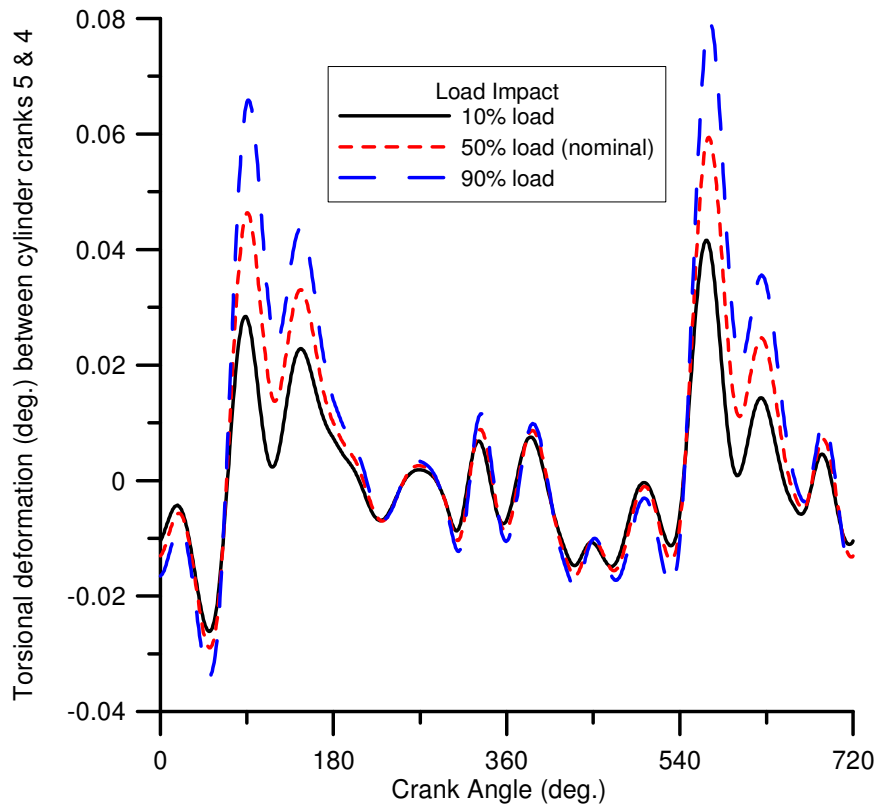
#### **4.7. Παραμετρική Ανάλυση**

Στην παράγραφο αυτή, θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα των στρεπτικών ταλαντώσεων της παραμετρικής ανάλυσης ανάμεσα στα στρόφαλα. Οι κανονικές συνθήκες λειτουργίας είναι ίδιες με αυτές που αναφέρθηκαν προηγουμένως και οι παράμετροι που θα μελετηθούν είναι ίδιες. Συνεπώς, το φαινόμενο αναμένεται να ακολουθεί την ίδια πορεία όπως παρουσιάστηκε προηγουμένως και οι επεξηγήσεις είναι ακριβώς ίδιες. Τα αποτελέσματα φαίνονται στις ακόλουθα σχήματα.

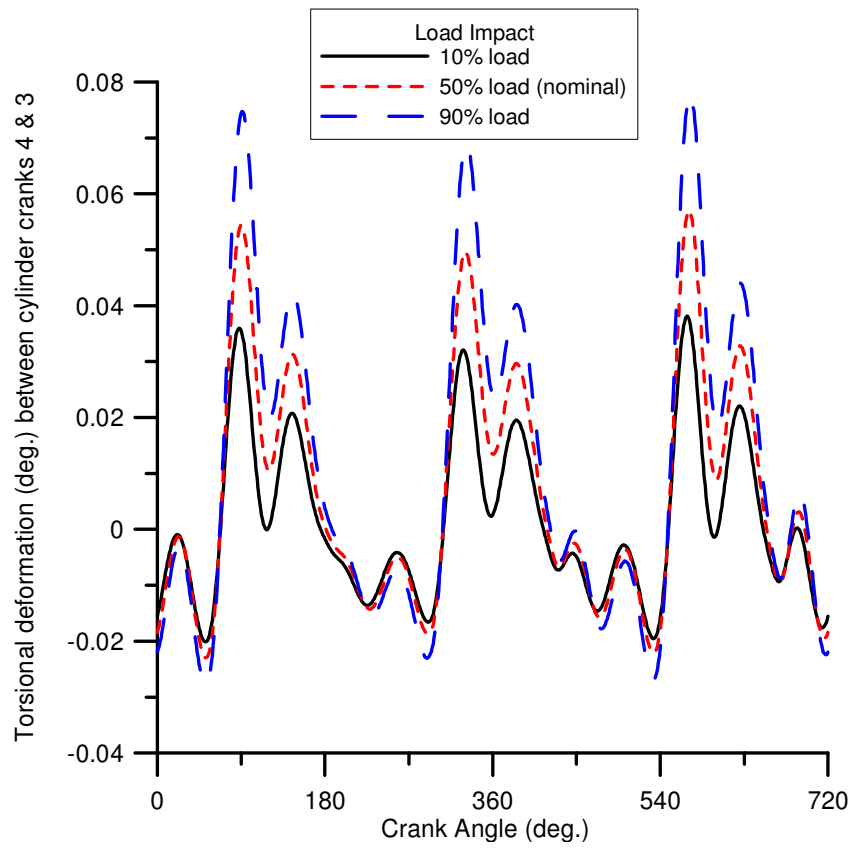
#### 4.7.1 Φορτίο του κινητήρα



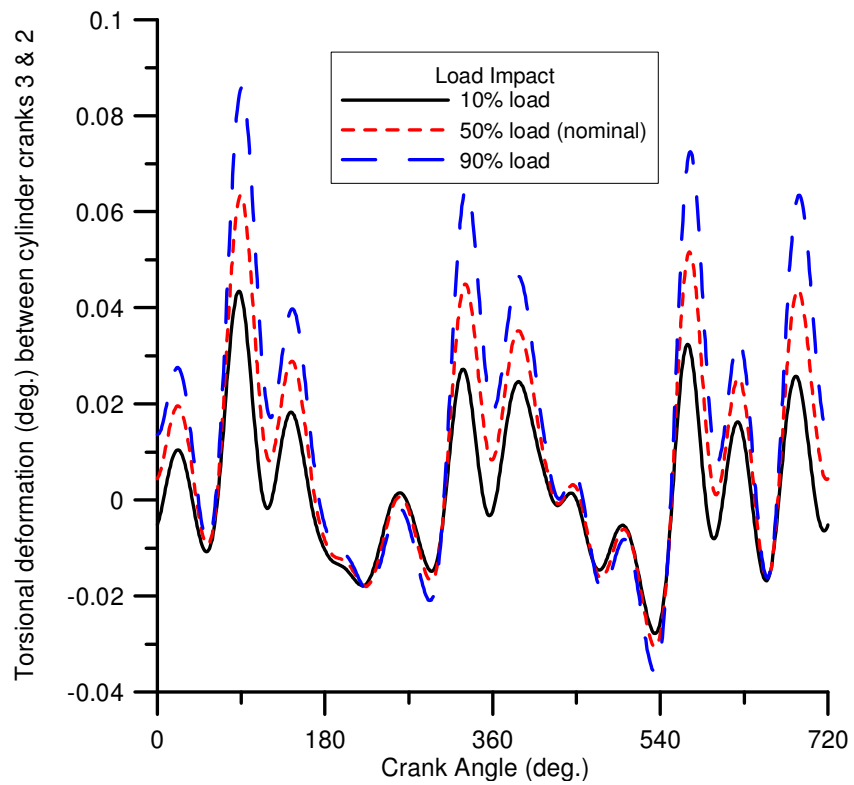
Σχήμα 4.30. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 από το φορτίο του κινητήρα.



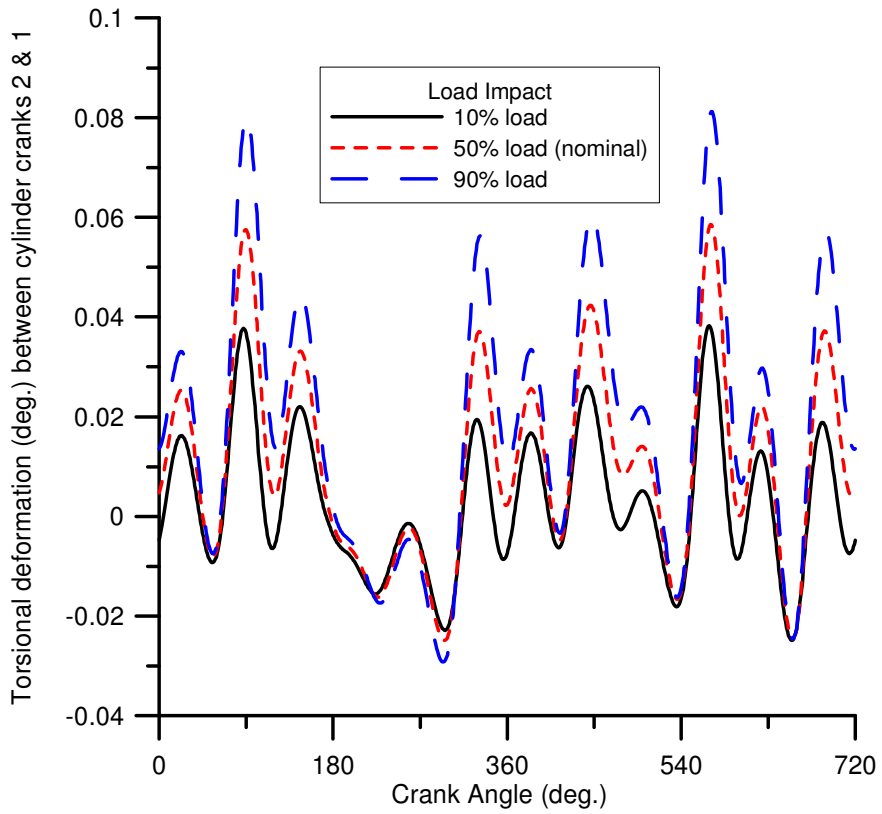
Σχήμα 4.31. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 από το φορτίο του κινητήρα.



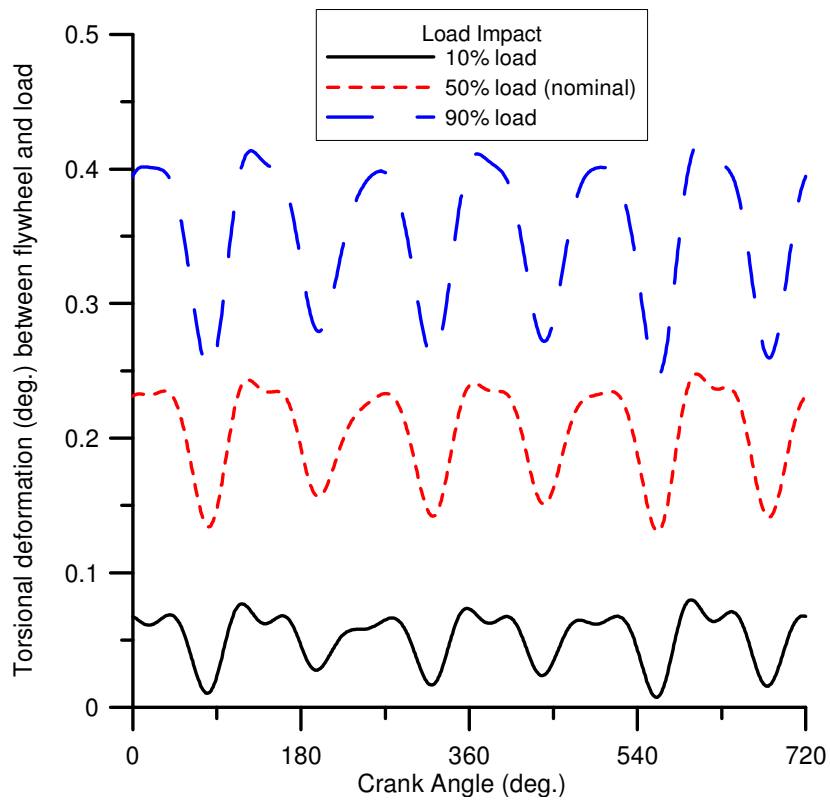
Σχήμα 4.32. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3 από το φορτίο του κινητήρα.



Σχήμα 4.33. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 3 και 2 από το φορτίο του κινητήρα.



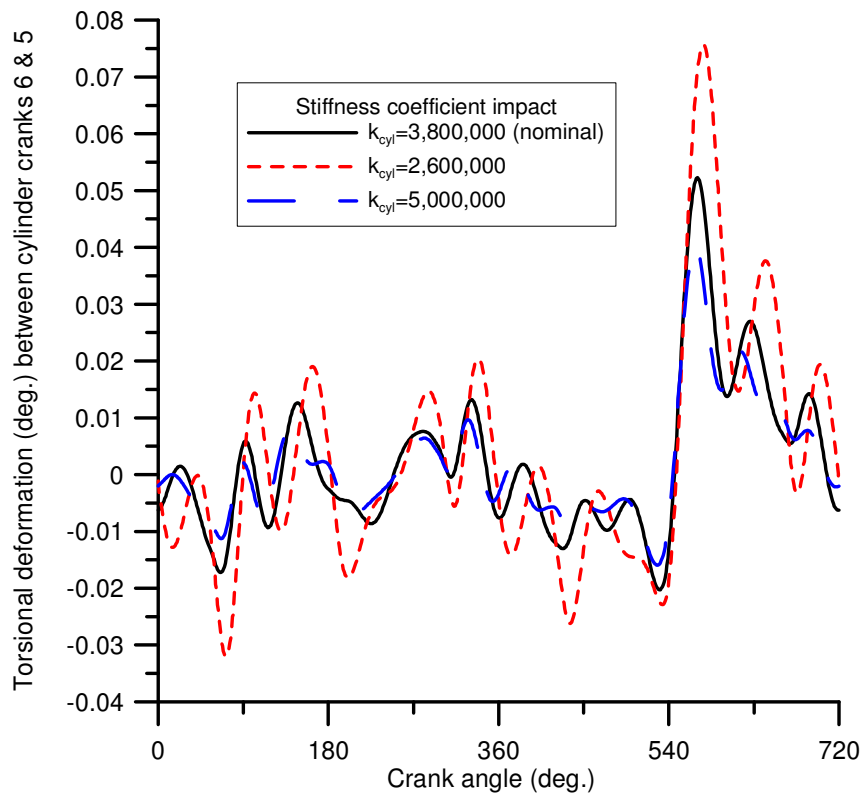
Σχήμα 4.34 Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 2 και 1 από το φορτίο του κινητήρα.



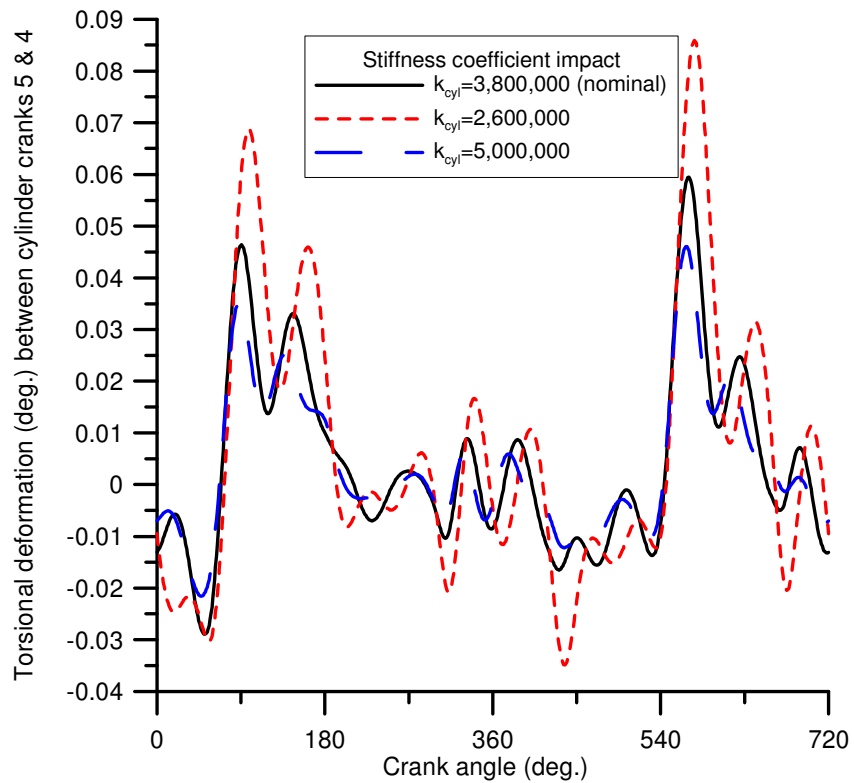
Σχήμα 4.35. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο από το φορτίο.



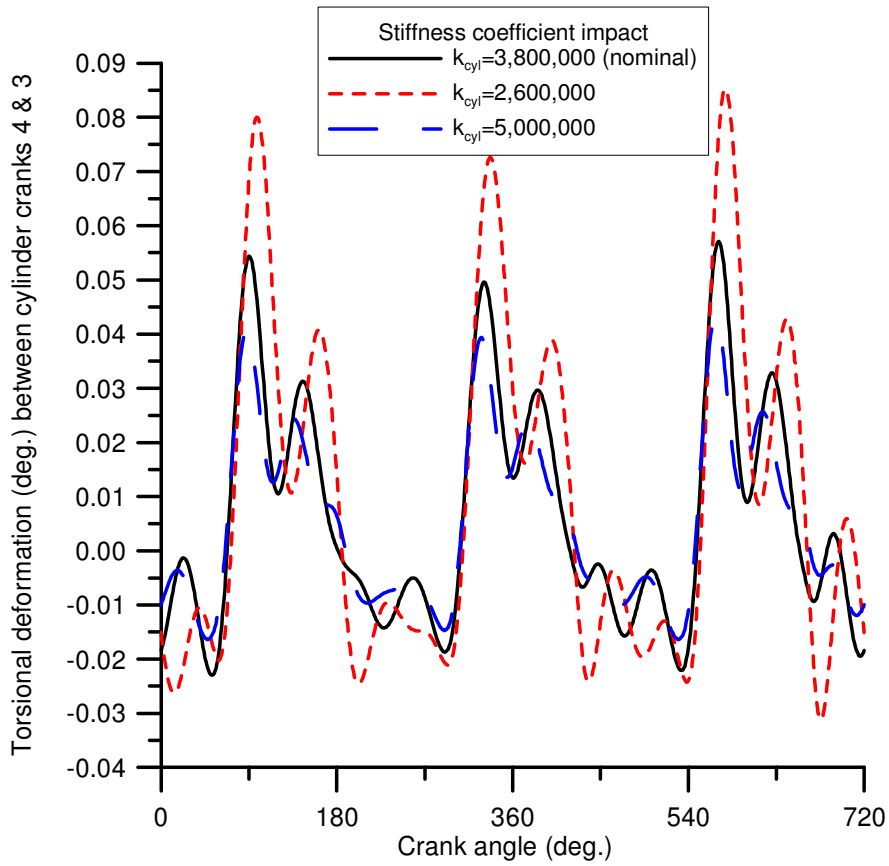
#### 4.7.2 Συντελεστής δυστρεπτότητας



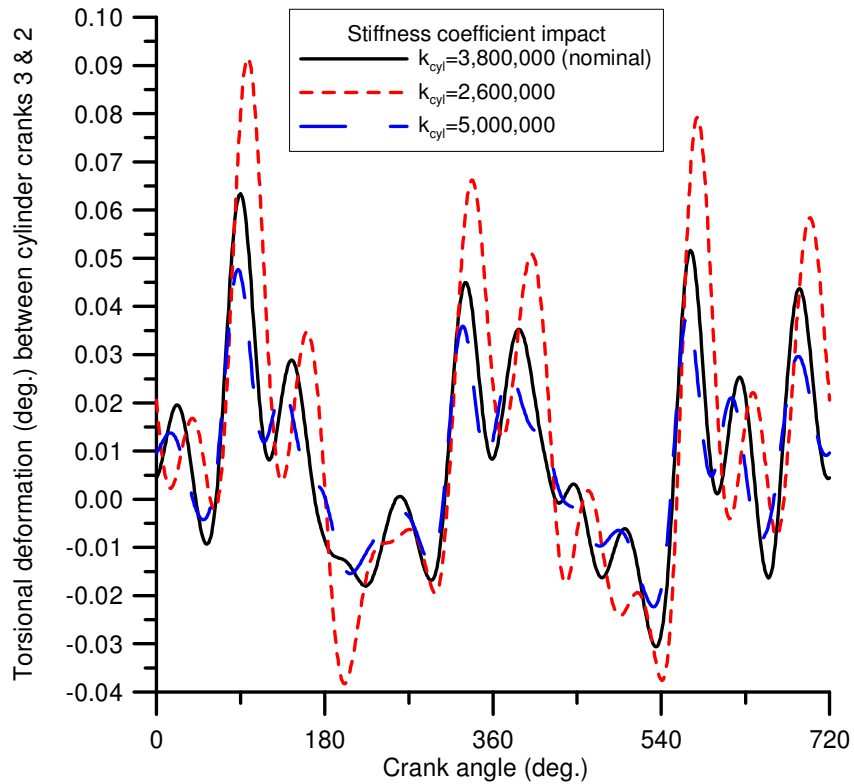
Σχήμα 4.36 Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 από το συντελεστή δυστρεπτότητας.



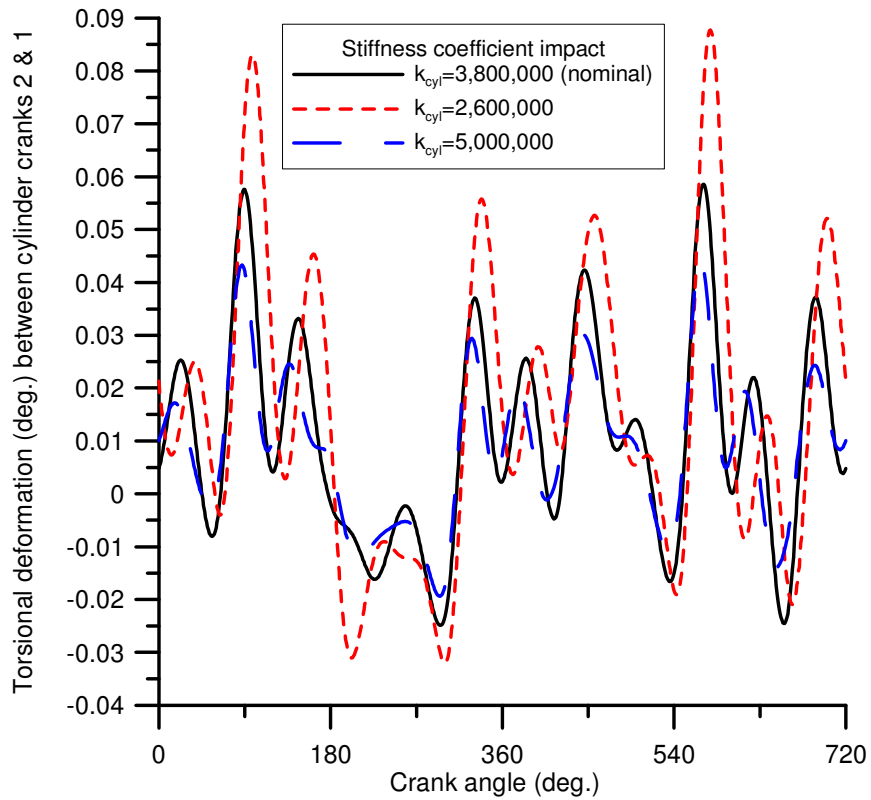
Σχήμα 4.37. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 από το συντελεστή δυστρεπτότητας.



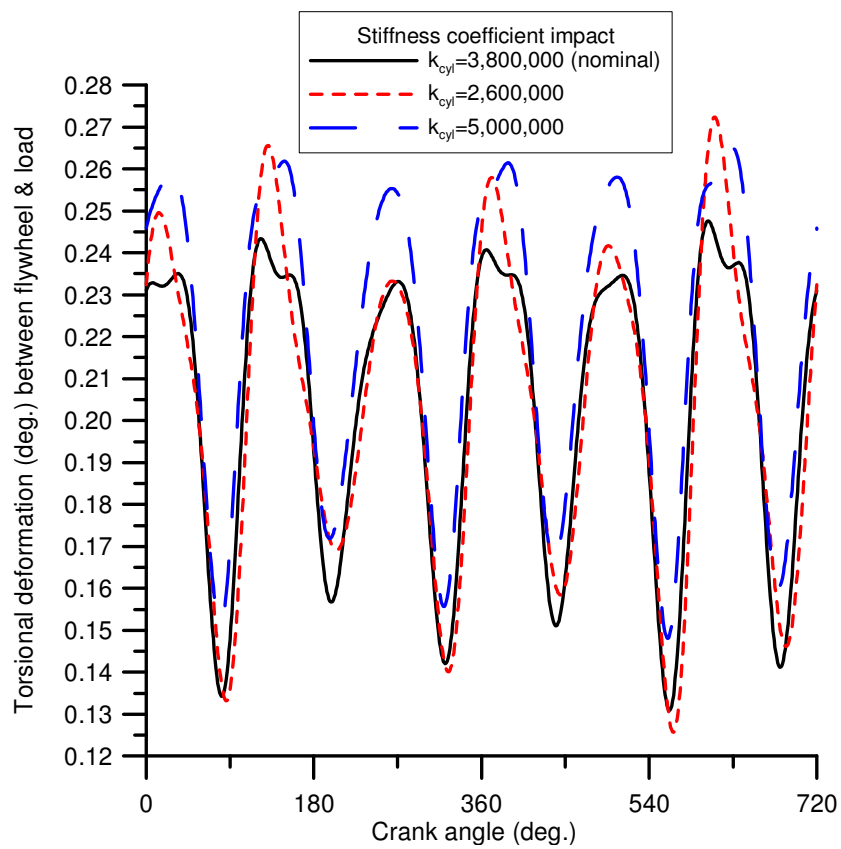
Σχήμα 4.38. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3 από το συντελεστή δυστρεπτότητας.



Σχήμα 4.39. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 3 και 2 από το συντελεστή δυστρεπτότητας.

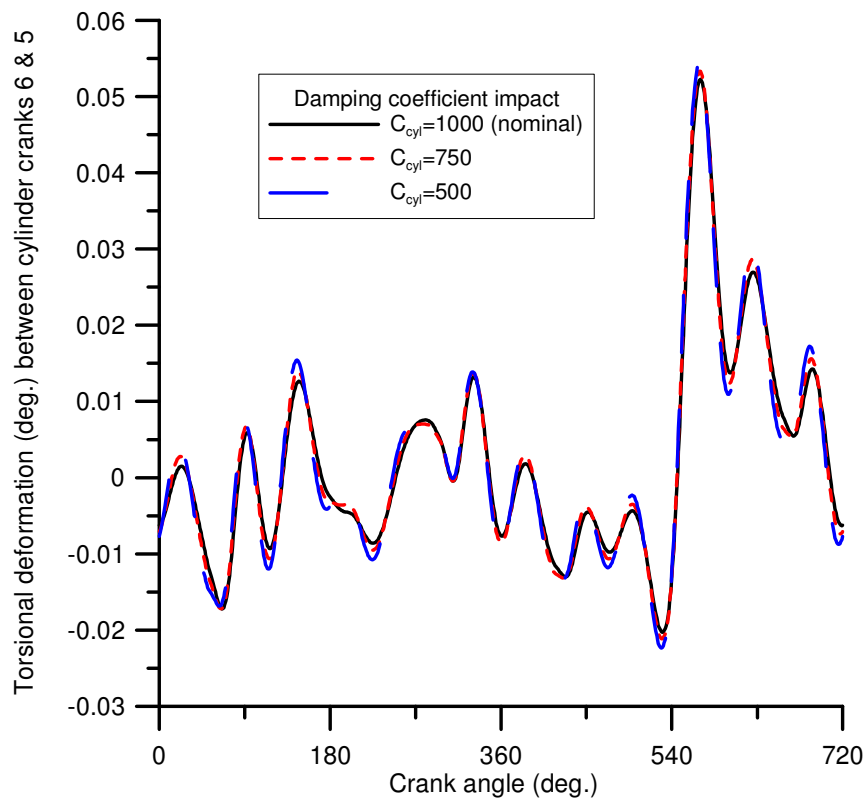


Σχήμα 4.40. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 2 και 1 από το συντελεστή δυσστρεπτότητας.

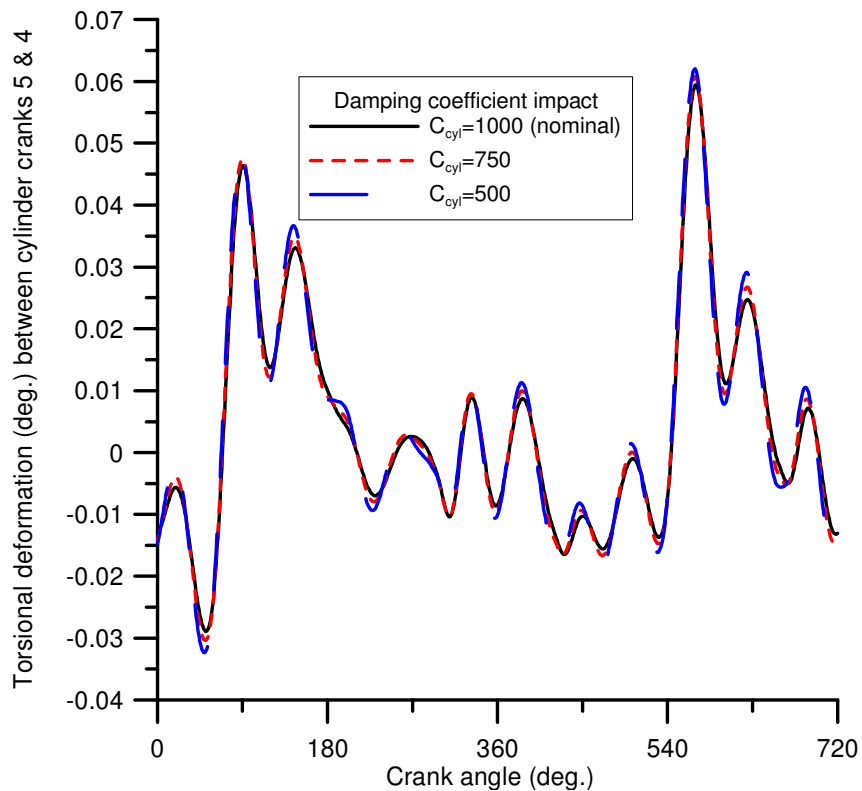


Σχήμα 4.41. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο από τον συντελεστή δυσκαμψίας.

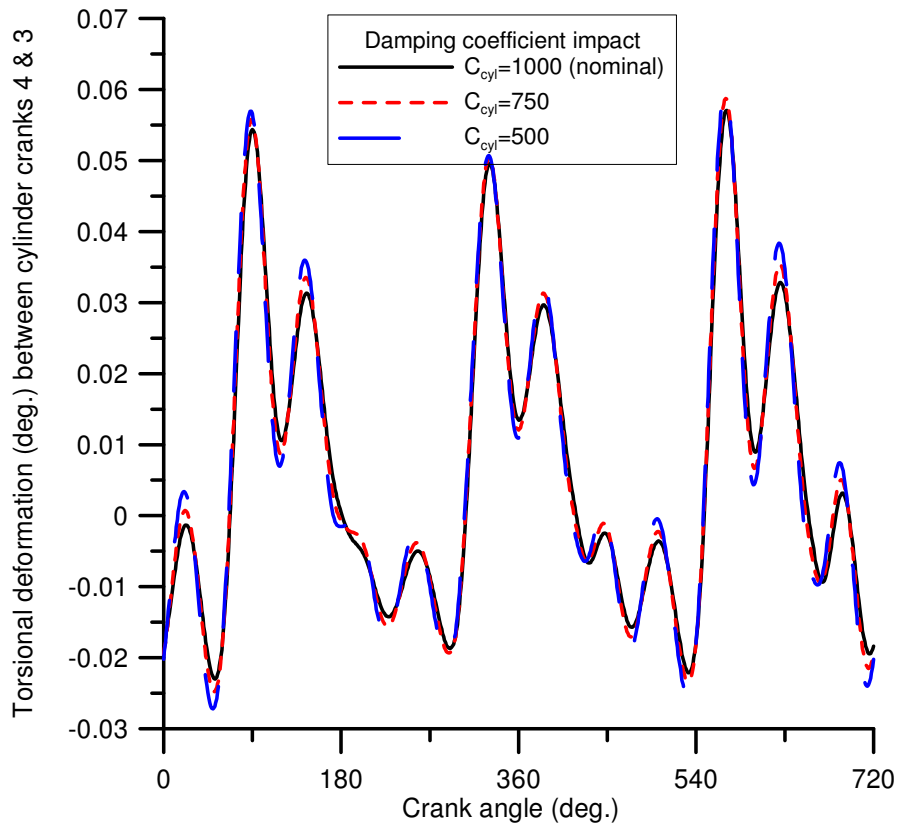
#### 4.7.3 Συντελεστής απόσβεσης



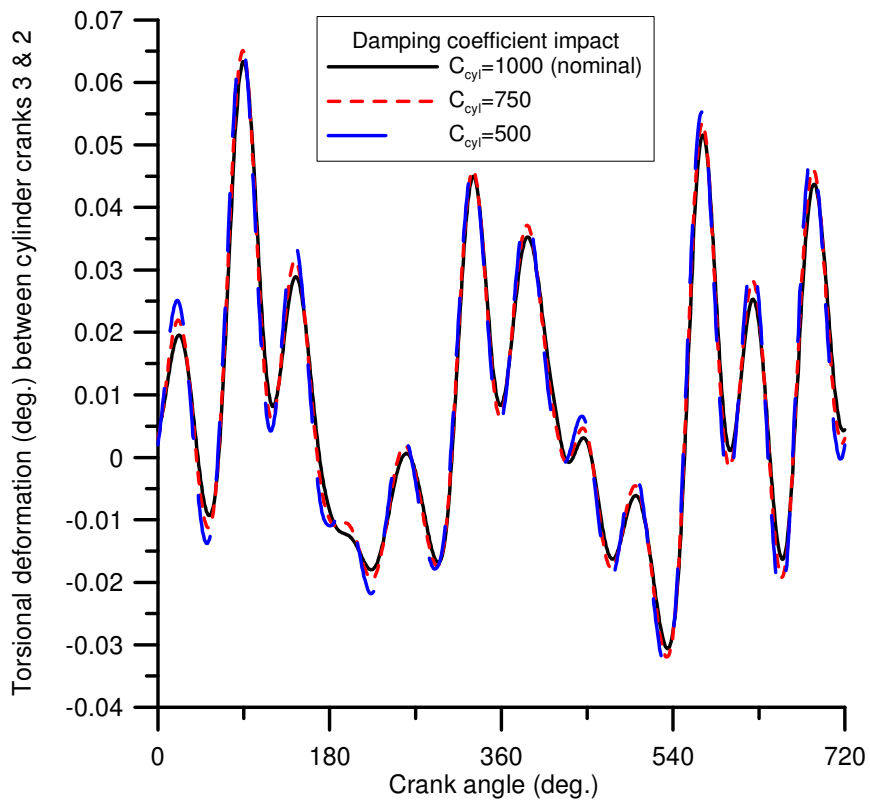
Σχήμα 4.42. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 από το συντελεστή απόσβεσης.



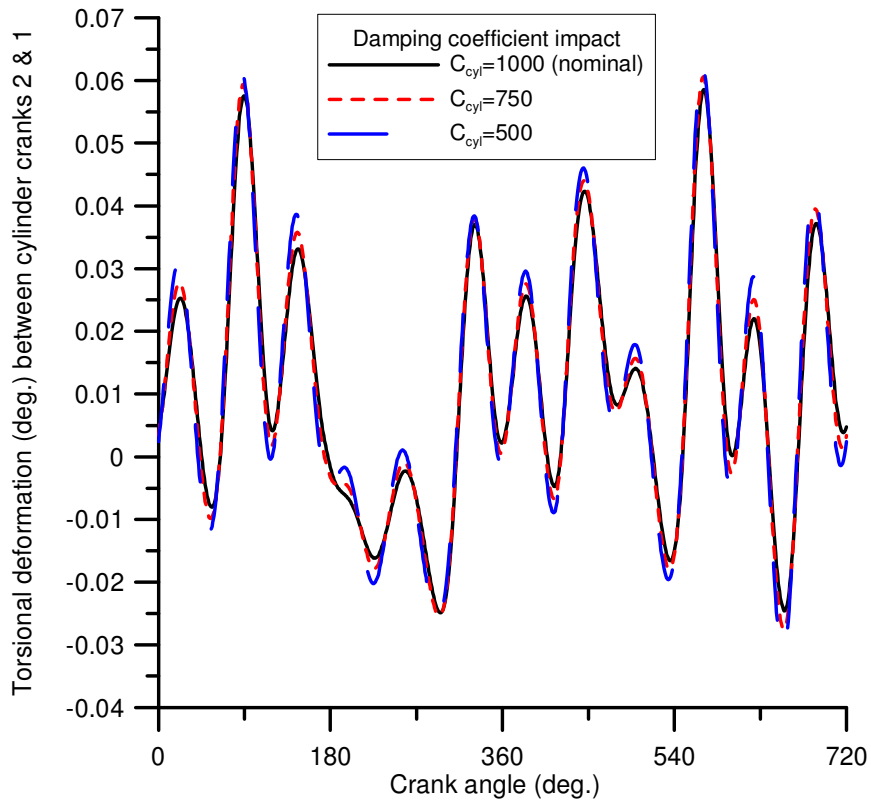
Σχήμα 4.43. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 από το συντελεστή απόσβεσης.



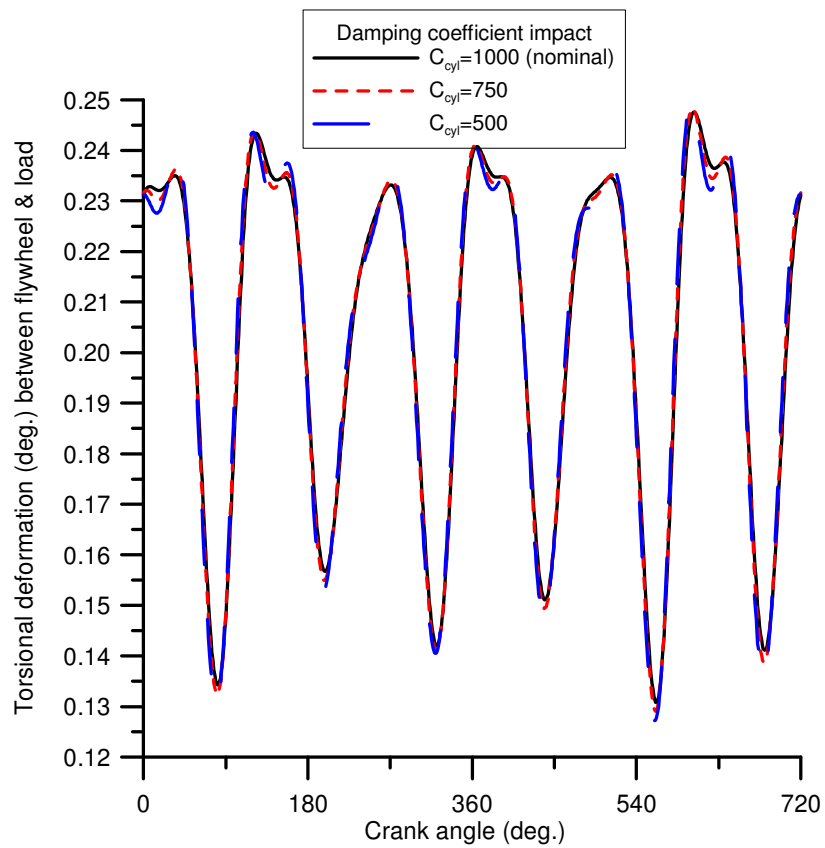
Σχήμα 4.44. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3 από το συντελεστή απόσβεσης.



Σχήμα 4.45. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 3 και 2 από το συντελεστή απόσβεσης.

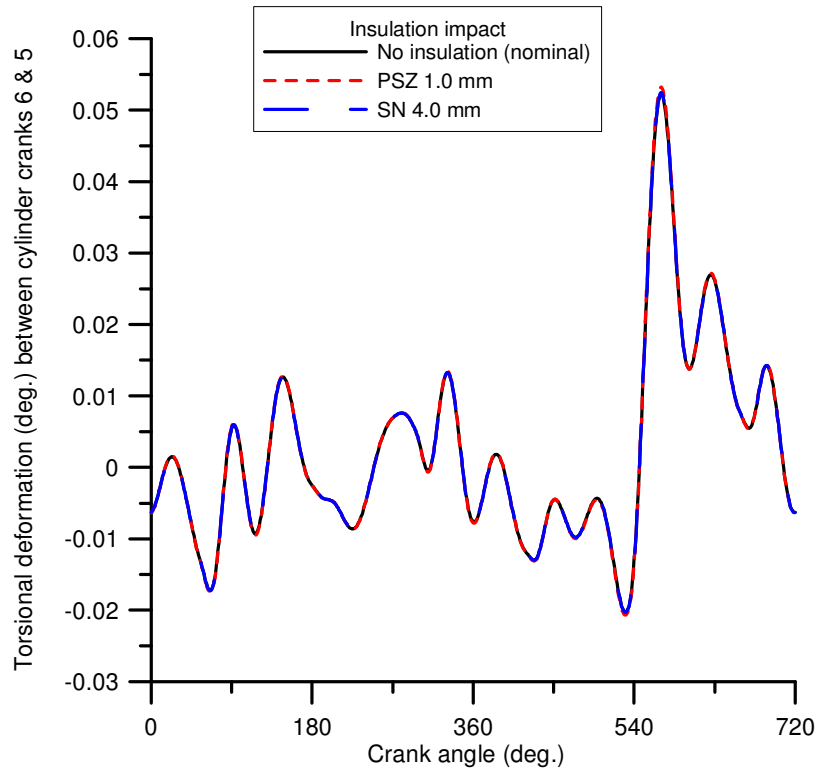


Σχήμα 4.46. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 2 και 1 από το συντελεστή απόσβεσης.

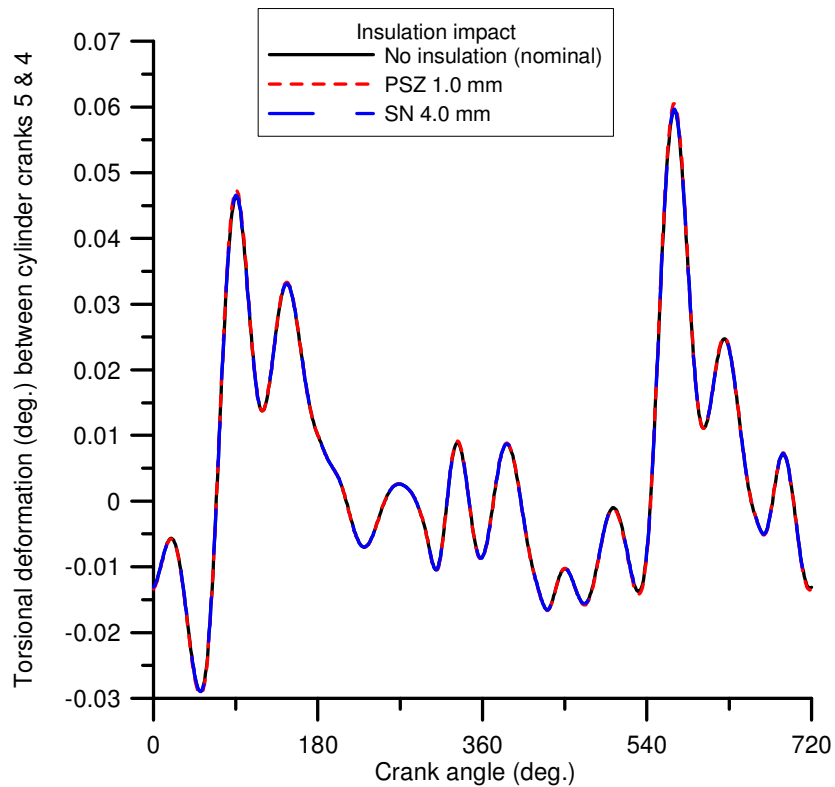


Σχήμα 4.47. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στο σφόνδυλο και το φορτίο από το συντελεστή απόσβεσης.

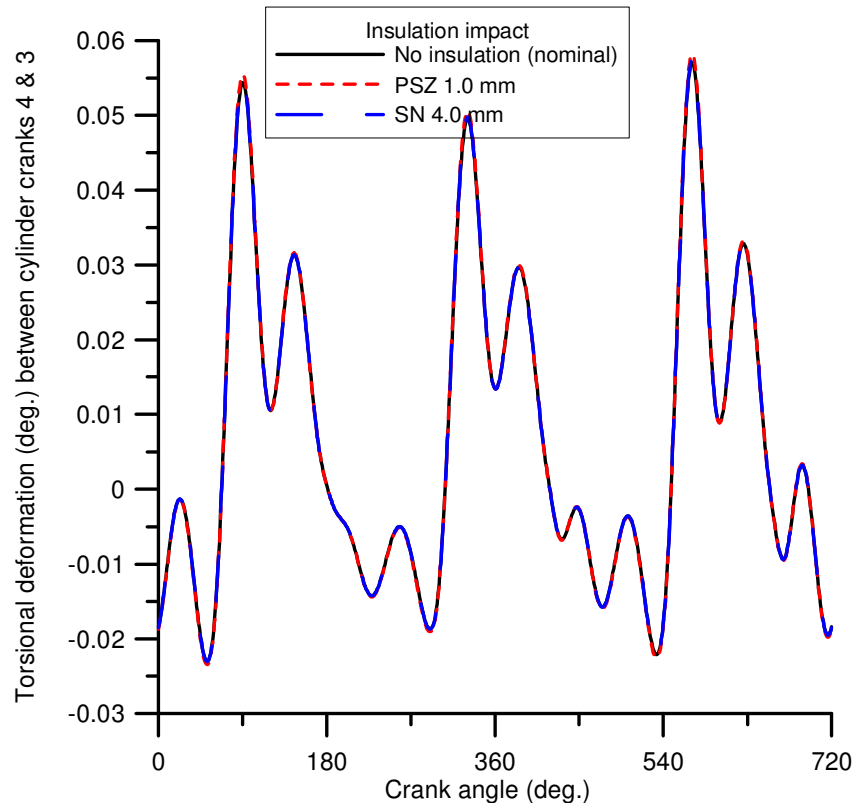
#### 4.7.4 Θερμική μόνωση τοιχωμάτων κυλίνδρου



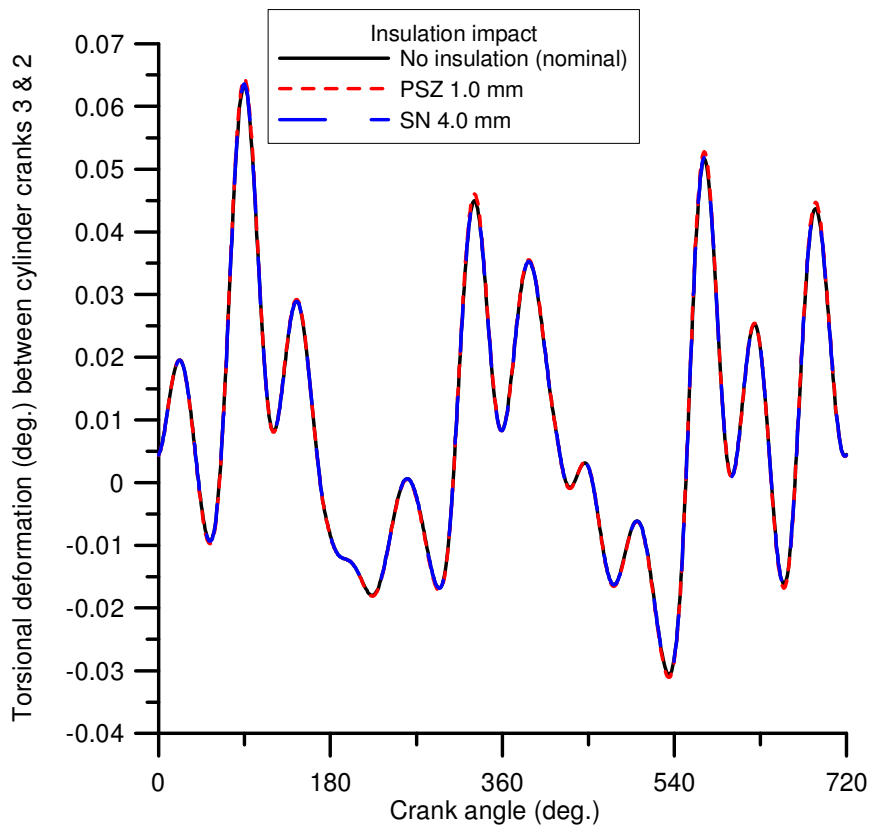
Σχήμα 4.48. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 από την εσωτερική μόνωση του κυλίνδρου.



Σχήμα 4.49. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 από την εσωτερική μόνωση του κυλίνδρου.

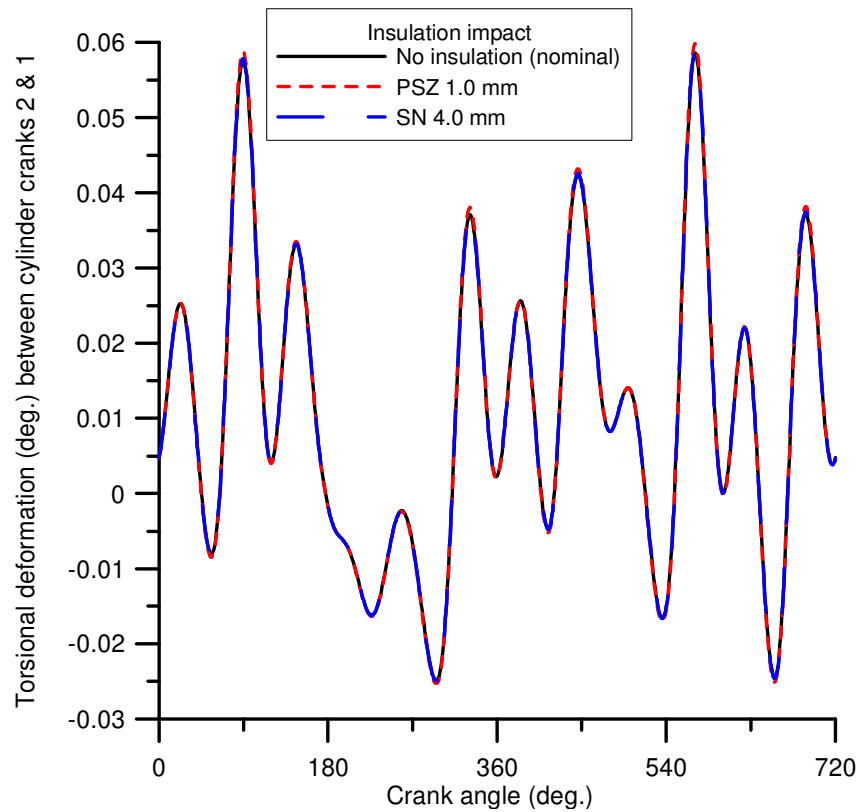


Σχήμα 4.50. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3 από την εσωτερική μόνωση του κυλίνδρου.

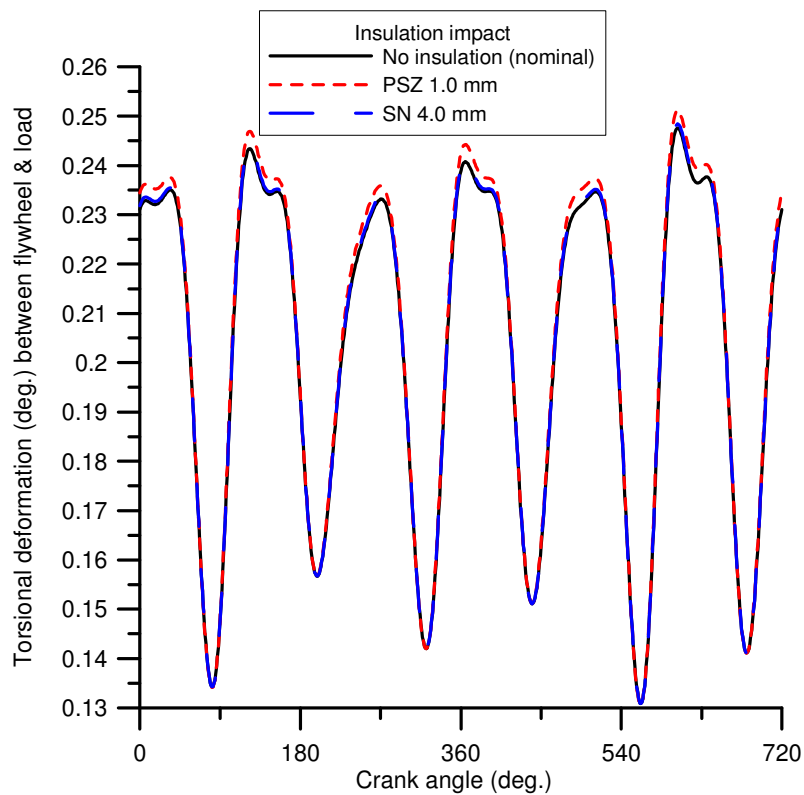


Σχήμα 4.51. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 3 και 2 από την εσωτερική μόνωση του κυλίνδρου.



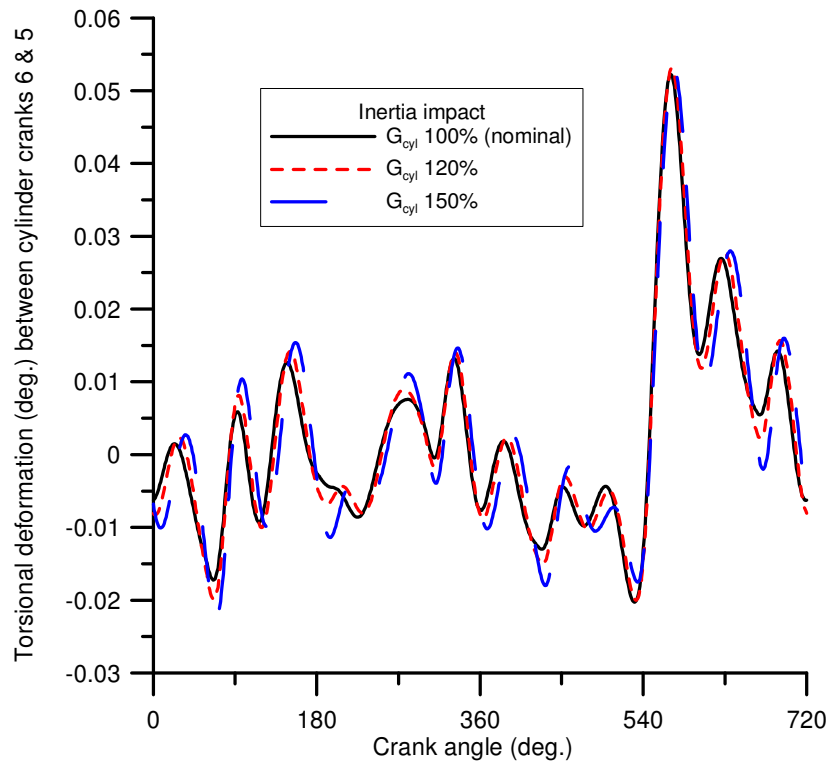


Σχήμα 4.52. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 2 και 1 από την εσωτερική μόνωση του κυλίνδρου.

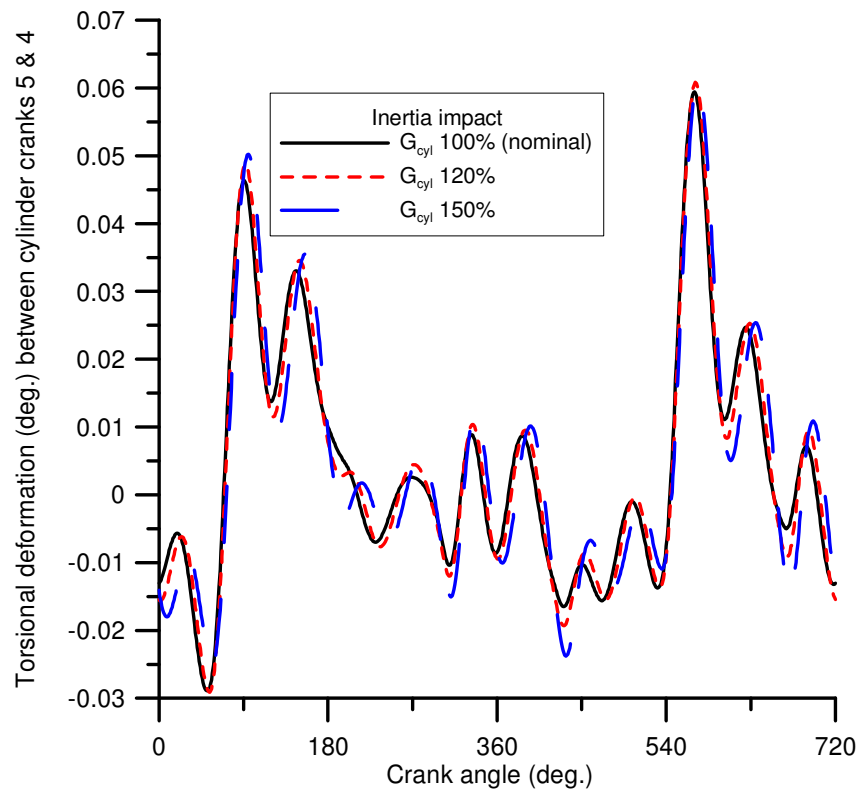


Σχήμα 4.53. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στο σφόνδυλο και το φορτίο από την εσωτερική μόνωση του κυλίνδρου.

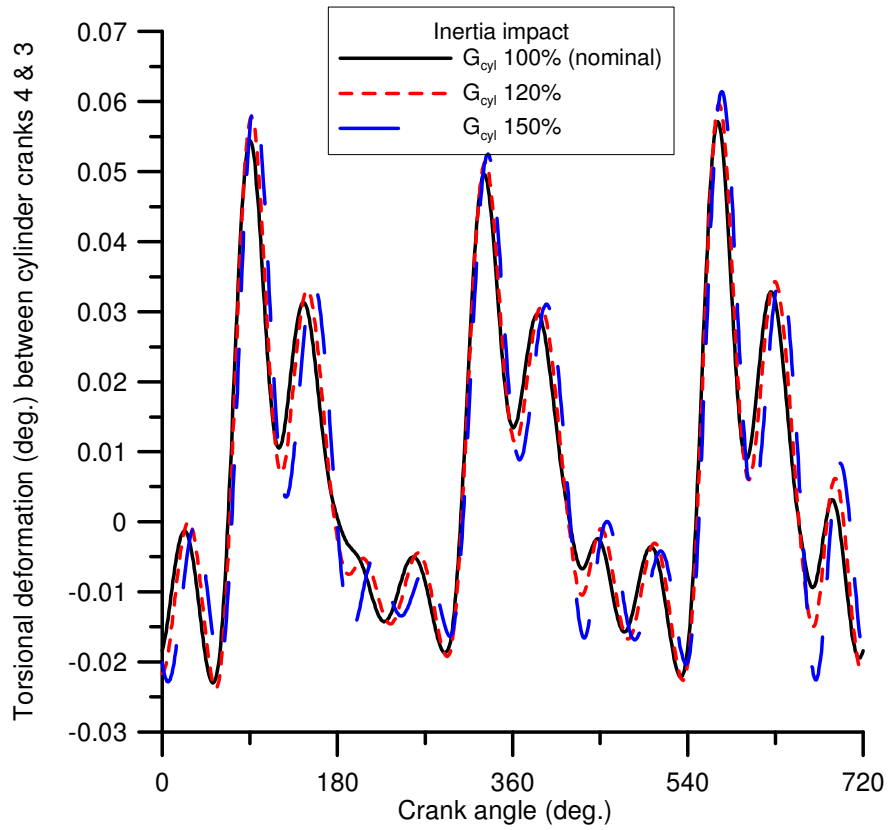
#### 4.7.5 Ροπή αδράνειας κυλίνδρων



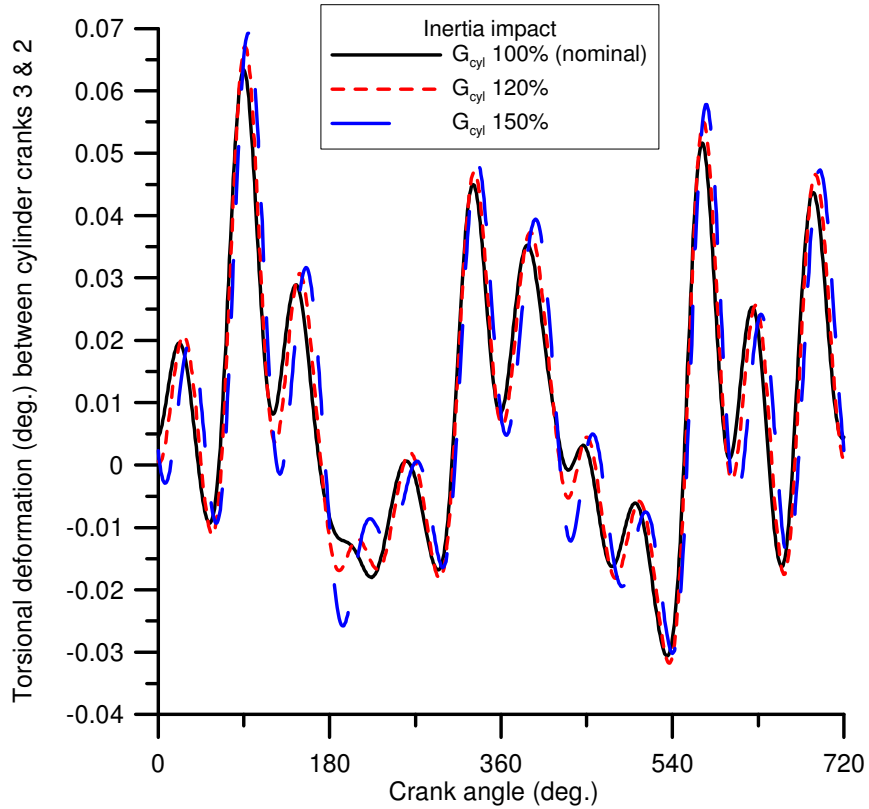
Σχήμα 4.54. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 από τις ροπές αδράνειας.



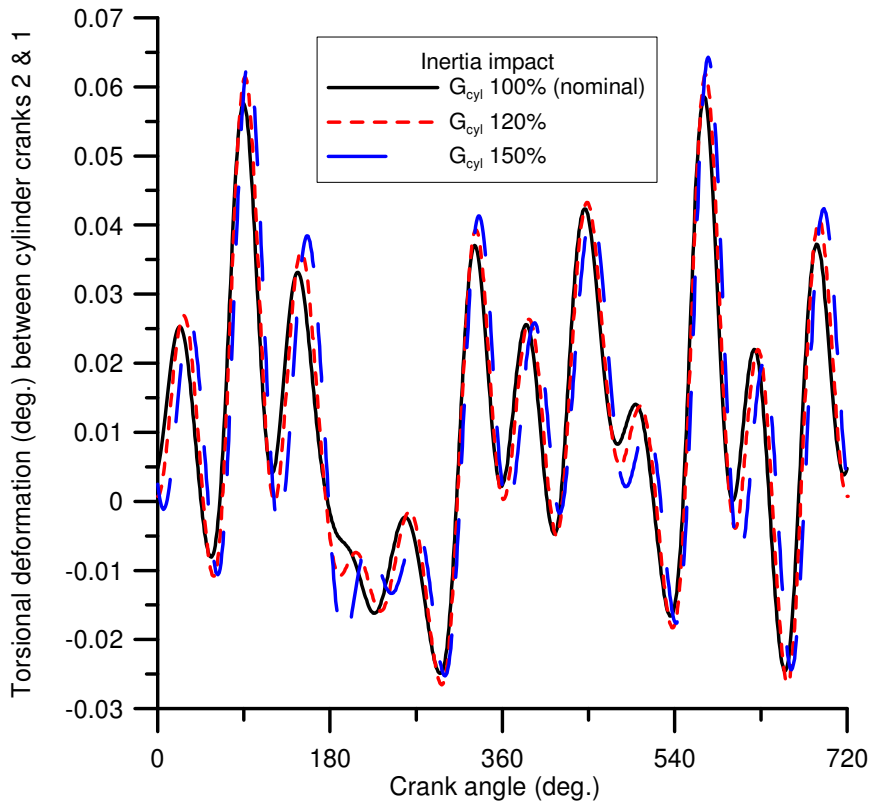
Σχήμα 4.55. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 από τις ροπές αδράνειας.



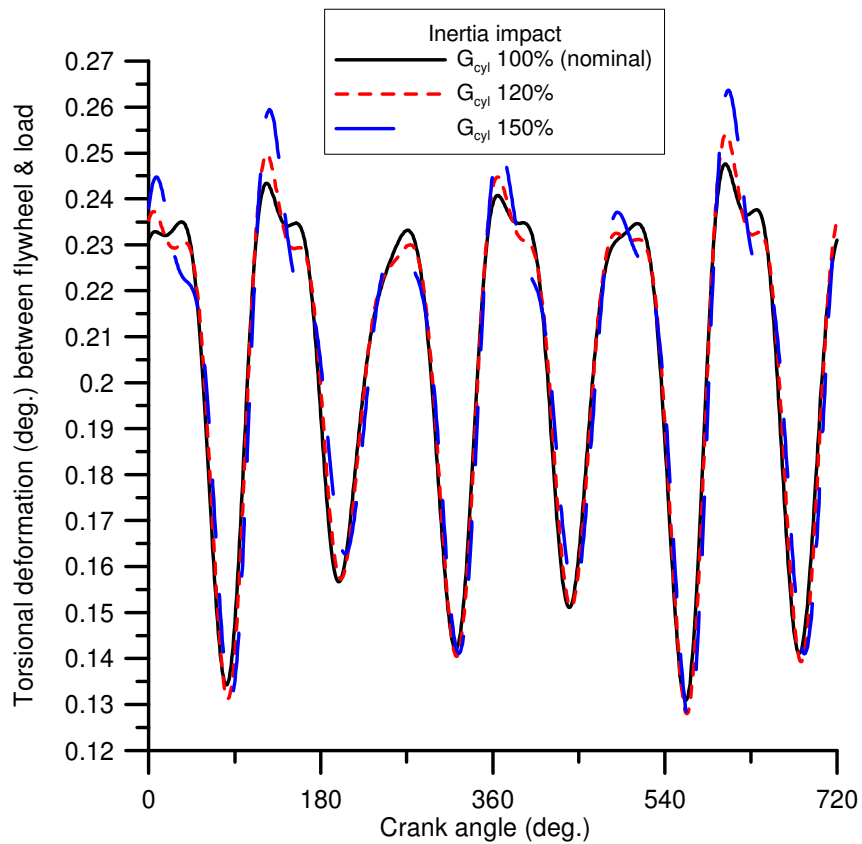
Σχήμα 4.56. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3 από τις ροπές αδράνειας.



Σχήμα 4.57. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 3 και 2 από τις ροπές αδράνειας.

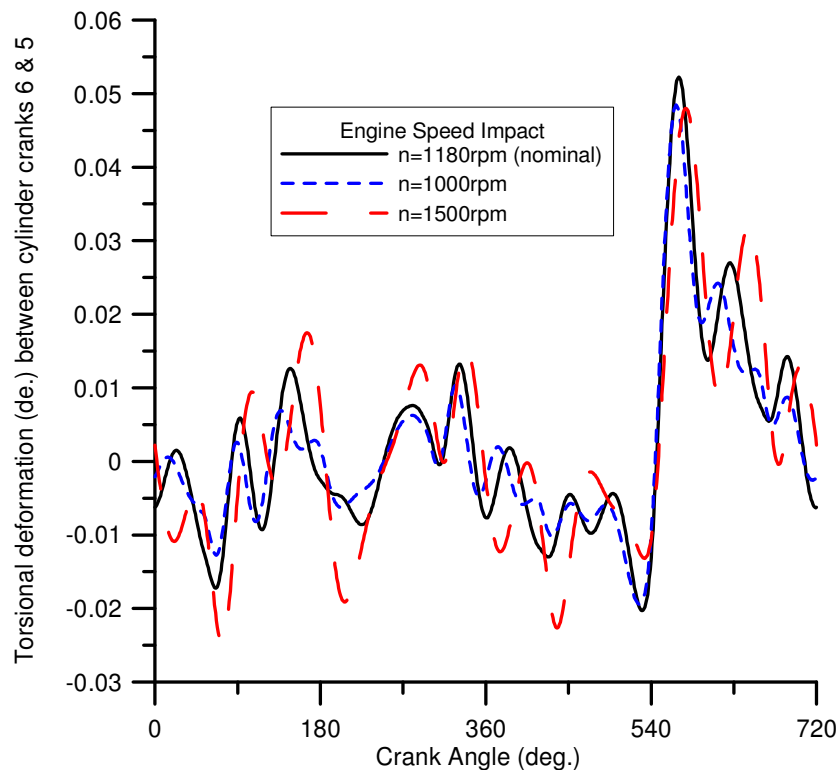


Σχήμα 4.58. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 2 και 1 από τις ροπές αδράνειας.

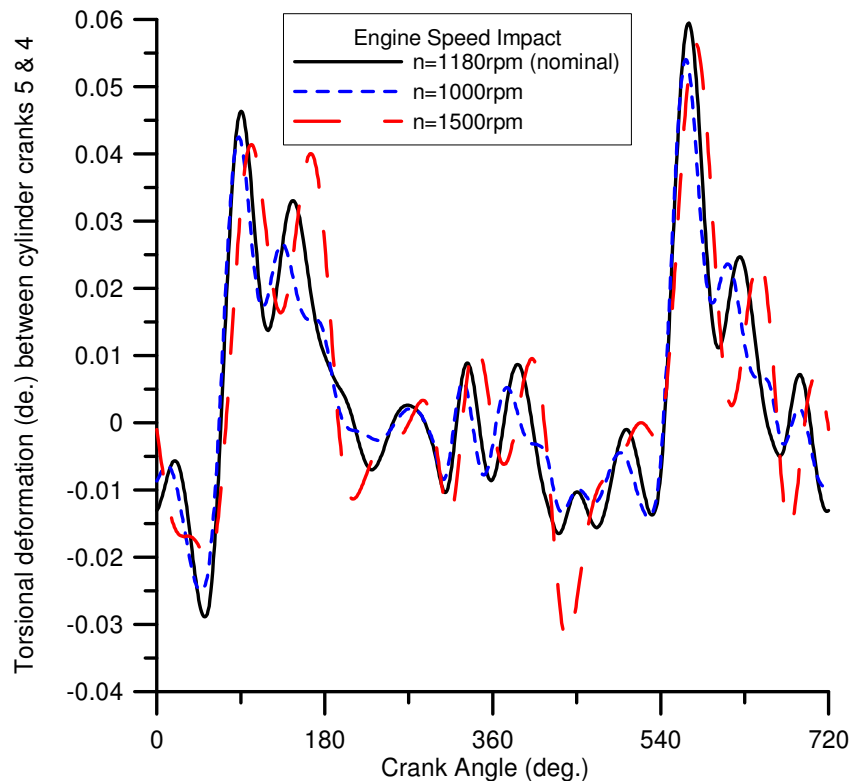


Σχήμα 4.59. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στο σφόνδυλο και το φορτίο από τις ροπές αδράνειας.

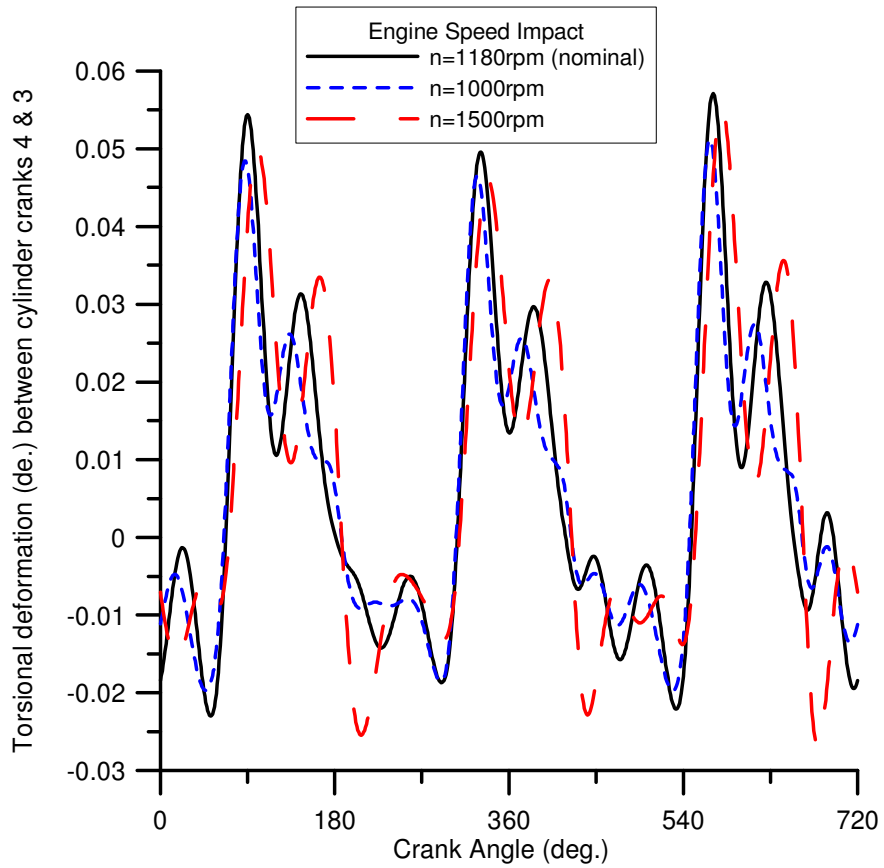
#### 4.7.6 Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα



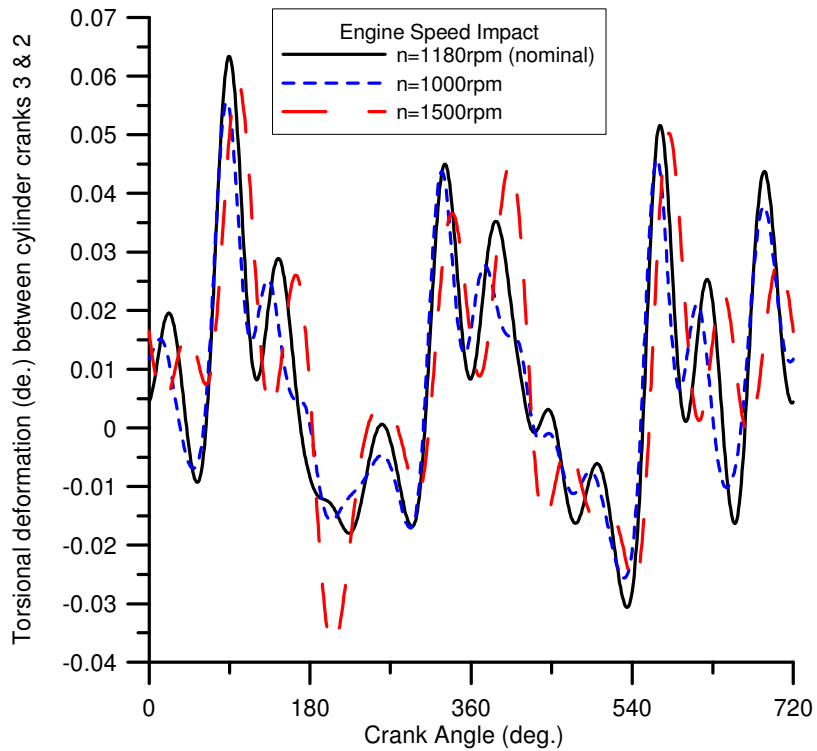
Σχήμα 4.60. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 6 & 5 από την ταχύτητα περιστροφής.



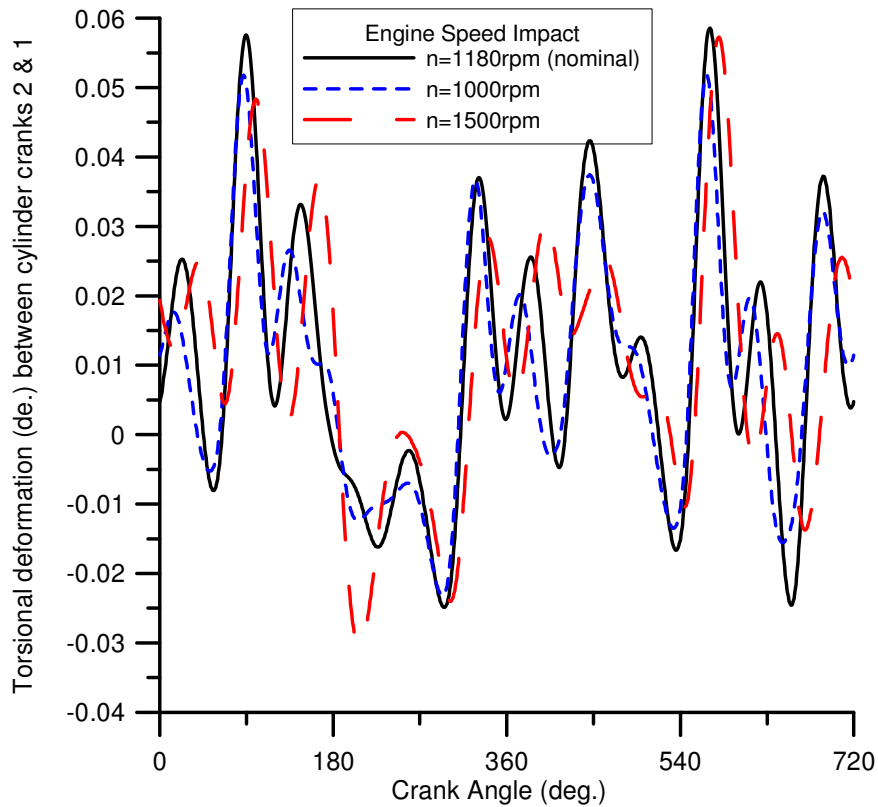
Σχήμα 4.61. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 5 & 4 από την ταχύτητα περιστροφής.



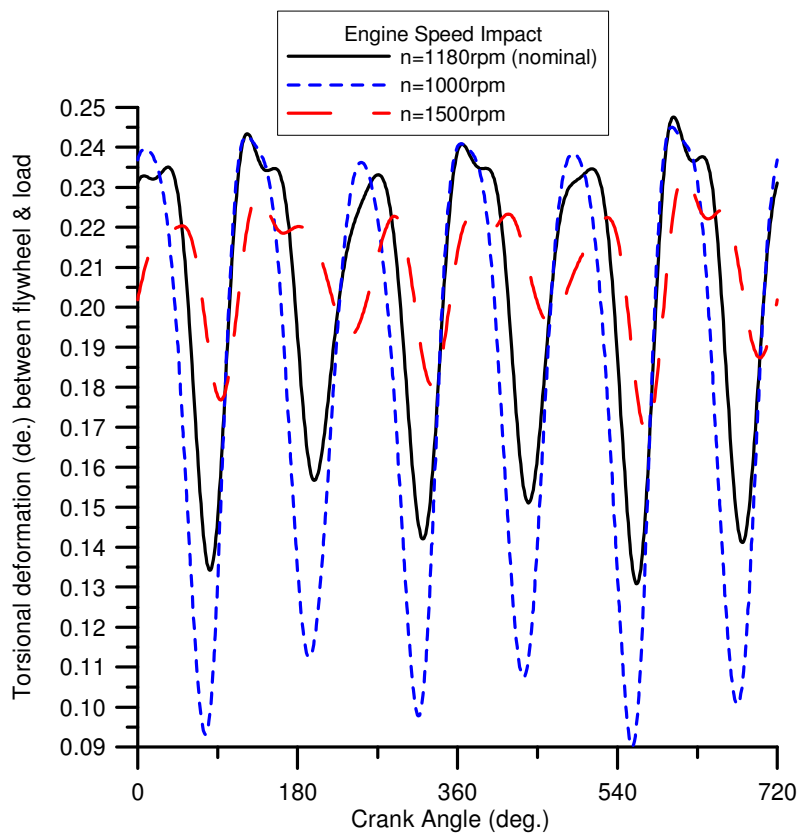
Σχήμα 4.62. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 4 & 3 από την ταχύτητα περιστροφής.



Σχήμα 4.63. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 3 & 2 από την ταχύτητα περιστροφής.

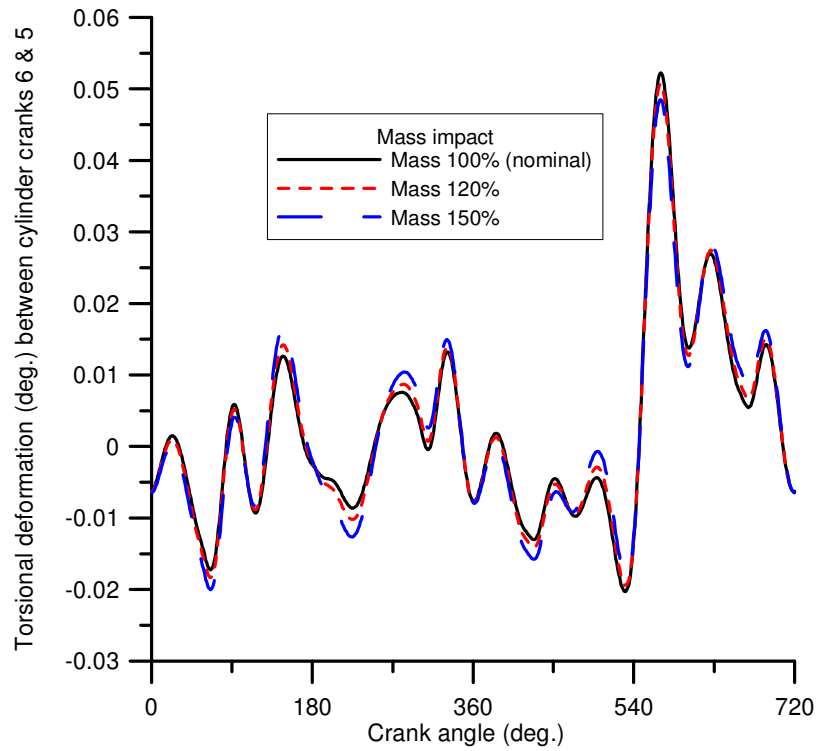


Σχήμα 4.64. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 2 & 1 από την ταχύτητα περιστροφής.

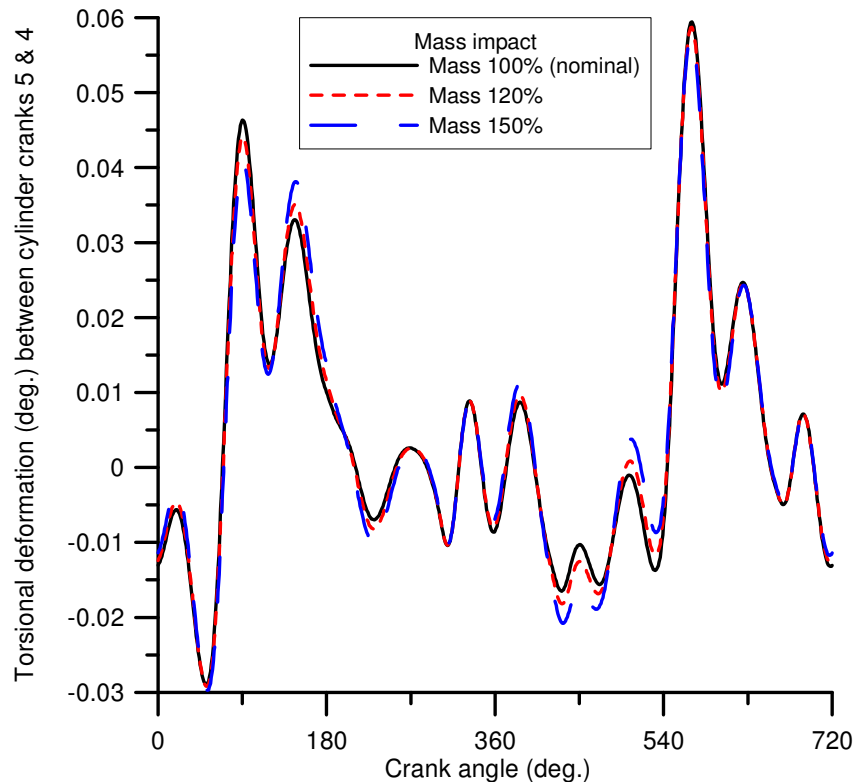


Σχήμα 4.65. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στο σφόνδυλο και στο φορτίο από την ταχύτητα περιστροφής.

#### 4.7.7 Συνολικές μάζες

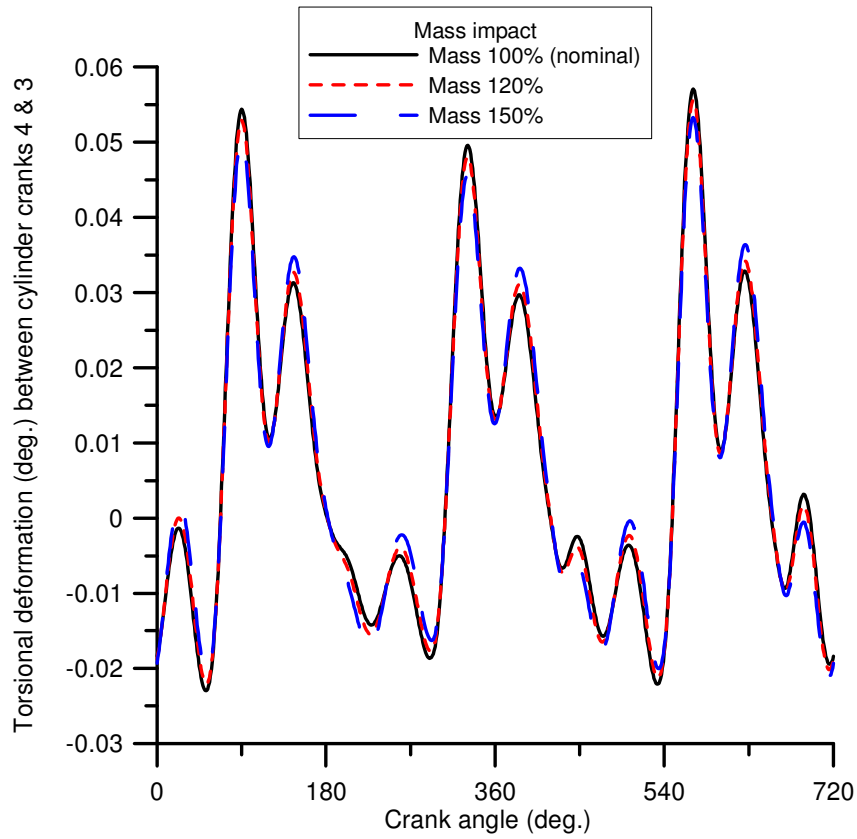


Σχήμα 4.66. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 από τις συνολικές μάζες.

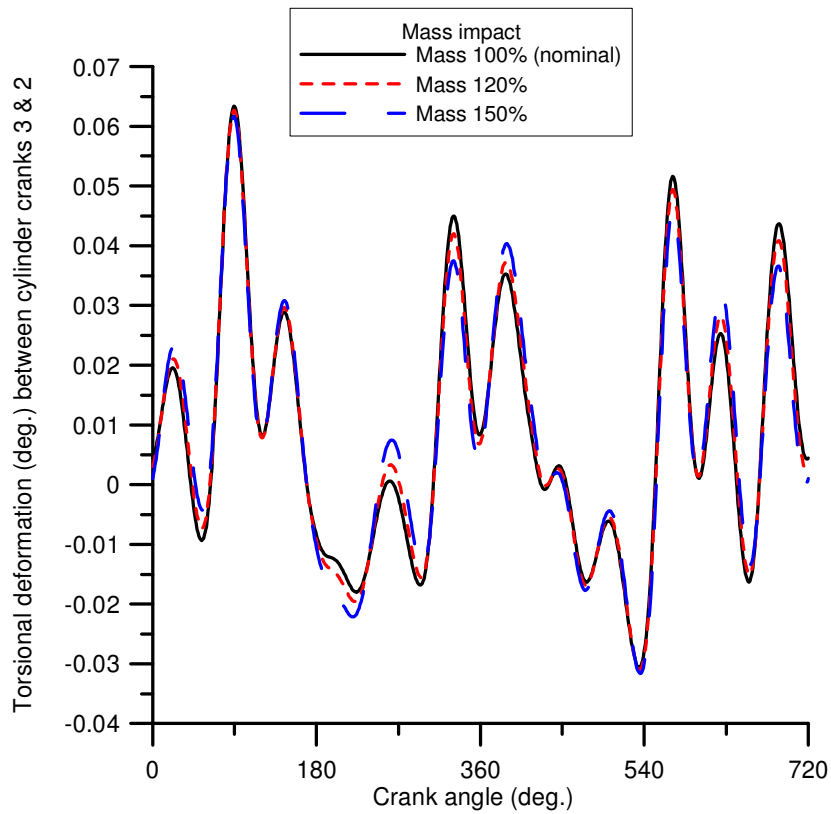


Σχήμα 4.67. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στους κυλίνδρους 5 και 4 από τις συνολικές μάζες.

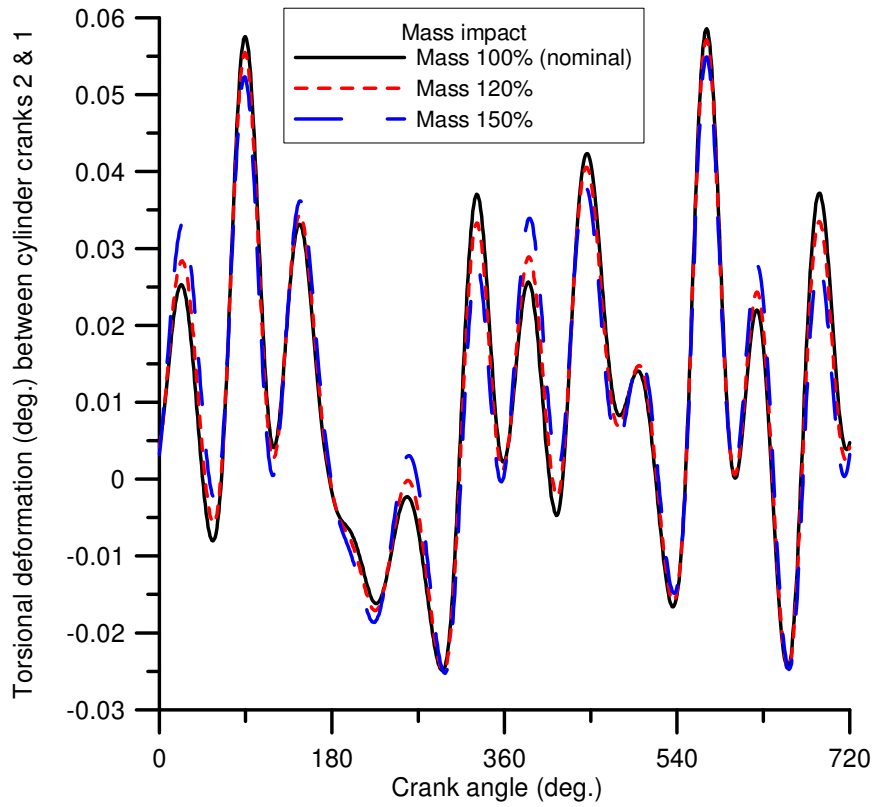




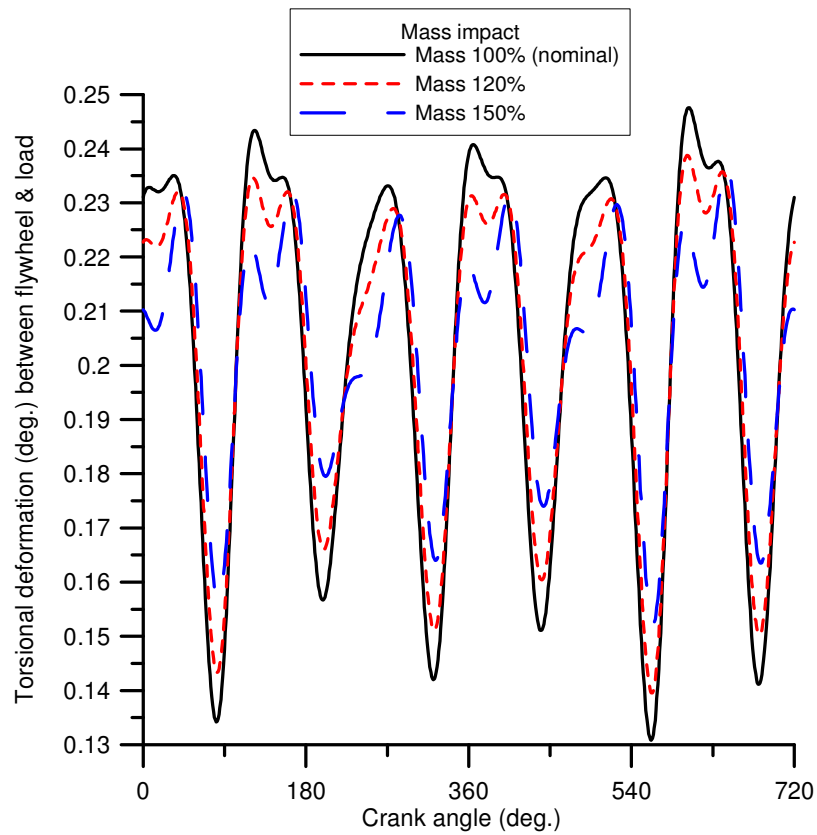
Σχήμα 4.68 Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στους κυλίνδρους 4 και 3 από τις συνολικές μάζες.



Σχήμα 4.69. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στους κυλίνδρους 3 και 2 από τις συνολικές μάζες.

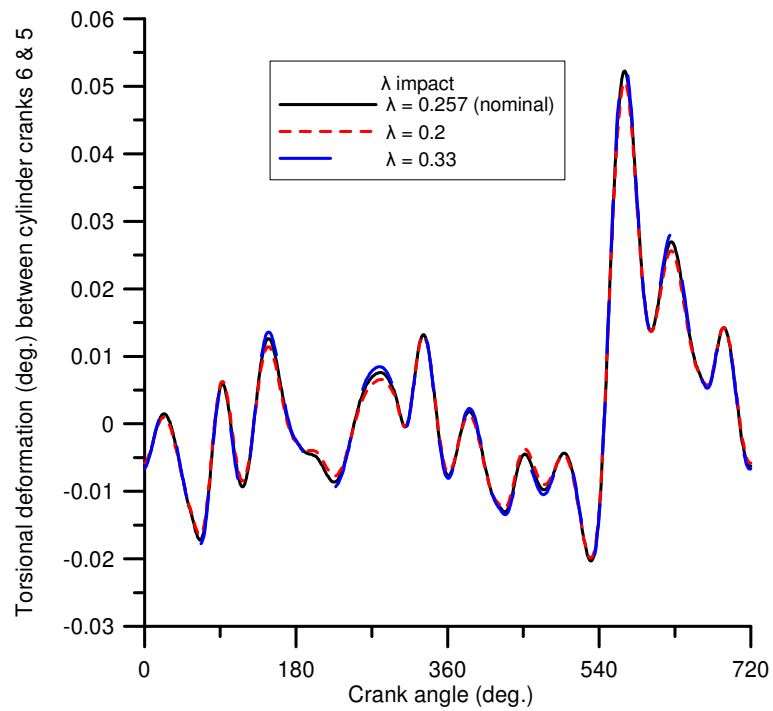


Σχήμα 4.70. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στους κυλίνδρους 2 και 1 από τις συνολικές μάζες.

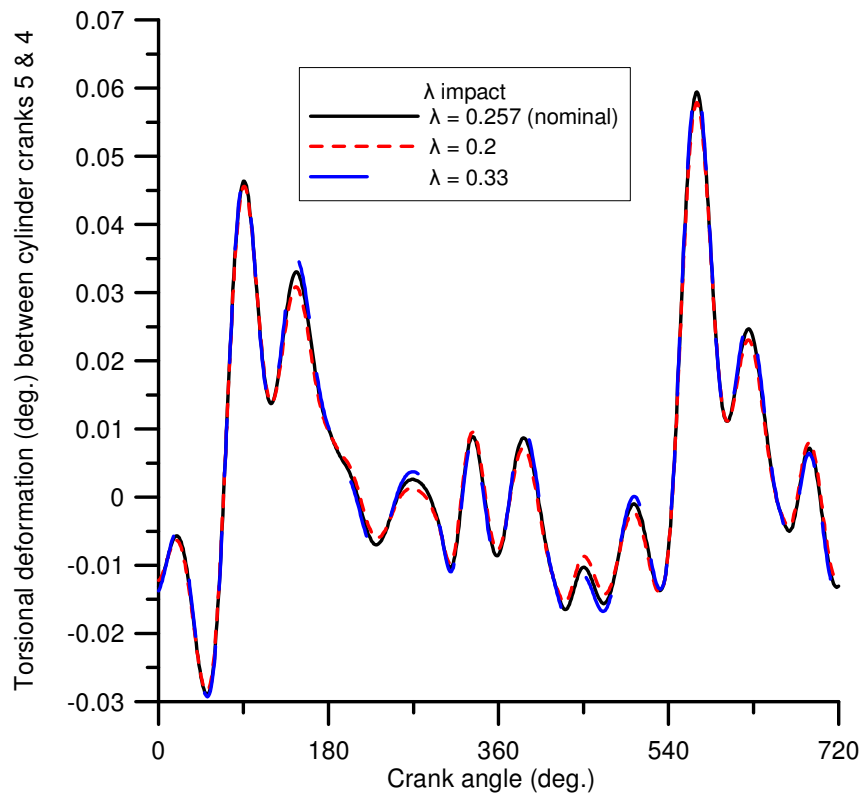


Σχήμα 4.71. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στον σφρόδνυλο και το φορτίο από τις συνολικές μάζες.

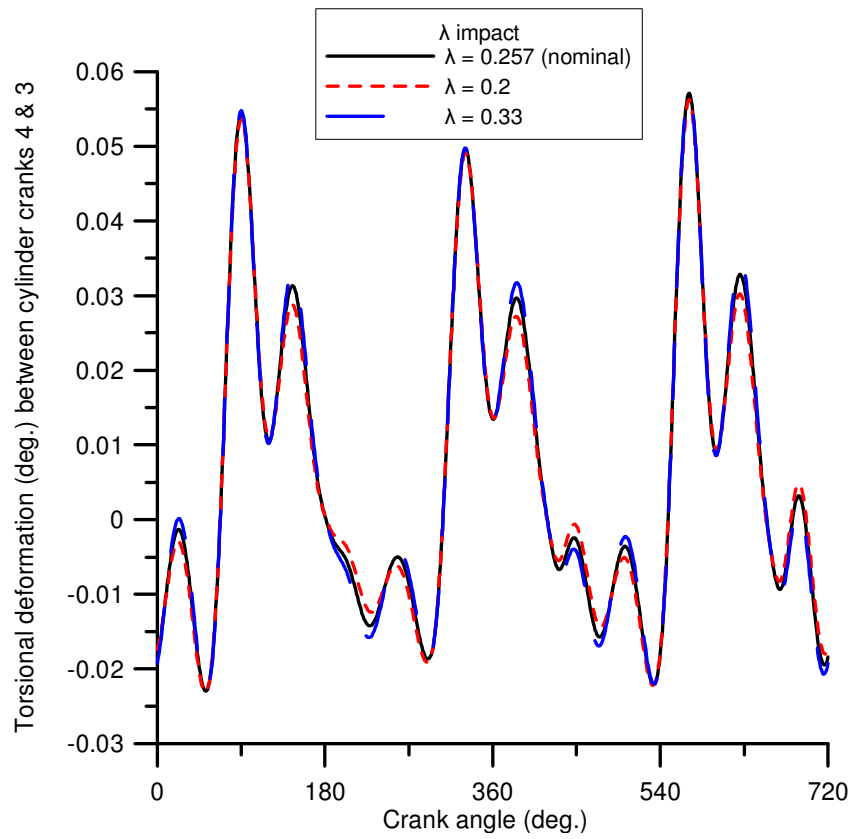
#### 4.7.8 Λόγος $\lambda$



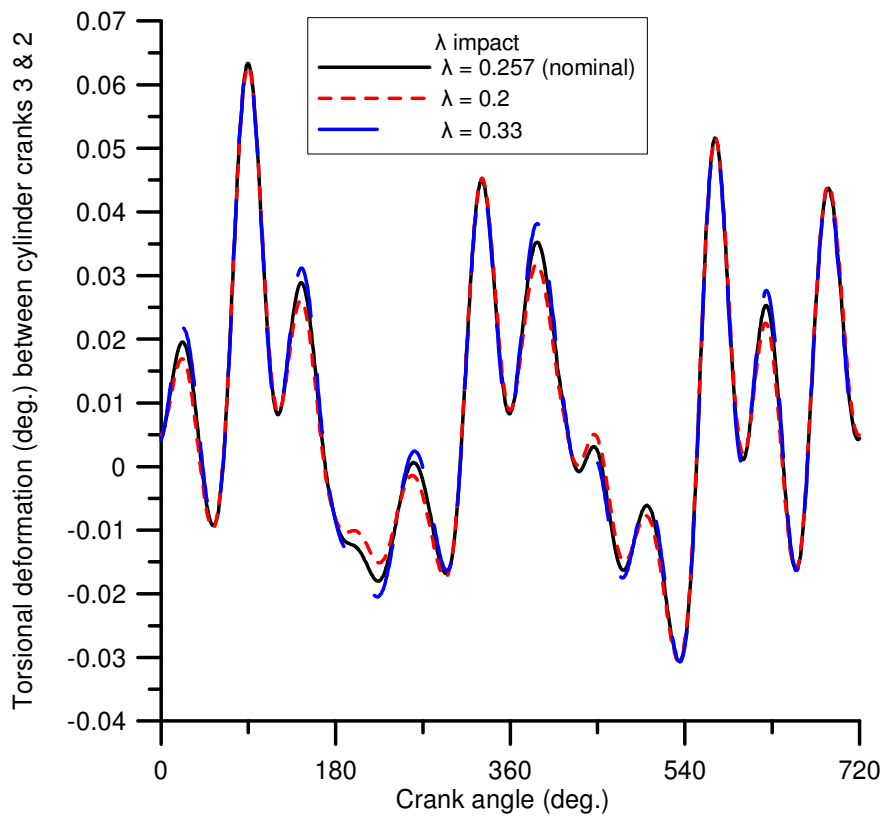
Σχήμα 4.72. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 από τον λόγο  $\lambda$ .



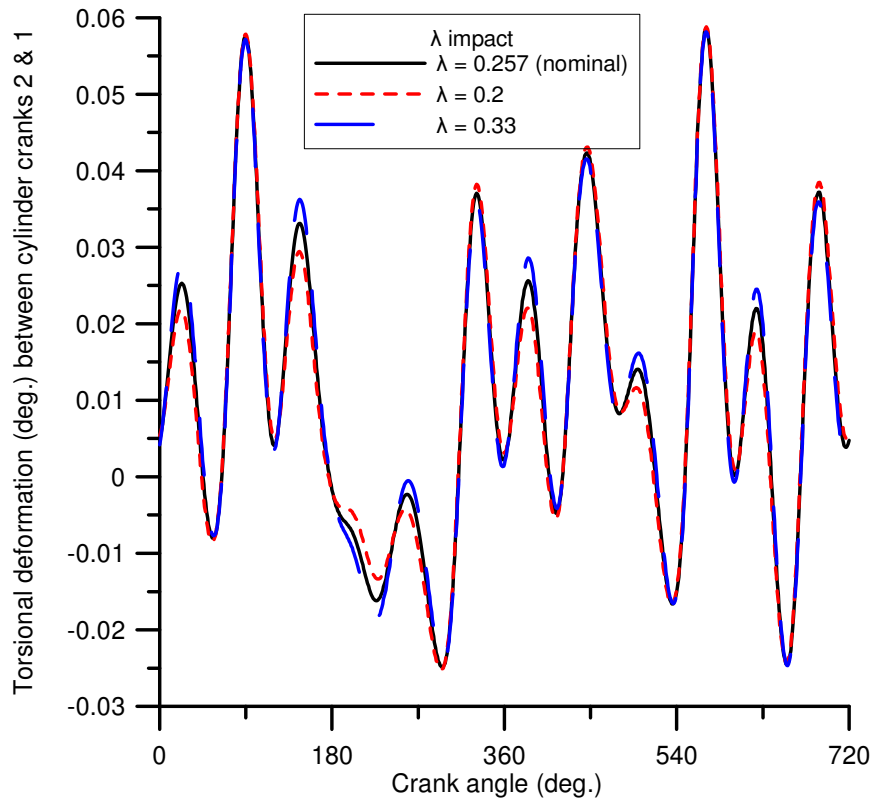
Σχήμα 4.73. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 από τον λόγο  $\lambda$ .



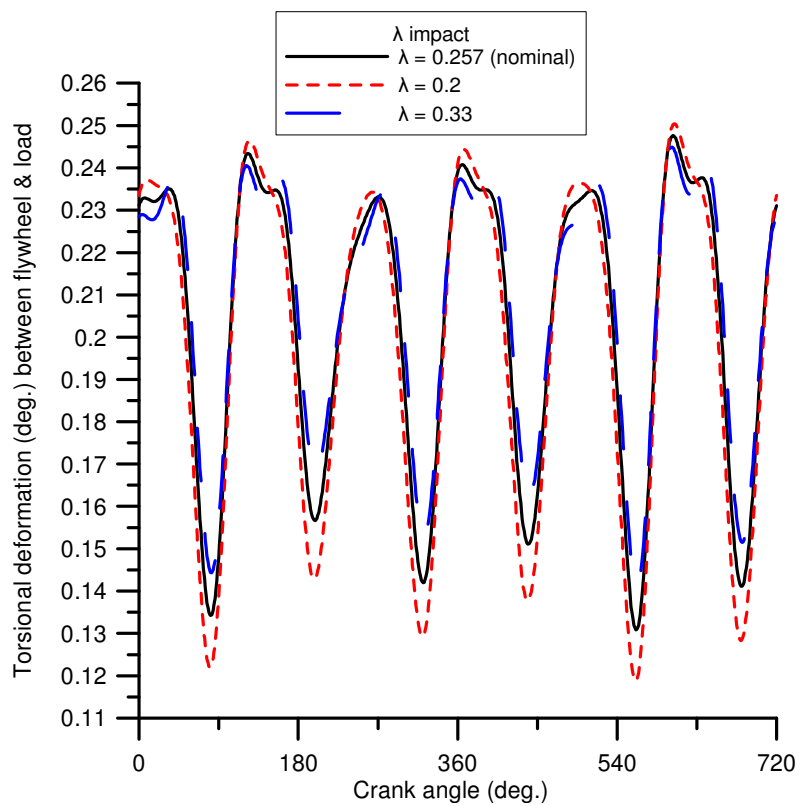
Σχήμα 4.74. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3 από τον λόγο  $\lambda$ .



Σχήμα 4.75. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 3 και 2 από τον λόγο  $\lambda$ .

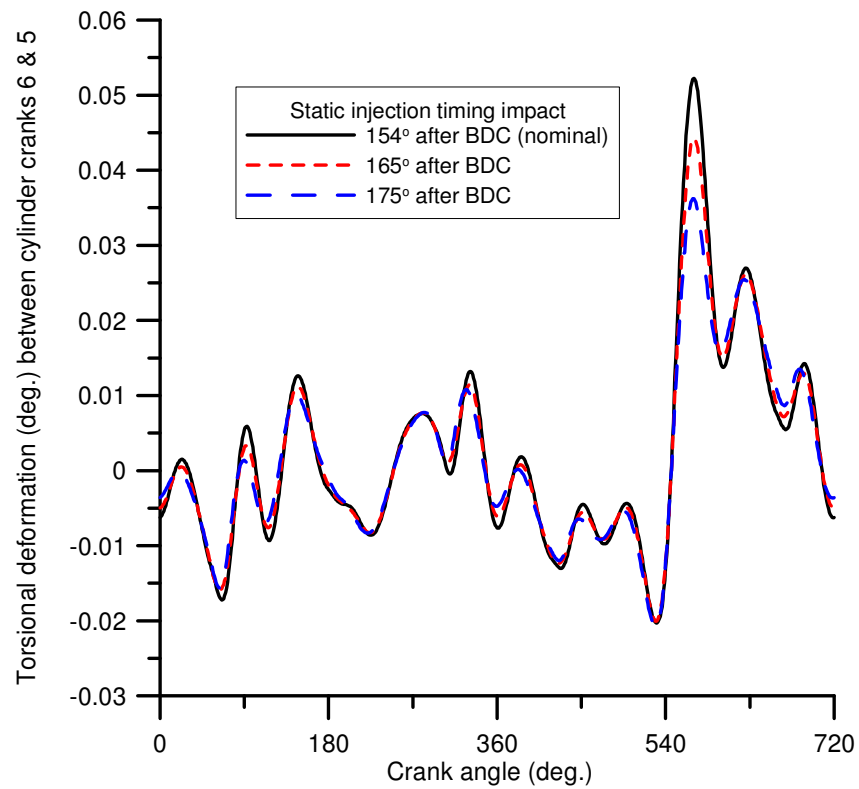


Σχήμα 4.76. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 2 και 1 από τον λόγο  $\lambda$ .

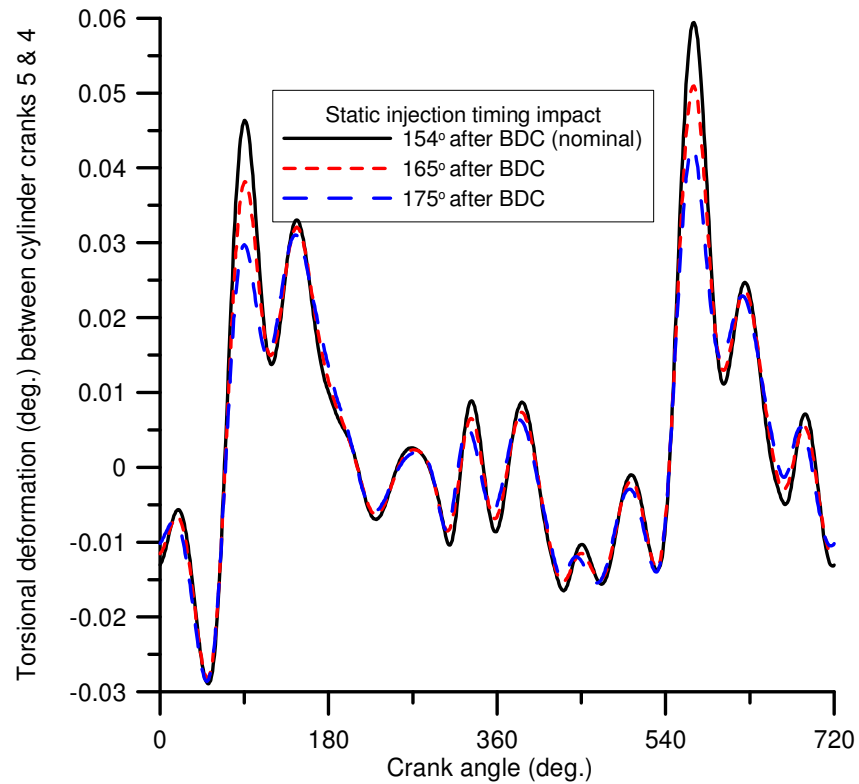


Σχήμα 4.77. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο από τον λόγο  $\lambda$ .

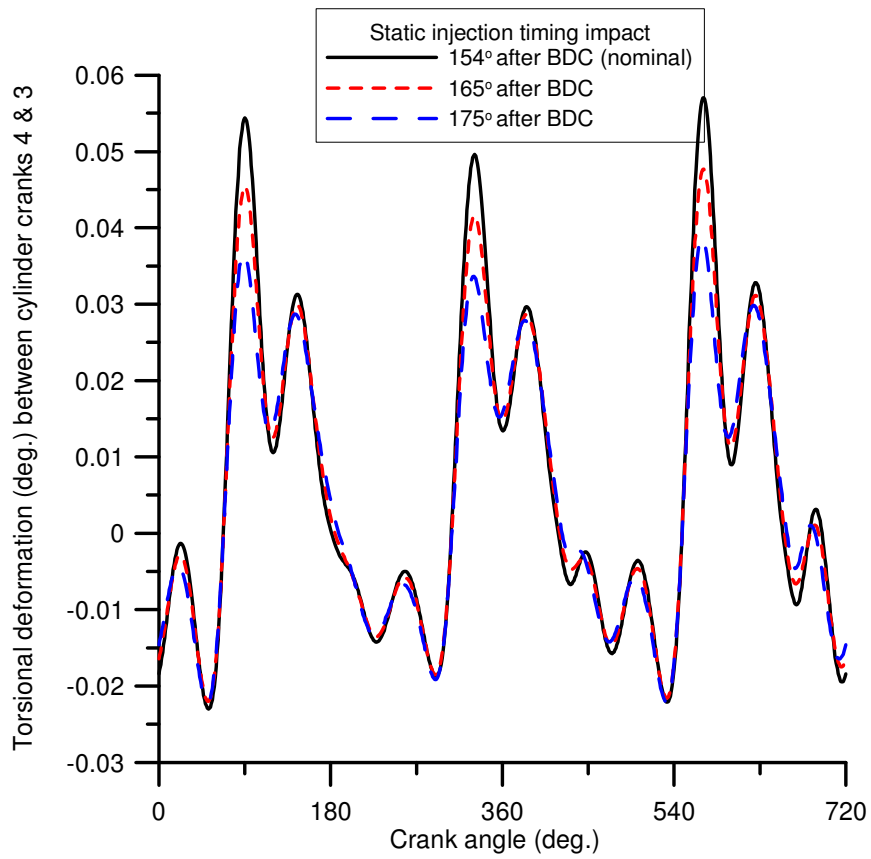
#### 4.7.9 Προπορεία Έγχυσης



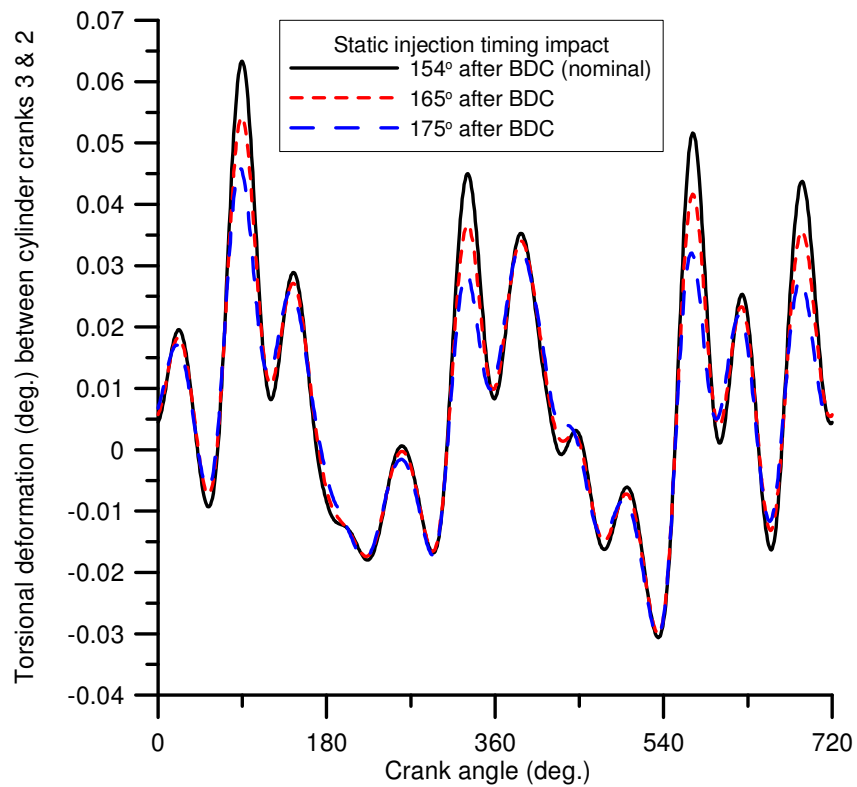
Σχήμα 4.78. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 από την στιγμή της έγχυσης καυσίμου.



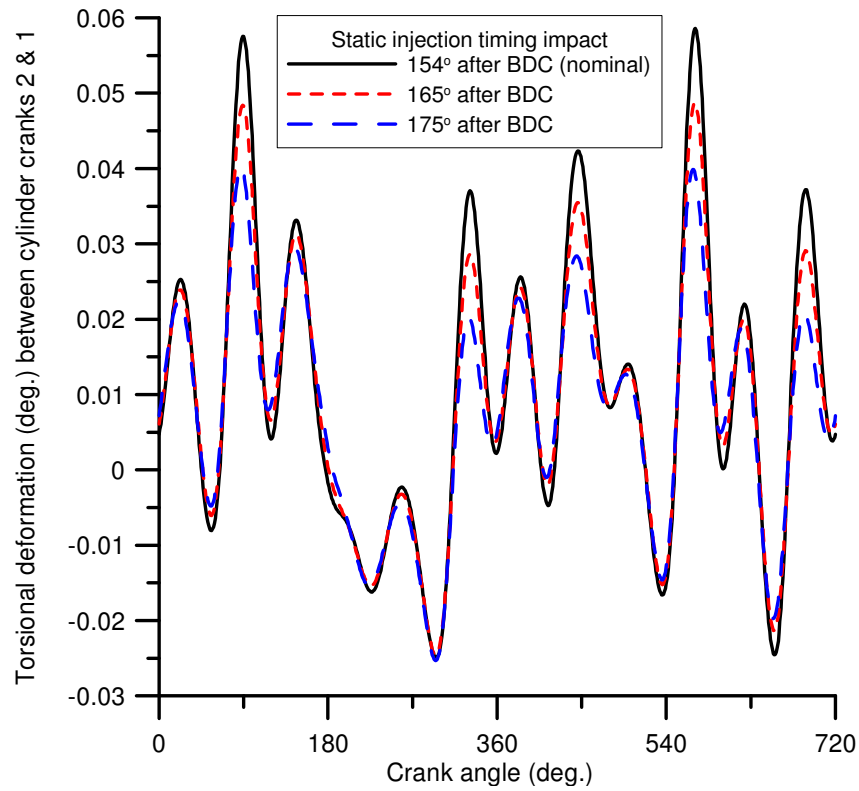
Σχήμα 4.79. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 από την στιγμή της έγχυσης καυσίμου.



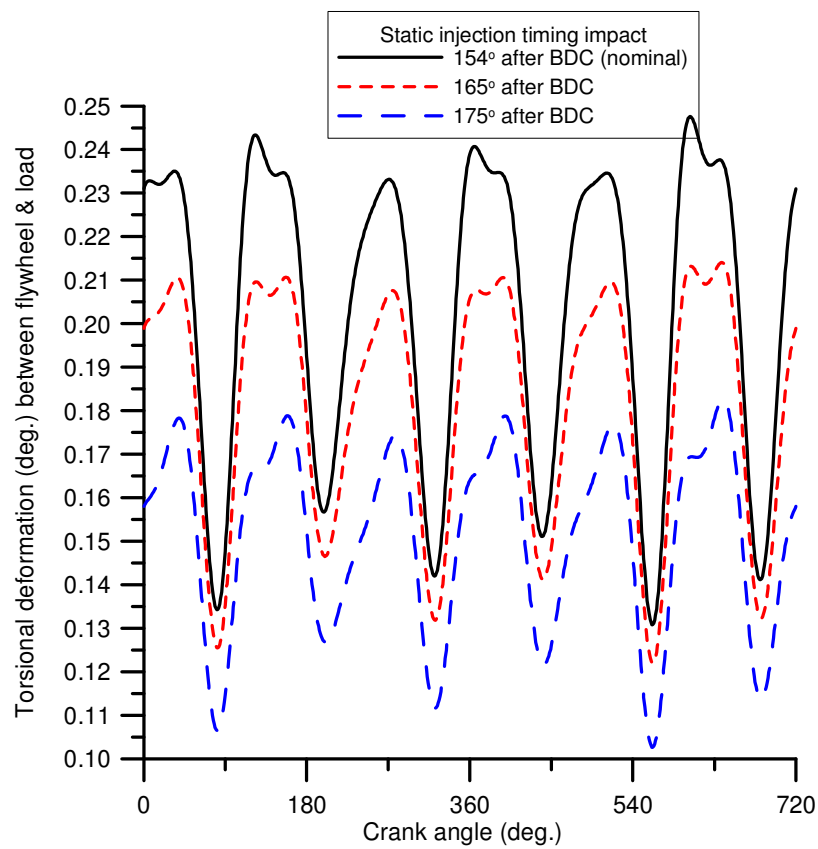
Σχήμα 4.80. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3 από την στιγμή της έγχυσης καυσίμου.



Σχήμα 4.81. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 3 και 2 από την στιγμή της έγχυσης καυσίμου.



Σχήμα 4.82. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα 2 και 1 από την στιγμή της έγχυσης καυσίμου.



Σχήμα 4.83. Εξάρτηση στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στο σφόνδυλο και το φορτίο από την στιγμή της έγχυσης καυσίμου.



#### **4.8. Συμπεράσματα**

Με βάση τα διαγράμματα που δόθηκαν παραπάνω, μπορούμε να βγάλουμε τα εξής συμπεράσματα:

1. Κύρια επίδραση στις στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στους κυλίνδρους έχουν το φορτίο του κινητήρα, ο συντελεστής δυστρεπτότητας, η προπορεία της έγχυσης του καυσίμου και η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Αντίθετα, ο συντελεστής απόσβεσης, η θερμική μόνωση του εσωτερικού του κυλίνδρου, οι ροπές αδράνειας των μαζών, οι συνολικές μάζες του κινητήρα και ο λόγος  $\lambda$  επηρεάζουν ελάχιστα τις στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα των κυλίνδρων.
2. Παρόλο που η επίδραση τους στις στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα των κυλίνδρων είναι μικρή, η θερμική μόνωση, η ταχύτητα περιστροφής, οι συνολικές μάζες, οι ροπές αδράνειας και ο λόγος  $\lambda$  επηρεάζουν σημαντικά τις παραμορφώσεις ανάμεσα στον κινητήρα και στο φορτίο.
3. Σε κάθε περίπτωση, μπορεί να γίνει άμεση σύγκριση ανάμεσα στα αποτελέσματα που έχουν προκύψει με την επίλυση των δύο εξισώσεων (παραμορφώσεις ανάμεσα στον κινητήρα και το φορτίο) και σε αυτά που έχουν προκύψει με την επίλυση των εννιά εξισώσεων (παραμορφώσεις ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο). Παρατηρούμε ότι παρόλο που εμφανίζονται κάποιες αποκλίσεις, αυτές δεν είναι ιδιαίτερα σημαντικές, και τα αποτελέσματα γενικά συμβαδίζουν.

## Κεφάλαιο 5ο

### Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας

#### 5.1. Εισαγωγή

Στην παράγραφο αυτή θα μελετήσουμε το φαινόμενο των στρεπτικών παραμορφώσεων της στροφαλοφόρου ατράκτου όταν ο κινητήρας δουλεύει υπό μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Η μοντελοποίηση της μεταβατικής λειτουργίας των κινητήρων diesel ξεκίνησε στην αρχή της δεκαετίας του '70 και συνεχίζει ακόμα και σήμερα να βρίσκεται στο επίκεντρο της έρευνας, λόγω της μεγάλης σημασίας που έχει το μεταβατικό φαινόμενο της λειτουργίας των κινητήρων στις καθημερινές συνθήκες λειτουργίας.

Με τον όρο μεταβατική λειτουργία εννοούμε την εξαναγκασμένη και συνήθως απότομη μεταβολή είτε στην παροχή του εγχυόμενου καυσίμου στον κύλινδρο (μεταβολή ταχύτητας περιστροφής) είτε στο φορτίο με το οποίο είναι συνδεδεμένος ο κινητήρας, π.χ. ηλεκτρική γεννήτρια, έλικα πλοίου, συνθήκες οδοστρώματος-κλίση δρόμου για κίνηση αυτοκινήτου κ.λ.π.

Η μελέτη της μεταβατικής λειτουργίας είναι πολύ σημαντική για τους παρακάτω λόγους:

1. Η συντριπτική πλειοψηφία των οδηγικών συνθηκών στους δρόμους χαρακτηρίζονται από αλλεπάλληλες μεταβολές στην ταχύτητα περιστροφής και στο φορτίο.
2. Ο κινητήρας και τα διάφορα υποσυστήματά του (συστήματα υπερπλήρωσης, αντλία καυσίμου, ρυθμιστής στροφών) βιώνουν μη γραμμικές και μακριά από τις αντίστοιχες της μόνιμης λειτουργίας συνθήκες.
3. Απαιτείται πολύ καλό ταίριασμα ανάμεσα στον κινητήρα και τα υποσυστήματά του για να υπάρχει καλή οδηγική συμπεριφορά και γενικά μεταβατική απόκριση.
4. Παρατηρούνται έντονα αυξημένες εκπομπές καπνού από κινητήρες diesel κατά την φάση της μεταβατικής απόκρισης, συνοδευόμενες από όχι ευνοϊκά χαρακτηριστικά επιτάχυνσης.

Το βασικό μειονέκτημα των στροβίλο-υπερπληρωμένων κινητήρων diesel κατά την μεταβατική λειτουργία εντοπίζεται στην μη μηχανική σύνδεση του κινητήρα (στροφαλοφόρος άτρακτος) με το ζεύγος υπερπλήρωσης. Ως αποτέλεσμα αυτού, κατά την

αύξηση ταχύτητας περιστροφής ή φορτίου το παραγόμενο από τον στρόβιλο έργο πρέπει πρώτα να υπερνικήσει την αδράνεια του ζεύγους υπερπλήρωσης ώστε στην συνέχεια να μπορέσει να επιταχύνει τον συμπιεστή, που με την σειρά του θα τροφοδοτήσει τον κινητήρα με την αυξημένη παροχή αέρα που απαιτείται για να αντιμετωπίσει το το αυξημένο φορτίο ή για να επιτευχθεί η επιθυμητή αύξηση της ταχύτητας περιστροφής (π.χ. για να επιταχύνει το όχημα). Στην πράξη, η εντολή του οδηγού για αύξηση της ταχύτητας περιστροφής μέσω του πατήματος του πεντάλ του ‘γκαζιού’ σε κινητήρες αυτοκινήτων ή της απευθείας μετατόπισης της θέσης του κανόνα πετρελαίου σε βιομηχανικών εφαρμογών κινητήρες, οδηγεί σε σχεδόν ακαριαία αύξηση της παροχής του εγχυόμενου καυσίμου στους κυλίνδρους. Όμως ο συμπιεστής δεν μπορεί να ανταποκριθεί εξίσου άμεσα και να τροφοδοτήσει τον κινητήρα με την αναλογικά απαιτούμενη αυξημένη ποσότητα αέρα, αφού ο στρόβιλος που τον κινεί δεν έχει προλάβει να αυξήσει το παραγόμενο έργο αποτόνωσης. Αυτό συμβαίνει γιατί παράλληλα:

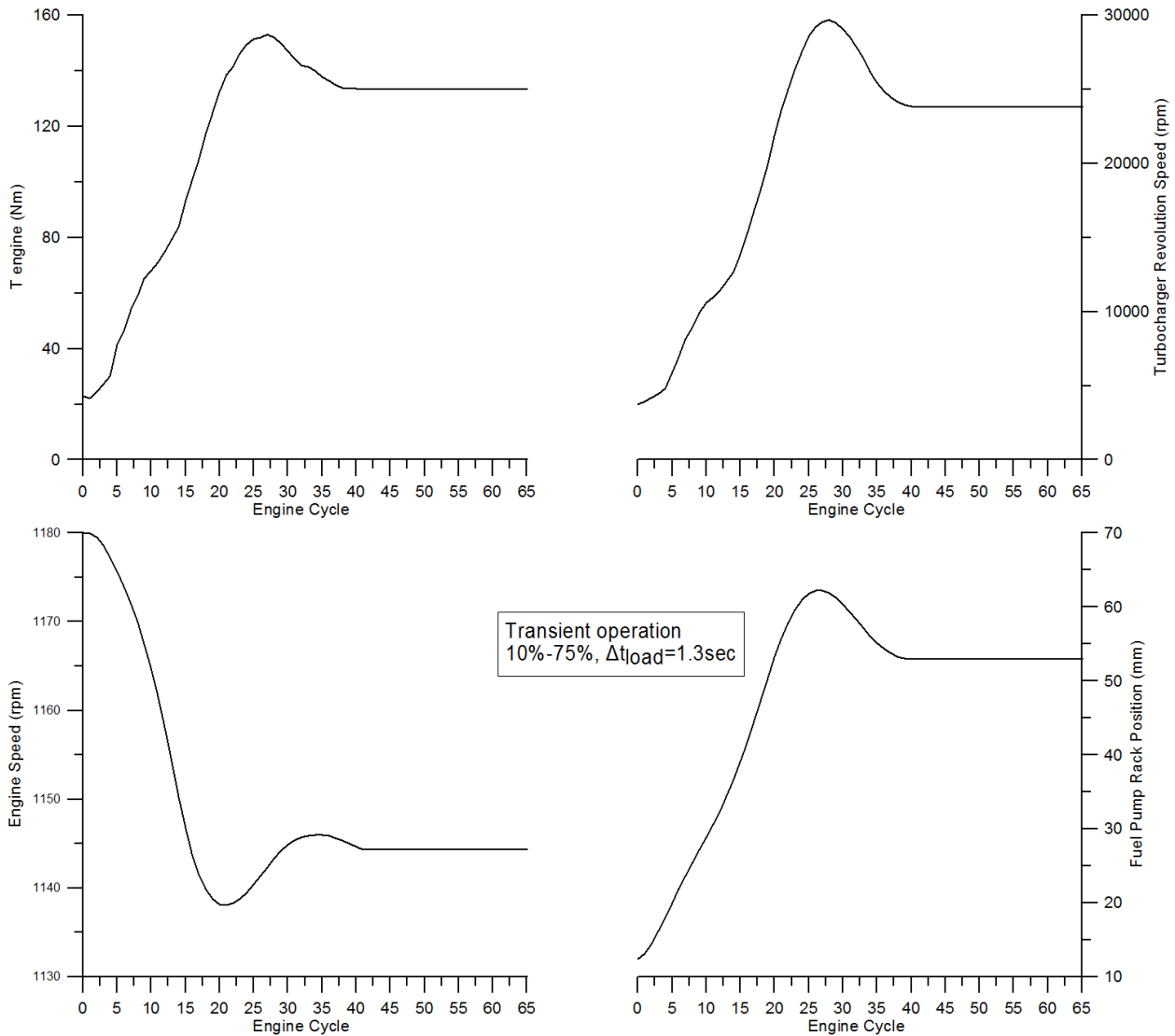
1. Πρέπει πρώτα να αυξηθεί το επίπεδο των πιέσεων και των θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου.
2. Πρέπει να επιταχυνθεί το ρεύμα καυσαερίου στην πολλαπλή εξαγωγής.
3. Χάνονται πολύτιμα ποσά θερμότητας προς τα πιο ψυχρά τοιχώματα του κυλίνδρου και της πολλαπλής εξαγωγής.
4. Πρέπει να επιταχυνθεί και ο κινηματικός μηχανισμός του κινητήρα (έμβολα, διωστήρες, στρόφαλα).
5. Το ποσό ενέργειας που είναι τελικά διαθέσιμο για αποτόνωση στον στρόβιλο πρέπει να υπερνικήσει την αδράνεια του ζεύγους υπερπλήρωσης, η οποία συνήθως είναι ιδιαίτερα σημαντική. Συγκεκριμένα, κατά την μεταβατική λειτουργία, η εξίσωση του ενεργειακού ισοζυγίου του ζεύγους στροβιλοϋπερπλήρωσης γίνεται:

$$T_T - T_C = G_{TC} \cdot \frac{d\omega_{TC}}{dt} \quad (5.1)$$

όπου  $G_{TC}$  είναι η ροπή αδράνειας του ζεύγους στροβιλοϋπερπλήρωσης.

Έτσι, στους πρώτους κύκλους μετά την απότομη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής ή φορτίου, παρατηρείται ανακολουθία ανάμεσα στην αυξημένη παροχή καυσίμου και στη ακόμα χαμηλή ποσότητα του αναρροφούμενου αέρα, με αποτέλεσμα (για κινητήρες diesel) ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου να πέφτει σε πολύ χαμηλές τιμές (ακόμα και κάτω από την μονάδα) οδηγώντας σε αυξημένες εκπομπές καπνού, οι οποίες είναι ορατές από τις εξατμίσεις.

Με την πάροδο μερικών δευτερολέπτων, οπότε και έχει επιταχυνθεί το ζεύγος υπερπλήρωσης, μπορεί ο συμπιεστής, κινούμενος πλέον σε αρκετά υψηλές ταχύτητες περιστροφής, να παρέχει την επιπλέον ποσότητα αέρα στον κύλινδρο, οπότε και ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου επανέρχεται σε φυσιολογικά επίπεδα.



Σχήμα 5.1. Απόκριση υπερπληρωμένου κινητήρα σε μεταβολή φορτίου 10%-75% και αρχική ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm.

Το παραπάνω φαινόμενο είναι γνωστό με τον όρο υστέρηση του υπερπληρωτή (turbocharger lag) και απαντάται τόσο σε κινητήρες πετρελαίου όσο και βενζίνης. Κατά το φαινόμενο αυτό, στους αρχικούς κύκλους η πίεση υπερπλήρωσης παραμένει πρακτικά αμετάβλητη, καθυστερώντας έτσι συνολικά την τελική ισορροπία κινητήρα-φορτίου και ωθώντας τον κινητήρα σε χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής, υψηλότερους λόγους αέρα  $\lambda_a$  και κατ' επέκταση υψηλότερες εκπομπές αιθάλης.

Η υστέρηση του υπερπληρωτή είναι τόσο εντονότερη όσο μεγαλώνει η μέση πραγματική πίεση του κινητήρα και άρα το μέγιστο δυνατό επιβαλλόμενο φορτίο σε αυτόν. Επίσης, πρέπει να τονισθεί ότι η περίπτωση υστέρησης του υπερπληρωτή σε φάση μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής είναι πιο εύκολα αντιμετωπίσιμη από την αντίστοιχη σε φάση αύξησης του φορτίου, αφού σε αυτήν την περίπτωση η αύξηση στην ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα υποβοηθάει και την άυξηση της αναρροφούμενης από τον συμπιεστή παροχής αέρα. Αντίθετα, στην περίπτωση αύξησης φορτίου, η ταχύτητα περιστροφής μειώνεται (έστω και κατά ένα μικρό ποσοστό), αποτελώντας άλλον έναν παράγοντα δυσκολίας του συστήματος. Μάλιστα, σε μερικές περιπτώσεις μεγάλης αύξησης φορτίου (π.χ. 0%-100%) ο κινητήρας είναι δυνατόν να μην μπορεί να ανταποκριθεί γρήγορα στις αυξημένες απαιτήσεις της κατανάλωσης, με αποτέλεσμα να σβήνει (stall).

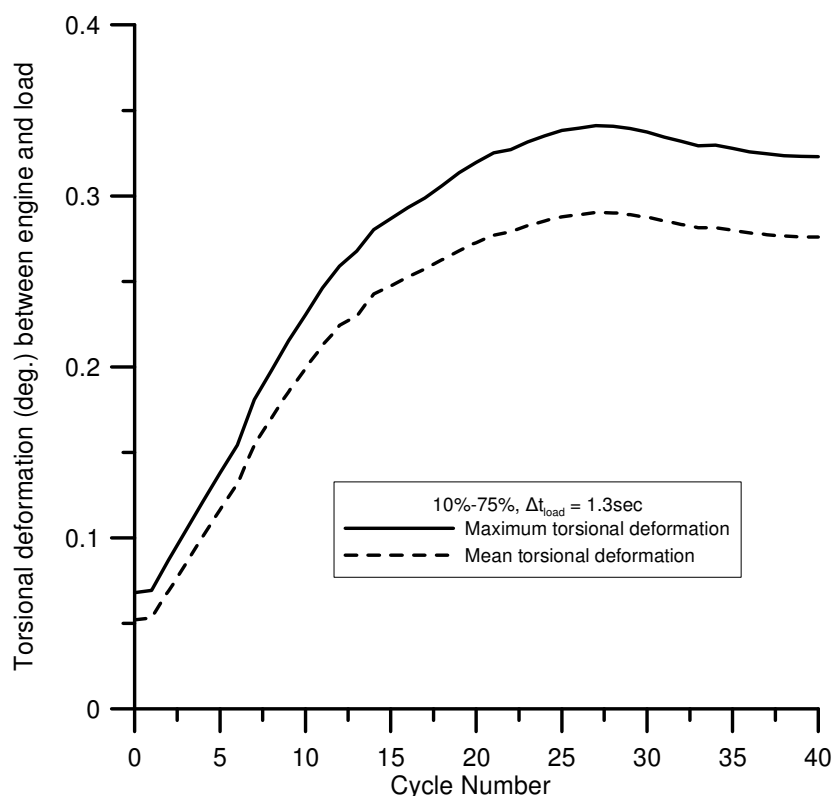
Στις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας, οι στρεπτικές ροπές μεταβάλλονται έντονα ανάλογα με την γωνία του στροφάλου, οδηγώντας σε στρεπτικές παραμορφώσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου. Αυτές οι παραμορφώσεις είναι δυνατόν να λάβουν σημαντικές τιμές, ειδικά μάλιστα κατά τις μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, και πρέπει να μελετηθούν αφού αποτελούν σημαντικό παράγοντα για την ασφαλή λειτουργία του κινητήρα. Όπως και στις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, οι διαφορικές εξισώσεις που περιγράφουν το φαινόμενο λαμβάνουν υπόψιν τις δυνάμεις εξ' αερίων, τις παλινδρομούσες και τις περιστρεφόμενες μάζες, τις ροπές δυσστρεπτότητας και απόσβεσης κ.λ.π. Έτσι λοιπόν, μελετάται το φαινόμενο ακριβώς όπως προηγουμένως, τόσο με το απλό μοντέλο των δύο εξισώσεων όσο και με το αναλυτικό μοντέλο των εννιά εξισώσεων, λαμβάνοντας υπόψιν τις ενδιάμεσες παραμορφώσεις ανάμεσα σε κάθε κύλινδρο, και τελικά μελετάται η επίδραση διαφόρων παραμέτρων στις στρεπτικές παραμορφώσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου.

Στο Σχήμα 5.1 φαίνεται η μεταβολή κάποιων μεγεθών κατά την διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας. Η απότομη αύξηση της επιβαλλόμενης αντίστασης, δημιουργεί έλλειψη ροπής, με αποτέλεσμα την επιβράδυνση του κινητήρα, όπως φαίνεται αρχικά με την μείωση της ταχύτητάς του. Κατόπιν, ο ρυθμιστής στροφών αντιλαμβάνεται την μείωση στην ταχύτητα περιστροφής, και επενεργεί εγχύοντας περισσότερο καύσιμο στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Συνεπώς αυξάνονται οι πιέσεις που επικρατούν στο εσωτερικό του κυλίνδρου και άρα και η παραγόμενη ροπή του κινητήρα, με επακόλουθο να αυξάνονται και οι μέγιστες και οι μέσες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων. Εκτός από αυτό, αυξάνονται και τα καυσαέρια, με αποτέλεσμα να αυξάνεται και η ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους στροβίλο-υπερπλήρωσης.

## 5.2. Απλό Μοντέλο

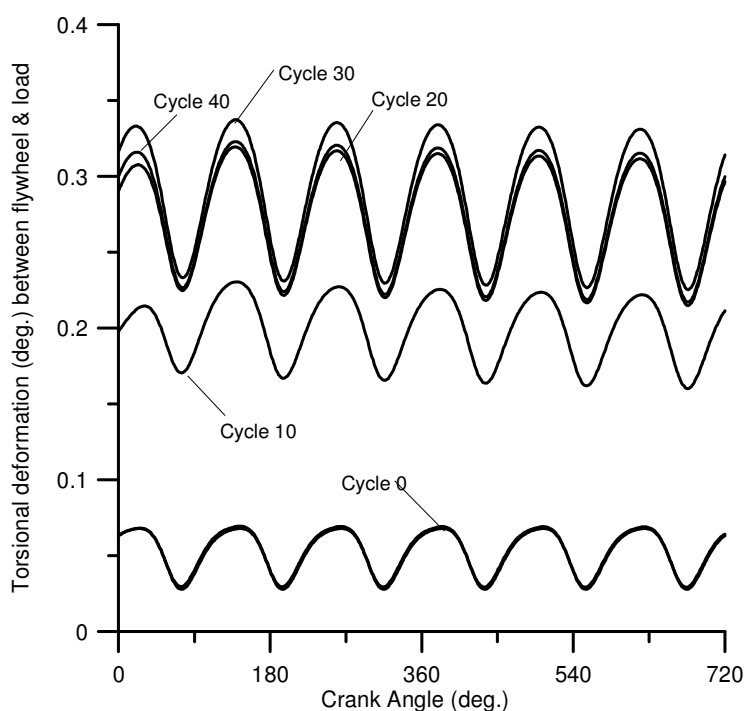
Σε αυτή την περίπτωση, όπως και πριν, λαμβάνουμε υπόψιν μας τον κινητήρα ως μία ενιαία 'μάζα' και ως δεύτερη 'μάζα' δεχόμαστε το φορτίο. Οι διαφορικές εξισώσεις που καλούμαστε να επιλύσουμε είναι οι ίδιες με το μόνιμο φαινόμενο, δηλαδή οι εξισώσεις (3.6).

Σε αυτήν την περίπτωση όμως, για τον κάθε κύκλο λειτουργίας τα δεδομένα είναι διαφορετικά και μεταβαλλόμενα. Συγκεκριμένα, αυτό που μεταβάλλεται είναι τόσο οι πιέσεις σε κάθε γωνία στροφάλου και για κάθε κύκλο λειτουργίας αλλά και η ταχύτητα περιστροφής. Επιπλέον, οι συνθήκες που επικρατούν στο τέλος ενός κύκλου λειτουργίας αποτελούν τις αρχικές τιμές για τον επόμενο κύκλο λειτουργίας, αφού το φαινόμενο είναι συνεχές. Τα δεδομένα σε κάθε περίπτωση είναι οι διάφορες ροπές αδράνειας, οι συντελεστές δυστρεπτότητας και απόσβεσης και η μέση ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Και σε αυτήν την περίπτωση το φορτίο είναι τετραγωνικής μορφής (υδραυλική πέδη). Έτσι λοιπόν, το σύστημα των διαφορικών εξισώσεων επιλύεται όπως προηγουμένως για κάθε γωνία στροφάλου. Τα αποτελέσματα των μέγιστων τιμών των στρεπτικών παραμορφώσεων για τους διαδισικούς κύκλους λειτουργίας και για μεταβολή φορτίου 10%-75% σε χρόνο 1.3 sec φαίνονται στο Σχήμα 5.2.



Σχήμα 5.2. Μέγιστες και μέσες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων κατά την διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας.

Επίσης, παρατίθεται το διάγραμμα στο οποίο παρουσιάζονται κάποιοι ενδεικτικοί κύκλοι λειτουργίας κατά την διάρκεια του μεταβατικού φαινομένου, καθόλη την διάρκεια του εκάστοτε κύκλου λειτουργίας (Σχήμα 5.3.).



Σχήμα 5.3. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στην μηχανή και το φορτίο για διάφορους κύκλους λειτουργίας.

Παρατηρούμε ότι ένας απλός υπολογισμός των μέσων τιμών των στρεπτικών παραμορφώσεων δεν είναι αρκετός, αφού υπάρχουν κάποιοι κύκλοι στους οποίους η απόκλιση της μέγιστης από την μέση τιμή είναι πολύ σημαντική. Μάλιστα, σε κάποιες περιπτώσεις, η απόκλιση αυτή φτάνει ακόμα και το 50%.

Με βάση τα παραπάνω λοιπόν, είναι εμφανές ότι σε κάθε νέο κύκλο λειτουργίας η μέγιστη και η μέση τιμή της στρεπτικής παραμόρφωσης αυξάνεται σε σχέση με τον προηγούμενο κύκλο. Αυτό συνεχίζει για κάποιο διάστημα, ακόμα και όταν έχει περάσει το χρονικό διάστημα επιβολής της αύξησης του φορτίου και κατόπιν, μετά από κάποια στιγμή οι συνθήκες ομαλοποιούνται, οι τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων μειώνονται και πλέον το φαινόμενο γίνεται ξανά μόνιμο στις νέες συνθήκες λειτουργίας.

### **5.3. Αναλυτικό Μοντέλο**

Σε προηγούμενο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 4) μελετήθηκε το φαινόμενο σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας κάνοντας χρήση του αναλυτικού μοντέλου, με την βοήθεια του οποίου έγινε δυνατός ο υπολογισμός των στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στα στρόφαλα των κυλίνδρων. Σε αυτήν την ενότητα, θα χρησιμοποιηθεί ξανά το αναλυτικό μοντέλο

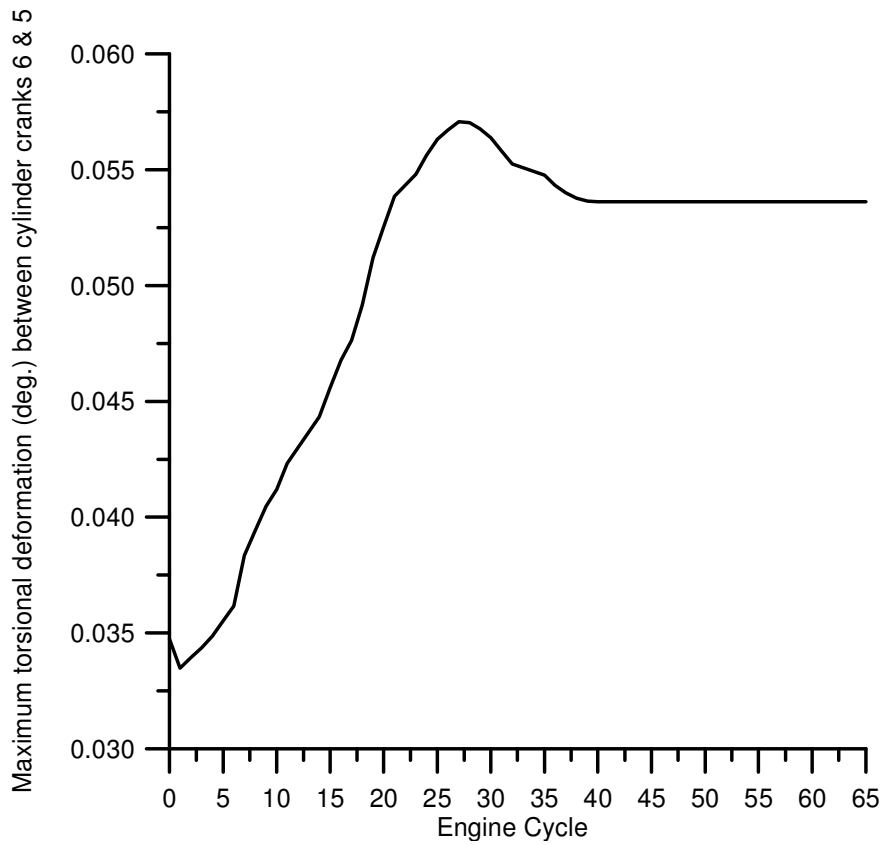
προκειμένου να γίνουν οι ίδιοι υπολογισμοί για την μεταβατική κατάσταση λειτουργίας. Οι εξισώσεις που καλούμαστε να επιλύσουμε είναι οι ίδιες με προηγουμένως (3.12)

Η παραπάνω μέθοδος είναι δυνατόν να δώσει τις στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα σε κάθε ζευγάρι στροφάλων, ακολουθώντας την ίδια διαδικασία όπως στο προηγούμενο Κεφάλαιο. Συγκεκριμένα για τον κάθε κύκλο λειτουργίας τα δεδομένα είναι διαφορετικά και μεταβαλλόμενα. Οι τιμές της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου για την εκάστοτε γωνία στροφάλου προέρχονται από το αναλυτικό μοντέλο προσομοίωσης των διεργασιών εντός του κυλίνδρου που έχει αναπτυχθεί στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π. Επιπλέον, οι συνθήκες που επικρατούν στο τέλος ενός κύκλου λειτουργίας αποτελούν τις αρχικές τιμές για τον επόμενο κύκλο λειτουργίας, αφού το φαινόμενο είναι συνεχές. Τα δεδομένα σε κάθε περίπτωση είναι οι διάφορες ροπές αδράνειας, οι συντελεστές δυστρεπτότητας και απόσβεσης και η μέση ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Και σε αυτήν την περίπτωση το φορτίο είναι τετραγωνικής μορφής (υδραυλική πέδη). Έτσι λοιπόν, το σύστημα των διαφορικών εξισώσεων επιλύεται όπως προηγουμένως για κάθε γωνία στροφάλου. Οι nominal συνθήκες λειτουργίας φαίνονται στον Πίνακα 5.1. και τα αποτελέσματα υπολογισμού των στρεπτικών παραμορφώσεων φαίνονται στα ακόλουθα Σχήματα:

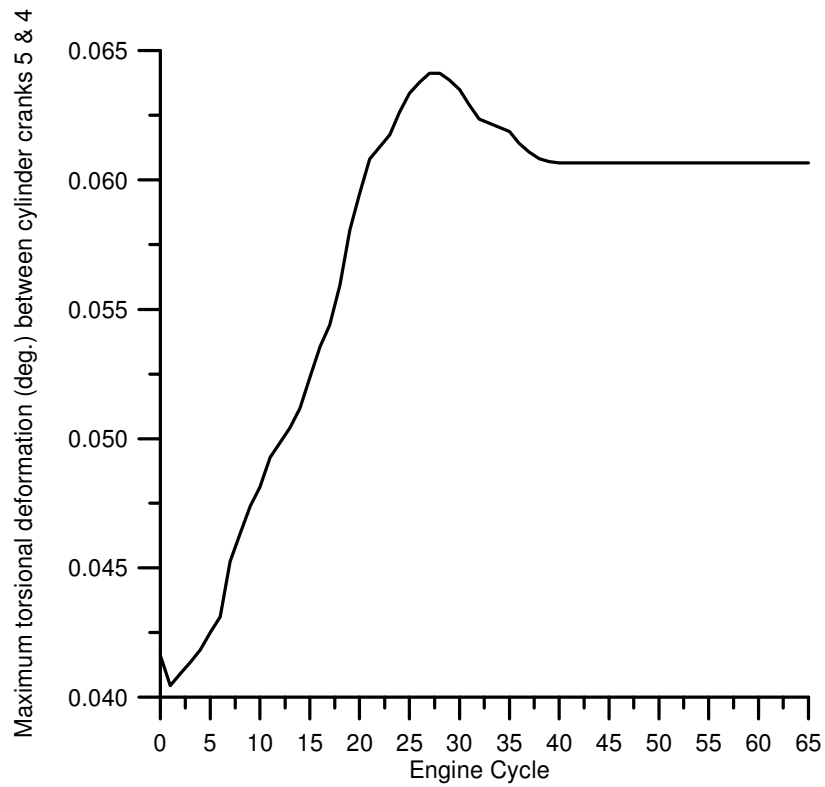
Μεταβολή Φορτίου	10%-75%
Χρόνος Επιβολής Φορτίου	1.3 sec
Αρχική Ταχύτητα Περιστροφής	1180rpm
Εκθέτης φορτίο s	2
k	240,000
C	1,000
$k_{cyl}$	3,800,000
$C_{cyl}$	1,000

Πίνακας 5.1. Nominal συνθήκες για την μεταβατική λειτουργία.

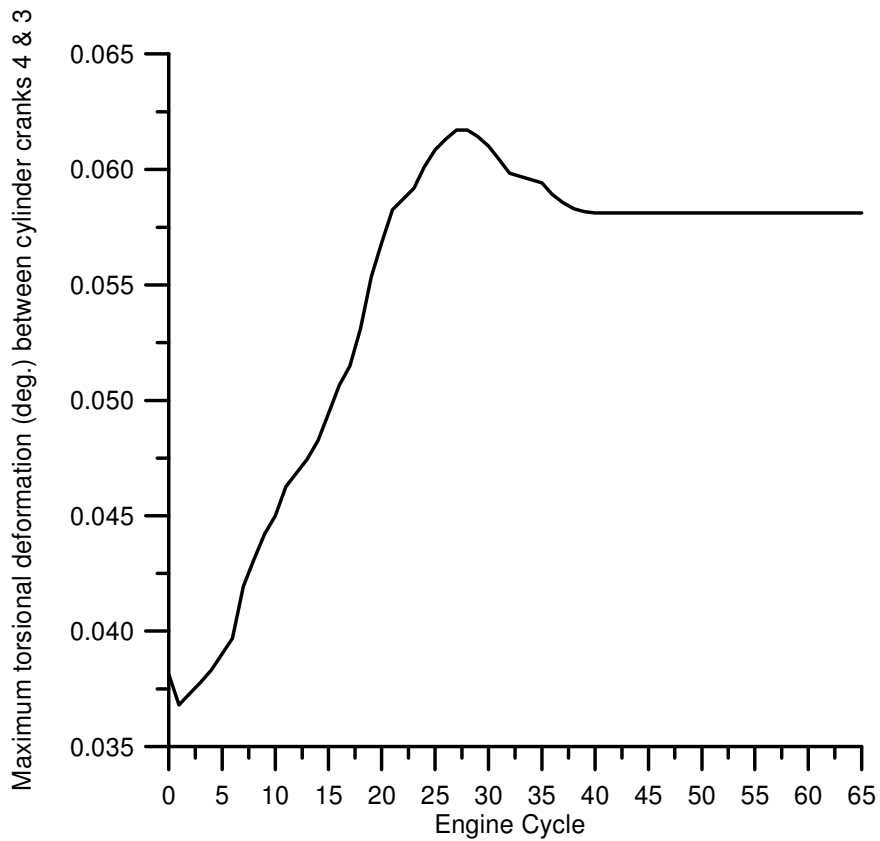




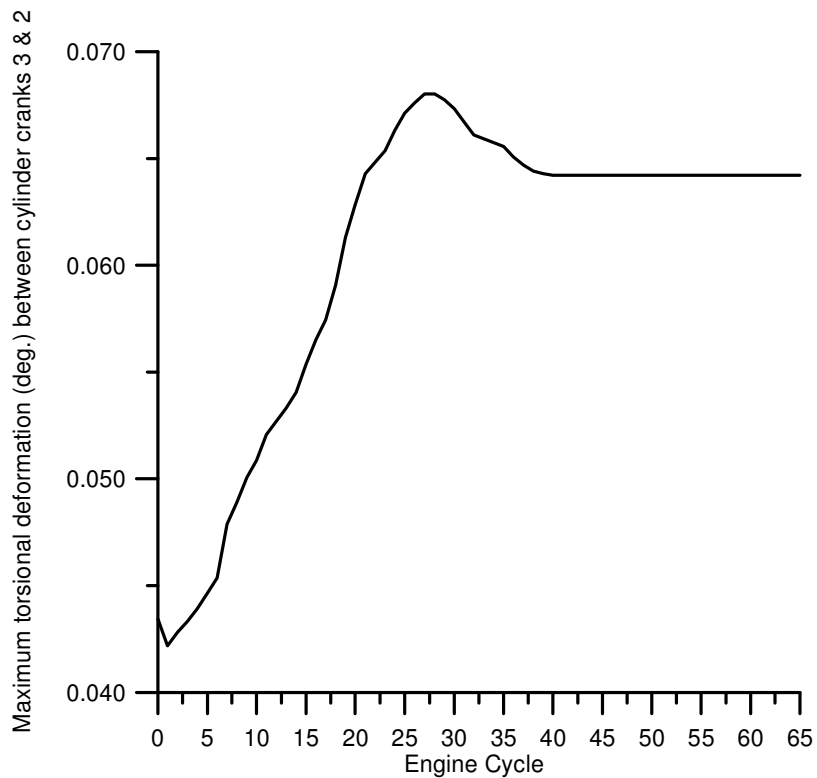
Σχήμα 5.4. Εξέλιξη μέγιστης στρεπτικής παραμόρφωσης ανάμεσα στα στρόφαλα 6 & 5 κατά την διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας.



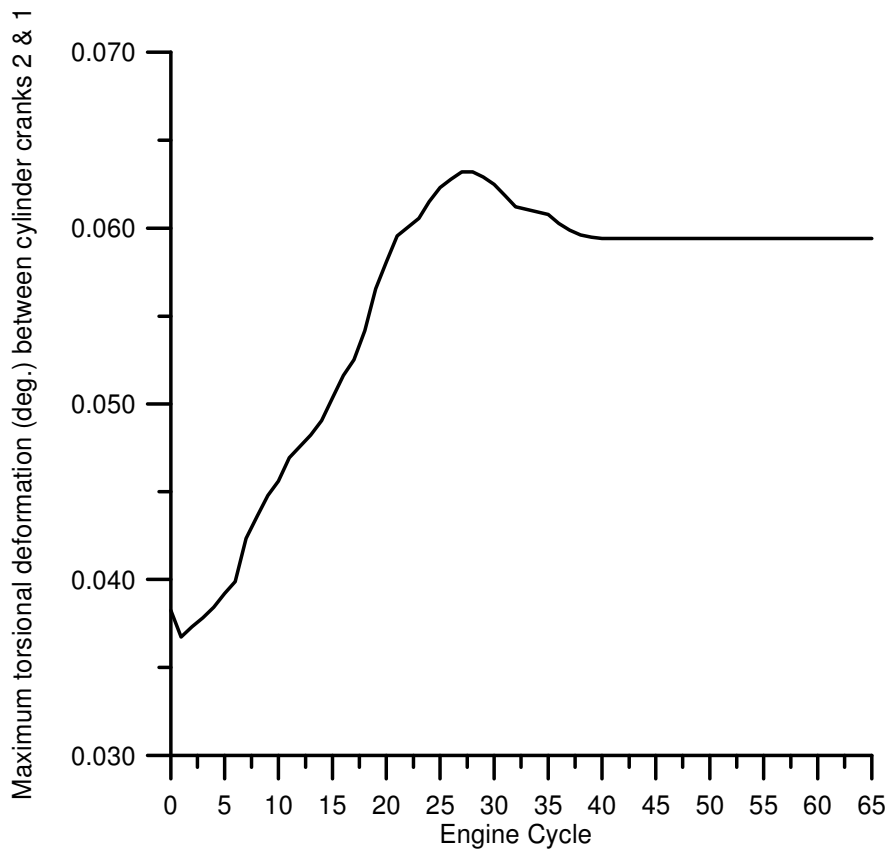
Σχήμα 5.5. Εξέλιξη μέγιστης στρεπτικής παραμόρφωσης ανάμεσα στα στρόφαλα 5 & 4 κατά την διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας.



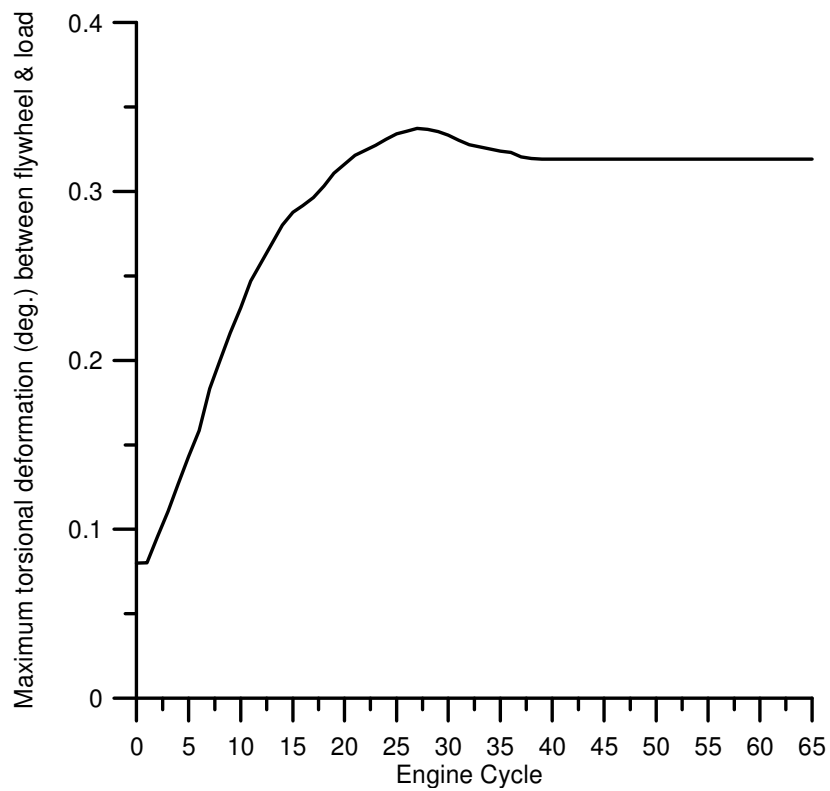
Σχήμα 5.6. Εξέλιξη μέγιστης στρεπτικής παραμόρφωσης ανάμεσα στα στρόφαλα 4 & 3 κατά την διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας.



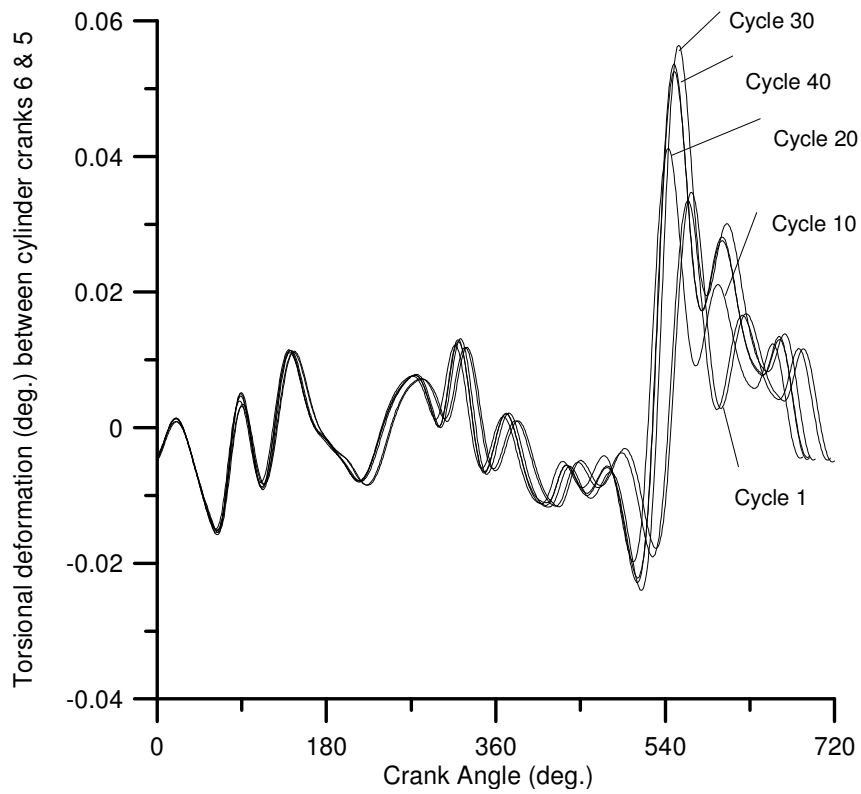
Σχήμα 5.7. Εξέλιξη μέγιστης στρεπτικής παραμόρφωσης ανάμεσα στα στρόφαλα 3 & 2 κατά την διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας.



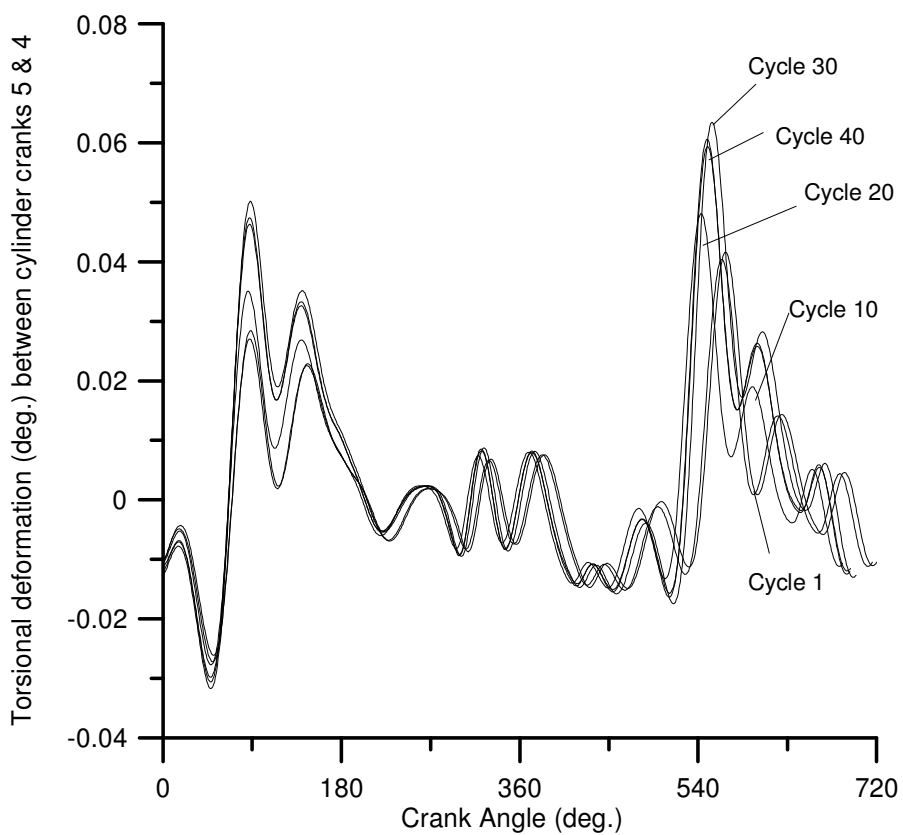
Σχήμα 5.8. Εξέλιξη μέγιστης στρεπτικής παραμόρφωσης ανάμεσα στα στρόφαλα 2 & 1 κατά την διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας.



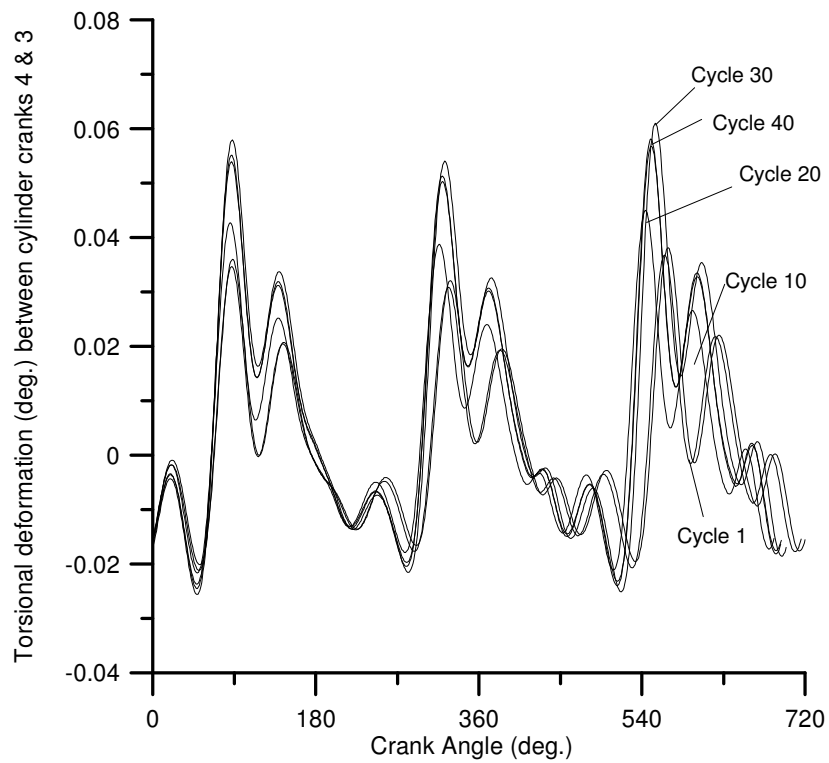
Σχήμα 5.9. Εξέλιξη μέγιστης στρεπτικής παραμόρφωσης ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο κατά την διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας.



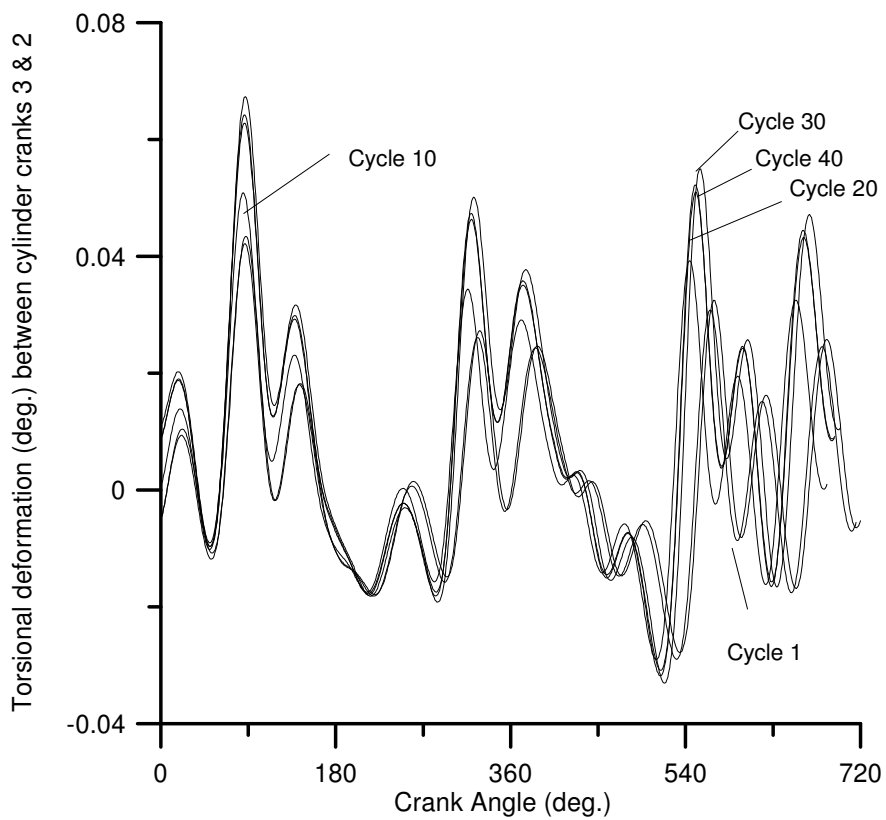
Σχήμα 5.10. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 6 & 5 για διάφορους κύκλους λειτουργίας.



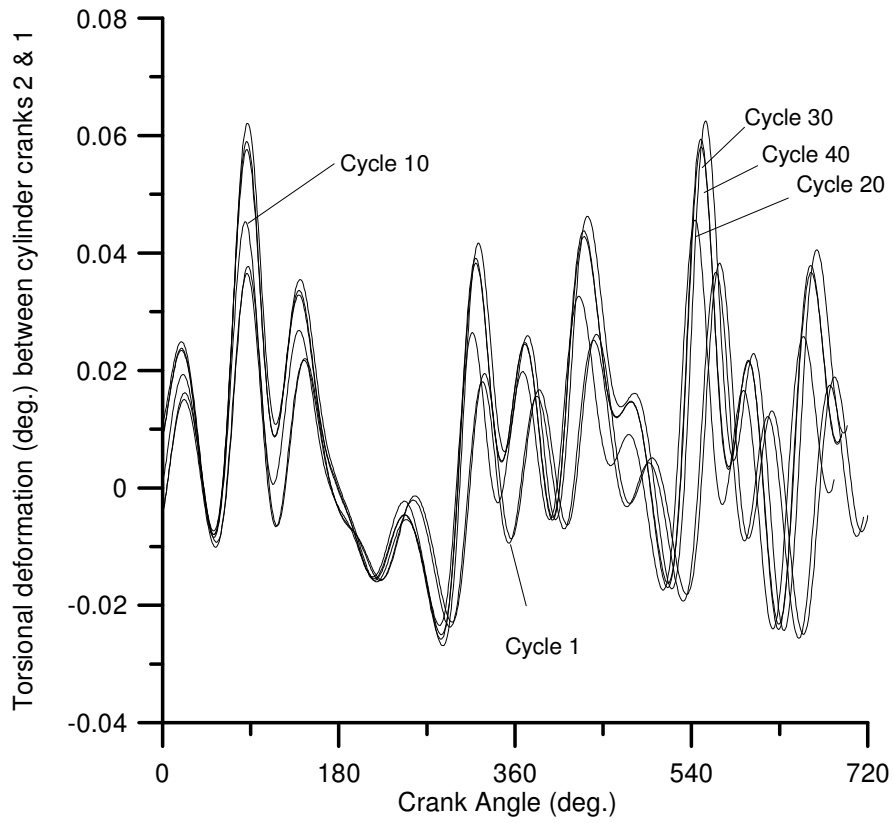
Σχήμα 5.11. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 5 & 4 για διάφορους κύκλους λειτουργίας.



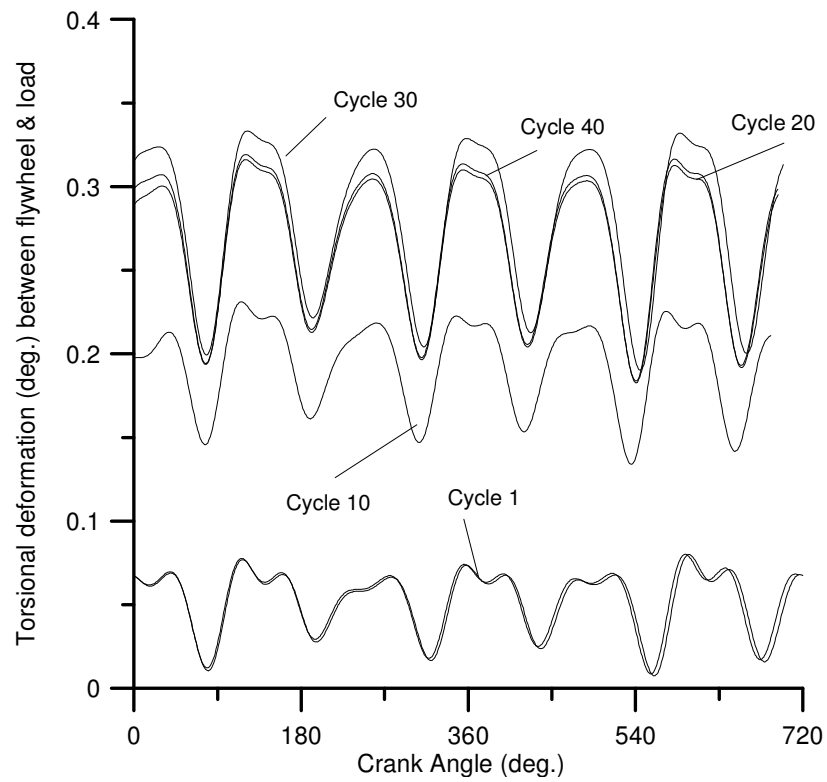
Σχήμα 5.12. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 4 & 3 για διάφορους κύκλους λειτουργίας.



Σχήμα 5.13. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 3 & 2 για διάφορους κύκλους λειτουργίας.



Σχήμα 5.14. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 2 & 1 για διάφορους κύκλους λειτουργίας.



Σχήμα 5.15. Στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο για διάφορους κύκλους λειτουργίας.

Με βάση τα παραπάνω διαγράμματα μπορούμε να κάνουμε τις ακόλουθες παρατηρήσεις:

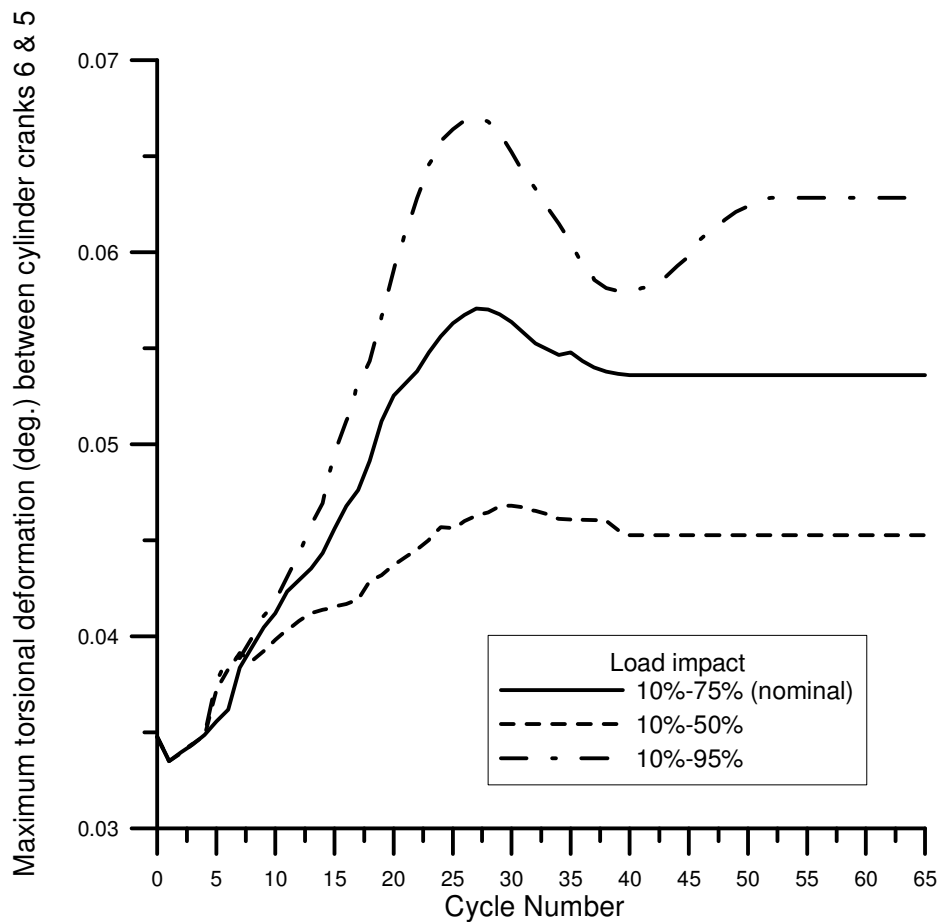
1. Οι στρεπτικές παραμορφώσεις οι οποίες εμφανίζονται ανάμεσα στα στρόφαλα των κυλίνδρων είναι αρκετά μικρότερες από τις στρεπτικές παραμορφώσεις που εμφανίζονται ανάμεσα στον κινητήρα και το φορτίο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το μήκος της ατράκτου από στρόφαλο σε στρόφαλο είναι πολύ μικρότερο από το μήκος της ατράκτου ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο και συνεπώς ο συντελεστής δυστρεπτότητας είναι πολύ μεγαλύτερος.
2. Ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5 εμφανίζεται μία αιχμή, ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4 εμφανίζονται δύο αιχμές κ.ο.κ. και τελικά ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο εμφανίζονται έξι αιχμές, όπως ακριβώς ήταν αναμενόμενο και από την επίλυση των διαφορικών εξισώσεων για το απλό μοντέλο. Φαίνεται δηλαδή ότι όσο προχωράμε προς το φορτίο και λαμβάνονται υπόψιν περισσότεροι κύλινδροι (άρα οι ροπές που παράγουν προστίθενται), αυξάνεται ο αριθμός των αιχμών στις στρεπτικές παραμορφώσεις οι οποίες εμφανίζονται κάθε φορά σε θέση που υποδεικνύεται από την σειρά ανάφλεξης των κυλίνδρων στην μηχανή. Ο λόγος που συμβαίνει αυτό είναι ο ίδιος που αναλύθηκε προηγουμένως (Παράγραφος 4.6)
3. Η μεταβολή της μέγιστης τιμής των στρεπτικών παραμορφώσεων είναι αρκετά μικρή από στρόφαλο σε στρόφαλο, και δεν ξεπερνά τις  $0.04^\circ$ . Αντίθετα, η μεταβολή της μέγιστης τιμής των στρεπτικών παραμορφώσεων ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο είναι πολύ μεγαλύτερη, και φτάνει τις  $0.15^\circ$  (Σχήμα 5.9).
4. Παρά το γεγονός ότι η μεταβολή του φορτίου κρατά 1.3 sec (δηλαδή με τη δεδομένη ταχύτητα περιστροφής περίπου 13 κύκλους λειτουργίας), οι στρεπτικές παραμορφώσεις συνεχίζουν να αυξάνονται για αρκετούς κύκλους λειτουργίας μετά τον 13ο, μέχρι που τελικά σταθεροποιούνται οπότε το φαινόμενο μπορεί να χαρακτηριστεί πλέον μόνιμο. Το γεγονός αυτό οφείλεται στις αυξημένες πιέσεις που επικρατούν σε αυτούς τους κύκλους λειτουργίας στο εσωτερικό των κυλίνδρων (Σχήμα 3.2).

#### **5.4. Παραμετρική Ανάλυση**

Στο σημείο αυτό θα μελετηθεί η επίδραση διαφόρων παραγόντων στις μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων συναρτήσει των κύκλων λειτουργίας. Οι παράμετροι αυτοί αφορούν κυρίως την αύξηση του φορτίου, το χρονικό διάστημα επιβολής της αύξησης αυτής, τον τύπο του φορτίου κ.λ.π. Στην μελέτη αυτή θα γίνει χρήση του αναλυτικού μοντέλου, οπότε θα υπολογισθούν και οι στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στους κυλίνδρους της μηχανής. Οι παράμετροι για τους οποίους θα γίνουν οι υπολογισμοί είναι οι ακόλουθοι:

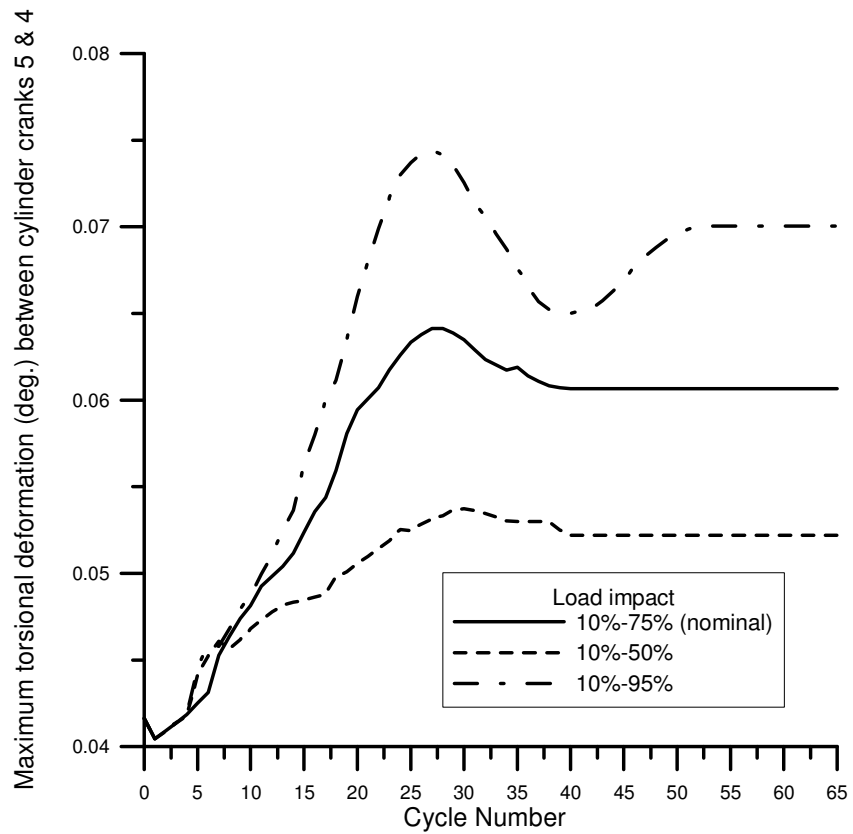
#### 5.4.1 Μεταβολή Φορτίου

Σε αυτήν την περίπτωση θεωρούμε ότι το χρονικό διάστημα επιβολής του φορτίου παραμένει σταθερό και ίσο με 1.3 sec, ενώ μεταβάλλεται το μέγεθος του τελικού φορτίου. Και στις τρεις περιπτώσεις που μελετούμε το αρχικό φορτίο είναι 10% στις 1180 rpm (αρχική ταχύτητα περιστροφής), και τελικά καταλήγουμε είτε σε φορτίο 50%, είτε σε φορτίο 75% είτε σε φορτίο 95%, ανάλογα με την περίπτωση. Στα ακόλουθα διαγράμματα φαίνονται οι μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων από κύλινδρο σε κύλινδρο και ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο:

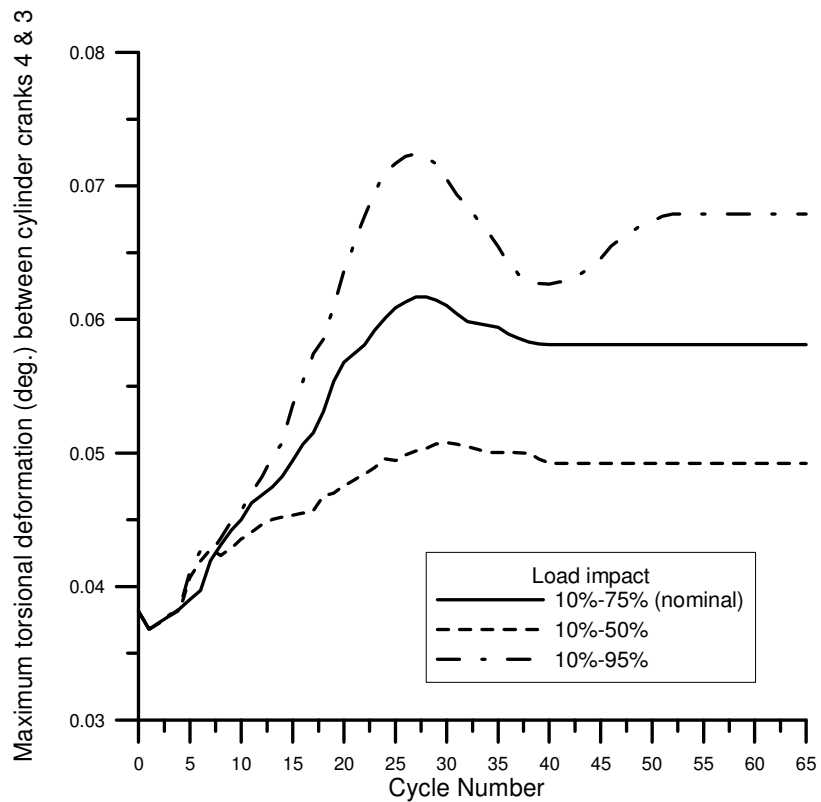


Σχήμα 5.16. Επίδραση του μεγέθους του τελικού φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 6 & 5

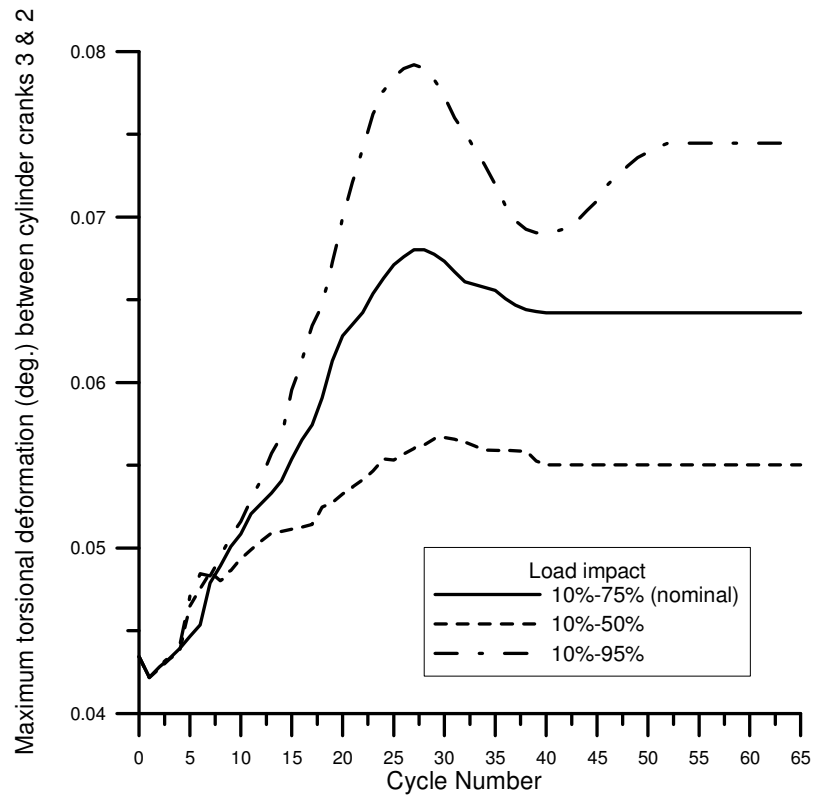




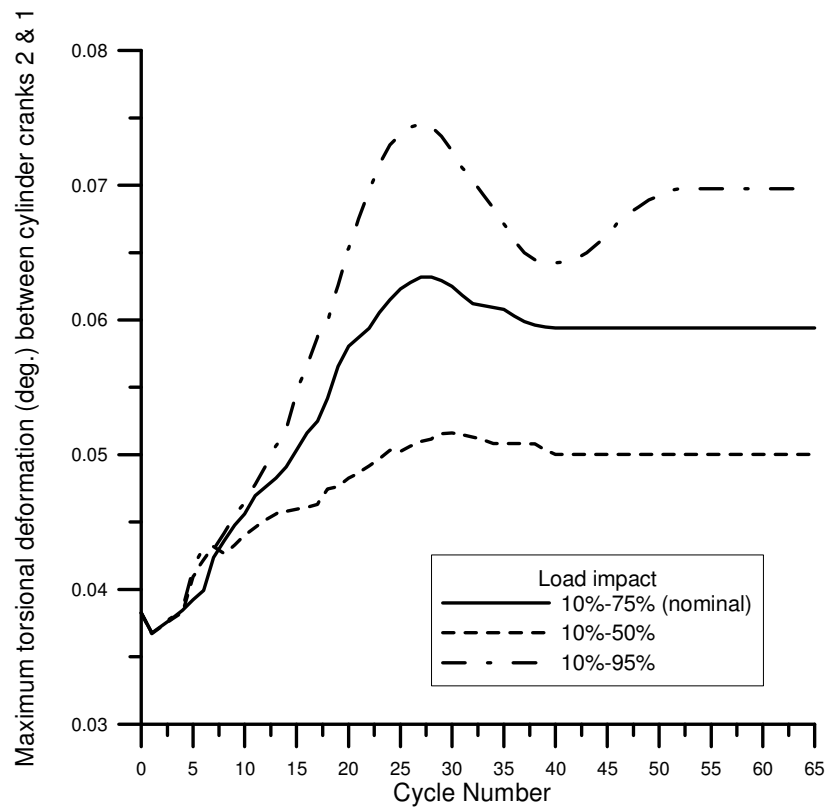
Σχήμα 5.17. Επίδραση του μεγέθους του τελικού φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 5 & 4.



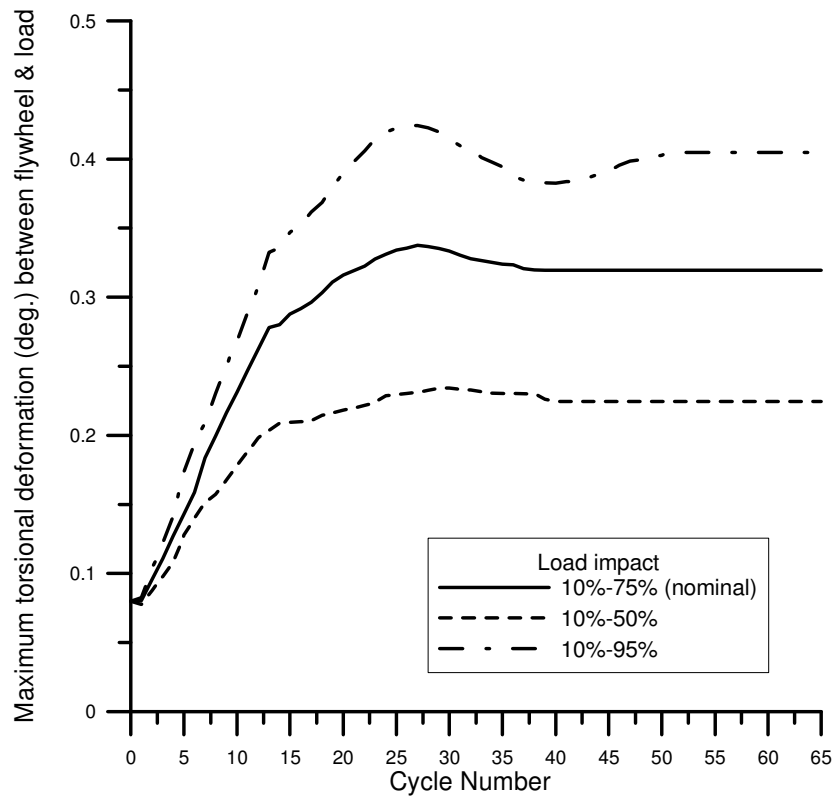
Σχήμα 5.18. Επίδραση του μεγέθους του τελικού φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 4 & 3.



Σχήμα 5.19. Επίδραση του μεγέθους του τελικού φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 3 & 2.



Σχήμα 5.20. Επίδραση του μεγέθους του τελικού φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 2 & 1.

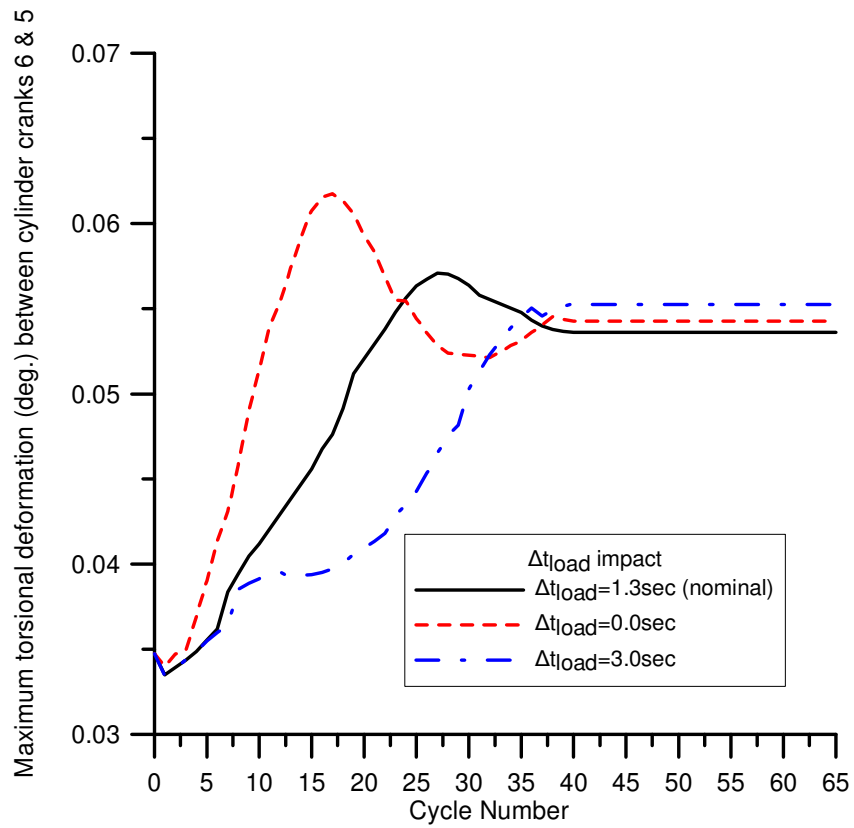


Σχήμα 5.21. Επίδραση του μεγέθους του τελικού φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο.

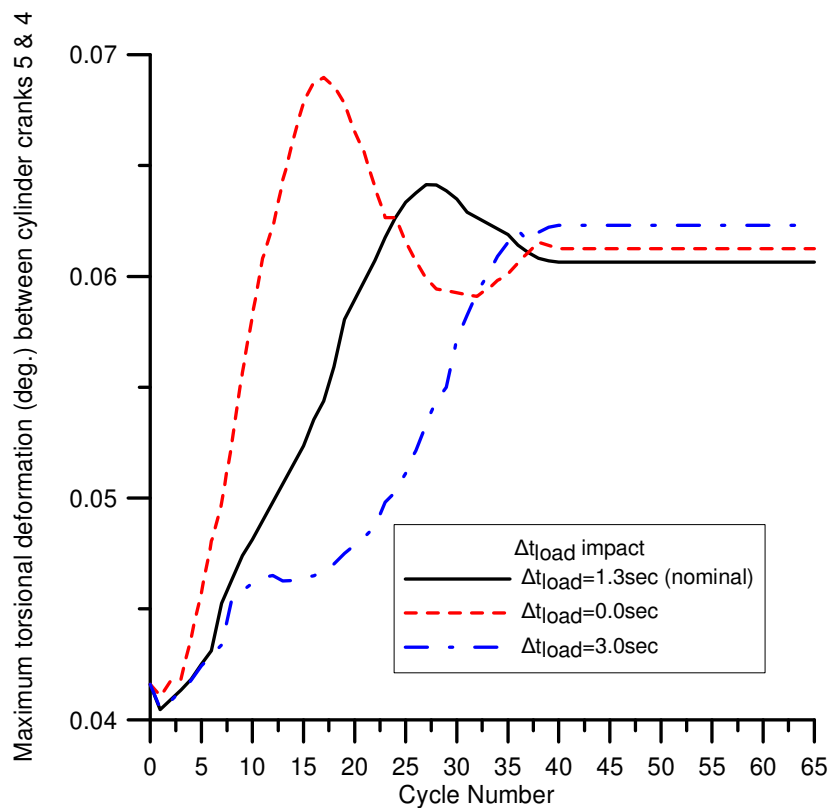
Τα παραπάνω Σχήματα υποδεικνύουν ότι όσο μεγαλύτερη είναι η τελική τιμή του φορτίου που επιβάλλεται τελικά, τόσο μεγαλύτερες είναι και οι μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι προκειμένου να μπορέσει ο κινητήρας να ανταπεξέλθει στο αυξανόμενο φορτίο, εγχύεται μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου μέσα στον κύλινδρο, οπότε οι πιέσεις εξ' αερίων και άρα και οι ροπές είναι αυξημένες, οπότε δημιουργούνται μεγαλύτερες στρεπτικές παραμορφώσεις, αφού όπως εξηγήθηκε η κύρια αιτία των στρεπτικών παραμορφώσεων είναι οι πιέσεις των αερίων στο εσωτερικό του κυλίνδρου.

#### 5.4.2 Χρονική διάρκεια επιβολής φορτίου

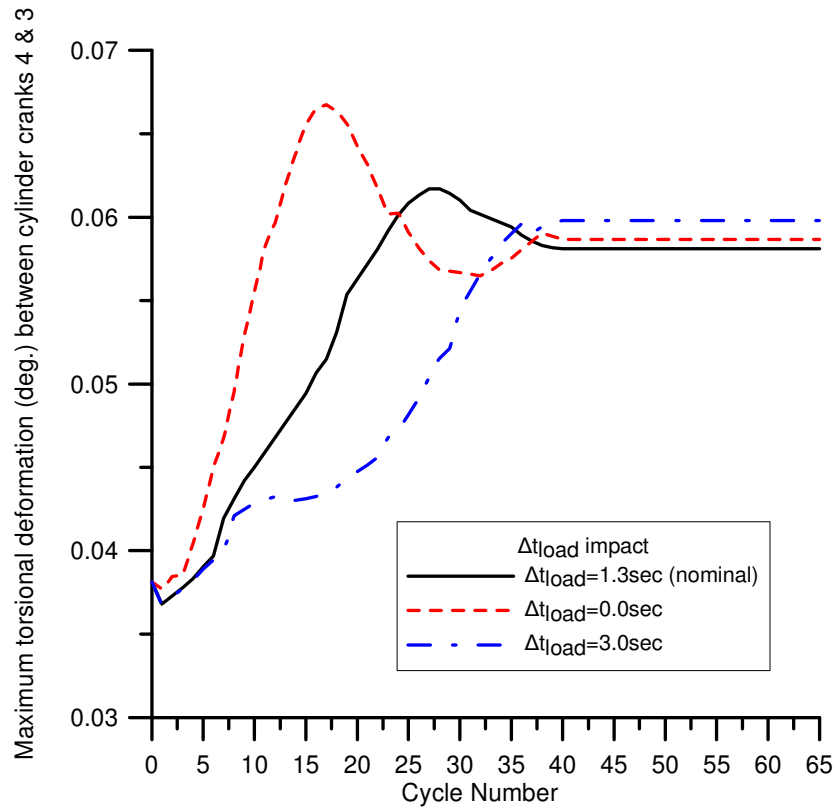
Πολύ σημαντικός παράγοντας που καθορίζει το προφίλ των στρεπτικών παραμορφώσεων είναι η χρονική διάρκεια επιβολής του φορτίου. Εξετάζουμε τρεις διαφορετικές περιπτώσεις, στις οποίες η μεταβολή του φορτίου είναι ακριβώς ίδια (10%-75%) με ίδια ταχύτητα περιστροφής στην αρχή του μεταβατικού φαινομένου. Η διαφοροποίηση έγκειται στο χρονικό διάστημα επιβολής του φορτίου. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα ακόλουθα Σχήματα.



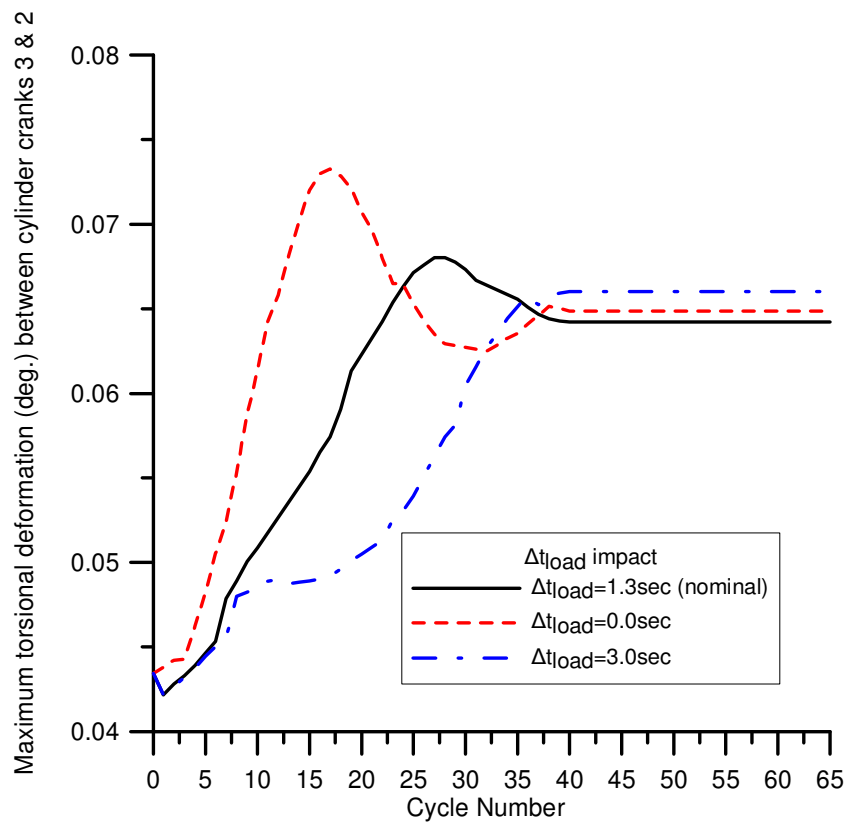
Σχήμα 5.22. Επίδραση της διάρκειας επιβολής του φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 6 & 5.



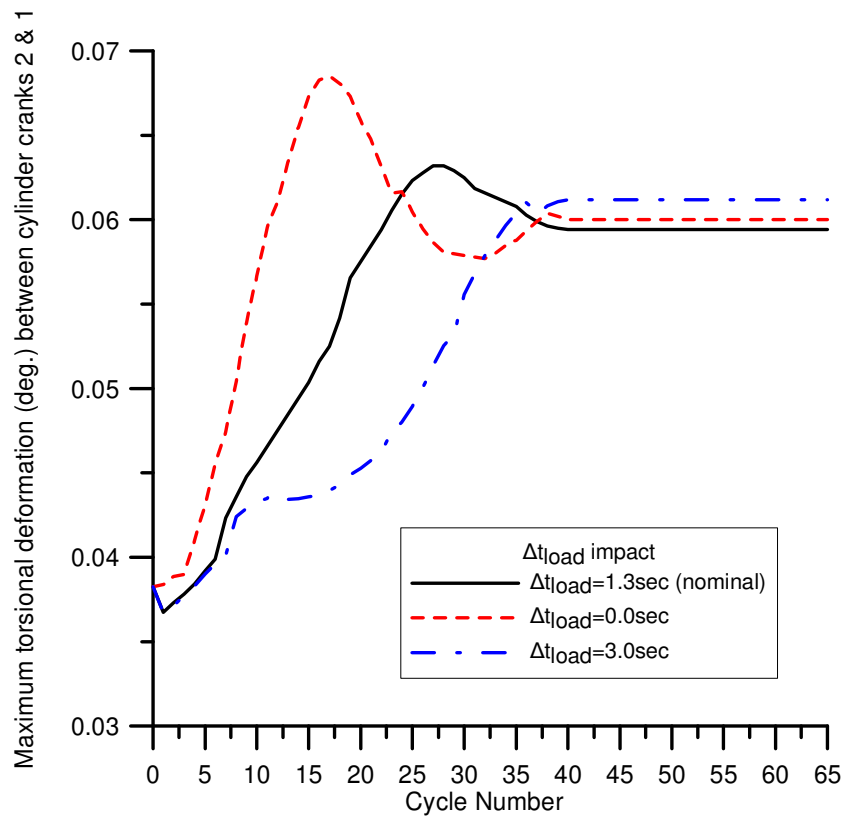
Σχήμα 5.23. Επίδραση της διάρκειας επιβολής του φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 5 & 4.



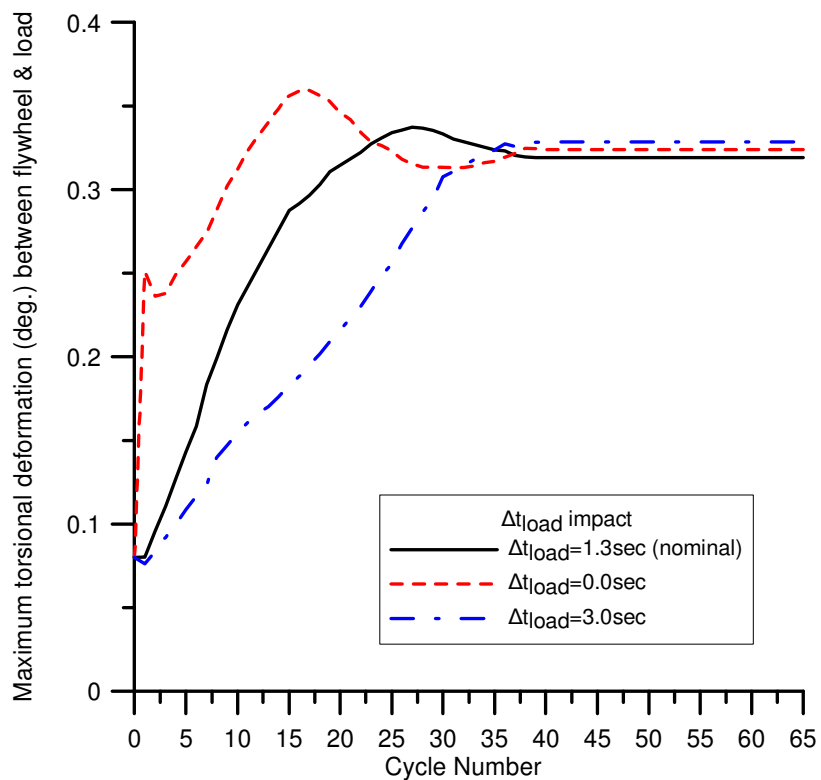
Σχήμα 5.24. Επίδραση της διάρκειας επιβολής του φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 4 & 3.



Σχήμα 5.25. Επίδραση της διάρκειας επιβολής του φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 3 & 2.



Σχήμα 5.26. Επίδραση της διάρκειας επιβολής του φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 2 & 1.



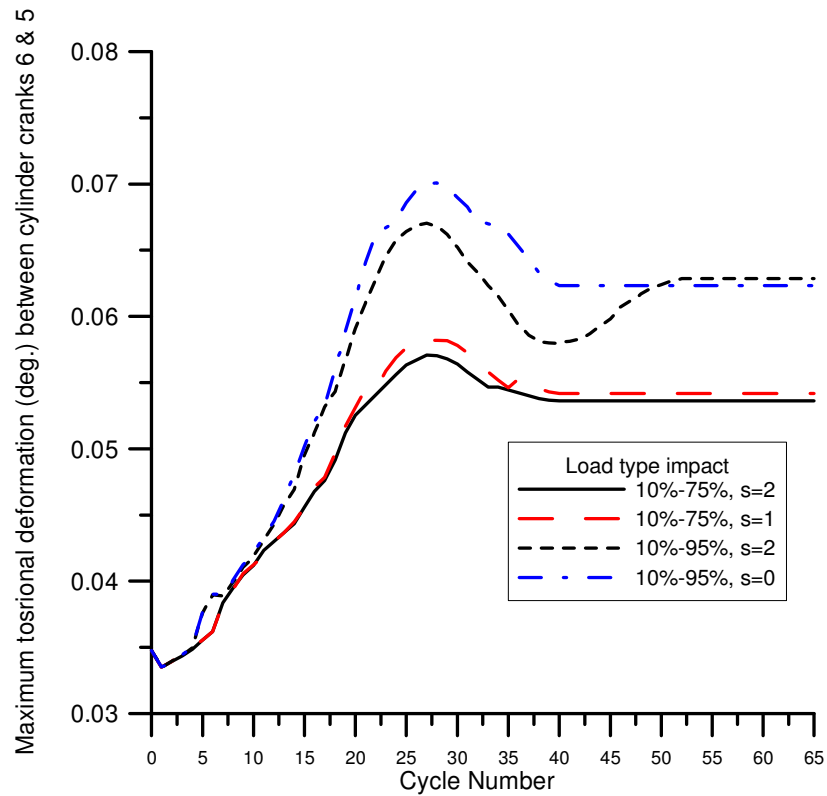
Σχήμα 5.27. Επίδραση της διάρκειας επιβολής του φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο.

Από τα παραπάνω διαγράμματα φαίνεται ότι όσο μεγαλύτερος είναι ο χρόνος επιβολής του φορτίου, τόσο μικρότερες είναι οι μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων. Συγκεκριμένα, για ‘ακαριαία’ μεταβολή του φορτίου, υπάρχει μία υπερακόντιση της τιμής της μέγιστης στρεπτικής παραμόρφωσης ήδη από τον πρώτο κύκλο. Φυσικά, στην πράξη είναι αδύνατο να υπάρξει πλήρης επιβολή φορτίου από τον πρώτο κιάλας κύκλο, αλλά το διάγραμμα δείχνει ακριβώς και την απότομη αύξηση των στρεπτικών παραμορφώσεων από τον πρώτο κιάλας κύκλο. Κατόπιν, οι μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων συνεχίζουν να αυξάνονται, φτάνουν μια μέγιστη τιμή και μετά ομαλοποιούνται. Όσον αφορά τις άλλες δύο καμπύλες, όσο πιο απότομη είναι η επιβολή του φορτίου, τόσο πιο άμεσα ζητείται περισσότερη ισχύς από τον κινητήρα, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται μέσα στον κύλινδρο και άρα και οι πιέσεις εξ’ αερίων ήδη από τους πρώτους κύκλους λειτουργίας. Συνεπώς αυξάνονται και οι μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων. Αντίθετα, όταν ο χρόνος επιβολής του φορτίου είναι μεγάλος, οπότε και η αύξηση της παροχής του καυσίμου γίνεται και πιο αργά, και άρα και των πιέσεων μέσα στον κύλινδρο, οι στρεπτικές παραμορφώσεις μέσα στον κύλινδρο δεν αυξάνονται τόσο απότομα. Τελικά, όπως φαίνεται και οι τρεις καμπύλες τείνουν να εξισωθούν, κάτι το οποίο είναι απολύτως λογικό, λαμβάνοντας υπόψιν ότι όταν τελειώσει η μεταβατική λειτουργία, και στις τρεις περιπτώσεις έχουμε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας στο 75% του φορτίου (με μια μικρή πιθανόν διαφοροποίηση στην ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα).

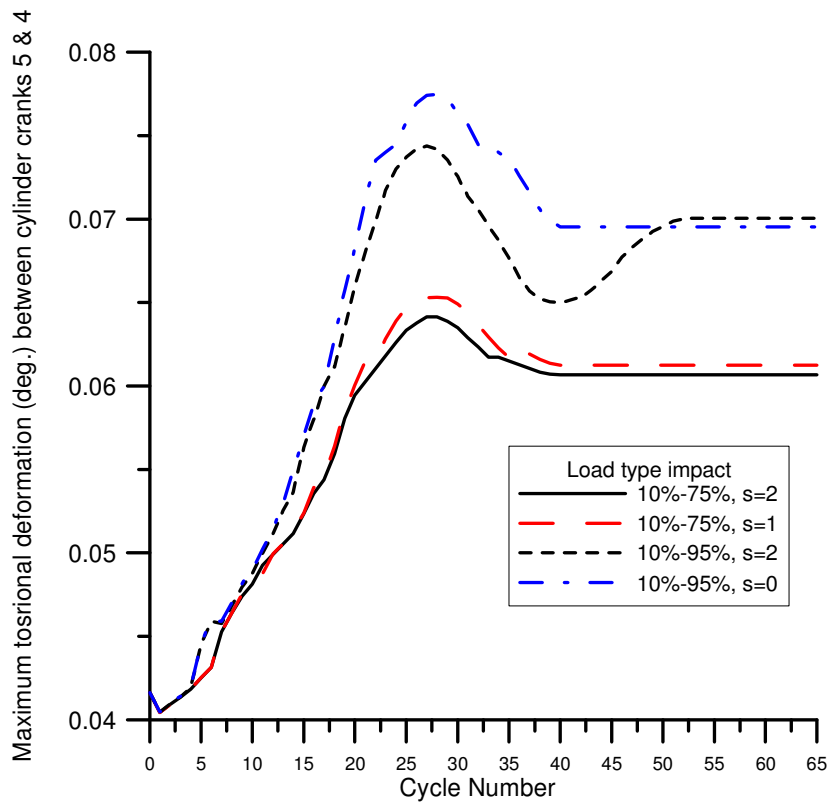
#### 5.4.3 Τύπος συνδεδεμένου με τον κινητήρα φορτίου

Στην παράγραφο αυτή θα μελετηθεί η επίδραση του τύπου του συνδεδεμένου με τον κινητήρα φορτίου στις στρεπτικές παραμορφώσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου. Η ροπή του ανθιστάμενου φορτίου είναι της μορφής  $T_L = a + b \cdot \omega_L^s$ .

Για φορτίο γραμμικής μορφής (π.χ. για μια γεννήτρια), ο συντελεστής  $s$  παίρνει την τιμή 1, ενώ για φορτίο παραβολικής μορφής (π.χ. υδραυλική πέδη, έλικα σταθερού βήματος, αεροδυναμική αντίσταση του οχήματος) ο συντελεστής  $s$  παίρνει την τιμή 2. Τέλος, ο συντελεστής  $a$  αντιπροσωπεύει τον ανεξάρτητο της ταχύτητας παράγοντα του φορτίου (π.χ. η κλίση του οδοστρώματος).

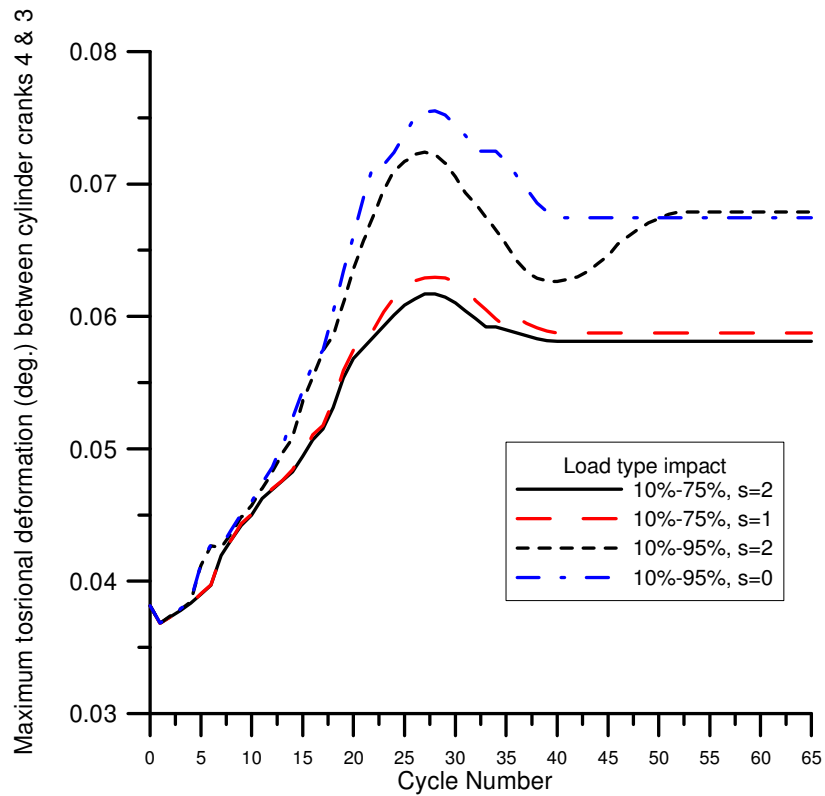


Σχήμα 5.28. Επίδραση του τύπου του ανθιστάμενου φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 6 & 5.

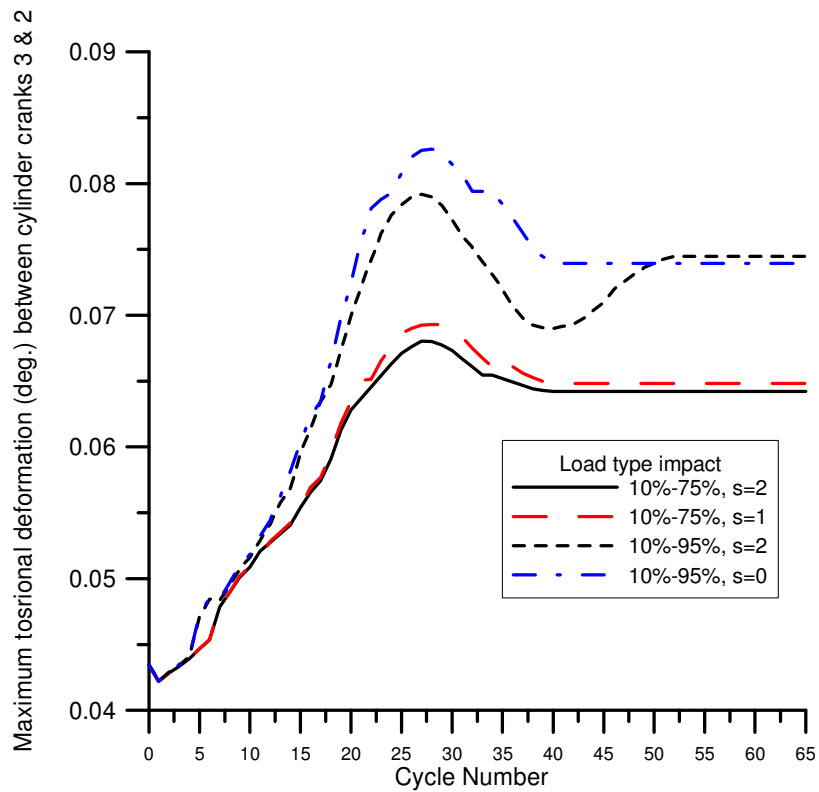


Σχήμα 5.29. Επίδραση του τύπου του ανθιστάμενου φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 5 & 4.

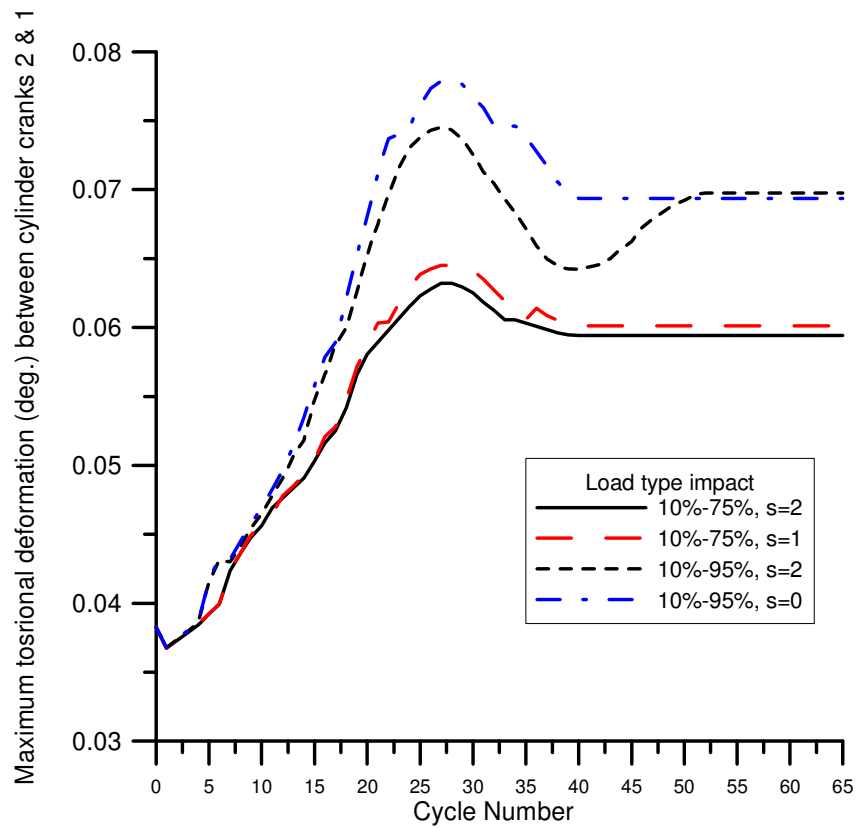




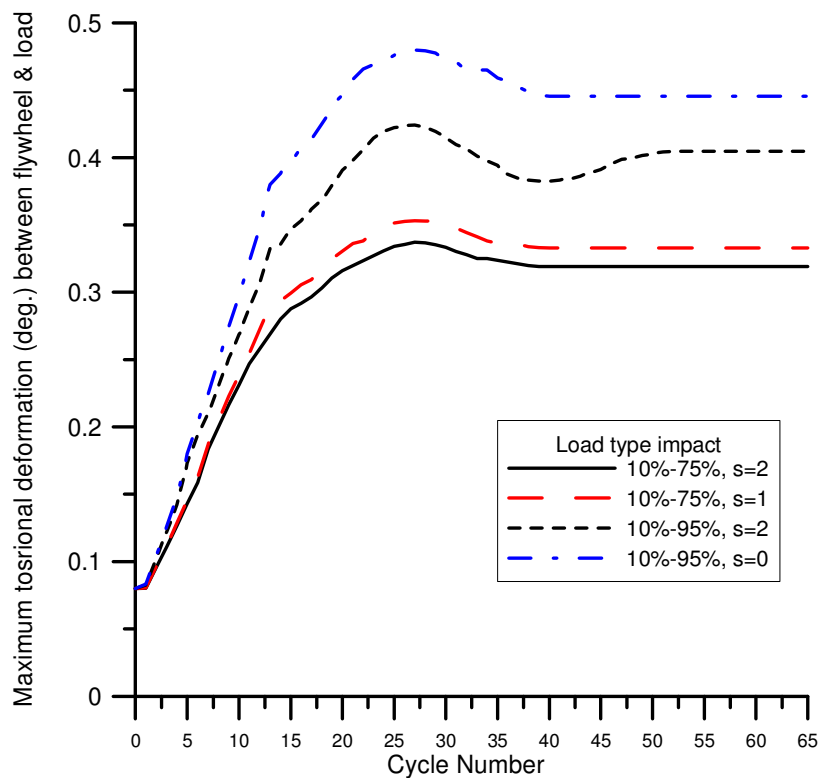
Σχήμα 5.30. Επίδραση του τύπου του ανθιστάμενου φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 4 & 3.



Σχήμα 5.31. Επίδραση του τύπου του ανθιστάμενου φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 3 & 2.



Σχήμα 5.32. Επίδραση του τύπου του ανθιστάμενου φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 2 & 1.



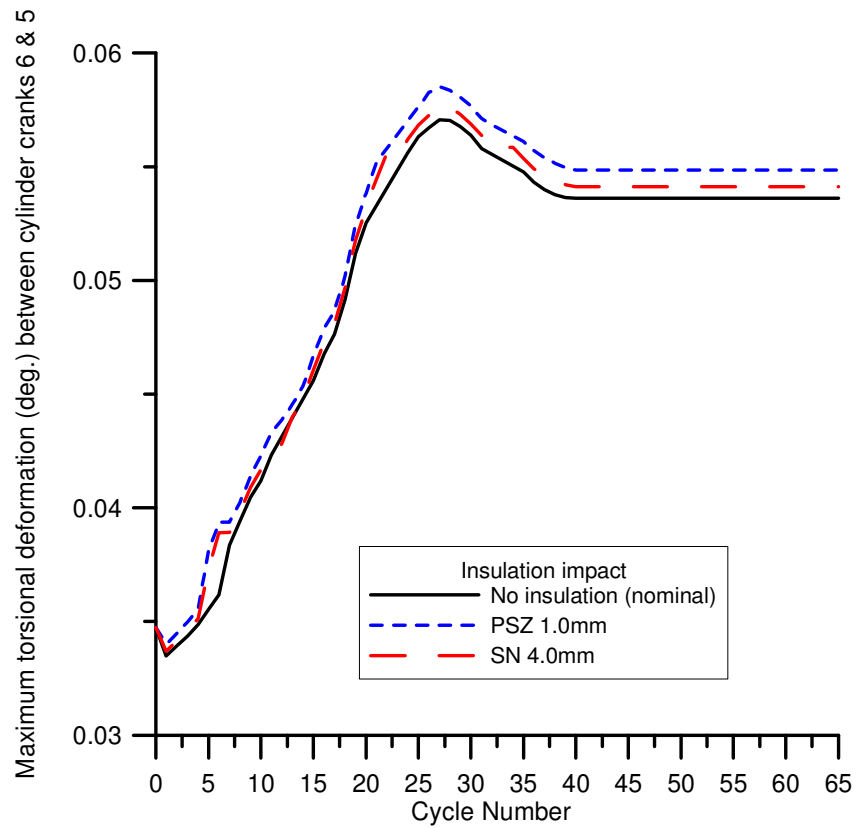
Σχήμα 5.33. Επίδραση του τύπου του ανθιστάμενου φορτίου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο.

Ο τύπος του ανθιστάμενου φορτίου επιδρά σε κάποιο βαθμό στην τιμή που λαμβάνουν οι μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις στην στροφαλοφόρο άτρακτο, όπως φαίνεται στα Σχήματα 5.28 έως 5.33. Σε καμία περίπτωση όμως η επίδραση αυτή δεν είναι τόσο σημαντική όσο οι προηγούμενες παράμετροι που ερευνήθηκαν, και μάλιστα, όπως φαίνεται και από το Σχήμα 5.33, η μεγαλύτερη διαφοροποίηση υπάρχει όταν ο εκθέτης  $s$  είναι ίσος με 0, οπότε το φορτίο θεωρείται εντελώς σταθερό, ανεξάρτητο της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

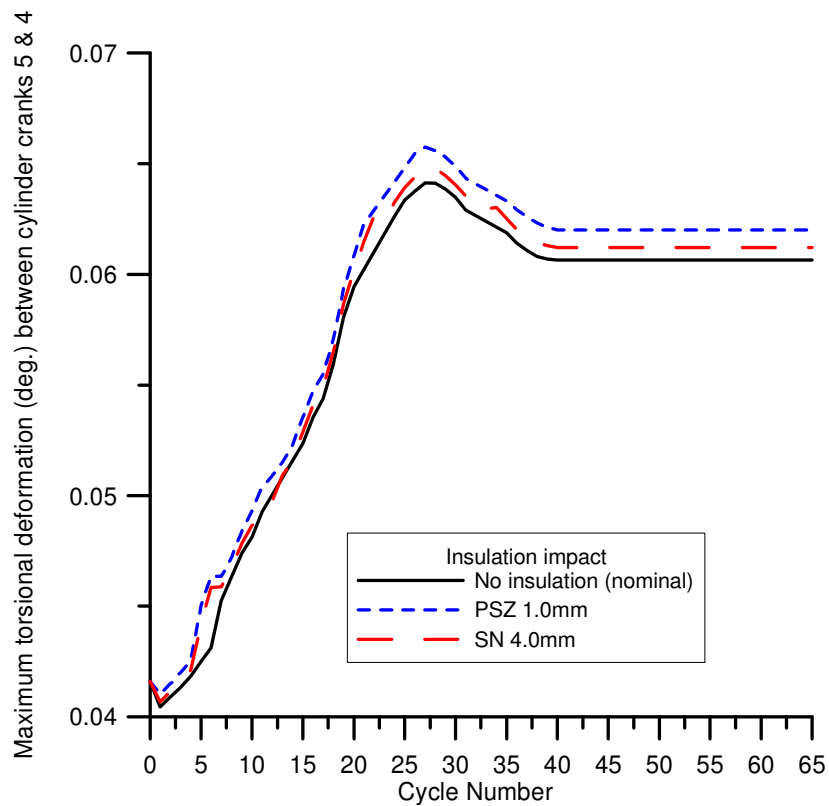
#### 5.4.4 Μόνωση τοιχωμάτων του κυλίνδρου

Προκειμένου να μειωθούν οι απώλειες θερμότητας προς τα τοιχώματα των κυλίνδρων, με σκοπό να εξαλειφθεί η ανάγκη ενός συστήματος ψύξης, αυτά μονώνονται εσωτερικά. Με αυτό τον τρόπο είναι δυνατόν να μειωθεί η καθυστέρηση ανάφλεξης και συνεπώς μειώνονται ο θόρυβος από την καύση και οι εκπομπές υδρογονανθράκων και σωματιδίων. Παράλληλα, παρατηρείται αύξηση της ενέργειας των καυσαερίων, η οποία μπορεί να αξιοποιηθεί περαιτέρω, μέσω ενός κύκλου Rankine ή ενός συστήματος Turbo-Compound. Ένα σημαντικό θέμα σε αυτήν την περίπτωση είναι η σημαντική μείωση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης, που επηρεάζει την αποδιδόμενη ισχύ αλλά και τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ).

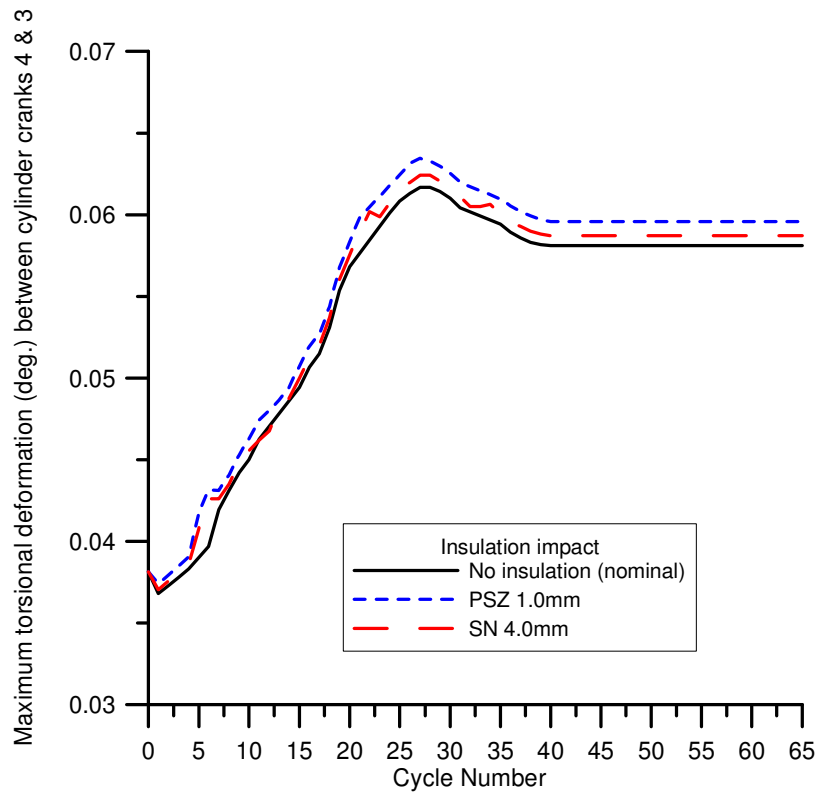
Στην ανάλυση που κάνουμε, θα εξετάσουμε τρεις διαφορετικές περιπτώσεις. Τα στοιχεία σε κάθε μία από αυτές είναι ακριβώς όπως αναφέρθηκαν στην παράγραφο 4.5.4.



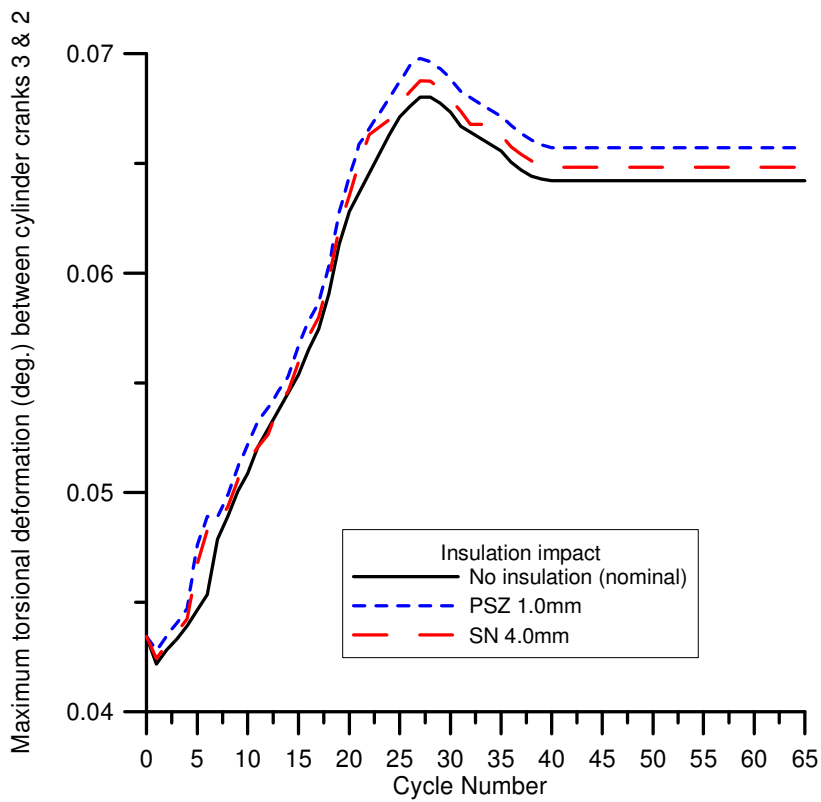
Σχήμα 5.34. Επίδραση της εσωτερικής μόνωσης του κυλίνδρου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 6 και 5.



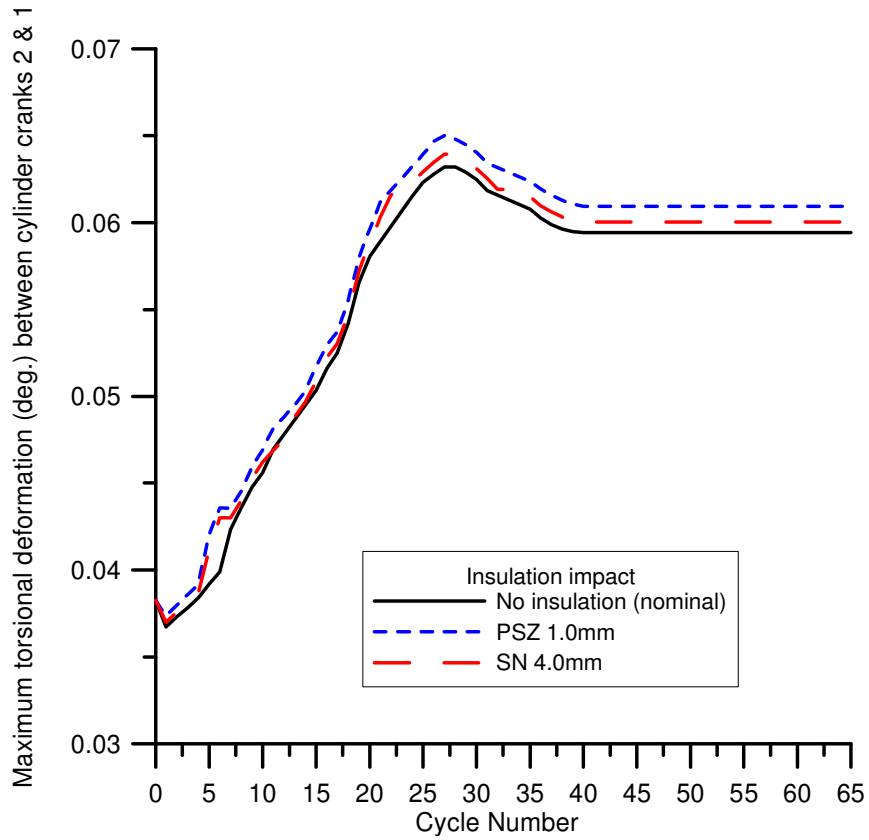
Σχήμα 5.35. Επίδραση της εσωτερικής μόνωσης του κυλίνδρου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 5 και 4.



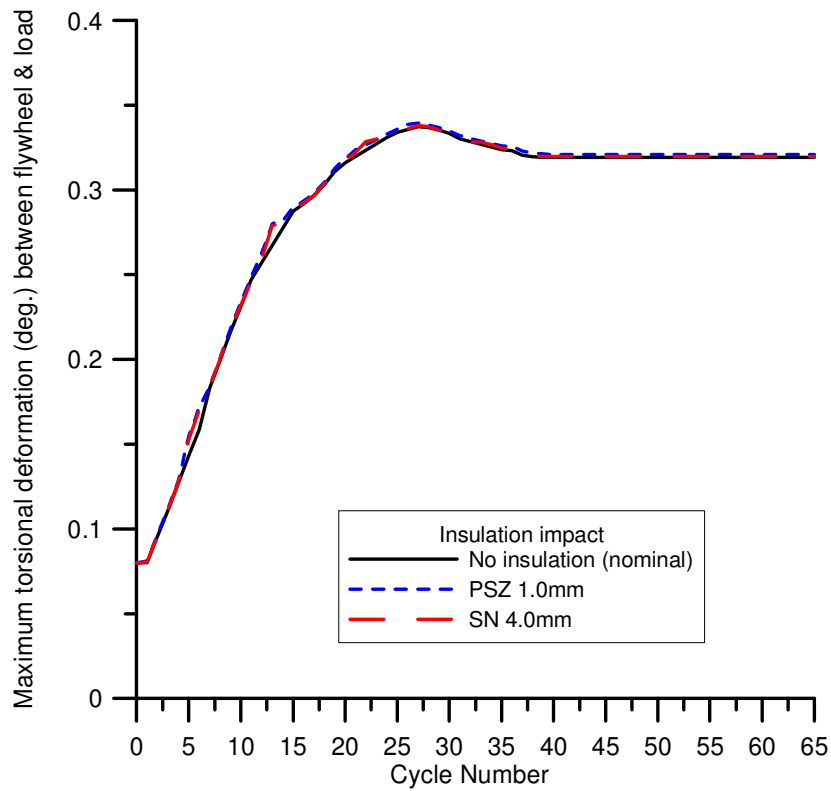
Σχήμα 5.36. Επίδραση της εσωτερικής μόνωσης του κυλίνδρου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 4 και 3.



Σχήμα 5.37. Επίδραση της εσωτερικής μόνωσης του κυλίνδρου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 3 και 2.



Σχήμα 5.38. Επίδραση της εσωτερικής μόνωσης του κυλίνδρου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στα στρόφαλα 2 και 1.



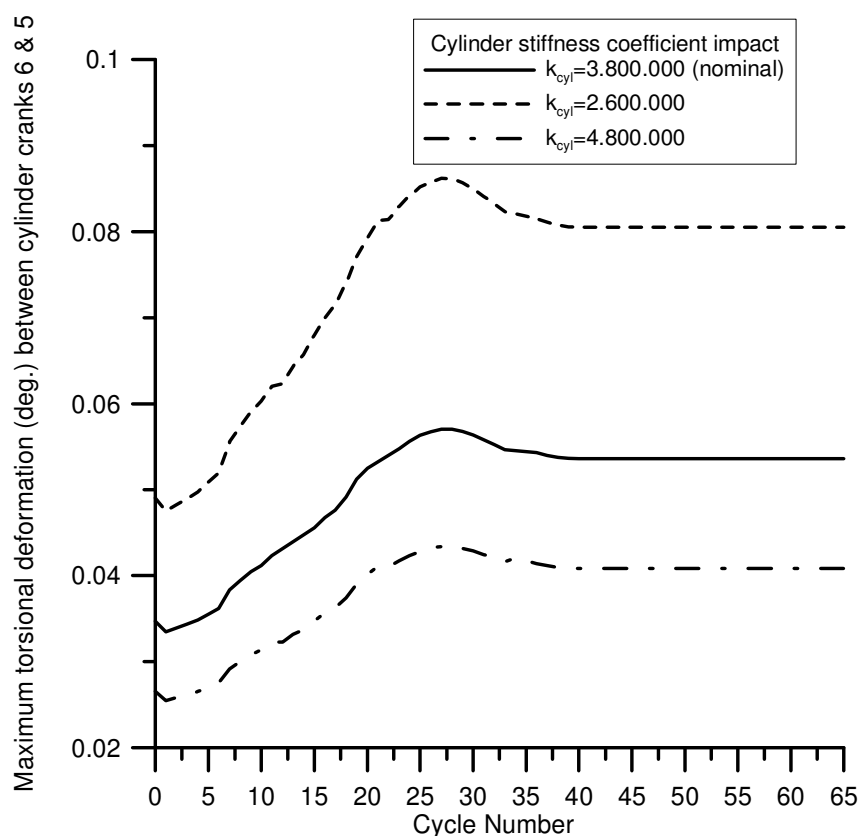
Σχήμα 5.39. Επίδραση της εσωτερικής μόνωσης του κυλίνδρου στις μέγιστες στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο.

Από τα προηγούμενα Σχήματα παρατηρούμε ότι οι διαφορές είναι πάρα πολύ μικρές, και οφείλονται στις ελαφρά μόνο μεγαλύτερες πιέσεις των αερίων στην περίπτωση της θερμικής μόνωσης.

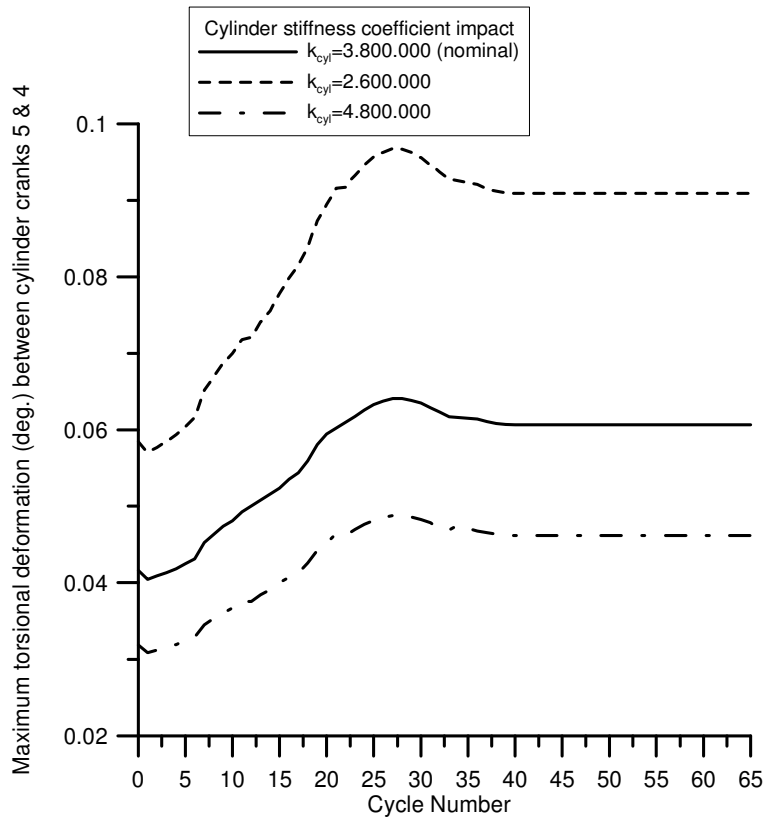
#### 5.4.5 Συντελεστής δυστρεπτότητας

Ο συντελεστής δυστρεπτότητας αποτελεί τον κύριο παράγοντα που καθορίζει τις τιμές της ροπής δυστρεπτότητας, με αποτέλεσμα να παίζει ουσιαστικό ρόλο στην διαμόρφωση των στρεπτικών παραμορφώσεων στην στροφαλοφόρο άτρακτο, κάτι το οποίο είναι ιδιαίτερα εμφανές και κατά τις μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας.

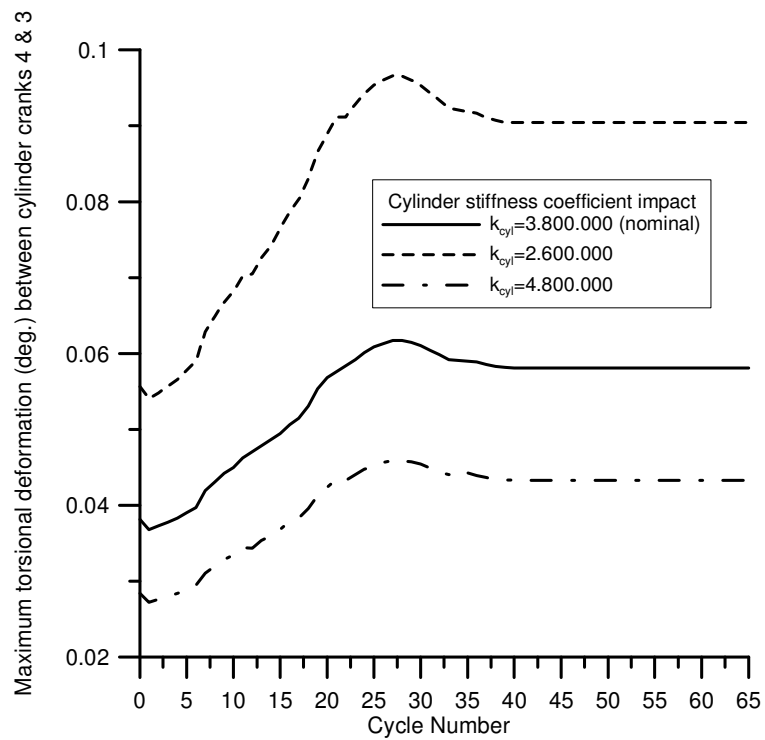
Στα διαγράμματα που ακολουθούν φαίνεται ότι όσο μεγαλύτερος είναι ο συντελεστής δυστρεπτότητας (δηλαδή όσο πιο μικρό είναι το μήκος της ατράκτου ή όσο πιο μεγάλη είναι η διάμετρός της), τόσο πιο μικρές είναι οι στρεπτικές παραμορφώσεις που παρουσιάζονται, και άρα και οι μέγιστες τιμές τους. Χαμηλοί συντελεστές δυστρεπτότητας επιτρέπουν μεγαλύτερες επιταχύνσεις των μαζών κατά τον κύκλο λειτουργίας, οδηγώντας έτσι σε μεγαλύτερες ανομοιομορφίες περιστροφής.



Σχήμα 5.40. Επίδραση του συντελεστή δυστρεπτότητας ανάμεσα στα στρόφαλα 6 & 5 στη μέγιστη στρεπτική παραμόρφωση.

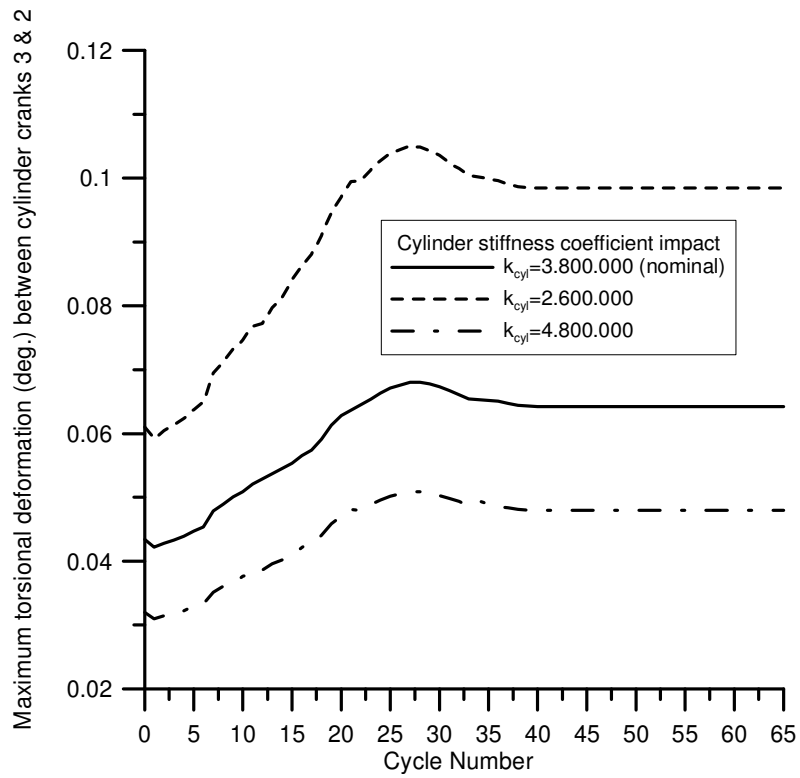


Σχήμα 5.41. Επίδραση του συντελεστή δυστρεπτότητας ανάμεσα στα στρόφαλα 5 & 4 στη μέγιστη στρεπτική παραμόρφωση.

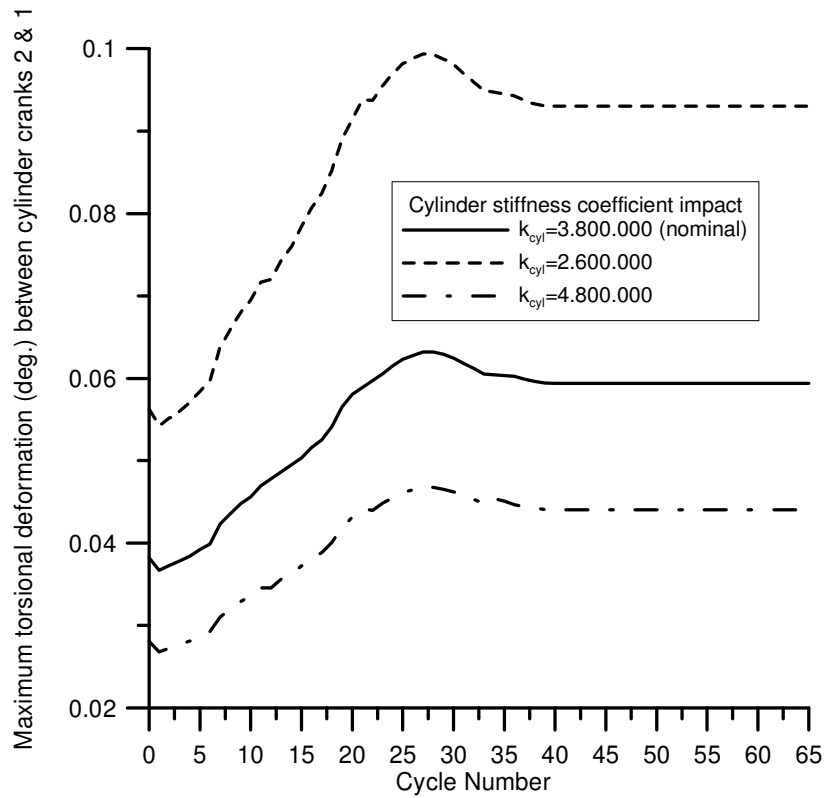


Σχήμα 5.42. Επίδραση του συντελεστή δυστρεπτότητας ανάμεσα στα στρόφαλα 4 & 3 στη μέγιστη στρεπτική παραμόρφωση.

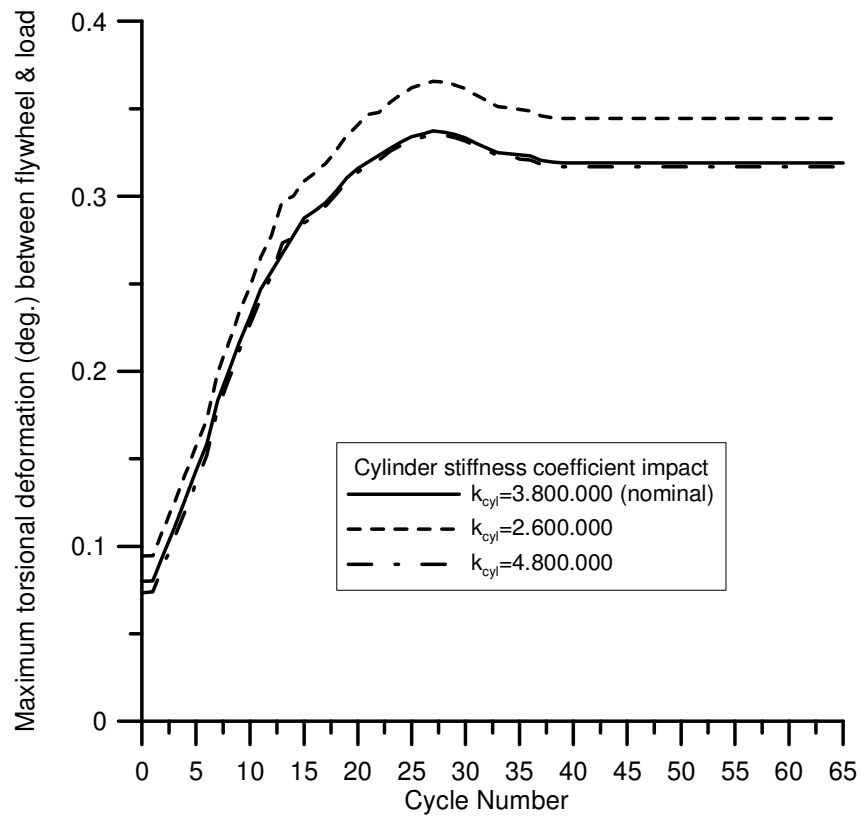




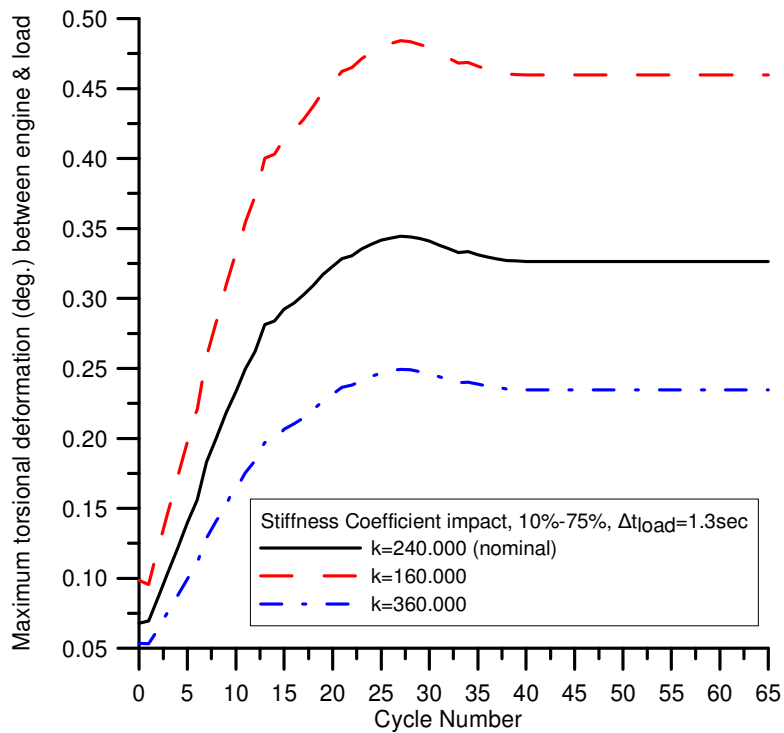
Σχήμα 5.43. Επίδραση του συντελεστή δυστρεπτότητας ανάμεσα στα στρόφαλα 3 & 2 στη μέγιστη στρεπτική παραμόρφωση.



Σχήμα 5.44. Επίδραση του συντελεστή δυστρεπτότητας ανάμεσα στα στρόφαλα 2 & 1 στη μέγιστη στρεπτική παραμόρφωση.



Σχήμα 5.45. Επίδραση του συντελεστή δυστρεπτότητας ανάμεσα στους κυλίνδρους στη μέγιστη στρεπτική παραμόρφωση στη θέση ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο.



Σχήμα 5.46. Επίδραση του συντελεστή δυστρεπτότητας ανάμεσα στον σφόνδυλο και στο φορτίο στη μέγιστη στρεπτική παραμόρφωση στη θέση ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο.

Με βάση τα Σχήματα 5.40 έως 5.45, ο συντελεστής δυστρεπτότητας ανάμεσα στα στρόφαλα επηρεάζει σημαντικά τις τιμές των παραμορφώσεων ανάμεσα στα διαδοχικά στρόφαλα, αλλά δεν επηρεάζει σχεδόν καθόλου τις παραμορφώσεις ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο, αφού εκεί ο συντελεστής δυστρεπτότητας είναι διαφορετικός και αμετάβλητος. Στο Σχήμα 5.46 όμως, που διαφοροποιείται ο συντελεστής δυστρεπτότητας ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο, φαίνεται ότι επηρεάζονται σημαντικά οι στρεπτικές παραμορφώσεις ανάμεσα τους.

### **5.5. Συμπεράσματα**

Με βάση την παραπάνω ανάλυση που έγινε μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα για τις στρεπτικές παραμορφώσεις σχετικά με την μεταβατική λειτουργία των κινητήρων diesel:

1. Το μέγεθος του τελικού φορτίου καθορίζει σημαντικά τα μεγέθη των στρεπτικών παραμορφώσεων. Αυτό οφείλεται, όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις, στις αυξημένες τιμές των πιέσεων που επικρατούν μέσα στον κύλινδρο και συνεπώς οδηγούν σε μεγαλύτερες στρεπτικές παραμορφώσεις.
2. Ο χρόνος επιβολής του φορτίου αποτελεί πολύ σημαντικό παράγοντα. Με βάση τα διαγράμματα, φαίνεται ότι όσο μεγαλύτερος είναι ο χρόνος της επιβολής του φορτίου, τόσο μικρότερες είναι οι μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων. Συγκεκριμένα, για 'ακαριαία' μεταβολή του φορτίου, υπάρχει μια υπερακόντιση της τιμής της μέγιστης στρεπτικής παραμόρφωσης ήδη από τον πρώτο κύκλο. Φυσικά, στην πράξη είναι αδύνατο να υπάρξει πλήρης μεταβολή φορτίου από τον πρώτο κιάλας κύκλο, αλλά το διάγραμμα δείχνει ακριβώς την απότομη αύξηση των στρεπτικώς παραμορφώσεων από τον πρώτο κύκλο. Κατόπιν, οι μέγιστες τιμές των παραμορφώσεων συνεχίζουν να αυξάνονται, φτάνουν μια μέγιστη τιμή και μετά ομαλοποιούνται, ακολουθώντας τη μεταβολή της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου. Όσον αφορά τις άλλες δύο περιπτώσεις επιβολής φορτίου, όσο πιο απότομη είναι, τόσο πιο άμεσα ζητείται περισσότερη ισχύς από τον κινητήρα, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται μέσα στον κύλινδρο και άρα και οι πιέσεις εξ' αερίων, ήδη από τους πρώτους κύκλους λειτουργίας. Συνεπώς αυξάνονται και οι μέγιστες τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων. Τελικά, όπως φαίνεται και στο διάγραμμα, και στις τρεις περιπτώσεις οι τρεις καμπύλες τείνουν να εξισωθούν.
3. Το γεγονός ότι οι καμπύλες δεν εξισώνονται στο τέλος, παρά το ότι το τελικό φορτίο είναι ίδιο, οφείλεται στην μικρή διαφοροποίηση της ταχύτητας περιστροφής στο

τέλος. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να διαφέρουν ελάχιστα και οι πιέσεις στους κυλίνδρους, άρα και οι τιμές των στρεπτικών παραμορφώσεων.

4. Ο συντελεστής δυστρεπτότητας καθορίζει σημαντικά τις στρεπτικές παραμορφώσεις. Παρατηρούμε ότι οι διαφορές μπορεί να λάβουν πολύ μεγάλες (αναλογικά) τιμές, οι οποίες πλησιάζουν και το 50%, ανάλογα με την μεταβολή του συντελεστή δυστρεπτότητας. Μεταβολή στον συντελεστή δυστρεπτότητας πρακτικά σημαίνει μεταβολή είτε στην διάμετρο είτε στο μήκος της στροφαλοφόρου ατράκτου ανάμεσα σε δύο διαδοχικά στρόφαλα. Φυσικά, όταν μελετάται η επίδραση του συντελεστή δυστρεπτότητας ανάμεσα στα στρόφαλα, είναι αναμενόμενο να επηρεάζονται οι τιμές των παραμορφώσεων ανάμεσα στον σφόνδυλο και το φορτίο, παρόλο που ο αντίστοιχος συντελεστής δυσκαμψίας παραμένει σταθερός, οπότε εμφανίζονται και κάποιες μικρές διαφοροποιήσεις.
5. Ο τύπος του φορτίου επηρεάζει σε κάποιον βαθμό τις στρεπτικές παραμορφώσεις. Συγκεκριμένα, η απόκλιση είναι αρκετά μεγαλύτερη από  $s=2$  σε  $s=0$  σε σχέση με μεταβολή από  $s=2$  σε  $s=1$ , όπου  $s$  είναι ο εκθέτης του φορτίου και καθορίζει την μορφή του.
6. Η θερμική μόνωση των κυλίνδρων, επιτρέπει μια μικρή μόνον αύξηση των πιέσεων στο εσωτερικό του κυλίνδρου, με επακόλουθο μία μικρή αύξηση και στις στρεπτικές παραμορφώσεις. Ουσιαστικά όμως, οι αύξηση αυτή είναι πολύ μικρή και σε καμία περίπτωση δεν μπορεί να συγκριθεί με τις άλλες μεταβολές που εξετάστηκαν στην προηγούμενη παράγραφο.

# Βιβλιογραφία

## Ελληνική Βιβλιογραφία Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

1. Κ.Δ. Ρακόπουλος, 'Αρχές Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης', Εκδόσεις Γρ.Χ. Φούντας
2. Κ.Δ. Ρακόπουλος, 'Μηχανές Εσωτερικής Κάυσης II: Εμβάθυνση στην Κατασκευή και Λειτουργία', Εκδόσεις Γρ.Χ. Φούντας
3. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής, 'Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μηχανών Εσωτερικής Καύσης', Ε.Μ.Π. 2006
4. Γ. Θεοχάρης, Διπλωματική Εργασία, Αθήνα, 1974
5. Ε. Γιακουμής, 'Μεταβατική Κατάσταση Λειτουργίας Κινητήρων Diesel', Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1997
6. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας, 'Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων ΜΕΚ', Εκδόσεις Γρ.Χ. Φούντας

## Ξενόγλωσση Βιβλιογραφία Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

1. J. B. Heywood, 'Internal Combustion Engine Fundamentals', McGraw-Hill, 1988
2. W.Ker. Wilson, 'Practical Solution of torsional vibration problems', Chapman & Hall LTD, London, 1956
3. C.D.Rakopoulos, E.G.Giakoumis, 'Diesel Engine Transient Operation', Springer, London, 2009

## Δημοσιεύσεις

1. Giakoumis, C.D. Rakopoulos and A.M. Dimaratos, "Study of crankshaft torsional deformation under steady-state and transient operation of turbocharged diesel engines", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Pt. K, Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 222, pp. 17-30, 2008.C.D.
2. Rakopoulos and E.G. Giakoumis, "Prediction of friction development during transient diesel engine operation using a detailed model", International Journal of Vehicle Design, Vol. 44, Nos 1/2, pp. 143-166, 2007.
3. Giakoumis and A.M. Dimaratos, "The effect of various parameters on the crankshaft torsional deformation of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions", 20th International ECOS Conference, Padova, Italy, June 25-28, 2007.

4. Radu Ceausu, Dinu Taraza, Naeim A. Henen, 'A generic transient model of a turbocharged, multi-cylinder, common-rail diesel engine', Proceedings of ICES2005 ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Spring Technical Conference, April 5-7,2005, Chicago IL, USA, ICES2005-1021
5. Simon K. Chen and Scott Chen, 'Engine Diagnostics by dynamic shaft measurement: A progress report', SAE Paper No 932412, Pages 1964-1979

#### Γενική Βιβλιογραφία

1. Κ.Χ. Γιαννάκογλου, Ι. Αναγνωστόπουλος, Γ. Μπεργελές, 'Αριθμητική Ανάλυση για μηχανικούς', Σημειώσεις Ε.Μ.Π., 2003
2. Γ.Σ. Σοφιανός, Ε.Θ. Τυρόπουλος, 'Αριθμητική Ανάλυση', Εκδόσεις Αθ. Σταμούλης, 2005
3. Γ. Μπεργελές, 'Υπολογιστική Ρευστομηχανική', Εκδόσεις Συμεών, 2006
4. Francis Scheid, 'Numerical Analysis', McGraw-Hill, 1977