

Ενότητα 4

Μοντέλα προϋπολογισμού του κύκλου

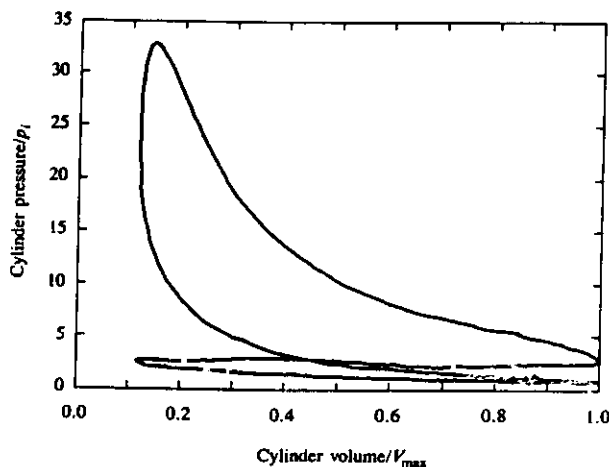
4.1 Εισαγωγή

Ηδη στο μάθημα της Θερμοδυναμικής έχει παρουσιαστεί ο τρόπος υπολογισμού του ιδανικού κύκλου του βενζινοκινητήρα και του κινητήρα diesel. Γενικά, ο κύκλος λειτουργίας μιάς εμβολοφόρου μηχανής μπορεί να χωριστεί σε μιά σειρά από ανεξάρτητες διεργασίες: Εισαγωγή, συμπίεση, καύση, εκτόνωση και εξαγωγή.

Εφόσον υπάρχουν μοντέλα για τις επι μέρους διεργασίες, μπορεί να γίνει προϋπολογισμός ολόκληρου του κύκλου. Υπάρχει η δυνατότητα ανάπτυξης και χρήσης μοντέλων για τις επι μέρους διεργασίες του κύκλου, σε διάφορους βαθμούς ακρίβειας προσέγγισης:

Ξεκινώντας από τα μοντέλα ιδανικού κύκλου, (εργαζόμενο μέσο ιδανικό αέριο, μηδενικής διάστασης), μέσω των μοντέλων κύκλου καυσίμου - αέρα (άκαυστο μίγμα παγωμένης σύστασης, καυσαέριο σε ισορροπία, μηδενικής διάστασης), πηγαίνουμε στα μοντέλα πλήρωσης - εκκένωσης (μοντέλα μηδενικής διάστασης με κινητικές σχέσεις για όλες τις διεργασίες του κύκλου - μετάδοση θερμότητας, καύση, ροή μέσα από τα όρια των όγκων ελέγχου), στα εξειδικευμένα αεριοδυναμικά μοντέλα (επι πλέον μονοδιάστατοι υπολογισμοί κυμάτων πίεσης στην εισαγωγή και εξαγωγή), και τελικά στα ρευστομηχανικά μοντέλα, όπου μπορεί να γίνονται διδιάστατοι (αξονική συμμετρία) ή τελικά και τρισδιάστατοι υπολογισμοί της ροής, μετάδοσης θερμότητας και καύσης στις επι μέρους διεργασίες, οπότε φτάνουμε να προβλέπουμε ακόμη και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα.

Στο Σχ. 4.2 φαίνονται διαγράμματα p - V ιδανικών κύκλων, ενώ στο Σχ. 4.1 ένα πραγματικά μετρημένο διάγραμμα βενζινοκινητήρα, για λόγους σύγκρισης.

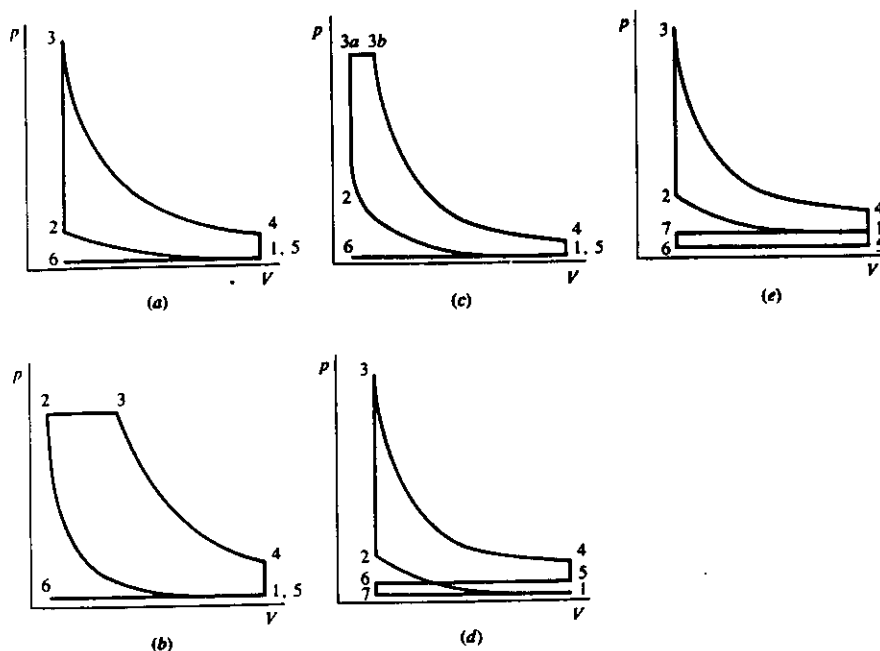


Pressure-volume diagram of firing spark-ignition engine. $r_c = 8.4$, 3500 rev/min, $p_i = 0.4$ atm, $p_e = 1$ atm, $imep_e = 2.9$ atm.

Σχήμα 4.1

Ideal models of engine processes

Process	Assumptions
Compression (1-2)	1. Adiabatic and reversible (hence isentropic)
Combustion (2-3)	1. Adiabatic 2. Combustion occurs at (a) Constant volume (b) Constant pressure (c) Part at constant volume and part at constant pressure (called limited pressure) 3. Combustion is complete ($\eta_c = 1$)
Expansion (3-4)	1. Adiabatic and reversible (hence isentropic)
Exhaust (4-5-6) and intake (6-7-1)	1. Adiabatic 2. Valve events occur at top- and bottom-center 3. No change in cylinder volume as pressure differences across open valves drop to zero 4. Inlet and exhaust pressures constant 5. Velocity effects negligible



Pressure-volume diagrams of ideal cycles. Unthrottled operation: (a) constant-volume combustion; (b) constant-pressure combustion; (c) limited-pressure combustion. (d) Throttled constant-volume cycle; (e) supercharged constant-volume cycle.

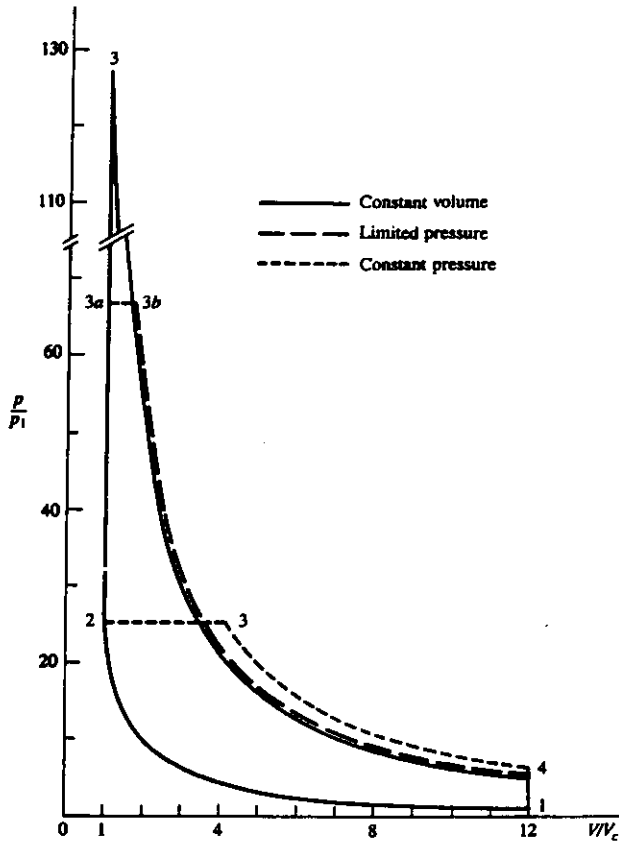
Σχήμα 4.2

Στο Σχ. 4.3 φαίνονται συγκριτικά αποτελέσματα από την εφαρμογή ιδανικού μοντέλου σταθερού όγκου, περιορισμένης πίεσης και σταθερής πίεσης, σε βενζινοκινητήρα με σχέση συμπίεσης 12:1, που καίει μίγμα συγκεκριμένης σύστασης. Στον Πίνακα φαίνονται συγκριτικά αποτελέσματα των υπολογισμών.

Γενικά μπορεί να ειπωθεί ότι τα ιδανικά μοντέλα είναι χρήσιμα για την κατανόηση των θερμοδυναμικών αρχών λειτουργίας των κινητήρων, αλλά η μελέτη και βελτιστοποίηση των χαρακτηριστικών λειτουργίας οποιουδήποτε πραγματικού κινητήρα δεν μπορεί να στηρίζεται

σε παραδοχές ισορροπίας, αλλά θα πρέπει να λάβει υπόψη κινητικές σχέσεις για την πλήρωση - εκκένωση των διαφόρων όγκων ελέγχου του κινητήρα (κύλινδροι, πολλαπλές εισαγωγής - εξαγωγής), τη μετάδοση θερμότητας από και προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου και την καύση.

Το απλούστερο δυνατό από τα μοντέλα αυτής της κατηγορίας θα παρουσιαστεί στο επόμενο κεφάλαιο, για το παράδειγμα του κινητήρα diesel με απ'ευθείας έγχυση.



Pressure-volume diagrams for constant-volume, limited-pressure, and constant-pressure ideal gas standard cycles. $r_c = 12$, $\gamma = 1.3$, $Q^*/(c_p T_1) = 9.3(r_c - 1)/r_c = 8.525$, $p_{3a}/p_1 = 67$.

Comparison of ideal cycle results

	$\eta_{f,i}$	$\frac{imep}{p_1}$	$\frac{imep}{p_3}$	$\frac{P_{max}}{p_1}$
Constant volume	0.525	16.3	0.128	128
Limited pressure	0.500	15.5	0.231	67
Constant pressure	0.380	11.8	0.466	25.3

$\gamma = 1.3$; $r_c = 12$; $Q^*/(c_p T_1) = 8.525$.

4.2 Περιγραφή μοντέλου πλήρωσης - εκκένωσης για κύκλο diesel

Το μοντέλο που παρουσιάζεται εδώ, και στη χρήση του οποίου θα πρέπει να εξασκηθεί ο φοιτητής, φτιαχτηκε ειδικά για εκπαιδευτικούς σκοπούς. Ανηκει στην κατηγορία των μοντελων πληρωσης-εκκενωσης και μπορεί να προύπολογίσει τη μόνιμη λειτουργία ενός κινητήρα diesel απ'ευθείας έγχυσης (DI), εφόσον τροφοδοτηθεί με τα γεωμετρικά δεδομένα του συγκεκριμένου κινητήρα, τα χαρακτηριστικά της αντλίας πετρελαίου, και τις ρυθμίσεις του κινητήρα (χρονισμός βαλβίδων, προπορεία έγχυσης, χαρακτηριστικά συστήματος ψύξης κτλ). Στο τέλος της ενότητας αυτής παρατίθενται ενδεικτικά πίνακας με τα απαιτούμενα δεδομένα κινητήρα που υποστηρίζουν τη χρήση ενός τέτοιου μοντέλου.

Το συνολικό θερμοδυναμικό σύστημα χωρίζεται σε ογκούς ελεγχου, στους οποίους εισέρχεται, αποθηκεύεται και εξέρχεται μάζα αερίων. Οι ογκοί ελεγχου (κυλινδρόι και πολλαπλές εισαγωγής και εξαγωγής), συνδεονται μεταξύ τους με τμήματα αγωγών και διατομές στραγγαλισμού, οι οποίες έχουν αμελητέα δυνατότητα αποθήκευσης.

Οι υπολογισμοί των διεργασιών μη μόνιμης ροής μεταξύ των ογκών ελεγχου απλοποιούνται με την παραδοχή της οιονει-μόνιμης ροής για το πολύ μικρό βήμα υπολογισμού του προγράμματος (1° γωνίας στροφαλου).

Η θερμοδυναμική κατάσταση και σύσταση του αερίου στους ογκούς ελεγχου θεωρείται ομοιομορφή στο χώρο και σταθερή στα χρονικά διαστήματα των βημάτων υπολογισμού.

Η χημική σύσταση της γόμωσης του κυλινδρου θεωρείται ότι περιγράφεται πλήρως με το λογο αερα λ. Η καταστατική εξίσωση εφαρμόζεται στο περιεχομένο των ογκών ελεγχου.

ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΜΟΝΙΜΩΝ ΣΗΜΕΙΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Σε όλους τους ογκούς ελεγχου εφαρμόζεται το πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα:

$$dU = \sum_i (hdm)_i + \sum_j dQ_j - p.dV \quad (4.1)$$

Οι όροι του δεξιού μελους αφορούν:

- στη μεταφορά μάζας μέσα από τα όρια του συστήματος
- τη μεταφορά θερμότητας
- την παραγωγή ή καταναλώση έργου.

Επίσης εφαρμόζεται το ισοζυγίο μάζας

$$dm = \sum_i dm_{\text{ει},i} + \sum_j dm_{\text{εξ},j} \quad (4.2)$$

Στις δυο παραπάνω διαφορικές εξισώσεις θα πρέπει να εισαχθούν τα μεγεθη m, λ, T, που θεωρείται ότι περιγράφουν εντελώς τη θερμοδυναμική κατάσταση του εργαζομένου μεσου σε κάθε ογκο ελεγχου. Για το σκοπο αυτο χρησιμοποιούνται προσεγγιστικές εκφρασεις της μορφής $u = u(\lambda, T)$, καθώς και υπομοντελα για τη γραμμή καύσης και τη μετάδοση θερμότητας από και προς τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης (κυλινδροκεφαλή, έμβολο, χιτώνιο).

(i) Η εκφραση Vibe για τον υπολογισμό της γραμμής καύσης:

$$H_u dm_K = \frac{d\phi}{\phi_z} m_K H_u 6.9 (m+1) \left(\frac{\phi - \phi_{VA}}{\phi_z}\right) \exp\left(-6.9 \left(\frac{\phi - \phi_{VA}}{\phi_z}\right)^{(m+1)}\right) \quad (4.3)$$

Οι χαρακτηριστικές παραμετροί m και ϕ_z , (χαρακτηριστικός αριθμός καύσης και διάρκεια καύσης), προσαρμόζονται με βάση τη μέση πραγματική πίεση, τη μέγιστη πίεση και την κατανάλωση στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας του κινητήρα, και η μεταβολή τους στα διάφορα σημεία λειτουργίας υπολογίζεται σύμφωνα με τις εκφράσεις των Woschni και Anisits:

$$m = m_{ref} \left(\frac{ID}{ID_{ref}}\right)^{0.5} \left(\frac{p_{ref} T_{zref}}{p_z T_z}\right) \left(\frac{n_{ref}}{n}\right)^{0.3} \quad (4.4)$$

$$\phi_z = \phi_{zref} \left(\frac{\lambda_{ref}}{\lambda}\right)^{0.6} \left(\frac{n}{n_{ref}}\right) \quad (4.5)$$

όπου P_z, T_z πίεση και θερμοκρασία στην αρχή της συμπίεσης,

ID η καθυστέρηση εναύσης, η οποία υπολογίζεται με βάση τη σχέση:

$$ID_{[ΚΜ]} = (0.36 + 0.22 c_m) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{RT e^{x-1}} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21.2}{p_m e^c - 12.4} \right)^{0.83} \right] \quad (4.6)$$

όπου

$$E = \frac{618840}{CN + 25} \quad (4.7)$$

και CN ο αριθμός κετανίου του καυσίμου.

Η διάρκεια καύσης (σε μοίρες $\Gamma\Sigma$) λαμβάνεται σταθερή, ενώ θεωρείται μεταβολή του χαρακτηριστικού αριθμού καύσης μόνο σε συνάρτηση με τις στροφές:

$$m = m_{ref} - c \left(\frac{n}{n_{ref}}\right) \quad (4.8)$$

(ii) Η εκφραση Woschni για τον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας μεταξύ εργαζομένου μεσου και τοιχώματος κυλίνδρου.

Ο υπολογισμός γίνεται για τα επί μέρους στοιχεία του θαλάμου καύσης και η συνολική θερμότητα ψύξης προκύπτει από την αθροίση των επί μέρους θερμώσεων:

$$Q_w = \sum_i \alpha_i A_i (T_g - T_w), \quad q_w = \frac{Q_w}{A_i} \quad (4.9)$$

Η τοπική διακυμάνση των συντελεστών συναγωγής από την πλευρά του εργαζομένου μεσου είναι ιδιαίτερα σημαντική, αλλά έχει αποδειχθεί ότι ο υπολογισμός των συνολικών μεγεθών είναι δυνατό να γίνει με μεγάλη ακρίβεια με θεωρήση τοπικά μεσών συντελεστών που υπολογίζονται με βάση την εξίσωση του Woschni, η οποία υπολογίζει τη χρονική διακυμάνση του τοπικά μεσου συντελεστή συναγωγής σε εξάρτηση από τις ταχύτητες ροής της γομώσης τόσο στη διάρκεια της αποπλύσης και πλήρωσης του κυλινδρού, όσο και στη διάρκεια του βροχού υψηλής πίεσης.

$$\alpha = 130 \cdot p_z^{0.8} T_z^{-0.53} D^{-0.2} (C_1 c_m + C_2 (p_z - p_{m0}) \frac{V_h T_1}{\rho_1 V_1})^{0.8} \quad (4.10)$$

Όπου κατά τη διάρκεια της συμπίεσης και της εκτόνωσης είναι

$$C_1 = 2.28 + (0.308 \frac{c_u}{c_m}) \quad (4.11)$$

ενώ στη διάρκεια της αποπλύσης

$$C_1 = 6.18 + (0.417 \frac{c_u}{c_m}) \quad (4.12)$$

Το πηλίκον c_u/c_m λαμβάνει υπόψη το ποσοστό του στροβιλισμού του αέρα εισαγωγής στην ταχύτητα των αερίων που επαγεται μέσω της κίνησης του εμβόλου.

Έτσι, για κινητήρα απ'ευθείας εγχύσεως χωρίς ιδιαίτερο στροβιλισμό μπορεί να ισχύει $c_u/c_m = 1$, ενώ για κινητήρα με διεργασία M (ισχυρός στροβιλισμός!) να ισχύει $c_u/c_m = 3.0$, και για ταχυστροφο κινητήρα με διαιρεμένο θάλαμο έως $c_u/c_m = 5.0$ (πολύ ισχυρός στροβιλισμός, όπως και στην περίπτωση ταχυστροφού DI diesel για επιβατηγό).

Ο συντελεστής C2 διαφοροποιείται αναλόγα με το αν ο κινητήρας είναι απ'ευθείας εγχύσεως ή διαιρεμένου θαλάμου, ενώ η διεργασία καύσης M αποτελεί ενδιαμέση περίπτωση μεταξύ των προηγούμενων.

Σε σχέση με το συντελεστή συναγωγής από την πλευρά του νερού, από τις πολλές σχέσεις που συναντώνται στη βιβλιογραφία, μπορεί να ληφθεί π.χ. η έκφραση του Aladien για τον υποψυκτο βρασμο:

$$\alpha_w = \frac{q_w}{(T_w - T_g)} = \frac{10^6 (q_w 10^{-6})^{0.7}}{(41. - 0.105 T_g)} \quad (4.13)$$

όπου θεωρείται ότι οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας καθορίζονται κυρίως από τις συνθήκες βρασμού στη διεπιφάνεια μεταξύ μετάλλου και νερού (σημεία υπολογισμού κοντά στο πλήρες φορτίο).

Στην περίπτωση που η μεταφορά θερμότητας ελεγχεται από τις ταχύτητες ροής του νερού ψύξης, μπορούν να χρησιμοποιηθούν σχέσεις της μορφής:

$$\alpha = 350. + 2100. \sqrt{w} \quad [W/m^2K] \quad (4.14)$$

Για τη ροή των αερίων μέσα από τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής όπως και μέσα από τη βαλβίδα στραγγαλισμού, εφαρμόζονται οι γνωστές σχέσεις της μονιμής ροής μέσα από ακροφύσια:

$$m_{\text{εισ,εξ}} = c_{\text{dis}} A_{\text{εισ,εξ}} \Psi p_{\text{εισ,εξ}} \sqrt{\frac{2}{RT_{\text{εισ,εξ}}}} \quad (4.15)$$

όπου c_{dis} εμπειρικοί συντελεστές εκροής που εμπεριέχουν τις αποκλίσεις λόγω αποκολλησης ροής, τυρβής και τριβών, καθώς και τις αποκλίσεις από τις παραδοχές μονοδιαστατής ροής. Η γεωμετρική διατομή A λαμβάνεται σαν παραπλευρή επιφάνεια κολουρού κωνού, που καθορίζεται από το άνοιγμα της βαλβίδας (βλ. Ενότητα 5).

Οι συντελεστές εκροής μετρώνται σε σταθερές συνθήκες ροής και παρουσιάζουν κάποια εξάρτηση από το άνοιγμα της βαλβίδας.

Για τις ανάγκες του συγκεκριμένου προγράμματος, χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα του Wallace, από αντιστοιχίες γεωμετρίας βαλβίδων.

Η πίεση στους ογκούς ελέγχου είναι παραγώγο μέγεθος που προκύπτει από την εφαρμογή της καταστατικής εξίσωσης σε κάθε βήμα υπολογισμού.

Η ολοκλήρωση των διαφορικών εξισώσεων για τα m , λ , T στους ογκούς ελέγχου, γίνεται με τη μέθοδο Heun προβλεψής-διορθώσης (predictor-corrector), σε βήματα 1 μοίρας γωνίας στροφάλου.

Το κρίσιμο μέγεθος βήματος, επηρεάζεται από τις χρονικές περιόδους όπου συμβαίνουν σημαντικές μεταβολές στα χαρακτηριστικά μεγέθη μέσα στους κυλινδρούς.

- στην περιοχή του ΑΝΣ με καύση, όπου μεταβάλλεται σημαντικά η εσωτερική ενέργεια.
- στις περιοχές που είναι ανοιχτές βαλβίδες, όπου συμβαίνουν σημαντικές μεταβολές μάζας.
- ιδιαίτερα στην περιοχή επικάλυψης των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, όπου εξαιτίας της μικρής μάζας που έχει εναπομείνει στον κυλινδρό, οι μεταβολές μάζας σε ένα βήμα υπολογισμού, είναι συγκρίσιμες με τη συνολική μάζα, πράγμα που δημιουργεί δυσκολίες στη σύγκλιση του προγράμματος.

Στην φάση λοιπόν της επικάλυψης, όπως και σε κάθε χρονική περίοδο που εμφανίζεται ροή με πολύ μικρές διαφορές πιέσεων και αλληλεπιδράσεις πολλών ογκών ελέγχου, είναι απαραίτητη η μείωση του βήματος για να αποφευχθούν προβλήματα ασταθειας.

Οι υπολογισμοί στον ογκό ελέγχου "πολλαπλή εξαγωγή", γίνονται επίσης με τη μέθοδο πλήρωσης-εκκενώσης. Το καυσαέριο εισέρχεται από τις βαλβίδες εξαγωγής των κυλινδρών και εξέρχεται από την έξοδο της πολλαπλής.

Για τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών της εξαγωγής, χρησιμοποιείται η σχέση των Huber Koller, όσον αφορά τον συντελεστή συναγωγής καυσαερίου-τοιχώματος:

$$Nu = \frac{\alpha_{\epsilon} D}{\lambda_{\epsilon}} = 1.6 Re^{0.4} \quad (4.16)$$

$$Re = \frac{wD}{\nu_E} = \frac{m_E}{\pi D \eta_E} \quad (4.17)$$

και τα λ_E , η_E δινονται σαν συναρτηση της θερμοκρασιας απο τις σχεσεις:

$$\lambda_E = 0.202 \cdot 10^{-3} T_E^{0.837} \quad [W/mK] \quad (4.18)$$

$$\eta_E = 0.335 \cdot 10^{-6} T_E^{0.679} \quad [kg/m \cdot s] \quad (4.19)$$

Ο υπολογισμος του συντελεστη μεταφορας θερμοτητας μεταξυ τοιχωματος εξαγωγης-περιβαλλοντος, γινεται με την εμπειρικη σχεση που δινει ο Schack:

$$\alpha_e = 9.54 + 0.0085 \theta_\pi^{(4/3)} \quad [W/m^2K] \quad (4.20)$$

Οι τιμες που προκυπτουν απο τις παραπανω σχεσεις για τον συνολικο συντελεστη μεταφορας θερμοτητας μεταξυ καυσαεριου-περιβαλλοντος, ειναι για την εξαγωγή του κινητηρα RABA/MAN στην ταξη των 35-50 W/m²K, και εχουν επιβεβαιωθει με μετρησεις.

Το διαγραμμα ροης του προγραμματος για τον υπολογισμο σταθερων σημειων λειτουργιας φαινεται παρακάτω. Η εκτελεση του προγραμματος σε γλωσσα FORTRAN77, γινεται σε μικρουπολογιστη IBM PC-AT, με διαρκεια υπολογισμου της ταξης των 2 min για καθε σημειο λειτουργιας 6-κυλινδρου κινητηρα.

Σαν δεδομενα εισοδου, το προγραμμα δεχεται

- τα γεωμετρικα στοιχεια και
- στοιχεια ρυθμισεων του κινητηρα

(διαμετρος x διαδρομη, αριθμος κυλινδρων, σειρα εναυσης, χαρακτηριστικες παραμετροι γραμμης καυσης στο ονομαστικο σημειο λειτουργιας, διατομες, χρονισμοι και συντελεστες εκροης των βαλβιδων εισαγωγης και εξαγωγης καθως και της βαλβιδας στραγγαλισμου, κτλ, βλ Πίνακα 4.1 στο τέλος).

Τα δεδομενα που χαρακτηριζουν το συγκεκριμενο σημειο λειτουργιας, ειναι οπως και στην πραγματικη λειτουργια:

- ▶ η ποσοτητα εγγεομενου καυσιμου,
- ▶ ο αριθμος στροφων και
- ▶ οι συνθηκες περιβαλλοντος.

(Το τελευταίο βέβαια, έχει σημασία μόνο σε ειδικές περιπτώσεις, πχ μεγάλα υψόμετρα).

Ο υπολογισμος αρχιζει στο ΚΝΣ του πρωτου κυλινδρου με τον χρονο συμπιεσης, οπου δινονται αρχικες τιμες για τα μεγεθη ενδιαφεροντος. Το βημα γωνιας στροφαλου ειναι 1 μοιρα, αλλα υποδεκαπλασιαζεται εαν δεν επιτευχθει συγκλιση του βροχου διορθωσης με ακριβεια 0.5% σε 10 δοκιμες.

Το προγραμμα που περιγραφηκε συγκλινει ως επι το πλειστον με την ολοκληρωση 5 τετραχροων κυκλων. Με συγκριση των υπολογισμενων παραμετρων λειτουργιας του κυκλου

για ένα σημαντικό αριθμό σημείων του πεδίου λειτουργίας του κινητήρα καθώς και με διαφορετικούς βαθμούς στραγγαλισμού, μπορούν να εντοπιστεί η ύπαρξη τυχόν συστηματικών αποκλίσεων και να διορθωθούν οι αντίστοιχες τιμές των παραμέτρων στους υπολογισμούς των επί μέρους διεργασιών του κυκλώ.

Η παραπάνω μεθοδολογία είναι δυνατόν να περιγράψει με ακρίβεια τη συμπεριφορά του κινητήρα σε σταθερά σημεία λειτουργίας, ενώ μπορεί επίσης να έχει ικανοποιητικά αποτελέσματα σε μεταβατικά σημεία αν εξαιρέσουμε τον υπολογισμό των ταλαντώσεων της πίεσης στις σωληνώσεις της εξαγωγής.

ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΕ ΑΛΛΟΥΣ ΤΥΠΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ

Όσον αφορά τους κινητήρες diesel με διαιρεμένο θάλαμο καύσης, υπάρχει η δυνατότητα να θεωρηθεί ο προθάλαμος ή ο θάλαμος στροβιλισμού σαν χωριστός ογκός ελεγχού, και να υπολογίζεται η ροή μέσω της διοδού από και προς το θάλαμο καύσης συναρτηθεί της γωνίας στροφαλού, ή να θεωρηθεί μια προσέγγιση του ρυθμού εκκυσής θερμοτήτων των 2 θαλάμων με μια υποκαταστατή συναρτημένη γραμμής καύσης (Ersatzbrennverlauf).

Με τον ίδιο τρόπο μπορεί να εφαρμοστεί ο ίδιος κώδικας και για τον προϋπολογισμό λειτουργίας βενζινοκινητήρα, εφόσον προσεγγιστεί ικανοποιητικά η γραμμή καύσης με συνάρτηση Wiebe.

ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ ΓΙΑ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΑ ΣΗΜΕΙΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Η επεκταση του συγκεκριμένου κώδικα για τον υπολογισμό της μεταβατικής συμπεριφοράς του κινητήρα, δεν παρουσιάζει ιδιαίτερες δυσκολίες. Θα πρέπει να ληφθεί υπόψη η αδράνεια του κινητήρα και του οχήματος ανηγμένα σαν ροπή αδράνειας στο στροφαλοφόρο. Η δυναμική του ρυθμιστή της αντλίας καυσίμου δεν είναι απαραίτητο να ληφθεί υπόψη.

Ο τρόπος υπολογισμού φαίνεται στο λογικό διάγραμμα, στο τέλος του κεφαλαίου. Για εκπαιδευτικούς σκοπούς, ενδιαφέρει ο υπολογισμός δυο συγκεκριμένων κατηγοριών μεταβατικών φαινομένων:

- ▶ Ξεκινώντας από λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλό φορτίο με συγκεκριμένο αριθμό στροφών, γίνεται μια αποτομή αύξηση της παροχής καυσίμου, και υπολογίζονται διαδοχικοί κύκλοι μέχρι να συμπληρωθούν 2-5 s από τη χρονική στιγμή 0, ή γενικότερα μέχρι να ισορροπήσει ο κινητήρας στο νέο μονιμο σημείο λειτουργίας (επιτάχυνση οχήματος).
- ▶ Ξεκινώντας από ένα σημείο λειτουργίας χωρίς φορτίο σε μεσαίες στροφές, επιβάλλεται ακαριαία φορτίο, και παρακολουθείται η λειτουργία του κινητήρα στη συνέχεια μέχρι να ισορροπήσει στο νέο σημείο λειτουργίας (ενεργοποίηση κινητήρα ηλεκτροπαραγωγού ζεύγους).

Στο τέλος κάθε κύκλου υπολογίζεται η επιτάχυνση με βάση τη σχέση:

$$\frac{d\omega_M}{dt} = \frac{1}{J_W} \frac{d(W_x - W_{\phi_{op}})}{\omega_M} \quad (4.21)$$

οπου $\omega_M dt = 4\pi$ για ενα πληρη κυκλο λειτουργιας, και η $W_{\text{φορ}}$ (ροπη αντιστασεων δρομου) δινεται αναλογα με το σεναριο κινησης του οχηματος σαν συναρτηση του αρ.στροφων (και μεσω της σχεσης μεταδοσης και της ταχυτητας του οχηματος), με τη μορφη παραβολης.

ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΚΑΙ ΑΜΑΞΩΜΑΤΟΣ ΛΕΩΦΟΡΕΙΟΥ ΙΚΑΡΟΣ

Δεδομένα κινητήρα

Κατασκευαστής	Mogurt	
Τυπος	RABA/MAN D-2156 HM6U	
Διεργασία καύσης (σφαιρικό θάλαμο)	4-χρονο diesel, διεργασία M	(εγχύση σε
Αρ. κυλινδρών	6 σε σειρά	
Διαμ. Χ Διαδρομή	121 / 150 mm	
Μήκος διωστήρα	345 mm	
Σχέση συμπίεσης	17:1	
Κυβισμός	10349 cm ³	
Σειρά εναύσης	1-5-3-6-2-4	
Ονομαστική ισχύς	141 KW 2100 rpm	
Μεγίστη ροπή	690 Nm 1300 rpm	
Χρονισμός βαλβίδων:		
Εισαγωγής Ανοίγει	7° πριν ΑΝΣ	
Εισαγωγής Κλείνει	39° μετά ΚΝΣ	
Εξαγωγής Ανοίγει	43° πριν ΚΝΣ	
Εξαγωγής Κλείνει	9° μετά ΑΝΣ	

Δεδομένα συστήματος εγχύσης

Κατασκευαστής	Robert Bosch AG.
Αντλία εγχύσης:	PES 6A
Προπορεία:	27 π.ΑΝΣ
Ρυθμιστής:	RQ 200
Ακροφύσια:	DN ; πίεση ανοίγ. 175 bar
Μεγίστη παροχή	105 mm ³ / Hub
Παροχή ρελάντι	20 mm ³ / Hub

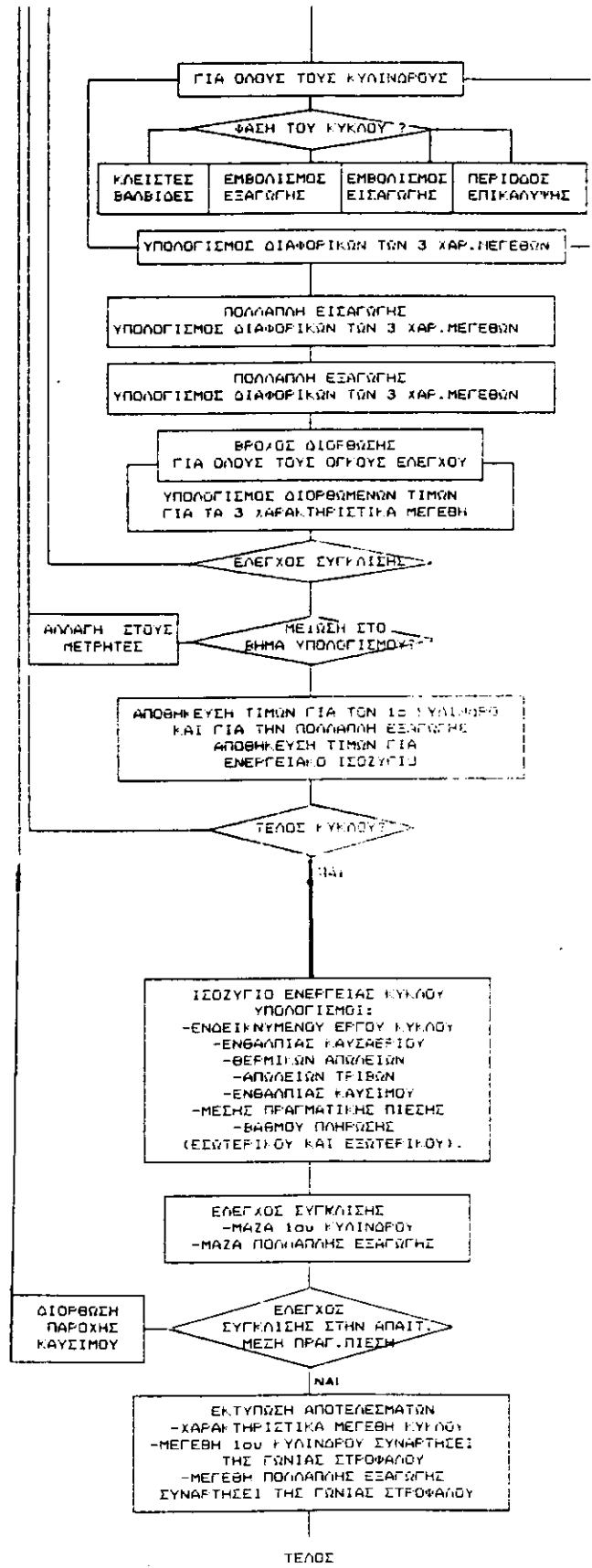
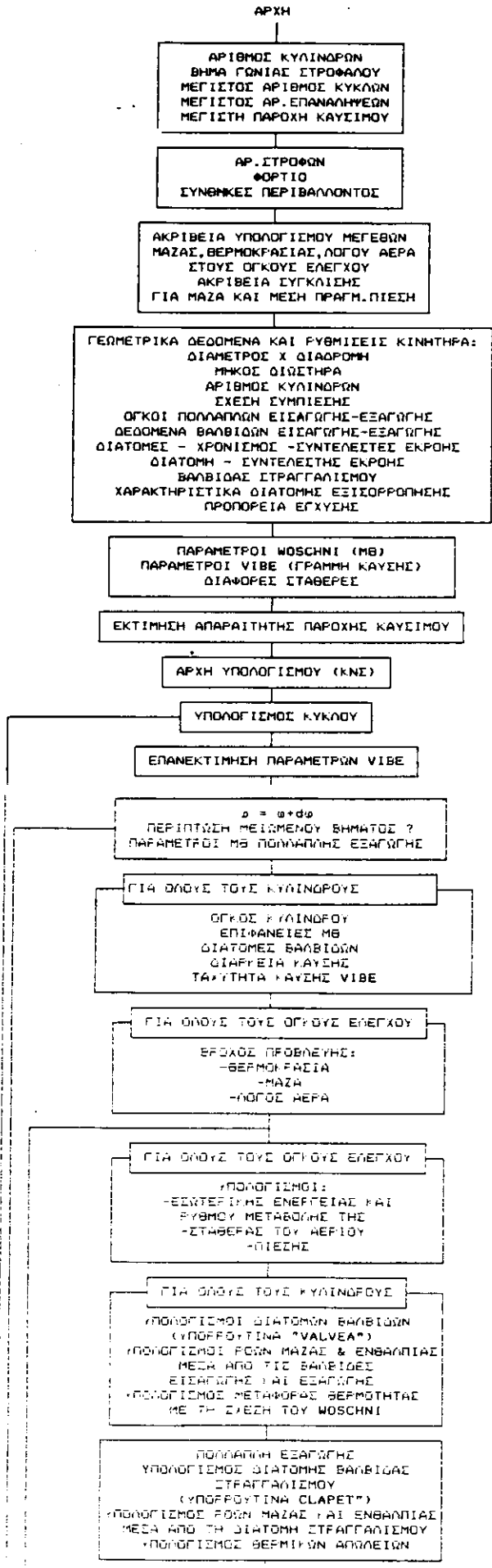
Δεδομένα Οχηματος

Τυπος	IKARUS
Λαστιχα	11.00 R 20 STC

Σχέσεις μεταδόσης

1η	7.03 : 1
2α	4.09 : 1
3η	2.70 : 1
4η	1.88 : 1
5η	1.35 : 1
6η	1.00 : 1
Σχέση διαφορικού	6.55 : 1
Μεγίστη ταχύτης	75 Km/h
Βαρος Οχηματος (αδειο)	9000 Kg
Μεγ.επιτρεπ.βαρος	16000 Kg
Ειδική ισχύς (αντίστροφη)	47 Kg/PS

ΛΟΓΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΚΩΔΙΚΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΜΟΝΙΜΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL (DI)



Export Input Data

Run Engine

INPUT DATA

OPERATION POINT

RPM:	2000
Τρόπος καθορισμού σημείου λειτουργίας (1:MEP, 2:fuel)	MEP
MEP:	1,8 bar
Fuel:	8,7 cm ³ /100hub

NC : αριθμός κυλίνδρων για τους οποίους γίνεται προσομοίωση
(NC=1 για το πρώτο τρέξιμο) 6

ENGINE DESIGN DATA

BO: διάμετρος κυλίνδρου	0,121 m
ST: διαδρομή κυλίνδρου	0,15 m
LE: μήκος διωστήρα	0,343 m
NOC: αριθμός κυλίνδρων	6
CR: σχέση συμπίεσης	17
VC(NC+1): όγκος πολλαπλής εισαγωγής	0,013 m ³
VC(NC+2): όγκος πολλαπλής εξαγωγής	0,0043 m ³
SKOP: πάχος κυλινδροκεφαλής	0,01 m
SKOL: πάχος κεφαλής εμβόλου	0,02 m
SHKOP: επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας από την κυλινδροκεφαλή	0,014 m ²
SHKOL: επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας από το έμβολο	0,018 m ²
SHTE: επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας πολλαπλής εξαγωγής	0,25 m ²
IORI: διατομή εξόδου πολλαπλής εξαγωγής	0,015 m ²
DVEX: διάμετρος βαλβίδας εξαγωγής	0,048 m
F0EX: προφόρτιση ελατηρίου βαλβίδας εξαγωγής	460 N
EXK: σταθερά ελατηρίου βαλβίδας εξαγωγής	34000 N/m

ENGINE TUNING DATA

TWAS: θερμοκρασία νερού ψύξης (θερμοστάτης)	85 °C
IVO: χρόνος ανοίγματος βαλβίδας εισαγωγής	360 ° γωνίας στρο
IVC: χρόνος κλεισίματος βαλβίδας εισαγωγής	565 ° γωνίας στρο
EVO: χρόνος ανοίγματος βαλβίδας εξαγωγής	137 ° γωνίας στρο
EVC: χρόνος κλεισίματος βαλβίδας εξαγωγής	369 ° γωνίας στρο
AIM: μέγιστη γεωμετρική διατομή ροής βαλβίδας εισαγωγής	0,002 m ²
AEM: μέγιστη γεωμετρική διατομή ροής βαλβίδας εξαγωγής	0,0017 m ²
INJ: προπορεία έγχυσης	10 ° γωνίας στρο
TCOR: διάρκεια καύσης της κατάστασης αναφοράς	75 ° γωνίας στρο
K1R: χαρακτηριστικός αριθμός καύσης αναφοράς (σχ.4.4 σημειώσεων - m _{ref})	1
IDR: καθυστέρηση έναυσης αναφοράς (σχ.4.4 σημειώσεων - ID _{ref})	10 ° γωνίας στρο
FREF: λόγος 1/λ καύσης αναφοράς (σχ.4.5 σημειώσεων - φ _{zref})	0,4

MODEL DATA

RPMRF: στροφές αναφοράς	2100
THSTA: αρχικό βήμα γωνίας στροφάλου	540
PREF: πίεση αναφοράς	1,00E+05 Pa
PZ: πίεση στην αρχή της συμπίεσης	1,00E+05 Pa
TZ: θερμοκρασία στην αρχή της συμπίεσης	400 K
CUCM: λόγος στροβιλισμού καυσίμου στον κύλινδρο	3
KH1: παράμετρος C_0 της σχέσης 4.10 σελ 102	130
KH2: παράμετρος C_1 της σχέσης 4.10 σελ 102	2,28
KH3O: παράμετρος C_2 της σχέσης 4.10 σελ 102	0,00324
G: $\gamma=1.32$ για τον αέρα	1,32
GMOT: $\gamma=1.32$ για τον αέρα	1,32
CYCLES: μέγιστος αριθμός κύκλων που υπολογίζονται	20
DTH1: αρχικό βήμα γωνίας στροφάλου	1
LMAX: μέγιστος αριθμός επαναλήψεων βρόγχου διόρθωσης	10

COEFFICIENTS

AWAS: συντελεστής συναγωγής τοιχώματος – ψυκτικού μέσου	3000 W/m ²
WLGU: συντελεστής αγωγιμότητας υλικού κυλινδροκεφαλής	56 W/m
WLAL: συντελεστής αγωγιμότητας υλικού εμβόλου	160 W/m
CO06: εκθετικός συντελεστής διάρκειας καύσης	0,2
CO05: εκθετικός συντελεστής διάρκειας καύσης	0,1
DISI: συντελεστής εκροής βαλβίδας εισαγωγής	0,35
DISE: συντελεστής εκροής βαλβίδας εξαγωγής	0,6
DIS3: συντελεστής εκροής διατομής-βαλβίδας στραγγαλισμού εξαγωγής	0,6

CORRECTION FACTORS

ALCO: συντελεστής διόρθωσης του AWAS	3
EXALC: εκθέτης διόρθωσης του AWAS	0,64
FMAX: συντελεστής διόρθωσης παροχής καυσίμου	0,9
FMCOR: συντ. διόρθωσης σταθεράς C_1 για την εύρεση της f_{mer}	1
MEPAX: συντελεστής διόρθωσης παροχής καυσίμου	7,5
COLL: συντελεστής διόρθωσης χρονισμού βαλβίδων	1,4

CRITERIA - ACCURACY

LIND: κριτήριο σύγκρισης	0
FN2MX: μέγιστος λόγος καυσίμου-αέρα	1
DPEMX: μέγιστη mer	0,5
CM3MX: μέγιστη παροχή καυσίμου	14
EFE: ακρίβεια σύγκλισης 1/λ σε κάθε βήμα	1,00E-03
EME: ακρίβεια σύγκλισης μάζας σε κάθε βήμα	1,00E-05
ETE: ακρίβεια σύγκλισης θερμοκρασίας σε κάθε βήμα	1
PEACC: ακρίβεια σύγκλισης mer	0,2
MMACC: ακρίβεια σύγκλισης μάζας κυλίνδρου	0,00005
MEACC: ακρίβεια σύγκλισης μάζας εξαγωγής	0,00005

INITIAL ESTIMATIONS

M1(I): αρχική πρόβλεψη μάζας κυλίνδρου #1	2,00E-03 kg
T1(I): αρχική πρόβλεψη θερμοκρασίας κυλίνδρου #1	350 K
F1(I): αρχική πρόβλεψη 1/λ κυλίνδρου #1	0
M1(NC+1): αρχική πρόβλεψη μάζας πολλαπλής εισαγωγής	2,00E-02 kg
T1(NC+1): αρχική πρόβλεψη θερμοκρασίας πολλαπλής εισαγωγής	300 K
F1(NC+1): αρχική πρόβλεψη 1/λ πολλαπλής εισαγωγής	0
M1(NC+2): αρχική πρόβλεψη μάζας πολλαπλής εξαγωγής	2,00E-03 kg
T1(NC+2): αρχική πρόβλεψη θερμοκρασίας πολλαπλής εξαγωγής	800 K
F1(NC+2): αρχική πρόβλεψη 1/λ πολλαπλής εξαγωγής	0,6