

Ενότητα 10

Ψύξη Εμβολοφόρων ΜΕΚ

Η θερμοκρασία στο τοίχωμα του κυλίνδρου ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης, ασκεί σημαντική επίδραση στην κατανάλωση καυσίμου και στις εκπομπές καυσαερίων. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο εσχάτως έχει ανακτήσει ενδιαφέρον αυτό το αρκετά παλαιό πρόβλημα της πρόβλεψης των θερμοκρασιακών πεδίων μέσα σ'ένα κινητήρα. Όπως είναι γνωστό, η ΜΘ κατά την ψύξη του εργαζόμενου κινητήρα, θα πρέπει να υπερπηδήσει τρεις εν σειρά αντιστάσεις:

- (i) θερμική αντίσταση μεταξύ εργαζόμενου μέσου και τοιχωμάτων θαλάμου καύσης.
- (ii) θερμική αντίσταση τοιχωμάτων θαλάμου καύσης (κυλινδροκεφαλή - έμβολο - χιτώνιο).
- (iii) θερμική αντίσταση μεταξύ τοιχωμάτων θαλάμου καύσης και περιρρέοντος ρευστού (χιτώνιο και κεφαλή προς το νερό ψύξης για τους υδρόψυκτους κινητήρες, πτερύγια σώματος μηχανής προς τον αέρα για αερόψυκτους, έμβολο προς ατμόσφαιρα στροφαλοθαλάμου).

Οι τρεις παραπάνω κύριες αντιστάσεις, θα αναλυθούν στα υποκεφάλαια που ακολουθούν. Σαν αποτέλεσμα της γνώσης των τριών μηχανισμών, θα αναλυθεί στη συνέχεια η μεθοδολογία υπολογισμού θερμοκρασιακών πεδίων σε κινητήρες, και οι εφαρμογές της.

10.1 ΜΘ από το εργαζόμενο μέσο προς το τοίχωμα του θαλάμου καύσης.

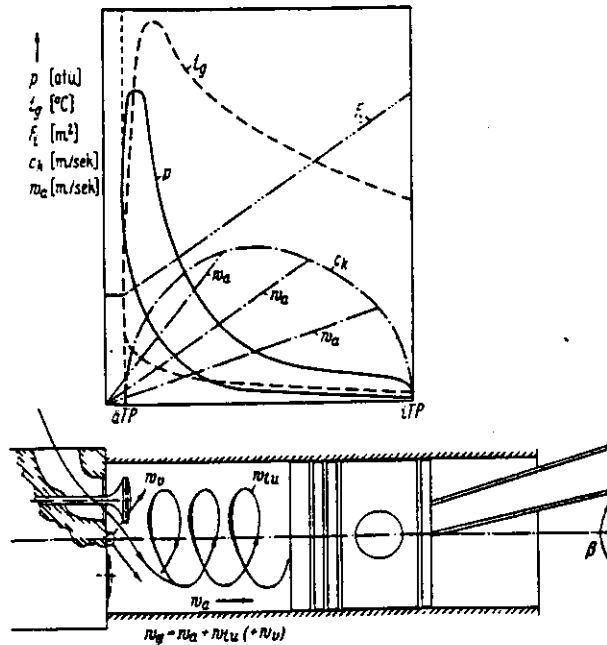
Η μεγαλύτερη δυσκολία για τον υπολογισμό της ΜΘ από τη μεριά του αερίου σε έναν εμβολοφόρο κινητήρα, προκαλείται από τη διαρκή μεταβολή της θερμοδυναμικής κατάστασης του εργαζόμενου μέσου (πίεση, θερμοκρασία, ταχύτητες), καθώς και των γεωμετρικών μεγεθών του θαλάμου καύσης στη διάρκεια ενός εμβολισμού (0.1 - 3 ms). Πρόκειται λοιπόν για κατάσταση μη ισορροπίας. (Σε αντιδιαστολή πχ με το θάλαμο καύσης μιάς τουρμπίνας σε μόνιμο σημείο λειτουργίας, όπου τα πράγματα είναι πολύ απλούστερα - ακόμη και τα κινούμενα μέρη έχουν ομοιόμορφη - περιστροφική - κίνηση).

Το ερώτημα που τίθεται άμεσα για τον εμβολοφόρο κινητήρα, είναι κατά πόσον μπορεί κανείς σε κάθε χρονική στιγμή να ξεκινήσει από μιά ομοιόμορφη θερμοδυναμική κατάσταση του αερίου στο εσωτερικό του κυλίνδρου, όπως και κατά πόσον οι περιοδικές διακυμάνσεις της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου διαπερνούν το τοίχωμα του θαλάμου καύσης. Το Σχήμα 10.1 δείχνει σχηματικά τις μεταβολές του αερίου στον κύλινδρο. Στο κάτω μέρος της εικόνας παρουσιάζεται το εσωτερικό του κυλίνδρου κατά τη φάση της εισαγωγής. Διακρίνονται λοιπόν εκεί οι στροβιλισμοί που εσκεμμένα δημιουργούνται στη γόμωση του κυλίνδρου. Οι στροβιλισμοί αυτοί διατηρούνται σε ένα βαθμό και κατά τη συμπίεση, οπότε (για την περίπτωση του κινητήρα diesel που φαίνεται στο Σχήμα), επιτυγχάνεται καλλίτερη ανάμιξη με τον αέρα των σταγονιδίων του καυσίμου κατά την έγχυση.

Όπως προκύπτει και από τα παραπάνω, το βασικό πρόβλημα που υπάρχει εδώ, είναι η έντονη τοπική και χρονική διαφοροποίηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ εργαζόμενου μέσου και τοιχώματος.

Εδώ θα συζητηθεί η λύση που έδωσε στο πρόβλημα ο Woschni (1965/70) για τον κινητήρα

diesel αρχικά, η οποία θεωρείται η πιο επιτυχημένη από τις πολλές προσεγγίσεις που έγιναν. Η σχέση που ανέπτυξε ο Woschni υπολογίζει ένα τοπικά μέσο συντελεστή συναγωγής (περιλαμβάνει και την ακτινοβολία), μεταξύ εργαζόμενου μέσου και τοιχώματος σαν συνάρτηση της θερμοδυναμικής κατάστασης του πρώτου.



Σχήμα 10.1. Σχηματική παράσταση των διακυμάνσεων πίεσης P , θερμοκρασίας t_g , ταχύτητας w_g και εξωτερικής επιφάνειας θαλάμου καύσης F_i στον κύλινδρο.

Ο Woschni έκανε την πολύ βασική (και τολμηρή) απλοποιητική παραδοχή, ότι τα αποτελέσματα των μετρήσεων σε ένα σωλήνα διαρρέομενο από αέριο, μπορούν να επεκταθούν με βάση τις αρχές της ομοιότητας στην περίπτωση του θαλάμου καύσης του εμβολοφόρου κινητήρα. (Όπως είναι γνωστό από την θεωρία του Nusselt, το φαινόμενο στο σωλήνα περιγράφεται με βάση 3 μόνο αριθμούς: Nu , Re , Pr).

Ο Woschni ανέπτυξε μία εξίσωση για το συντελεστή ΜΘ όπου χρησιμοποίησε εκφράσεις γινομένων δυνάμεων για την περιγραφή της μεταβολής των ιδιοτήτων του αερίου - συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας λ , δυναμικό ιξώδες η , (ανηγμένα σε αέρα), σαν συνάρτηση της θερμοκρασίας. Οσον αφορά την ταχύτητα, επέλεξε σαν χαρακτηριστικό μέγεθος της στην έκφραση του αριθμού Reynolds, τη μέση ταχύτητα εμβόλου c_m .

Τη συνεισφορά της ακτινοβολίας φλόγας και καυσαερίου (στον κινητήρα diesel επιτυγχάνονται μέγιστες θερμοκρασίες εργαζόμενου μέσου της τάξης των 2500 K), τη θεώρησε πολύ μικρή, και δεν προσέθεσε ειδικό όρο στην εξίσωση.

Εισηγάγε όμως ο Woschni, ένα ειδικό όρο - τον όρο της καύσης - για να λάβει υπόψη τις απότομες μεταβολές που συμβαίνουν στον κύλινδρο στη διάρκεια της φάσης αυτής. Το κομμάτι αυτό (της καύσης), έχει διαφορετική βαρύτητα στην εξίσωση (διαφορετικό συντελεστή), για τις διάφορες διεργασίες καύσης (απ'ευθείας έγχυση - προθάλαμος - διεργασία M).

Οσον αφορά τώρα τη ΜΘ κατά τις φάσεις εναλλαγής γόμωσης στον κύλινδρο (εισαγωγή -

εξαγωγή), ο Woschni βασίστηκε στην πολύ καλή δουλειά του Zapf στην περιοχή αυτή. Έτσι προέκυψε τελικά μία κομψή, καθαρή στις θεωρητικές της βάσεις και πολύ ευέλικτη και εύκολη στη χρήση της εξίσωση:

$$\alpha = 130 d^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_A T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \right]^{0,8} \text{ W/m}^2 \text{ K.} \quad (10-1)$$

όπου η σταθερά C_1 παίρνει τις ακόλουθες τιμές:
κατά την απόπλυση του κυλίνδρου:
κατά τη συμπίεση και εκτόνωση:

$$C_1 = 6.18 + 0.417 \frac{c_u}{c_m}$$

$$C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{c_u}{c_m}$$

Όσον αφορά τη σταθερά C_2 στο κομμάτι με τη διαφορά πιέσεων $P-P_0$ (με και χωρίς καύση), αυτό παίρνει τις εξής τιμές:

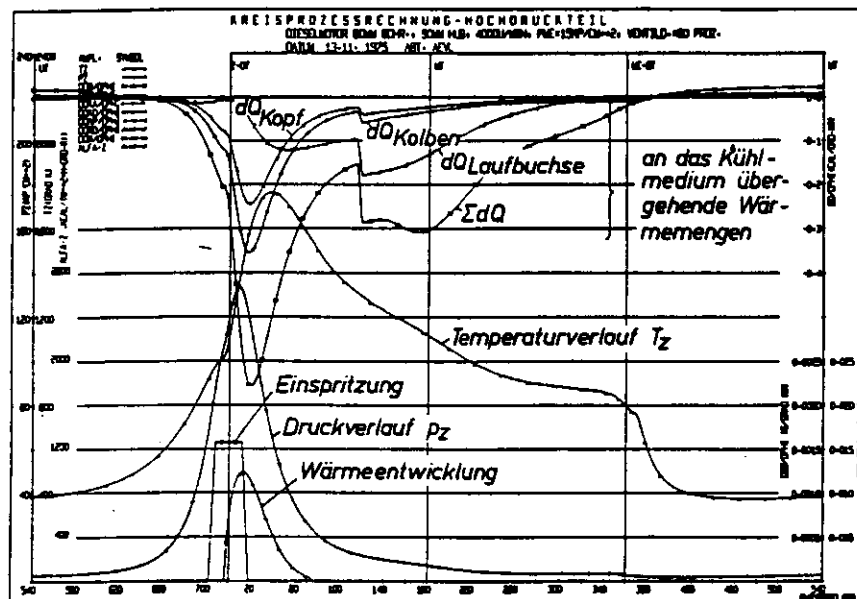
για απ'ευθείας εγχυση και διεργασία M
για διαιρεμένο θάλαμο καύσης

$$C_2 = 3.24 \times 10^{-3} \text{ m/sK}$$

$$C_2 = 6.22 \times 10^{-3} \text{ m/sK}$$

Η σχέση του Woschni αναπτύχθηκε με βάση πειράματα σε κινητήρες MAN αργόστροφους και μεσαίας τάξης στροφών. Δεν είναι ιδιαίτερα αποτελεσματική για ταχύστροφους κινητήρες diesel.

Στο Σχ.10.2 παρουσιάζεται η διακύμανση της θερμοκρασίας, της πίεσης και της εκλυόμενης θερμότητας στον κύλινδρο σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου, όπως υπολογίζονται με βάση την εξίσωση του Woschni σε ταχύστροφο κινητήρα diesel επιβατικού οχήματος.



Σχήμα 10.2. Θεωρητικός υπολογισμός κατά Woschni της διακύμανσης της θερμοκρασίας, πίεσης και εκλυόμενης θερμότητας στον κύλινδρο, καθώς και της θερμότητας που απάγεται μέσω της κυλινδροκεφαλής, του χιτωνίου και των εμβόλων, σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου για ταχύστροφο κινητήρα diesel.

10.2. Μετάδοση Θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού μέσου.

Όταν εξεταστεί η ψύξη του κινητήρα καθαρά από την άποψη της μετατροπής ενέργειας, όπως το έκανε ήδη από πολύ παλιά ο Rudolf Diesel στην πραγματεία του για την βέλτιστη απόδοση θερμική μηχανή, τότε φαίνεται σαν άχρηστη σπατάλη ενέργειας και οδηγεί σε μία σειρά από προβλήματα για τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα ενός κινητήρα χαμηλής θερμικής απόρριψης, ή και ενός αδιαβατικού κινητήρα. Όπως έχει ήδη υπολογίσει ο Zarf, ένας κινητήρας diesel χωρίς ψύξη θα επέβαλε στα εξαρτήματα του θαλάμου καύσης του θερμοκρασίες ισορροπίας στην τάξη των 1250°C. Ετσι όμως θα προέκυπταν σημαντικές μειώσεις της πλήρωσης του κυλίνδρου (και επομένως της ειδικής ισχύος), λόγω μείωσης της πυκνότητας του θερμού αέρα εισαγωγής.

Γενικά υπάρχουν πολλοί λόγοι για τους οποίους απαιτείται μιά μείωση της θερμοκρασίας τοιχώματος του θαλάμου καύσης. Αυτές βέβαια διαφέρουν ανάλογα με το είδος της διεργασίας καύσης:

Στους βενζινοκινητήρες θα πρέπει οι θερμοκρασίες στα χιτώνια να μην πέσουν κάτω από το σημείο δρόσου του μίγματος αέρα - βενζίνης, γιατί διαφορετικά παρατηρηθεί υγραποίηση βενζίνης και ανάμιξη - απόπλυση του φίλμ λαδιού που εξασφαλίζει τη λίπανση στην περιοχή των ελατηρίων. Τα βαρέα κλάσματα του καυσίμου τα οποία διαφεύγουν στο στροφαλοθάλαμο μέσω των χιτωνίων, τα οποία χαρακτηρίζονται από τη θέση του σημείου 90% της καμπύλης απόσταξης, μπορούν κάτω από τις δυσμενέστερες συνθήκες - μικρές διαδρομές κατά το χειμώνα (με κρύο δηλαδή κινητήρα που δεν προλαβαίνει να ζεσταθεί), να οδηγήσουν σε αραιώση του λαδιού μέχρι και 10%. Η ανύψωση της θερμοκρασίας τοιχώματος πάνω από το σημείο 90%, απαιτεί θερμοκρασίες 160 - 180°C στα χιτώνια. Εάν επιθυμούσαμε να αποφύγουμε την απόπλυση του λαδιού από ελαφρότερα κλάσματα της βενζίνης, πχ. αντίστοιχα με το σημείο 30% της καμπύλης απόσταξης της βενζίνης, θα απαιτούνταν θερμοκρασίες χιτωνίων της τάξης των 80°C.

Στον κινητήρα diesel είναι μικρότερος ο κίνδυνος της φθοράς από υποβάθμιση των λιπαντικών ιδιοτήτων του λαδιού, αλλά αντίστοιχα αυξημένος ο κίνδυνος διάβρωσης εξαιτίας της πώσης της θερμοκρασίας κάτω από το σημείο δρόσου του καυσαερίου, οπότε δημιουργούνται οξέα (H_2SO_3 , H_2SO_4) από το θειάφι που περιέχεται στο καύσιμο, που μπορεί να διαβρώσουν το κατω τμήμα του χιτωνίου. Το σημείο δρόσου του καυσαερίου, εξαρτάται βέβαια από τη μερική πίεση των υδρατμών και το περιεχόμενο σε θείο του καυσίμου, και μπορεί να φτάσει τους 180°C για υψηλή περιεκτικότητα σε θείο.

Τα ανώτατα όρια θερμοκρασιών στα χιτώνια, θα πρέπει να εξασφαλίζουν ικανοποιητική λειτουργία του φίλμ λαδιού. Θερμοκρασίες άνω των 200°C οδηγούν σε αυξημένη φθορά ελατηρίων και χιτωνίων.

Η μέγιστη θερμοκρασία που μπορεί να παρατηρηθεί σε τοίχωμα θαλάμου καύσης, είναι της τάξης των 300°C στην περιοχή μεταξύ των βαλβίδων επι της κυλινδροκεφαλής. Εδώ πλέον ο κίνδυνος είναι από τη θερμική καταπόνηση της κυλινδροκεφαλής (οι μηχανές βαρέων οχημάτων της δεκαετίας του 60 παρουσίαζαν ρωγμές ακριβώς στο σημείο αυτό).

Δύο κύριοι τρόποι ψύξης των κινητήρων χρησιμοποιούνται στην πράξη: η ψύξη με νερό και η ψύξη με αέρα.

Κατά την ψύξη με νερό, η μεταφερόμενη θερμότητα

$$\Phi_k = \alpha_k A_k (T_{εκ} - T_k). \quad (10.2)$$

οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας του νερού

$$\Delta T_k = \frac{\Phi_k}{m_k c_p}. \quad (10.3)$$

Το νερό αποδίδει τη θερμότητα στο ψυγείο (εναλλάκτη νερού - αέρα), αφού προθερμανθεί ο κινητήρας και ανοίξει ο θερμοστάτης (ca. 80°C).

Στον αερόψυκτο κινητήρα, το σώμα και η κυλινδροκεφαλή φέρουν πτερύγια. Η ψύξη με αέρα αποφεύγει τους περιορισμούς στη θέρμανση του μέσου (σχετικά χαμηλή θερμοκρασία βρασμού του νερού), όπως και τον κίνδυνο από το πάγωμα του νερού στις χαμηλές θερμοκρασίες.

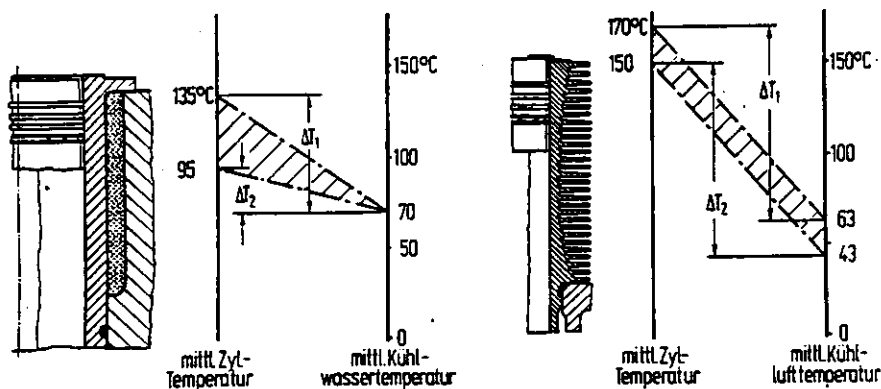
Βέβαια, εξαιτίας των χαμηλότερων συντελεστών συναγωγής:

$$\frac{\alpha_{wa}}{\alpha_{La}} \approx 100$$

απαιτείται βάσει της σχέσης (2.2) πολύ μεγαλύτερη επιφάνεια εναλλαγής:

$$\frac{A_{Lu}}{A_{wa}} \approx 25 \dots 50.$$

παρόλο που βέβαια η επιτρεπόμενη αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα ψύξης είναι αρκετά μεγαλύτερη (Σχ.10-3)



Σχήμα 10.3. Θερμοκρασίες τοιχωμάτων και ρευστού κατά την ψύξη κινητήρα με αέρα και νερό.

Για το λόγο αυτό, η εξωτερική επιφάνεια των πτερυγίων ενός αερόψυκτου κινητήρα συνιστάται να είναι 30 - 50 φορές αυτή της επιφάνειας του εμβόλου.

Μετάδοση θερμότητας κατά την ψύξη με αέρα.

Εδώ εφαρμόζεται η θεωρία των πτερυγίων. Κατά τη μόνιμη λειτουργία, αποκαθίσταται επί της επιφάνειας των πτερυγίων μία θερμοκρασιακή κατανομή, που οδηγεί σε μία τοπικά διαφοροποιημένη απαγωγή θερμότητας. Συγχρόνως, κατά τη διόδο του αέρα μέσα από τα πτερύγια, αλλάζει και η δική του θερμοκρασία. Κατά την πραγματική λειτουργία, μεταβάλλονται ισχυρά τοπικά οι συντελεστές ροής, οπότε διαφοροποιούνται και οι συντελεστές συναγωγής.

Όσον αφορά τη μορφή των πτερυγίων, υπάρχουν τα ίσια πτερύγια, που εκκινούν από το ίδιο επίπεδο (πχ. πτερύγια κυλινδροκεφαλής), όπως και τα κυκλικά πτερύγια, τα οποία εκκινούν από την περιφέρεια ενός κυλινδρικής μορφής σώματος (κύλινδρος μηχανής).

Όπως είναι γνωστό, για την απλούστερη περίπτωση πτερυγίου με ορθογωνική διατομή,

υπάρχει η εκθετική λύση:

$$\theta = \theta_0 \frac{\cosh m(x-h)}{\cosh(mh)}, \quad (10.4)$$

όπου

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_R}{s\lambda_R}}. \quad (10.5)$$

και η απαγωγή θερμότητας είναι:

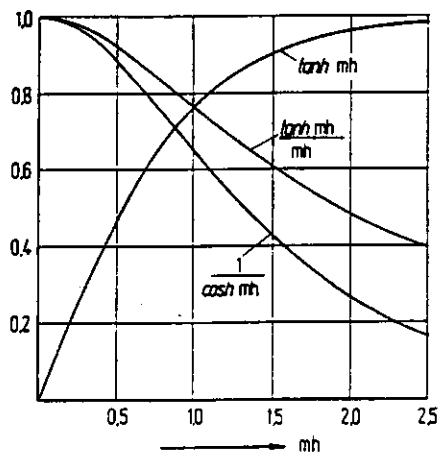
$$\Phi_R = \theta_0 m s \lambda_R \tanh(mh). \quad (10.6)$$

ενώ η θερμοκρασιακή διαφορά στο άκρο του πτερυγίου:

$$\theta_{x=h} = \frac{\theta_0}{\cosh(mh)}. \quad (10.7)$$

Η απλοποιητική οριακή συνθήκη που λήφθηκε υπόψη, ότι δηλαδή δεν υπάρχει θερμορροή από το άκρο του πτερυγίου, ισχύει με αρκετή ακρίβεια στην περίπτωση λεπτών και μεγάλου μήκους πτερυγίων.

Από το Σχ. 10.4, μπορεί να παρατηρηθεί η μεταβολή των συναρτήσεων $1/\cosh(mh)$ και $\tanh(mh)$ με αύξηση του μήκους του πτερυγίου: παρατηρείται ότι η απώλεια θερμότητας αυξάνει με εκθετικό τρόπο, και ανάλογα μειώνεται η θερμοκρασιακή διαφορά στο άκρο του πτερυγίου, οπότε μετά από κάποιο σημείο είναι αντισυμβατικό να επιμηκύνουμε κι άλλο το πτερύγιο (εδώ παίζει ρόλο το μέγεθος m).



Σχήμα 10.4 Συναρτήσεις υπολογισμού θερμορροής σε πτερύγιο.

Στην πράξη τα πτερύγια χυτοσιδηρών κυλινδρών και κεφαλών δεν ξεπερνούν τα 40mm σε μήκος, ενώ αυτά από κράμα αλουμινίου τα 70mm. Όσον αφορά το πάχος, τα μεν χυτοσιδηρά έχουν κατά κανόνα 2-3 mm πάχος, τα δε από κράμα αλουμινίου πολλές φορές, μερικά δέκατα του χιλιοστού.

Για την έκφραση της αποτελεσματικότητας μιάς πτυχωτής επιφάνειας, υπάρχει ο βαθμός απόδοσης η_R (ή βαθμός αποτελεσματικότητας ψ). Αυτός είναι το πηλίκο της πραγματικά απαγόμενης θερμότητας, προς αυτήν που θα απάγονταν εάν η υπερθερμοκρασία κατά μήκος του πτερυγίου δεν ελαττώνονταν, αλλά διατηρούσε την τιμή που έχει στη βάση του: $\theta = \theta_0$. Για τα ίσια ορθογωνικής διατομής πτερύγια ισχύει:

$$\eta_R = \frac{\tanh(mh)}{mh} \quad (108)$$

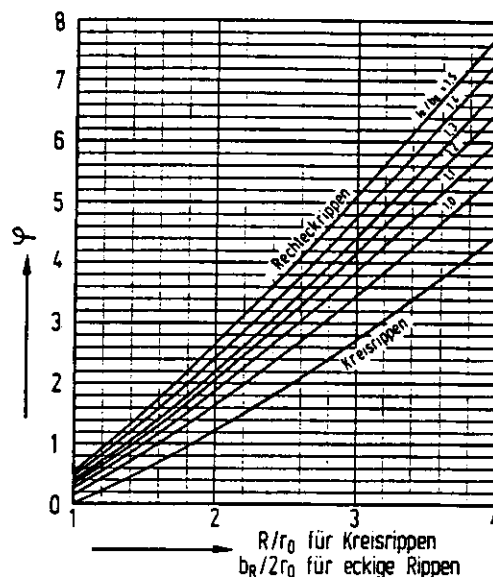
Η παραπάνω σχέση γενικεύτηκε από τον Th. E. Schmidt για οποιαδήποτε μορφή πτερυγίων επι κυλινδρικής ή επίπεδης επιφάνειας ως εξής:

$$\eta_R = \frac{\tanh X}{X} \quad (109)$$

όπου το χαρακτηριστικό μέγεθος X δίνεται από τη σχέση:

$$X = r_0 \varphi m. \quad (10.10)$$

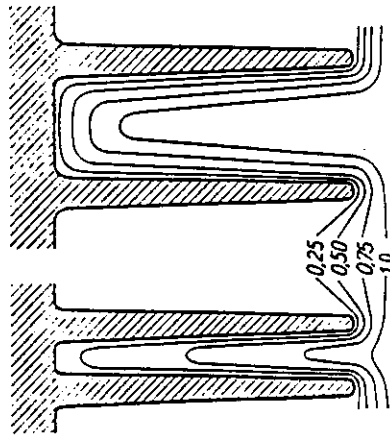
Ο συντελεστής φ λαμβάνει υπόψη την επιφάνεια έδρασης του πτερυγίου (Σχ. 10.5).



Σχήμα 10.5. Μεταβολή του παράγοντα φ για κυκλικά και ορθογωνικά πτερύγια.

Όσον αφορά τη ροή του αέρα μέσα από τα πτερύγια, αυτή οδηγεί πάντα σε συνθήκες εξαναγκασμένης συναγωγής, είτε με ειδικό ανεμιστήρα, είτε εξαιτίας της κίνησης του οχήματος (δίκυκλα). Στη δεύτερη περίπτωση, υπάρχει κίνδυνος υπερθέρμανσης σε αναβάσεις με πλήρη ισχύ και χαμηλές ταχύτητες κίνησης οχήματος. Αποφασιστικής σημασίας για τη ΜΘ, είναι η πτώση της ταχύτητας ροής του αέρα στο ενδιάμεσο μεταξύ των πτερυγίων (Σχ. 10.6).

Εδώ παίζει σημαντικό ρόλο το είδος του οριακού στρώματος που σχηματίζεται στην επιφάνεια του πτερυγίου. Στο στρώμα αυτό, εξαιτίας της δράσης του ιξώδους του ρευστού, παρατηρείται σημαντική πτώση της ταχύτητας, ενώ η εξωτερική ροή δεν επηρεάζεται καθόλου. Εάν θεωρηθούν τα πτερύγια σαν πλάκες που περιρρέονται ελεύθερα και από τις δύο μεριές από αέρα, (Σχ. 10.7), τότε γίνεται κατανοητό ότι ένα σημαντικό τμήμα του πτερυγίου βρίσκεται πριν από τη λεγόμενη μεταβατική περιοχή, οπότε η ροή αναπτύσσεται παράλληλα στην πλάκα, χωρίς να περιέχει συνιστώσες κάθετες στις γραμμές ροής. Ετσι στην περιοχή αυτή η ΜΘ γίνεται κυρίως με αγωγή μέσα από το στρωματοποιημένο ρευστό, και ο συντελεστής ΜΘ εξαρτάται άμεσα από το πάχος της στρωτής οριακής στιβάδας. Το

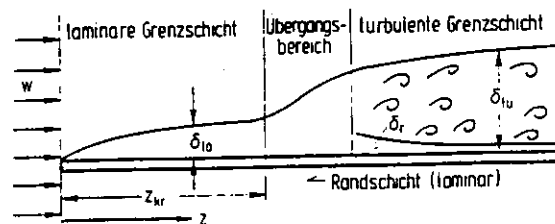


Σχήμα 10.6. Κατανομή ταχυτήτων για μικρές και μεγάλες αποστάσεις μεταξύ περυγίων.

πάχος αυτό αυξάνει με την απόσταση κατά μήκος της πλάκας (Σχ.10.7) και ισχύει κατά προσέγγιση:

$$\frac{\delta_{1a}}{z} = \frac{4,64}{\sqrt{Re}}$$

(10.11)



Σχήμα 10.7. Στρωτό και τυρβώδες οριακό στρώμα σε περιρρεόμενη πλάκα.

όπου ο αριθμός Re σχηματίζεται με βάση το z και την ταχύτητα ροής w .

Ενδεικτικά αναφέρεται, ότι για αέρα που ρέει με ταχύτητα 20 m/s σε θερμοκρασία δωματίου γύρω από πλάκα ($\nu = 15.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$), το πάχος του στρωτού οριακού στρώματος σε απόσταση 0.1m από την αιχμή είναι 1.3mm.

Βέβαια, με την υπέρβαση ενός κρίσιμου αριθμού Reynolds, το στρώμα μεταπίπτει σε τυρβώδες (Σχ.10.7). Ο κρίσιμος αριθμός Reynolds δεν μπορεί να προσδιοριστεί με αρκετή ακρίβεια, αλλά κείται στην περιοχή 100,000 - 400,000. Φυσικά η ροή μπορεί να διαταραχτεί απ'την αρχή πχ. με ανεμιστήρα, οπότε μεταπίπτει ευκολότερα σε τυρβώδες το οριακό στρώμα. Όσον αφορά το πάχος του τυρβώδους οριακού στρώματος, ισχύει η παρακάτω προσέγγιση:

$$\frac{\delta_{tu}}{z} = \frac{0,384}{Re^{0,2}}$$

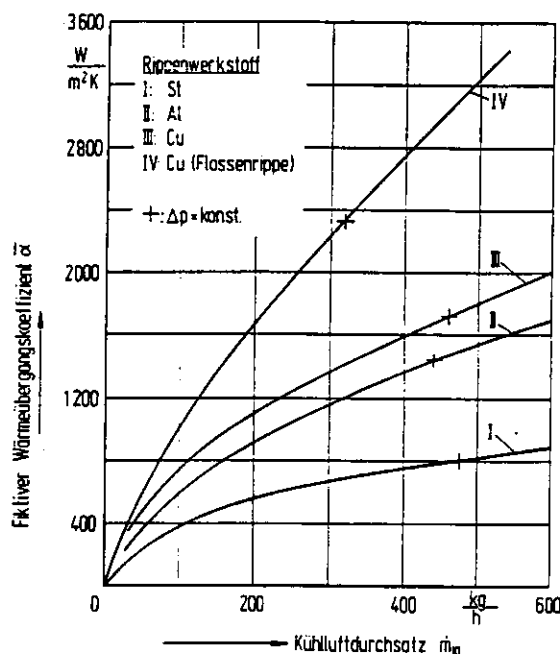
(10.12)

Οι παρακάτω σχέσεις δίνουν κατευθύνσεις για την ελάχιστη απόσταση μεταξύ πτερυγίων (δεν θα πρέπει να αλληλοεπικαλύπτονται τα οριακά στρώματα των δύο πτερυγίων), οπότε προκύπτει η παρακάτω σχέση για την ελάχιστη απόσταση μεταξύ πτερυγίων:

$$s_t \geq 2\delta_{t_0} = 9,28 \sqrt{Re_{kr}} \left(\frac{\nu}{w} \right) \approx 1,1 \text{ mm}$$

για $w=60 \text{ m/s}$ και $Re_{kr} = 2 \times 10^5$. Αυτή η τιμή εφαρμόζεται πχ. στις ακραίες συνθήκες λειτουργίας των πτερυγίων αεροπορικών κινητήρων.

Στο Σχ.10.8 παρουσιάζεται η μεταβολή του ανηγμένου συντελεστή ΜΘ σαν συνάρτηση της ροής αέρα γύρω από πτερύγια διαφόρων μορφών και υλικών.



Σχήμα 10.8. ΜΘ σε πτυχωτή επιφάνεια σαν συνάρτηση της ροής αέρα για διάφορα είδη και υλικά πτερυγίων.

Όσον αφορά τώρα τον πραγματικό συντελεστή συναγωγής κατά την τυρβώδη ροή γύρω από το πτερύγιο, ισχύουν οι γνωστές σχέσεις για τη ροή εντός σωλήνων, όπως και γύρω από σώματα, κατάλληλα προσαρμοσμένες ορισμένες φορές για να συμφωνούν με τα πειραματικά αποτελέσματα.

Για μία προσεγγιστική εκτίμηση της απαιτούμενης ροής μάζας αέρα ψύξης ανά μονάδα παραγόμενης ισχύος για διάφορους τύπους κινητήρων, μπορούν να ληφθούν οι παρακάτω τιμές:

-κινητήρας diesel απ'ευθείας εγχύσεως:	$m_{KL} = 70 - 80 \text{ kg/h kW}$
-κινητήρας diesel διαιρεμένου θαλάμου:	$m_{KL} = 90 - 95 \text{ kg/h kW}$
-βενζινοκινητήρας:	$m_{KL} = 50 - 75 \text{ kg/h kW}$

Μετάδοση θερμότητας κατά την ψύξη με νερό.

Επειδή σε κινητήρες χαμηλής ειδικής ισχύος, η ψύξη με νερό δεν παρουσιάζει ιδιαίτερα προβλήματα, στο βαθμό που εξασφαλίζεται εισροή και εκροή του νερού ψύξης, τα σχετικά εγχειρίδια δίνουν απλά την τάξη μεγέθους των συντελεστών ΜΘ απ'την πλευρά του νερού. Ανάλογα και με την ταχύτητα ροής (στην περιοχή 0 - 5m/s), οι συντελεστές αυτοί βρίσκονται

στην περιοχή

$$\alpha_k = 350 \dots 10,000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Τρεις βασικές μορφές εξισώσεων για το συντελεστή ΜΘ έχουν προταθεί κατά καιρούς:

Ο Wanscheidt έδωσε την παρακάτω σχέση για το α σαν συνάρτηση της ταχύτητας του νερού σε m/s

$$\alpha_t = 350 + 2100 \sqrt{w} \text{ W/m}^2 \text{ K}, \quad (10.12)$$

Η σχέση αυτή αγνοεί εντελώς την επίδραση των σταθερών ύλης του ψυκτικού μέσου, που αλλάζουν εξάλλου και με τη θερμοκρασία. Επίσης αγνοεί την επίδραση της γεωμετρίας.

Ο Streit έδωσε μία τελειώς διαφορετικής μορφής έκφραση για το α συναρτήσει του q [W/m^2]

$$\alpha_t = 1,5q^{0,64} \text{ W/m}^2 \text{ K}. \quad (10.13)$$

εδώ πάλι αγνοείται η επίδραση της ταχύτητας ροής και η δράση της αντλίας νερού.

Ο McAulay πάλι, χρησιμοποίησε τη θεωρία της ομοιότητας για την περιγραφή του φαινομένου, οπότε η σχέση του δείχνει εκτός από την επίδραση της ροής, την επίδραση των ιδιοτήτων του ψυκτικού μέσου. Σαν τρίτο μέγεθος επίδρασης έρχεται η πυκνότητα θερμorroής:

$$\text{Nu} = 0,27 \text{ Re}^{0,6} \text{ Pr}^{0,4} (1 + q \cdot 10^{-8}), \quad (10.14)$$

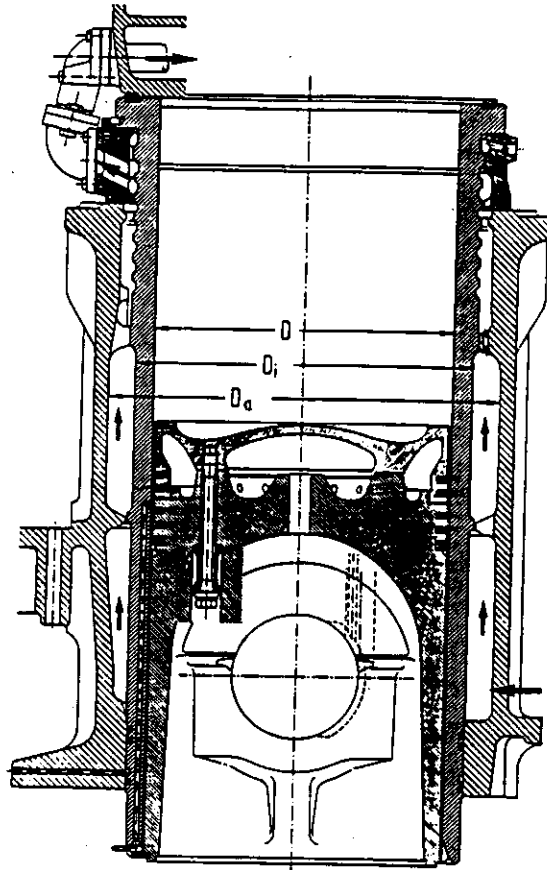
Ο όρος που περιέχει το q , λαμβάνει υπόψη την εμφάνιση του υπόψυκτου βρασμού, που είναι πολύ ευνοϊκή για τη ΜΘ. Έτσι, μία πολύ υψηλή πυκνότητα θερμorroής $q = 10^6 \text{ W/m}^2$, οδηγεί σε διπλασιασμό του α , για ίδιες συνθήκες ροής. (Οι αριθμοί Nu και Re υπολογίζονται με τη διάμετρο του κυλίνδρου σαν χαρακτηριστικό μήκος). Σταθερές ύλης για τη μέση θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου.

Βέβαια, ενώ όπως εξηγήθηκε παραπάνω, είναι γνωστό ότι η εμφάνιση βρασμού με φυσσαλίδες οδηγεί σε σημαντική αύξηση των συντελεστών ΜΘ, εν τούτοις, τόσο μεγάλη πυκνότητα θερμorroής εμφανίζεται μόνο στην κυλινδροκεφαλή και στο άνω τμήμα του χιτωνίου.

Στο υπόλοιπο (μεγαλύτερο) τμήμα του χιτωνίου, έχουμε καθαρή συναγωγή, η οποία προφανώς εξαρτάται από την ταχύτητα ροής του νερού ψύξης. Οι συνθήκες ροής βέβαια γύρω από τους κυλίνδρους, δεν μπορούν να προσδιοριστούν με σαφήνεια. Η ταχύτητα κυμαίνεται μεταξύ 0.1 και 1.5 m/s.

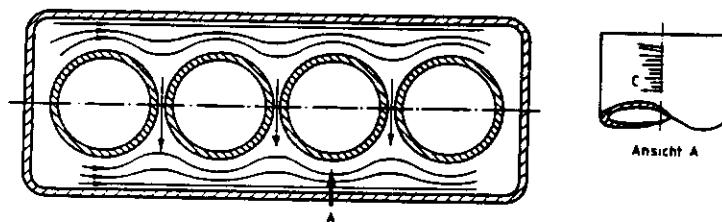
Στις περιοχές που η ταχύτητα πέφτει κάτω από το 0.1 m/s, αρχίζει να παίζει κάποιο ρόλο και η ελεύθερη συναγωγή, όπως πχ. στην περίπτωση των χιτωνίων ενός μεγάλου υπερπληρούμενου κινητήρα μεσαίας τάξης στροφών με διάμετρο \times διαδρομή 520 x 550 mm, Σχ.10,9.

Είναι λοιπόν φανερό ότι κατά την ψύξη με νερό, συναντώνται ακόμη και στον ίδιο τύπο κινητήρα, εντελώς διαφορετικές συνθήκες ΜΘ. Μία ακριβέστερη υπολογιστική προσέγγιση θα πρέπει να λαμβάνει πάντα υπόψη τα πολυάριθμα αποτελέσματα που υπάρχουν στη βιβλιογραφία για τη ροή μέσα και γύρω από κανάλια. (Για τους μεγάλους κινητήρες, βραδύστροφους και μεσαίας τάξης στροφών με μεγάλο μήκος χιτωνίων, η ροή του νερού έχει την κύρια συνιστώσα της κατά μήκος του χιτωνίου (Σχ.10,9))



Σχήμα 10.9. Χιτώνιο ενός 4-χρονου κινητήρα diesel μεσαίας τάξης στροφών, κατασκευής M.A.N.

Αντίθετα, στους ταχύστροφους κινητήρες diesel των επιβατικών, επικρατεί η κάθετη συνιστώσα (Σχ. 10.10), σύμφωνα με την ανάλυση του Willumeit, ο οποίος εφάρμοσε επιτυχώς τα δεδομένα από τη μεθοδολογία υπολογισμών εναλλακτών θερμότητας δέσμης σωλήνων στην περίπτωση αυτή.



Σχήμα 10.10. Γραμμές ροής και διανύσματα ταχυτήτων κατά τη ροή του ψυκτικού νερού στο σώμα 4-κύλινδρου κινητήρα diesel επιβατικού οχήματος.

Βέβαια, η μεταφορά των αποτελεσμάτων στις πραγματικές συνθήκες ψύξης του κινητήρα απαιτεί σημαντικές μετατροπές. Οι συνθήκες που επικρατούν σε ένα εργαστηριακό πείραμα μετάδοσης θερμότητας σε σχέση με τα τοιχώματα, τη μορφή τους και την καθαρότητα του ψυκτικού μέσου, δεν απαντώνται σε καμμία περίπτωση στην πράξη. Ειδικά αυτές οι συνθήκες όμως, επηρεάζουν όπως είναι γνωστό πολύ την εμφάνιση του βρασμού.

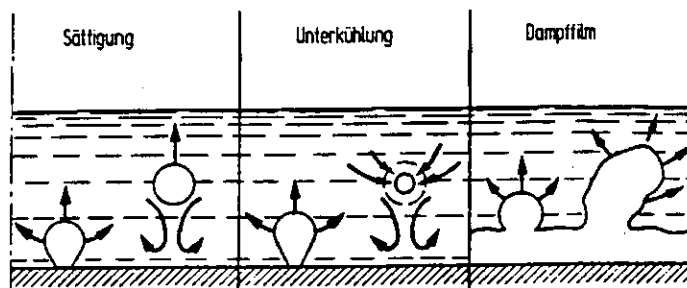
Μεταφορά θερμότητας κατά το βρασμό.

Είναι γνωστό ότι κατά το βρασμό με φυσαλίδες, παρατηρούνται εξαιρετικά μεγάλες πυκνότητες θερμορροής.

Η εμφάνιση μίας φυσαλίδας προϋποθέτει πολύ μεγάλη υπερθέρμανση του περιβάλλοντος υγρού. Παρ'όλα αυτά, σε συγκεκριμένες θέσεις μίας θερμαινόμενης επιφάνειας (εκεί όπου υπάρχουν οι λεγόμενοι πυρήνες), παρατηρείται ο σχηματισμός φυσαλίδων ακόμη και με μικρή υπέρβαση της θερμοκρασίας βρασμού.

Οι πυρήνες αυτοί προκύπτουν κυρίως από θύλακες αέρα, που δημιουργούνται εξαιτίας του πορώδους και της τραχύτητας που παρατηρείται στις κατεργασμένες επιφάνειες, δηλαδή στην περιοχή της οριακής στιβάδας. Εξαιτίας της αυξημένης θερμορροής που απαιτείται για την εξάτμιση, προκύπτει μιά υπερθέρμανση του περιβάλλοντος νερού και μιά παραπέρα ανύψωση της θερμοκρασίας του τοιχώματος (μείωση της επιφάνειας νερού που παραλαμβάνει τη θερμότητα).

Σε δεύτερη φάση ακολουθεί η εναλλαγή θερμότητας μεταξύ του υπέρθερμου νερού στην περιοχή της οριακής στιβάδας, και του ατμού της φυσαλίδας που έχει αντίστοιχη θερμοκρασία με τη θερμοκρασία βρασμού. Με αύξηση της θερμορροής αυξάνουν οι φυσαλίδες έως ότου αποκολληθούν από την επιφάνεια. Η παραγωγή φυσαλίδων σε μιά θέση βρασμού συνεχίζεται με την ίδια συχνότητα, που είναι αντιστρόφως ανάλογη της τετραγωνικής ρίζας της διαμέτρου της φυσαλίδας. Με την αποκόλληση της φυσαλίδας, τη θέση της παίρνει πάλι το νερό. (Σχ.10.11 αριστερά). Με τον τρόπο αυτό δημιουργούνται δίνες κοντά στην επιφάνεια, που επικρατούν κάθε άλλης συνιστώσας της ταχύτητας του ρευστού.



Σχήμα 10.11. Σχηματική παράσταση των διεργασιών κατά το βρασμό με φυσαλίδες.

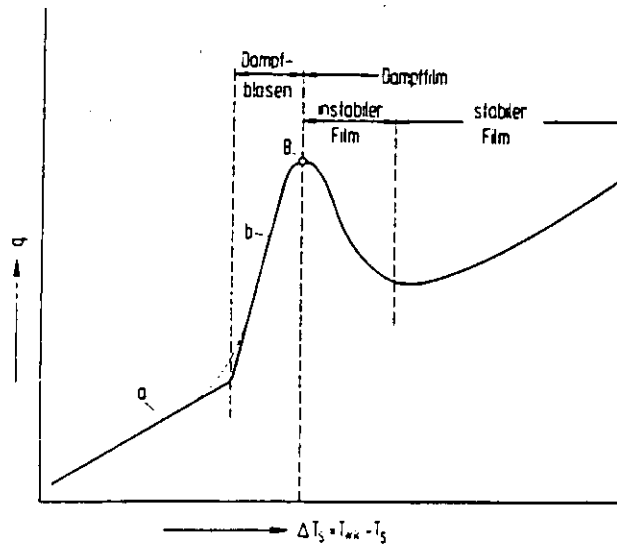
Με τον ίδιο τρόπο λειτουργούν και όλες οι φυσαλίδες που εξαιτίας της μη ισορροπίας μεταξύ της τάσης στην επιφάνειά τους και της πίεσης από το εσωτερικό τους, είτε εκρήγνυνται, είτε συρρικνώνονται.

Κατά τη συρρικνωση, το περιβάλλον ρευστό επιταχύνεται απότομα προς το κέντρο της φυσαλίδας, με συνέπεια τη δημιουργία κύματος πίεσης, που μπορεί να προξενήσει ζημιές στο τοίχωμα όταν είναι κοντά.

Το φαινόμενο αυτό λέγεται σπηλαιωση.

Με την αύξηση της θερμορροής, αυξάνει ο αριθμός των θέσεων εξάτμισης, οπότε αξιοποιούνται όλο και ασθενέστεροι πυρήνες και παρατηρούνται συγκρούσεις φυσαλίδων οι οποίες τελικά συνενώνονται σε ένα φιλμ ατμού, που στην τελική του φάση απομονώνει το τοίχωμα από το υγρό (Σχ. 10.11 δεξιά).

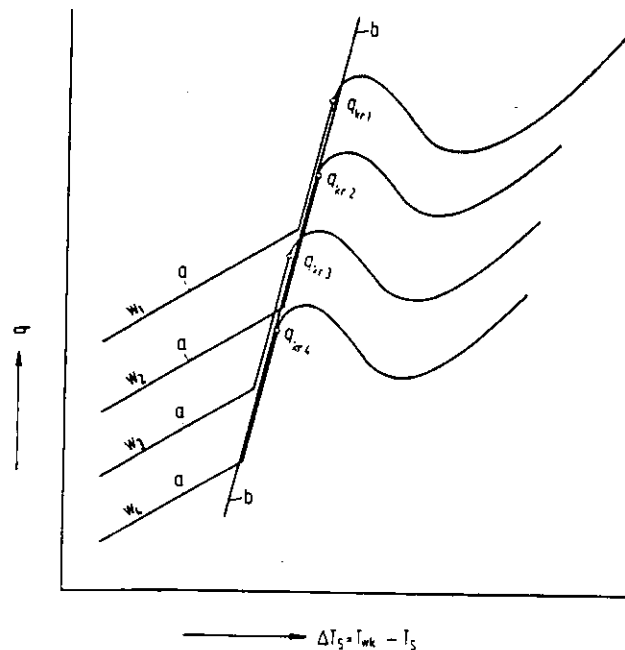
Οι διεργασίες αυτές ανταποκρίνονται στο διάγραμμα βρασμού του νερού (Σχ.10.12).



Σχήμα 10.12. Πυκνότητα θερμορροής σαν συνάρτηση του δυναμικού βρασμού ΔT_s (καμπύλη βρασμού με ελεύθερη συναγωγή).

Είναι φανερό ότι αν ξεπεράσει κανείς το σημείο Β (burnout), παρατηρείται απότομη αύξηση της υπερθερμοκρασίας τοιχώματος στην ασταθή περιοχή, που μπορεί να ξεπεράσει τη μηχανική και χημική αντοχή του υλικού, με επακόλουθο την αστοχία.

Οι παραπάνω περιγραφείσες διεργασίες, καλύπτουν και το λεγόμενο υπόψυκτο βρασμό (subcooled boiling, Verdaempfungskuehlung), για την περιοχή του έντονου βρασμού με φυσσαλίδες. Στην περίπτωση αυτή, κατά την οποία η θερμοκρασία του νερού πέραν του οριακού στρώματος είναι χαμηλότερη της θερμοκρασίας βρασμού, θα πρέπει το οριακό στρώμα να βρίσκεται σε υπέρθερμη κατάσταση. Για να μην υπερθερμανθεί και το υπόλοιπο ρευστό από τη θερμότητα που εκλύει η συμπύκνωση των φυσσαλίδων (Σχ. 10.11 κέντρο), θα πρέπει να ρέει συνεχώς νέο κρύο νερό με μεγάλη ταχύτητα. Ετσι προκύπτουν οι καμπύλες του Σχ. 10.13, που είναι μετατοπισμένες προς τα πάνω όσο αυξάνει η ταχύτητα.

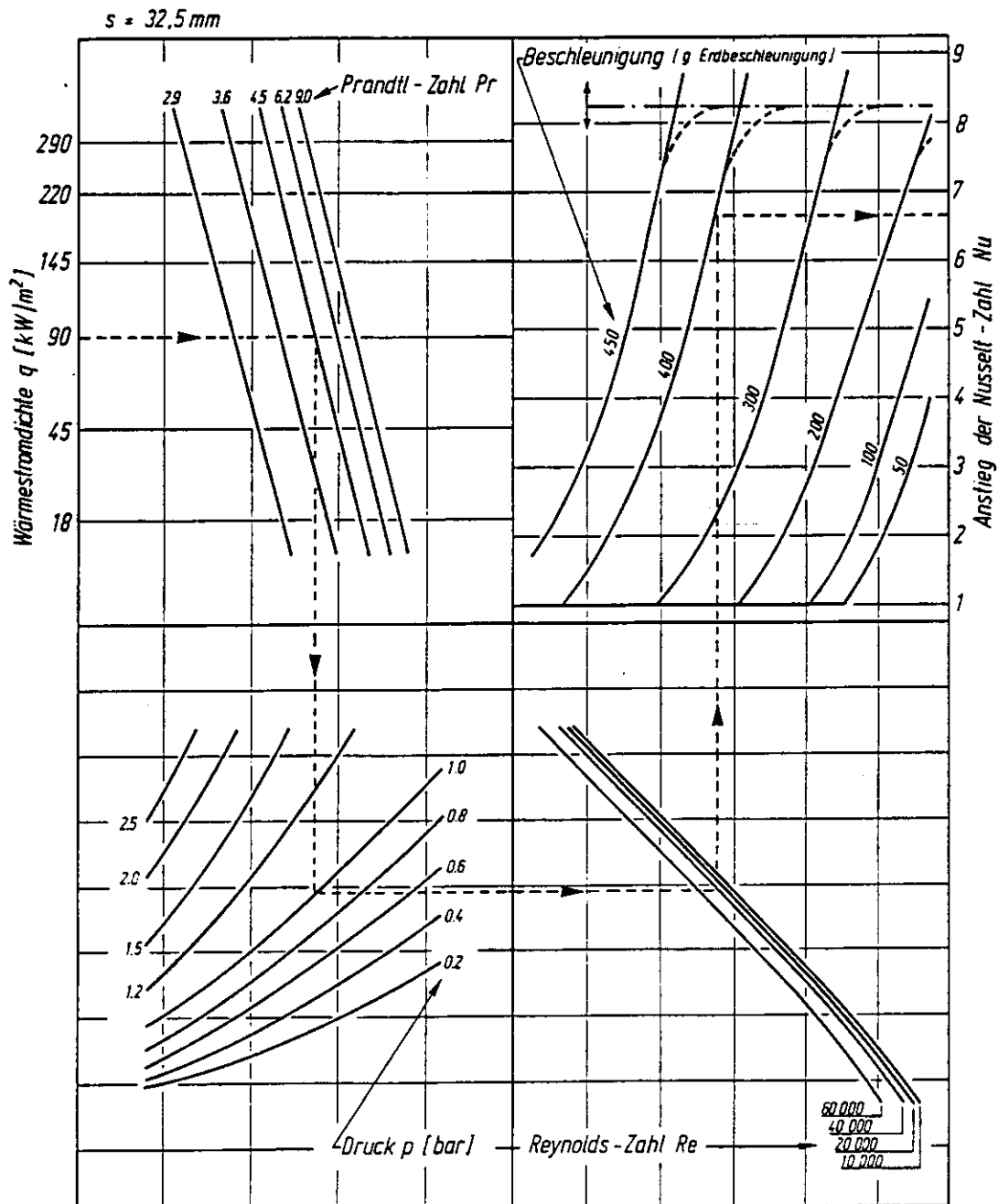


Σχήμα 10.13. Καμπύλες βρασμού με διαφορετικές ταχύτητες ροής.

Ετσι επιτυγχάνονται υψηλότερες πυκνότητες θερμορροής, εξαιτίας του ότι η ροή βοηθά το σχηματισμό νέων φυσαλίδων καθώς αποχετεύει τις προηγούμενες.

Μεταφορά θερμότητας κατά τη σπηλαιώση

Μία ιδιαιτερότητα κατά τη ΜΘ σε ορισμένους υδροψυκτους κινητήρες υψηλής αποδόσεως, συμβαίνει όταν εμφανίζεται σπηλαιώση σε συγκεκριμένες περιοχές στην εξωτερική πλευρά των χιτωνίων, οπότε παρατηρείται πρόωρη φθορά του τοιχώματος. Η σπηλαιώση δημιουργείται από το "καμπάνισμα" του εμβόλου που προκαλεί ταλάντωση του χιτωνίου, του οποίου η ελαστική παραμόρφωση είναι μέγιστη κάθετα στην κίνηση του εμβόλου.



Σχήμα 1014. Νομογράφημα υπολογισμού της αύξησης του αριθμού Nusselt, εξαιτίας της εμφάνισης σπηλαιώσης, σαν συνάρτηση των χαρακτηριστικών λειτουργίας.

Το φαινόμενο αυτό μπορεί να αντιμετωπιστεί με βελτίωση του υλικού, της σχεδίασης των στοιχείων του κινητήρα, καθώς και με αλλαγή των συνθηκών λειτουργίας (πχ. αύξηση της πίεσης στο κύκλωμα ψύξης). Γενικά όμως δεν μπορεί να πει κανείς ότι έχει ξεπεραστεί το πρόβλημα. (Εσχάτως είχε παρουσιαστεί και εδώ σε μάς, σε ορισμένους κινητήρες αρθρωτών λεωφορείων Νοίνο του ΟΑΣΘ). Γι' αυτό είναι χρήσιμο να σχηματίσει κανείς μία εικόνα σχετικά με τον τρόπο που αυξάνει η ΜΘ κατά τη σπηλαιώση, γιατί έτσι αυξάνουν οι θερμοκρασιακές διαφορές στο τοίχωμα του κυλίνδρου και παρατηρούνται αυξημένες θερμικές τάσεις.

Είναι παρατηρημένο, ότι η ΜΘ κατά τη σπηλαιώση είναι πολλαπλάσια αυτής που παρατηρείται σε κανονική λειτουργία του κινητήρα (στα σημεία που εκδηλώνεται η σπηλαιώση), εξαιτίας των φυσσαλίδων που σχηματίζονται.

Η ιδιοσυχνότητα ταλάντωσης των κινητήρων είναι στην περιοχή από 1200 - 6000 Hz, και το πλάτος φτάνει τα 0.07 - 0.09 mm. Οι επιταχύνσεις στις οποίες υποβάλλεται το μέταλλο, είναι στην τάξη των 250g τουλάχιστον.

Το νομογράφημα του Σχ.10.14, επιτρέπει την εκτίμηση του αριθμού Nu κατά τη σπηλαιώση, με βάση την τοπική πυκνότητα θερμορροής, την πίεση, θερμοκρασία και ταχύτητα του νερού. Για το χαρακτηριστικό μήκος d στους αριθμούς Re και Nu, λαμβάνεται η υδραυλική διάμετρος της διατομής που εμφανίζει η περιοχή (συνήθως μεταξύ δύο κυλινδροχιτωνίων), στη ροή του νερού. Το νομογράφημα υπολογίζει την αύξηση του αριθμού Nu εξαιτίας της σπηλαιώσης. Ο αριθμός Nusselt χωρίς σπηλαιώση, υπολογίζεται με τις γνωστές τεχνικές της ΜΘ που περιγραφηκαν στα προηγούμενα.

10.3. Θερμική καταπόνηση των στοιχείων του κινητήρα.

Με βάση τους παραπάνω υπολογισμούς των συντελεστών ΜΘ από το εργαζόμενο μέσο προς το τοίχωμα και από το τοίχωμα προς το ψυκτικό μέσο, είναι δυνατόν να εφαρμοστούν οι γνωστές τεχνικές

για τον υπολογισμό θερμοκρασιακών πεδίων στα έμβολα, τα χιτώνια την κυλινδροκεφαλή και τις βαλβίδες ενός κινητήρα, και να εκτιμηθούν στη συνέχεια οι θερμικές τάσεις στα στοιχεία αυτά, για διάφορα σημεία λειτουργίας.

Το βασικό πρόβλημα που υπάρχει για τους υπολογισμούς τειοίων πεδίων, είναι η μετρημένη εντονη τοπική διαφοροποίηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ εργαζομένου μεσου-τοιχωματος, που δεν έχει κατορθωθεί να προβλεπεται στους διαφορους τυπους κινητηρων, οπως γινεται με τη χρονικη διαφοροποιηση του μεσου συντελεστη ΜΘ (βλ. πχ. εξίσωση του Woschni). Οι δυσκολίες αυτές βέβαια, δεν είναι τυχαίες, και οφείλονται στο σημαντικό στροβιλισμό των αερίων στο θαλαμο καυσης, στις πολλές εστίες καυσης με τη διαφορετική εξέλιξη του φαινομένου σε γειτονικές περιοχές του θαλαμου καυσης, στην αναλογα με το ειδος της διεργασιας καυσης διαδοση της φλογας σε ελευθερη η εξαναγκασμενη ροη του αερα καυσης, και πιθανως στον τροπο μετρησης των θερμοκρασιων και των συντελεστων ΜΘ.

Όταν λοιπον απαιτειται μεγαλη ακριβεια σε τειοιους υπολογισμους, υπαρχει η δυνατοτητα, για συγκεκριμενες ιδιαιτερης σημασιας θεσεις στο θαλαμο καυσης συγκεκριμενων κινητηρων, με ειδικες μετρησεις να λαμβανονται χρησημα αποτελεσματα που να μπορουν να εφαρμοστουν σε παρομοιες νεες κατασκευες.

Παρ' όλα αυτά, ο υπολογισμός θερμοκρασιακών πεδίων στα παραπάνω εξαρτήματα ενός κινητήρα είναι δυνατόν να γίνει με επαρκή ακρίβεια με βάση ορισμένες συνθήκες που υπολογίζονται από την προσομοίωση του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα. Αυτό έχει αποδειχθεί από τα σχετικά πειράματα του Woschni σε μονοκύλινδρο ταχυστροφο κινητήρα diesel (MTU331), όπου εφαρμόστηκαν παράλληλα οι ακόλουθες μέθοδοι:

- Αξιολόγηση ενεργειακών ισοζυγίων στα εξαρτήματα.
- Αξιολόγηση μετρημένων χρονικά μεταβαλλομένων θερμοκρασιών επιφανείας των στοιχείων του θαλαμου καυσης.
- Αξιολόγηση μονιμών θερμοκρασιακών πεδίων στο έμβολο και στο χιτώνιο.

Τα αποτελέσματα των παραπάνω ερευνών επιβεβαίωσαν την αξιοπιστία της εξίσωσης Woschni για τον τοπικά μεσο συντελεστή ΜΘ. Η σχέση προβλέπει με ακρίβεια τη συνολική θερμότητα από το εργαζόμενο μεσο προς τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης, όπως και χωριστά τις θερμότητες προς την κεφαλή, το εμβόλο και το χιτωνίο. Το ίδιο συμβαίνει και με τη χρονική διακυμάνση των συντελεστών ΜΘ.

Βεβαία παρατηρήθηκαν οι γνωστές ισχυρές τοπικές διακυμάνσεις του συντελεστή ΜΘ στα όρια των διαφορών εξαρτημάτων, αλλά παρ'όλα αυτά τα θερμοκρασιακά πεδία τους μπορούν να υπολογιστούν με αρκετή ακρίβεια με βάση τους τοπικά μεσους συντελεστές.

Τα παραπάνω δικαιολογούν τη μεθοδολογία υπολογισμού των θερμοκρασιακών πεδίων που περιγράφεται στη συνέχεια.

Σε σχέση με τον τοπικά μεσο συντελεστή ΜΘ, μπορεί να χρησιμοποιηθεί σύμφωνα με τα παραπάνω η εξίσωση του Woschni. Για την εκτίμηση του μονιμου θερμοκρασιακού πεδίου, θα πρέπει να ληφθεί ένας χρονικά μέσος συντελεστής ΜΘ για όλο τον κύκλο:

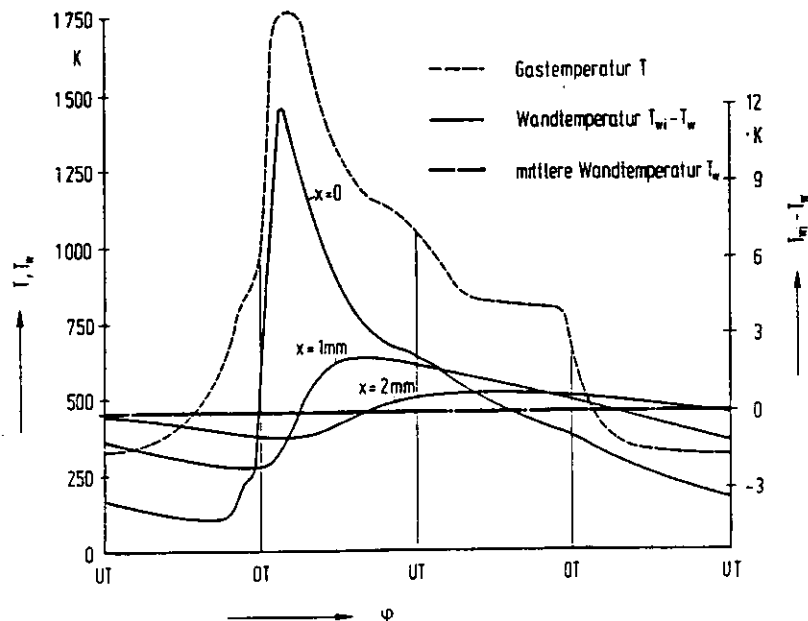
$$q_m = \int_{AS} \alpha(T - T_w) d\varphi / \int_{AS} d\varphi. \quad (10.15)$$

Η μεθοδολογία αυτή δικαιολογείται από το γεγονός ότι οι μεταβολές της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου εισχωρούν σε ελάχιστο βάθος μέσα στα εξαρτήματα του θαλάμου καύσης (Σχ.10.15), οπότε ισχύουν οι παρακάτω μέσες τιμές για τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου και το συντελεστή συναγωγής προς το τοίχωμα:

$$T_{res} = \frac{1}{\alpha_m} \int_{AS} \alpha T d\varphi \quad (10.16)$$

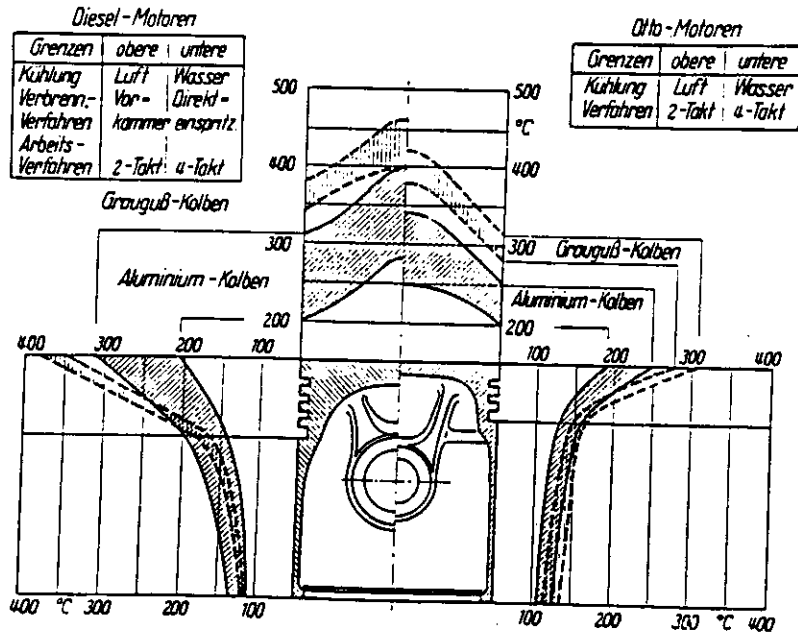
$$\alpha_m = \int_{AS} \alpha d\varphi / \int_{AS} d\varphi. \quad (10.17)$$

όπου τα δεδομένα της διεργασίας μπορεί να είναι υπολογισμένα ή μετρημένα.



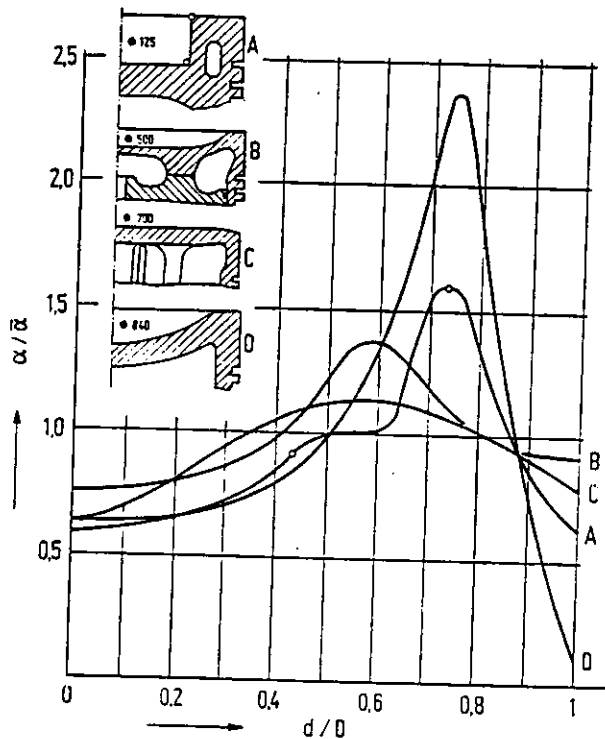
Σχήμα 10.15. Υπολογισμοί θερμοκρασίας αερίου και ταλαντώσεων θερμοκρασίας του μετάλλου σε διάφορα βάθη κατά τη λειτουργία κινητήρα diesel σε πλήρες φορτίο / 1000 rpm.

Παράδειγμα υπολογισμού για τα έμβολα, φαίνεται στο Σχήμα 10.16.



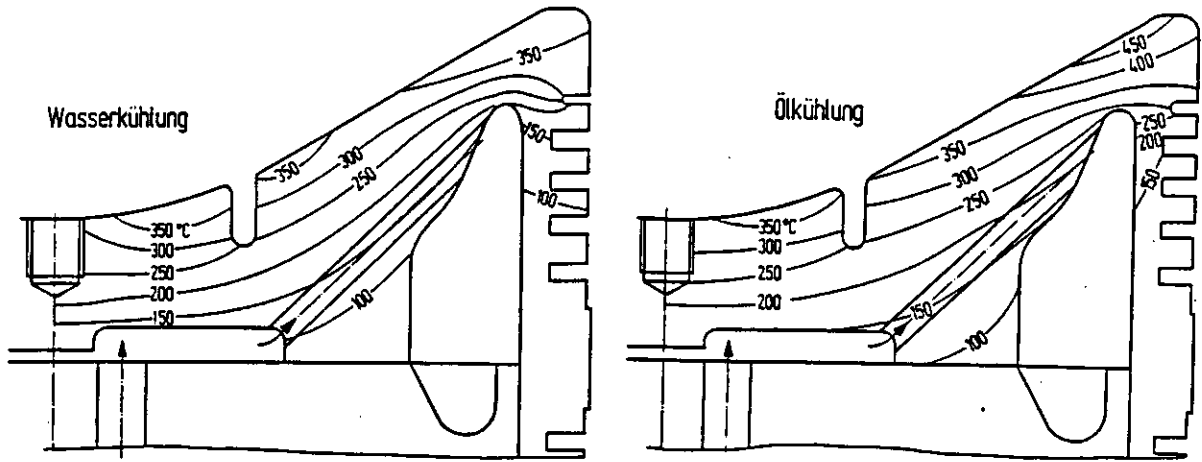
Σχήμα 10.16. Θερμοκρασίες λειτουργίας στα έμβολα κινητήρων οχημάτων κατά τη λειτουργία σε πλήρες φορτίο.

Όσον αφορά την τοπική διακύμανση του συντελεστή ΜΘ από την πλευρά του αερίου, το Σχ. 10.17 είναι αρκετά διαφωτιστικό:



Σχήμα 10.17. Επίδραση του σχήματος του θαλάμου καύσης και του μεγέθους του κινητήρα, στη διακύμανση των συντελεστών ΜΘ στο έμβολο.

Το Σχ.10.18 δείχνει μία άλλη εφαρμογή υπολογισμού θερμοκρασιακού πεδίου εμβόλου για τη μελέτη της επίδρασης της ψύξης με νερό ή λάδι.



Σχήμα 10.18. Θερμική καταπόνηση εμβόλου μεγάλου δίχρονου κινητήρα diesel, κατά την ψύξη με νερό ή λάδι ($P_g = 8.4 \text{ bar}$, $n = 112 \text{ rpm}$).

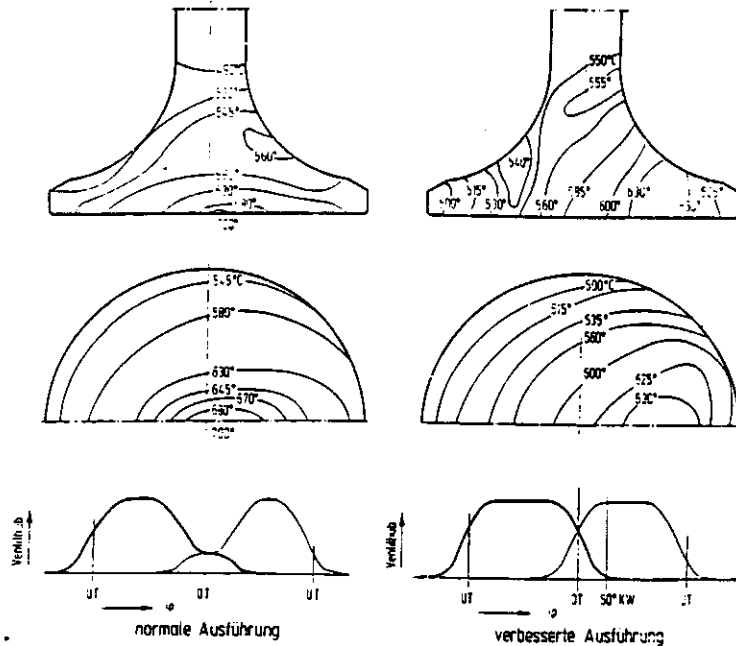
Στο Σχήμα 10.9, φαίνεται ένας υπολογισμός θερμοκρασιακού πεδίου στην κυλινδροκεφαλή του κινητήρα OM 403, που οφείλεται στον κατηγητή κ. Πάττα: πρόκειται για τρισδιάστατο πρόγραμμα υπολογισμού θερμοκρασιακών πεδίων σε κυλινδροκεφαλές, η αποτελεσματικότητα του οποίου επιβεβαιώθηκε από εκτεταμένες μετρήσεις σε κινητήρες Mercedes και MTU.



Σχήμα 10.19. Υπολογισμένο θερμοκρασιακό πεδίο κυλινδροκεφαλής, σε ύψος $z=0$ (διεπιφάνεια με το εργαζόμενο μέσο). Διακρίνονται με διακεκομμένη γραμμή τα ίχνη του κυλίνδρου και των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Οι σκιασμένες επιφάνειες αντιστοιχούν σε εγκάρσια τομή της κεφαλής σε ύψος $z=28\text{mm}$ (δείχνουν δηλαδή τις διατομές ψύξης).

Ενδιαφέρουσες εφαρμογές της παραπάνω μεθοδολογίας, συναντώνται στη σχεδίαση των βαλβίδων εξαγωγής.

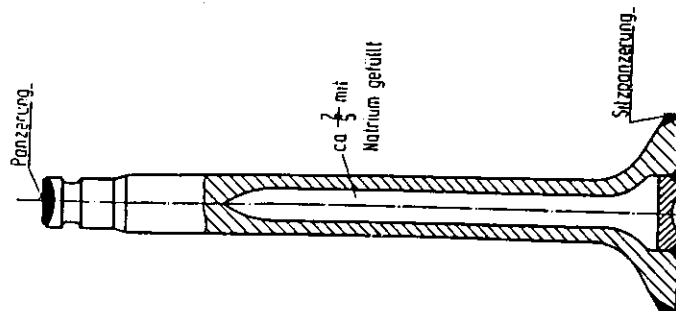
Στο Σχ. 10.20, παρουσιάζεται η υπολογισμένη επίδραση της γωνίας επικάλυψης των βαλβίδων, στη θερμική καταπόνηση της βαλβίδας εξαγωγής ταχύστροφου κινητήρα diesel υψηλής αποδόσεως.



Σχήμα 10.20. Επίδραση του ποσοστού αέρα απόπλυσης που εισάγεται στον κύλινδρο, στη θερμική, καταπόνηση της βαλβίδας εξαγωγής ταχύστροφου κινητήρα diesel.

Όπως είναι γνωστό, σε τέτοιες περιπτώσεις σε μεγάλους κινητήρες, εφαρμόζεται και ψύξη των ίδιων των βαλβίδων (Σχ. 10.21). Εδώ δημιουργείται κοιλότητα μέσα στην κεφαλή και το στέλεχος της βαλβίδας, η οποία γεμίζεται κατά τα 2/5 με Νάτριο.

Κατ'αυτόν τον τρόπο, η βαλβίδα λειτουργεί ως θερμοσωλήνας και η θερμοπερατότητα του στελέχους πολλαπλασιάζεται. Ετσι, δεν καίγονται ευκολα οι έδρες. Οι θερμοκρασιακές πτώσεις που παρατηρούνται, είναι της τάξης των 50 - 100°C, με διπλασιασμό βέβαια του κόστους της βαλβίδας. Η ελάχιστη απαιτούμενη διάμετρος στελέχους για να λειτουργήσει η τεχνική αυτή, είναι 10mm.



Σχήμα 10.21. Βαλβίδα εξαγωγής που ψύχεται με Νάτριο.

Η ΜΘ μεταξύ βαλβίδας και του υγρού στη θερμοκρασία λειτουργίας Νατρίου, υπολογίζεται κατά τα γνωστά (ΜΘ σε υγρά μέταλλα,), για $Pr \ll 1$:

$$Nu = 1,28 Re^{0,5} Pr^{0,5} \left(\frac{d_{gt}}{h}\right)^{0,24} \quad (10.18)$$

Οι αριθμοί Nu και Re υπολογίζονται με βάση την υδραυλική διάμετρο της μέσης διατομής του κοιλώματος, και το h υποδηλώνει το ύψος του. Η ψύξη περιορίζεται σε κάθε περίπτωση, από την αντίσταση αγωγής μεταξύ βαλβίδας - οδηγού, και περιγράφεται από ένα τεχνητό συντελεστή $\alpha_m \approx 400 \text{ W/m}^2\text{K}$.