

## ΥΒΡΙΔΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ

**I. Γράβαλος\***, **Θ. Γιαλαμάς**, **Δ. Κατέρης**, **Z. Τσιρόπουλος** και **Π. Ξυραδάκης**  
Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Λάρισας, Σχολή Τεχνολογίας Γεωπονίας,  
Τμήμα Μηχανικής Βιοσυστημάτων, 41110 Λάρισα  
\*E-mail: [gravalos@teilar.gr](mailto:gravalos@teilar.gr)

### ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Σκοπός της εργασίας αυτής είναι να παρουσιάσει το σχέδιο ενός υβριδικού συστήματος μετάδοσης της κίνησης. Το προτεινόμενο σχέδιο περιλαμβάνει ένα μειωτήρα, μία υδροστατική μετάδοση και ένα διβάθμιο μηχανικό κιβώτιο. Η υδροστατική μετάδοση αποτελείται από μία αντλία και δύο κινητήρες μεταβλητού όγκου. Η μέγιστη δύναμη έλξης επιτυγχάνεται στην πρώτη βαθμίδα σχέσεων του διβάθμιου μηχανικού κιβωτίου, ενώ η μέγιστη ταχύτητα πορείας επιτυγχάνεται στη δεύτερη βαθμίδα σχέσεων. Τα πλεονεκτήματα αυτού του συστήματος μετάδοσης είναι: η απλοποίηση της κινηματικής αλυσίδας, ο εύκολος χειρισμός, η δυνατότητα πλήρους ελέγχου των αλλαγών της ταχύτητας κατά την κίνηση προς τα εμπρός ή προς τα πίσω, η δυνατότητα πέδησης της κίνησης και η ασφάλιση έναντι υπερφορτίσεων.

*Λέξεις κλειδιά:* κινηματική αλυσίδα, υδροστατική μετάδοση, αυτοκινούμενα γεωργικά μηχανήματα.

## A HYBRID TRANSMISSION SYSTEM

**I. Gravalos\***, **Th. Gialamas**, **D. Kateris**, **Z. Tsiropoulos** and **P. Xyradakis**  
Technological Educational Institute of Larissa, Faculty of Agricultural Technology,  
Department of Biosystems Engineering, 41110 Larissa, Greece.  
\*E-mail: [gravalos@teilar.gr](mailto:gravalos@teilar.gr)

### ABSTRACT

Aim of this work is to present the development of hybrid transmission system for self-propelled agricultural machinery. The proposed hybrid transmission system includes a reducing unit, a hydrostatic transmission and a two-speed range gearbox. A hydraulic pump and two hydraulic motors of variable volume constitute the hydrostatic transmission. The biggest force of traction is achieved in the first speed range of the gearbox, while the highest speed is achieved in the second speed range of the gearbox. The advantages of this type of transmission system are: the simplification of drive chain, the easy handling, the possibility of complete control of changes of speed on the move, forward or reverse, the possibility of braking and the insurance against overcharges.

*Key words:* drive chain, hydrostatic transmission, self-propelled agricultural machinery.

## 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα συστήματα υδραυλικής ισχύος αποτελούν σήμερα μία από τις σημαντικότερες τεχνολογίες μετάδοσης ενέργειας που εφαρμόζονται σε πολλές κατηγορίες μηχανημάτων όπως γεωργικά, δασικά, χωματουργικά κ.ά. Τα γεωργικά μηχανήματα χρησιμοποιούν συστήματα υδραυλικής ισχύος στους μηχανισμούς μετάδοσης, πέδησης και κατευθύνσεως (Τσατσαρέλης, 1997).

Στα αυτοκινούμενα γεωργικά μηχανήματα, τα μηχανικά συστήματα μετάδοσης της κίνησης είναι δυνατόν να αντικατασταθούν από υδροστατικά συστήματα. Τα υδροστατικά συστήματα είναι υδραυλικά συστήματα ισχύος αποτελούμενα, στην πιο απλή τους μορφή, από ένα ζεύγος αντλίας-υδραυλικού κινητήρα που συνεργάζεται για την αποτελεσματική μεταφορά της ισχύος, υπό τη μορφή ροπής στρέψεως. Τα τέσσερα υδραυλικά στοιχεία που δίνουν το συνδυασμό αντλίας-κινητήρα είναι: αντλία σταθερού όγκου, αντλία μεταβλητού όγκου, κινητήρας σταθερού όγκου και κινητήρας μεταβλητού όγκου. Ο συνδυασμός των ανωτέρω υδραυλικών στοιχείων σε ένα υδροστατικό σύστημα δίνει διαφορετικά χαρακτηριστικά λειτουργίας στην έξοδό του. Ο κινητήρας μετατρέπει την υδραυλική ενέργεια του ρευστού μέσου που διοχετεύεται σε αυτόν υπό πίεση μέσω της συζευγμένης στο κύκλωμα αντλίας, σε μηχανική ενέργεια περιστροφικής κίνησης. Οι στροφές της αντλίας λαμβάνονται ως σταθερές. Η μεταβολή των στροφών της αντλίας, γεγονός που συμβαίνει στην πράξη, έχει ως αποτέλεσμα τη δημιουργία και άλλων συνδυασμών. Η αποδιδόμενη ισχύς είναι ανάλογη της πίεσης λειτουργίας του κυκλώματος και της παροχής της αντλίας. Η ροπή στρέψης εξαρτάται από τον όγκο (παροχή) αντλίας-κινητήρα και την πίεση λειτουργίας του κυκλώματος. Τα πλεονεκτήματα ενός υδροστατικού συστήματος είναι: i) απεριόριστη και αδιαβάθμητη μεταβολή των στροφών και της ροπής στρέψης, ii) έλεγχος της ταχύτητας και της ροπής στρέψης του κινητήρα από απόσταση και με μεγάλη ακρίβεια, iii) άμεση και δίχως κραδασμούς αναστροφή της περιστροφικής κίνησης του κινητήρα, iv) εύκολος χειρισμός σε περίπτωση βλάβης (Κοράček, 1986; Μαυρίδης, 1987; Κωστόπουλος, 1999; Παναγιωτόπουλος, 2008).

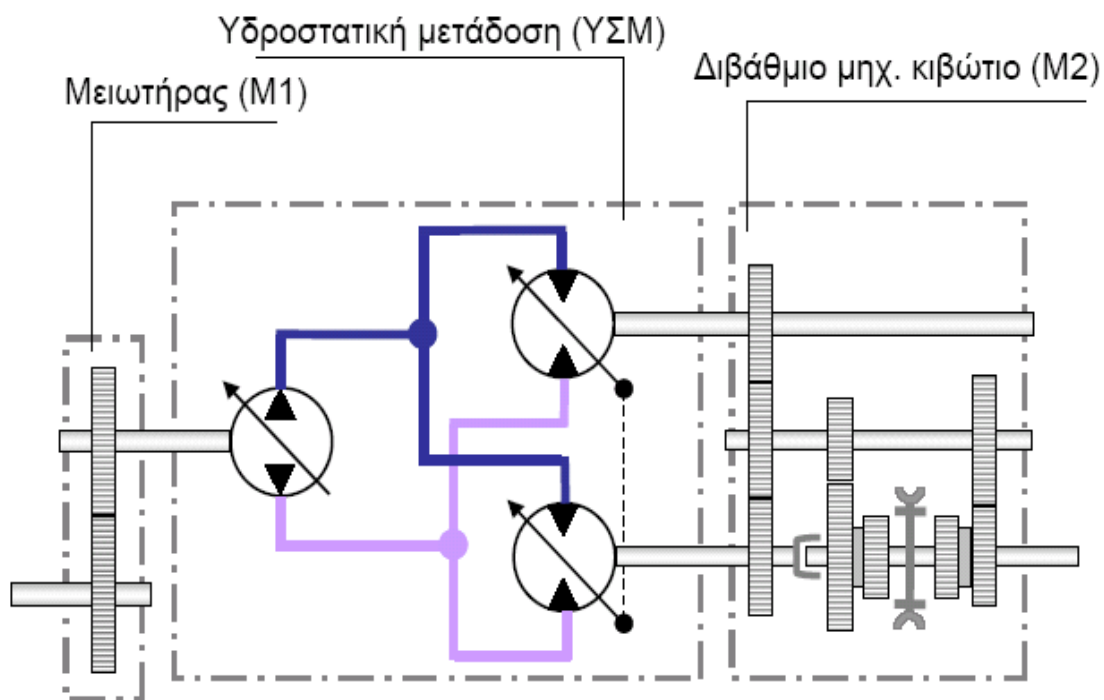
Ο Harms (2000) παρουσιάζει τις τρέχουσες αδυναμίες των υδραυλικών συστημάτων ισχύος και επικεντρώνεται στις δυνατότητες και τις ευκαιρίες που θα προκύψουν στον μέλλον από τη χρήση αυτής της τεχνολογίας. Σύμφωνα με την μελέτη που πραγματοποιήσε, τα υδραυλικά συστήματα ισχύος γνωρίζουν μία ταχύτατη διάδοση κυρίως σε εφαρμογές στα βαρέως τύπου αυτοκινούμενα οχήματα, καταλαμβάνοντας μικρότερο όγκο σε σχέση με την ισχύ που θα πρέπει να αποδώσουν, καταναλώνοντας και εξοικονομώντας ενέργεια, προσφέροντας μεγάλες δυνατότητες προσομοίωσης και γρήγορης διαμόρφωσης πρωτοτύπων. Οι Prasetiawan κ.ά. (1999) ανέπτυξαν ένα μοντέλο συστήματος μετάδοσης της κίνησης για χωματουργικά μηχανήματα με σκοπό να μελετήσουν τη δυνατότητα βελτιστοποίησης μεταφοράς της ισχύος σε υδροστατικές μεταδόσεις. Οι Farkas κ.ά. (2005) παρουσίασαν το μοντέλο ενός συστήματος μετάδοσης της κίνησης τύπου CVT. Τα αποτελέσματα της έρευνας αυτής έδειξαν ότι τα συστήματα αυτά παρουσιάζουν αποδοτικότερη μετάδοση της ισχύος και χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με τα κιβώτια τύπου Powershift. Ο Schulte (2007) παρουσιάζει το μοντέλο ενός συστήματος έλεγχου υδροστατικής μετάδοσης, το οποίο βασίζεται στην εφαρμογή ενός πολυμεταβλητού συστήματος ασαφούς λογικής με ανατροφοδότηση.

Σκοπός της εργασίας αυτής είναι η σχεδίαση ενός υβριδικού συστήματος μετάδοσης της κίνησης (συνδυασμός υδροστατικής και μηχανικής μετάδοσης) κατάλληλο για αυτοκινούμενα γεωργικά μηχανήματα, όπως είναι ο γεωργικός ελκυστήρας. Για το λόγο αυτό, αναπτύχθηκε η κατάλληλη μεθοδολογία υπολογισμού του υβριδικού αυτού συστήματος μετάδοσης και έγινε θεωρητική διερεύνηση της καμπύλης έλξης του για επιλεγμένο ελκυστήρα.

## 2. ΥΛΙΚΑ ΚΑΙ ΜΕΘΟΔΟΙ

### 2.1. ΤΟ ΥΒΡΙΔΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ

Το προτεινόμενο σχέδιο συστήματος μετάδοσης της κίνησης παρουσιάζεται στο Σχήμα 1 και περιλαμβάνει μία υδροστατική μετάδοση (ΥΣΜ), η οποία λαμβάνει κίνηση από τη μηχανή εσωτερικής καύσης μέσω του κιβωτίου (M1) και ένα διβάθμιο μηχανικό κιβώτιο (M2) μετά την υδροστατική μετάδοση. Το κιβώτιο M1 λειτουργεί ως μειωτήρας της μηχανής εσωτερικής καύσης, ώστε να επιτυγχάνει τις τεχνικές συνθήκες για τις μέγιστες στροφές της υδροστατικής μετάδοσης. Η υδροστατική μετάδοση αποτελείται από μία αντλία (YA) μεταβλητού όγκου και δύο κινητήρες (YK) επίσης μεταβλητού όγκου ( $ΥΣΜ=YA+2YK$ ). Στην έξοδο του διβάθμιου μηχανικού κιβωτίου είναι δυνατόν να λάβουμε το συνολικό εύρος κλιμάκωσης (περιοχή ρυθμίσεως) των σχέσεων. Η μέγιστη δύναμη έλξης επιτυγχάνεται στην πρώτη βαθμίδα σχέσεων, ενώ η μέγιστη ταχύτητα πορείας επιτυγχάνεται στη δεύτερη βαθμίδα σχέσεων.



Σχήμα 1. Το σχέδιο του υβριδικού συστήματος μετάδοσης της κίνησης.

Το ανωτέρω σύστημα υδροστατικής μετάδοσης είναι ένα κλειστό υδραυλικό κύκλωμα, στο οποίο το επιστρεφόμενο ρευστό μέσο (λάδι) από τους υδραυλικούς κινητήρες τροφοδοτεί αμέσως την είσοδο της αντλίας. Για την αναπλήρωση του ρευστού που χάνεται λόγω απωλειών, χρησιμοποιείται μία βοηθητική αντλία μικρής παροχής. Ο χειρισμός του κλειστού υδροστατικού συστήματος μετάδοσης γίνεται με μηχανισμό υπηρέτησης και τη βοήθεια βαλβίδων ελέγχου. Μία ανακουφιστική βαλβίδα προστατεύει το κύκλωμα ελέγχου της αντλίας. Επίσης, ζεύγος ανακουφιστικών βαλβίδων προστατεύουν τους κινητήρες από υπερφορτίσεις.

### 2.2. ΜΕΘΟΔΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΥΒΡΙΔΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

Η διαδικασία που ακολουθήθηκε για τον υπολογισμό του υβριδικού συστήματος μετάδοσης της κίνησης συνοψίζεται σε είκοσι βήματα:

1) Ολική περιοχή ρυθμίσεως (λειτουργίας) συστήματος μετάδοσης:

$$R_p = \frac{F_{\max} \times v_{\max}}{P_o} \quad (1)$$

2) Περιοχή ρυθμίσεως υδροστατικής μετάδοσης:

$$R_{HS} = \sqrt{R_p} \quad (2)$$

3) Μέγιστη περιοχή ρυθμίσεως υδραυλικών κινητήρων:

$$\beta_{2\min} = \frac{\tan 9^\circ}{\tan 18^\circ} \quad (3)$$

$$R_{H\max} = \frac{1}{\beta_{2\min}} \quad (4)$$

4) Ελάχιστη περιοχή ρυθμίσεως υδραυλικής αντλίας:

$$R_{HG\min} = \frac{R_{HS}}{R_{HM\max}} \quad (5)$$

5) Απαιτούμενη ισχύς υδραυλικής αντλίας:

$$P_{HG\min} = P_o \times R_{HG\min} \quad (6)$$

6) Επιλογή υδραυλικής αντλίας:

$P_{HG\max}$  → πίνακας τεχνικών δεδομένων

7) Περιοχή ρυθμίσεως υδραυλικής αντλίας για τη μέγιστη αξιοποίηση της ισχύος:

$$R_{HG} = \frac{P_{HG\max}}{P_o} \quad (7)$$

$$\beta_{1\min} = \frac{1}{R_{HG}} \quad (8)$$

8) Σχέση μετάδοσης μειωτήρα (M1):

$$i_o = \frac{n_{\max}}{n_o} \quad (9)$$

9) Ελάχιστη πίεση κατά την αρχική ρύθμιση:

$$p_{\min} = p_{\max} \times \beta_{1\min} \quad (10)$$

10). Στροφές υδραυλικής αντλίας κατά τη μέγιστη εκμετάλλευση της ισχύος:

$$n_{1\max} = i_o \times n_{\max} \quad (11)$$

$$n_{1\max} \geq n_{\max} \quad (12)$$

11) Απαιτούμενη ισχύς υδραυλικών κινητήρων:

$$P_{ZHM} = \frac{P_o \times R_{HS}}{1.3 - 0.3 \times \beta_{1\min}} \quad (13)$$

12) Επιλογή υδραυλικών κινητήρων:

$P_{HM\max}$  → πίνακας τεχνικών δεδομένων

$$P_{HM\max} = P_{HM1\max} + P_{HM2\max} \quad (14)$$

13) Βαθμός αξιοποίησης περιοχής ρυθμίσεως υδραυλικών κινητήρων:

$$R_{HM} = R_{HS} \times \beta_{1\min} \quad (15)$$

$$\beta_{2\min} = \frac{1}{R_{HM}} \quad (16)$$

14) Μέγιστες επιτρεπόμενες στροφές υδραυλικών κινητήρων:

$$n''_{2\max} = n''_{21\max} = n''_{22\max} \quad (17)$$

$$n_{2\max}' = n_2 \times (1.3 - 0.3 \times \beta_{1\min}) \quad (18)$$

15) *Θεωρητικές μέγιστες στροφές υδραυλικών κινητήρων:*

$$n_{2\max} = n_{21\max} = n_{22\max} \quad (19)$$

$$n_{2\max} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \times n_{\max} \times R_{HM} \quad (20)$$

16) *Ελάχιστες στροφές υδραυλικών κινητήρων:*

$$n_{2\min} = n_{21\min} = n_{22\min} \quad (21)$$

$$n_{2\min} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \times n_1 \times \beta_{1\min} \quad (22)$$

17) *Έλεγχος της τιμής που αφορά την περιοχή ρυθμίσεως υδροστατικής μετάδοσης:*

$$R_{HS} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} \quad (23)$$

Στο σημείο αυτό, θα πρέπει να διερευνηθεί εάν η ισχύς των υδραυλικών κινητήρων είναι πλήρως αξιοποιήσιμη, δηλαδή να ελεγχθεί εάν η τιμή του  $R_{HS}$  που υπολογίστηκε στο 2<sup>ο</sup> βήμα συμπίπτει με την τιμή του  $R_{HS}$  που βρέθηκε στο 17<sup>ο</sup> βήμα. Στην περίπτωση που δεν υπάρχει ταύτιση τιμών, τότε θα πρέπει να διορθωθεί η περιοχή ρυθμίσεως της υδροστατικής μετάδοσης με ορθότερη επιλογή της σχέσης μετάδοσης  $i_o$  του μειωτήρα (M1) και η ανωτέρω διαδικασία υπολογισμών θα πρέπει να επαναληφθεί.

18) *Επιλογή και υπολογισμός σχέσεων διβάθμιου μηχανικού κιβωτίου:*

$$i_3 = i_4 = 1 \quad (24)$$

$i_1 \rightarrow$  επιλέγεται

$$i_2 = \frac{i_1}{R_{HS}} \quad (25)$$

19) *Εύρος στροφών στην έξοδο διβάθμιου μηχανικού κιβωτίου:*

$$n_{31\min} = \frac{n_o'}{i_o \times i_1 \times R_{HS}} \quad (26)$$

$$n_{31\max} = n_{32\min} = \frac{n_o}{i_o \times i_1} \quad (27)$$

$$n_{32\max} = \frac{n_o}{i_o \times i_2} \quad (28)$$

20) *Τελικές ταχύτητες στις ακραίες στροφές:*

$$v_{31\min} = v_{\min} = \frac{3,6 \times n_{31\min} \times d \times \pi}{60 \times i_k} \quad (29)$$

$$v_{31\max} = v_{32\min} = \frac{3,6 \times n_{31\max} \times d \times \pi}{60 \times i_k} \quad (30)$$

$$v_{32\max} = v_{\max} = \frac{3,6 \times n_{32\max} \times d \times \pi}{60 \times i_k} \quad (31)$$

Όπου:  $\beta_1$ -γωνία κλίσης πλάκας στήριξης εμβόλων υδραυλικής αντλίας,  $\beta_2$ -γωνία κλίσης πλάκας στήριξης εμβόλων υδραυλικού κινητήρα,  $d$ -διάμετρος κινητήριων τροχών συστήματος μετάδοσης κίνησης [m],  $F_{\max}$ -μέγιστη δύναμη έλξης [N],  $i_o$ -σχέση μετάδοσης μειωτήρα,  $i_1$ -πρώτη σχέση μετάδοσης διβάθμιου μηχαν. κιβωτίου,  $i_2$ -δεύτερη

σχέση μετάδοσης διβάθμιου μηχ. κιβωτίου,  $i_3$ -σχέση μετάδοσης μεταξύ δευτέρου υδραυλικού κινητήρα και διβάθμιου μηχ. κιβωτίου,  $i_4$ -σχέση μετάδοσης μεταξύ πρώτου υδραυλικού κινητήρα και διβάθμιου μηχ. κιβωτίου,  $i_k$ -σχέση μετάδοσης μεταξύ άξονα εξόδου διβάθμιου μηχ. κιβωτίου και κινητήριων τροχών ελκυστήρα,  $n_o$ -ονομαστικές στροφές μηχανής εσωτερικής καύσης [rpm],  $n'_o$ -στροφές μηχανής εσωτερικής καύσης κατά τη μέγιστη ροπή στρέψης [rpm],  $n_{o_{max}}$ -μέγιστες στροφές μηχανής εσωτερικής καύσης [rpm],  $n_{max}$ -μέγιστες στροφές υδραυλικής αντλίας [rpm],  $n_{1_{max}}$ -υπερβαίνουσες το όριο στροφές υδραυλικής αντλίας [rpm],  $n_2$ -στροφές υδραυλικού κινητήρα [rpm],  $n_{2_{max}}$ -μέγιστες θεωρητικές στροφές υδραυλικού κινητήρα [rpm],  $n''_{2_{max}}$ -μέγιστες επιτρεπόμενες στροφές υδραυλικού κινητήρα [rpm],  $n_{2_{min}}$ -ελάχιστες στροφές υδραυλικού κινητήρα [rpm],  $n_{21}$  &  $n_{22}$ -στροφές πρώτου & δευτέρου υδραυλικού κινητήρα [rpm],  $n_{31_{min}}$ -ελάχιστες στροφές άξονα εξόδου διβάθμιου μηχ. κιβωτίου κατά την πρώτη σχέση μετάδοσης [rpm],  $n_{32_{min}}$ -ελάχιστες στροφές άξονα εξόδου διβάθμιου μηχ. κιβωτίου κατά τη δεύτερη σχέση μετάδοσης [rpm],  $P_o$ -ισχύς θερμικού κινητήρα στις ονομαστικές στροφές [kW],  $P_{HG}$ -ισχύς υδραυλικής αντλίας [kW],  $P_{HM}$ -ισχύς υδραυλικού κινητήρα [kW],  $P_{ZHM}$ -μέγιστη επιτρεπόμενη ισχύς υδραυλικών κινητήρων [kW],  $p$ -υδραυλική πίεση [MPa],  $R_{HS}$ -περιοχή ρυθμίσεως υδροστατικής μετάδοσης,  $R_p$ -ολική περιοχή ρυθμίσεως συστήματος μετάδοσης,  $V_g$ -γεωμετρικός όγκος υδραυλικών στοιχείων,  $v_{31_{min}}$ -ελάχιστη ταχύτητα μετακίνησης [km/h],  $v_{31_{max}}$ -μέγιστη ταχύτητα μετακίνησης κατά την πρώτη σχέση μετάδοσης [km/h],  $v_{32_{max}}$ -μέγιστη ταχύτητα μετακίνησης κατά τη δεύτερη σχέση μετάδοσης [km/h].

Προκειμένου, στο ανωτέρω υβριδικό σύστημα μετάδοσης, να διερευνηθεί το ορθό της διαδικασίας υπολογισμού, επιλέχθηκε η μελέτη να γίνει επί ενός ελκυστήρα με συγκεκριμένα τεχνικά χαρακτηριστικά, τα οποία δίδονται στον Πίνακα 1. Τέλος, τα υδραυλικά στοιχεία που χρησιμοποιήθηκαν στο σχεδιασμό της υδροστατικής μετάδοσης, είναι με αξονική διάταξη εμβόλων και τα τεχνικά τους χαρακτηριστικά ελήφθησαν από σχετικό εγχειρίδιο της SAUER SUNDSTRAND (Πίνακας 2).

Πίνακας 1. Τεχνικά χαρακτηριστικά ελκυστήρα

Μέγιστη ισχύς θερμικού κινητήρα	$P_o=84$ kW
Ονομαστικές στροφές θερμικού κινητήρα	$N_o=2200$ rpm
Στροφές θερμικού κινητήρα κατά τη μέγιστη ροπή στρέψης	$n'_o=1500$ rpm
Μέγιστες στροφές κινητήρα	$n_{o_{max}}=2420$ rpm
Μέγιστη δύναμη έλξης	$F_{max}=45$ kN
Μέγιστη ταχύτητα μετακίνησης ελκυστήρα	$v_{max}=25$ km/h

Πίνακας 2. Τεχνικά χαρακτηριστικά υδραυλικών στοιχείων (αντλίας & κινητήρων) υδροστατικής μετάδοσης, πίεση κυκλώματος  $p=35$  MPa

Γεωμετρικό όγκος υδραυλικών στοιχείων	$V_g=51,6$ cm <sup>3</sup>
Μέγιστες στροφές υδραυλικών στοιχείων	$n_{max}=3100$ rpm
Μέγιστη ισχύς υδραυλικών στοιχείων	$P_{max}=93,309$ kW

### 3. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΣΥΖΗΤΗΣΗ

Η διαστασιολόγηση του ανωτέρω υβριδικού συστήματος μετάδοσης έγινε με τη βοήθεια ενός λογισμικού, το οποίο αναπτύχθηκε σε Visual Basic ειδικά για το σκοπό αυτό. Στο σχήμα 2 παρουσιάζεται η οθόνη εκτέλεσης των υπολογισμών.



The screenshot shows a software window titled "Hydrauliccalc - [Calculation]". It contains a grid of input and output parameters for hydraulic and mechanical calculations. The parameters are arranged in columns and rows, with some values highlighted in yellow. The parameters include power (P), flow rate (n), pressure (p), force (F), velocity (V), and efficiency (η). The values are as follows:

P <sub>o</sub> : 84 KW	P <sub>HIM1max</sub> : 93,309 KW	R <sub>p</sub> : 3,720	i <sub>o</sub> : 1,275
n <sub>o</sub> : 2200 rpm	P <sub>HIM2max</sub> : 93,309 KW	R <sub>HS</sub> : 1,929	n <sub>1</sub> : 2805 rpm
n <sub>o</sub> : 1500 rpm	n <sub>2</sub> : 3100 rpm	R <sub>HGmin</sub> : 0,940	n <sub>1max</sub> : 3085 rpm
n <sub>o</sub> max: 2420 rpm	V <sub>g1</sub> : 51,6 cm <sup>3</sup>	P <sub>HGmin</sub> : 78,99 KW	P <sub>ZHM</sub> : 161,8 KW
F <sub>max</sub> : 45 KN	V <sub>g2</sub> : 103,2 cm <sup>3</sup>	R <sub>HG</sub> : 1,111	R <sub>HIM</sub> : 1,919
V <sub>max</sub> : 25 Km/h	R <sub>HG</sub> : 1,005	β <sub>1min</sub> : 0,900	n <sub>2max</sub> : 3105 rpm
P <sub>HIGmax</sub> : 93,309 KW	i <sub>1</sub> : 1,48	i <sub>o</sub> : 1,409	n <sub>2max</sub> : 2691 rpm
n <sub>max</sub> : 3100 rpm	i <sub>2</sub> : 28,034	p <sub>min</sub> : 28 MPa	n <sub>2min</sub> : 1395 rpm
p <sub>max</sub> : 35 MPa	d: 1,512 m	n <sub>1max</sub> : 3410 rpm	R <sub>HS</sub> : 1,929
		P <sub>ZHM</sub> : 157,3 KW	i <sub>2</sub> : 0,767
		P <sub>HIMmax</sub> : 186,6 KW	n <sub>31min</sub> : 412,2 rpm
		R <sub>HIM</sub> : 1,736	n <sub>31max</sub> : 1166 rpm
		β <sub>2min</sub> : 0,576	n <sub>32min</sub> : 1166 rpm
		n <sub>2max</sub> : 3193 rpm	n <sub>32max</sub> : 2249 rpm
		n <sub>2max</sub> : 2691 rpm	V <sub>31min</sub> : 4,18 Km/h
		β <sub>1min</sub> : 0,995	V <sub>31max</sub> : 11,85 Km/h
		P <sub>HG</sub> : 84,42 KW	V <sub>32max</sub> : 22,85 Km/h

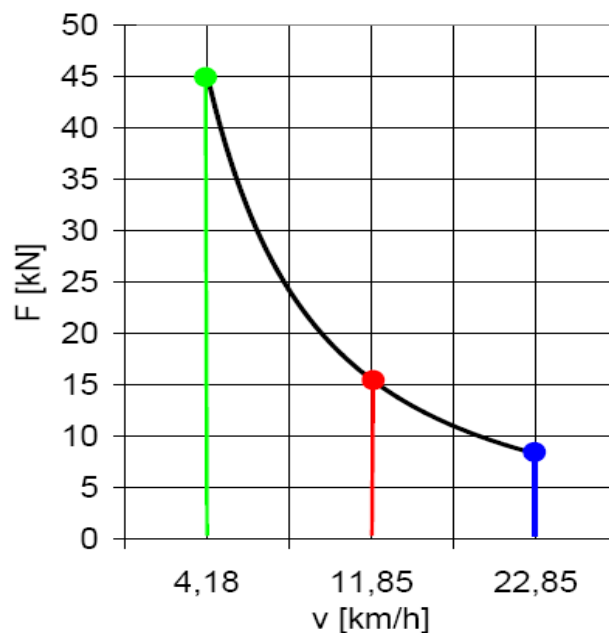
Σχήμα 2. Οθόνη εκτέλεσης υπολογισμών υδροστατικής και μηχανικής μετάδοσης.

Στην ανωτέρω διαδικασία θεωρητικών υπολογισμών της υδροστατικής μετάδοσης, δεν ελήφθη υπόψη ο βαθμός απόδοσης ( $\eta$ ). Στην περίπτωση, που συνυπολογιστεί ο βαθμός απόδοσης, η ισχύς με την οποία υπολογίζεται η περιοχή ρυθμίσεως γίνεται αυτομάτως  $P_o \cdot \eta < P_o$ . Επομένως, η απαιτούμενη ισχύς θα είναι μικρότερη της θεωρητικής. Οι τιμές των  $F_{max}$  και  $p_{max}$  παραμένουν σταθερές αλλά για μικρότερη τιμή του  $\beta_{1min}$  σε σχέση με τη θεωρητική. Η πραγματική τιμή του  $v_{max}$ , εάν παραμείνουν αμετάβλητες οι θεωρητικές τιμές των σχέσεων του διβάθμιου μηχανικού κιβωτίου, θα είναι οπωσδήποτε μικρότερη της θεωρητικής. Για το λόγο αυτό θα πρέπει να γίνει διόρθωση των σχέσεων του διβάθμιου μηχανικού κιβωτίου σύμφωνα με την απόδοση της υδροστατικής μετάδοσης. Στο σημείο αυτό, θα πρέπει να αναφερθεί ότι έγινε επίσης επαλήθευση των ανωτέρω αποτελεσμάτων σύμφωνα με την μέθοδο του Mortenson (1979). Συνοψίζοντας τα ανωτέρω, είναι ορθό αρχικά να γίνονται γρήγορα οι υπολογισμοί με βάση τις θεωρητικές παραμέτρους, να ορίζεται το μέγεθος των υδραυλικών στοιχείων ισχύος της υδροστατικής μετάδοσης και στο τέλος να ακολουθεί ο πειραματικός προσδιορισμός βάσει του βαθμού απόδοσης.

Τα συστήματα μετάδοσης που εμφανίζουν επικαλύψεις στην κλιμάκωση των σχέσεων έχουν μικρότερη περιοχή ρύθμισης με μικρότερες απώλειες ισχύος. Αντιθέτως, τα συστήματα μετάδοσης που παρουσιάζουν κενά στην κλιμάκωση των σχέσεων έχουν μεγαλύτερη περιοχή ρύθμισης με μεγαλύτερες απώλειες κατά τη μεταφορά της ισχύος. Επομένως, ως καταλληλότερα θεωρούνται τα συστήματα μετάδοσης των οποίων η κλιμάκωση γίνεται χωρίς κενά ή επικαλύψεις. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα του Πίνακα 3, το προτεινόμενο σχέδιο υβριδικού συστήματος μετάδοσης δεν εμφανίζει επικαλύψεις ή κενά. Η κλιμάκωση των ταχυτήτων σε συνάρτηση της δύναμη έλξης (θεωρητική καμπύλη έλξης) απεικονίζεται στο Σχήμα 3.

Πίνακας 3. Κλιμάκωση ταχυτήτων συστήματος μετάδοσης.

Σύστημα Μετάδοσης	$V_{min} = V_{31min}$	$V_{31max} = V_{32min}$	$V_{max} = V_{32max}$
Μειωτήρας + (ΥΣΜ=YA+2YK) + Διβάθμιο Μηχ. Κιβώτιο	4,18 km/h	11,85 km/h	22,85 km/h



Σχήμα 3. Θεωρητική καμπύλη έλξης

#### 4. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑ

Το προτεινόμενο σχέδιο υβριδικού συστήματος μετάδοσης της κίνησης αποτελούμενο από μειωτήρα, υδροστατική μετάδοση και διβάθμιο μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων επιτυγχάνει την κλιμάκωση των σχέσεων χωρίς επικαλύψεις ή κενά, διασφαλίζοντας με τον τρόπο αυτό μεγάλη περιοχή ρύθμισης με τις μικρότερες απώλειες ισχύος. Τις μεγαλύτερες τιμές της δύναμης έλξης τις επιτυγχάνει στην πρώτη βαθμίδα ταχυτήτων 4,18-11,85 km/h, ενώ στη δεύτερη βαθμίδα παρουσιάζει τις μεγαλύτερες ταχύτητες 11,85-22,85 km/h.

#### ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Farkas, Z., Jóri, I.J. and Kerényi, G., 2005. *The application and modelling possibilities of CVT in tractor*. 5th International multidisciplinary conference, pp. 145-150.
- Harms, H.H., 2000. *Hydraulic fluid technology: Current problems and future challenges*. Proceedings of the 48th National Conference on Fluid Power.
- Koráček, J., 1986. *Hydrostatické převodové mechanismy*. Nakladatelství Technické Literatury, Praha, 272 str.
- Κωστόπουλος, Θ.Ν., 1999. *Υδραυλικά και Πνευματικά Συστήματα*. Εκδόσεις Συμείων, Αθήνα, 403 σελ.
- Μαυρίδης, Δ.Α., 1987. *Εγχειρίδιο Υδραυλικών Συστημάτων: Επισκόπηση μίας νέας Τεχνολογίας*. Βιομηχανική Τεχνολογία Α.Ε., Αθήνα, 405 σελ.
- Mortenson, P.C., 1979. *Hydrostatic Transmissions*. New York, 65 p.
- Παναγιωτόπουλος, Ν., 2008. *Υδροστατικές μεταδόσεις κίνησης*. Εκδόσεις Ζήτη, Θεσσαλονίκη, 480 σελ.
- Prasetiawan, E.A., Zhang, R., Alleyne, A.G. and Tsao, T.C., 1999. *Modeling and Control Design of a Powertrain Simulation Testbed for Earthmoving Vehicles*. International Mechanical Engineering Congress & Exposition: The Fluid Power and Systems Technology Division, Nashville, TN, pp. 139-146.
- Schulte, H., 2007. *Control-Oriented Modeling of Hydrostatic Transmissions using Takagi-Sugeno Fuzzy Systems*. IEEE, pp 1-6.
- Τσατσαρέλης, Κ., 1997. *Γεωργικοί Ελκυστήρες*. Εκδόσεις Γιαχούδη-Γιαπούλη, Θεσσαλονίκη, 447 σελ.