УДК 629.072.174:631.372:625.032.86

ВПЛИВ ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРАКТОРА НА ВЕЛИЧИНУ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ В ТРАНСМІСІЇ

А.М. Яковенко, канд. техн. наук, **В.І. Макарчук ,** інж.,
І.О. Клименко , П.М. Соболь, студенти магістратури
Одеський державний аграрний університет

Розглянуті причини втрат потужності в трансмісії енергонасичених гусеничних тракторів і приведені рекомендації для їх зниження.

Ключові слова: трактор, трансмісія, потужність, коефіцієнт корисної дії.

Вступ. Підвищення швидкості руху машино – тракторних агрегатів (МТА) досягнуто шляхом підвищення потужності їх двигунів. Дослідження залежності втрат потужності двигуна в трансмісії, на кочення трактора, його буксування від швидкості руху дають можливість зменшити їх і таким чином підняти тяговий коефіцієнт корисної дії (ККД) трактора.

Проблема. Підвищення ефективності використання МТА шляхом удосконалення їх конструкції і впровадженням нових методів експлуатації завжди є і буде основною проблемою в аграрному виробництві, тому що послідовне рішення цих питань є можливість збільшити врожайність сільськогосподарських культур з одночасним зростанням їх якості.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Для досягнення позитивного виробничо – економічного ефекту від підвищення робочих швидкостей в конструкцію тракторів і сільгоспмашин були внесені суттєві зміни. Для кожного типу трактора і МТА був встановлений взаємозв'язок між потужністю двигуна (Ne), вагою трактора (G), швидкістю руху (V) і тяговим коефіцієнтом корисної дії ($\eta_т$), скориставшись залежністю академіка Болтінського В.М. [1]:

$$\eta_{\grave{O}} = \frac{N_{\hat{e}\eth}}{N_{\mathring{a}}} = \frac{Ð_{\hat{e}\eth} \cdot V}{270 \cdot N_e} = \frac{V}{270 \cdot N_e}(Ð_{\hat{e}} - Ð_f) = \frac{V}{270 \cdot N_e}(P_{\hat{e}} - f \cdot G), \qquad (1)$$

де Рк – дотична сила тяги трактора;
Ркр – тягове зусилля;
Pf – сила опору кочення;
f – коефіцієнт опору кочення трактора.

Із цієї формули видно, що при підвищенні швидкості руху трактора з незмінним тяговим зусиллям (Ркр) для збереження $\eta_т$ = const необхідно вагу трактора (G) залишити без зміни, а потужність двигуна (Ne) збільшити пропорційно швидкості (V). Як відомо [2], дійсний характер зміни коефіцієнту опору кочення (f), встановлений експериментальним шляхом, визначною впливу на $\eta_т$ не надає. Тобто, між швидкістю руху і потужністю двигуна може існувати деяка пропорціональна залежність. Інженер Ожога Б.Е. [3] для гусеничного трактора класу 2 т, який працював на основних сільськогосподарських операціях зі швидкістю 9…15 км/год, експериментально довів пряму залежність $V = m N_e$ з коефіцієнтом пропорціональності m = 0,1

км/год к.с. Отже, при визначені впливу робочої швидкості руху на тяговий ККД трактора існують різні тлумачення дослідників. Загальним є таке положення, що на робочому режимі з підвищенням швидкості руху тяговий ККД трактора спочатку збільшується або залишається постійним, а потім знижується (для трактора обумовленого класу тяги і обумовленої потужності).

Методика досліджень. Для експериментального визначення втрат потужності в трансмісії (Nтр) виноградникового енергонасиченого експериментального трактора (78 к.с.) з планетарним механізмом повороту визначався крутний момент двигуна (Мд) за допомогою тензометричного кардана [4], який був встановлений між муфтою зчеплення і коробкою передач. Крутний момент (Мвед) на ведучих колесах (зірочках) визначався з допомогою тензоматочин. Число обертів валу відбору потужності (для визначення числа обертів двигуна - $n_{дв}$) і ведучих зірочок ($n_{вед}$) визначалися електроімпульсними лічильниками МЕС-54 з кулачковими переривниками. Розрахунки велися по формулі:

$$N_{ÒÐ} = N_e - N_{âåä} = M_ä \cdot n_ä - M_{âåä} \cdot n_{âåä} \qquad (2)$$

Результати досліджень. Враховуючи, що тяговий ККД визначається ще і як добуток його складових: ККД трансмісії ($\eta_{ТР}$), ККД кочення (η_f) і ККД буксування (η_δ), на нашу думку потрібно розглядати вплив швидкості руху на вказані коефіцієнти і величину втрат потужності, яку вони характеризують, окремо. Різна їх величина і характер зміни в залежності від підвищення швидкості руху, тобто різне їх співвідношення, і будуть впливати відповідним чином на величину та характер протікання тягового ККД і балансу потужності трактора. При передачі потужності двигуна на ходову частину трактора через механічну трансмісію виникають неминучі її втрати, які характеризуються ККД трансмісії $\eta_{ТР}$. У зубчастих трансмісіях втрати потужності зумовлені тертям у зачепленнях шестерень, підшипниках і сальниках, а також витратами енергії на збовтування масла, що знаходиться в картерах передач. Тому $\eta_{ТР}$ залежить від кількості і типу пар шестерень, що знаходяться у зачепленні і беруть участь у передачі крутного моменту; особливостей конструкції і кількості опор для валів трансмісії; конструкції і кількості сальників для ущільнення картерів; в'язкості, кількості і рівня залитого в картери масла; частоти обертання валів і колової швидкості обертання шестерень та ряду інших факторів. Найбільший вплив на втрати потужності в трансмісії і її ККД $\eta_{ТР}$ робить величина крутного моменту (М), що передається [3]. Чим більший крутний момент, тим більша потужність двигуна, тим більший ККД трансмісії $\eta_{ТР}$ (рис.1). Незначний вплив на $\eta_{ТР}$ робить рівень масла. На 0,5 – 1 % знижується ККД коробки передач гусеничного трактора [3], якщо, наприклад, рівень масла в ній буде підвищений на 50 мм. ККД трансмісії і особливо коробки передач значно залежить від температури масла ($t_м$). З її підвищенням $\eta_{ТР}$ також підвищується і досягає максимального значення при температурі 80 – 85 ^{0}С (рис. 2). Причиною росту $\eta_{ТР}$ являється зменшення в'язкості масла . Це особливо необхідно враховувати при експлуатації тракторів в умовах знижених температур. При сучасному рівні технології виготовлення шестерень тракторних трансмісій ККД циліндричної зубчастої передачі знаходиться в межах 0,985…0,990, а конічної – 0,975…0,980.

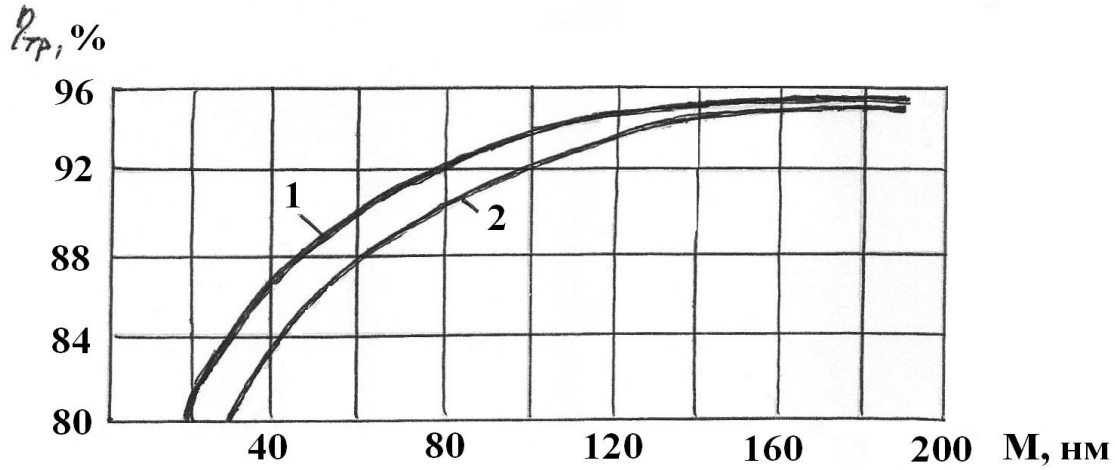

Рис. 1. Вплив величини моменту і рівня масла в коробці передач гусеничного трактора на її ККД

1 – нормальний рівень масла; 2 – рівень підвищений на 50 мм.

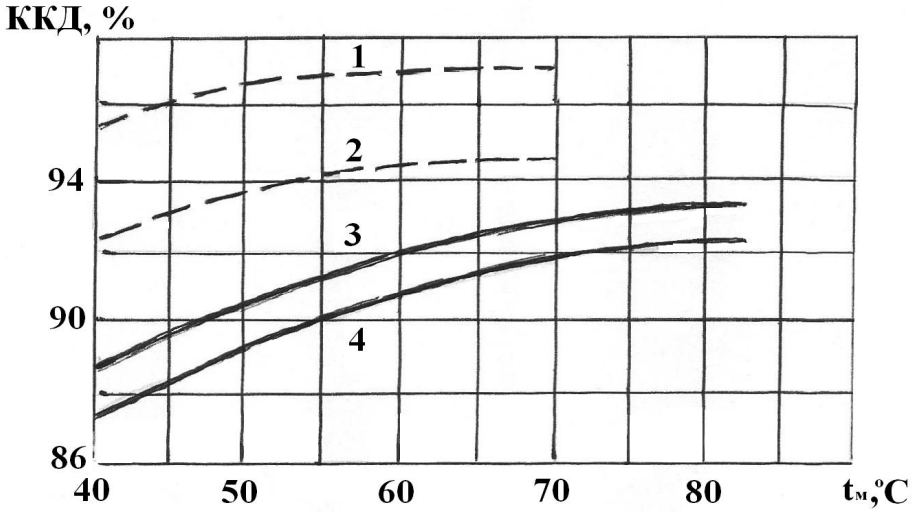

Рис. 2. Залежність ККД трансмісії і коробки передач гусеничного трактора від температури масла

1 – 2 – ККД коробки передач на 2 і 5 передачах.

3 – 4 – ККД трансмісії на 2 і 4 передачах.

ККД планетарної передачі вищий, ніж передачі із зовнішнім зачепленням. На ККД циліндричної зубчастої передачі впливає сорт масла і спосіб мащення. Перехід на змащування шестерень сучасними трансмісійними маслами в порівнянні з нігролами підвищує ККД η_{TP} на 2 – 3%.

На ККД зубчастих передач впливає спосіб мащення (поливом чи зануренням), питоме навантаження на зуби шестерень, колова швидкість зубчастих коліс. Із всіх перерахованих втрат та їх причин основними являються втрати на тертя між зубами шестерень, які залежать від величини потужності, що передається, а також гідравлічні втрати, пов'язані зі збільшенням колової швидкості шестерень. Залежність ККД трансмісії від навантаження в швидкісних тракторах має гіперболічний характер і на холостому ходу дорівнює нулю, а при 20, 40 і 60 % номінального навантаження становить відповідно 0,7, 0,85 і 0,90, при 80 – 100% - 0,93 [5]. При навантаженнях

близьких до номінальних, η_{TP} = 0,88…0,93 (рис.3). У тракторів з кількома мостами η_{TP} нижче цих значень. В зв'язку з підвищенням робочих швидкостей тракторів потужність, що передається трансмісією та колова швидкість шестерень збільшуються. Вони і являються тими основними факторами які визначають величину втрат потужності в трансмісії і ККД η_{TP}.

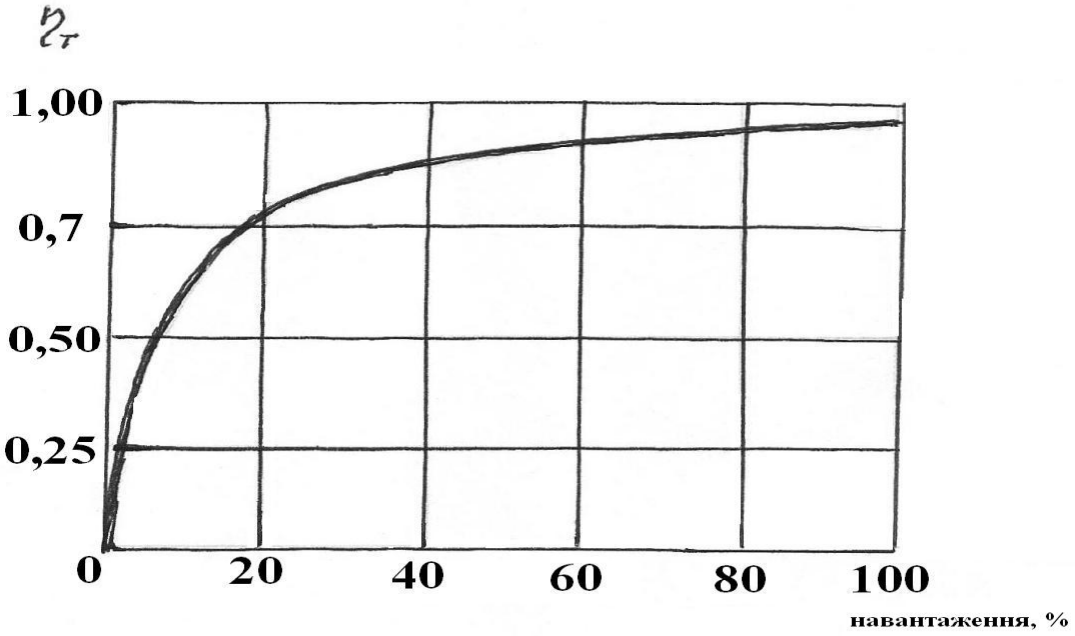

Рис. 3 Залежність ККД трансмісії швидкісних тракторів від величини навантаження

Втрати потужності в полюсі зачеплення однієї пари зубчастих коліс можна визначити з формули [6]:

$$N\grave{o}\eth_{\ ,} = \sum a \cdot m_i \cdot Vo_i^k + \hat{a}_i \cdot Ne_i \qquad (3)$$

де Ntp_i – потужність, що втрачається в полюсі зачеплення, кВт;

Vo_i – відносна колова швидкість колеса в полюсі зачеплення, м/с;

Ne_i – потужність, що передається парою зчеплених зубчастих коліс, кВт.

m_i – модуль зубів, мм;

а, в, к – дослідні коефіцієнти.

В першому наближенні можна прийняти [7] а = 0,005; в = 0,01 – для циліндричних коліс зовнішнього та внутрішнього зачеплення планетарного механізму; в = 0,02 – для конічних коліс; в = 0,015 – для циліндричних коліс зовнішнього зачеплення не планетарного механізму; К = 1,5 для механізмів з мащенням поливом і К = 1,7 – для механізмів з мащенням розбризкуванням.

Якщо гусеничний швидкісний трактор має планетарний механізм повороту, а при дослідах потужність, що передається від двигуна, заміряється на валу муфти зчеплення і прирівнюється до ефективної потужності двигуна, то всю трансмісію можна представити як передачу, що складається із циліндричних коліс внутрішнього та зовнішнього зачеплення, а також конічних шестерень.

Тоді втрати потужності в трансмісії Nтр з числом (і) зубчастих зачеплень можна розглядати як суму втрат в кожному зубчастому зачепленні:

$$N\grave{o}\eth = \sum_{1}^{з}(am_i Vo_i^k + b_i Ne) \qquad (4)$$

З цієї формули одержимо вираз для визначення ККД трансмісії:

$$\eta_{\grave{o}\eth} = \frac{Ne - N\grave{o}\eth}{Ne} = 1 - \frac{N\grave{o}\eth}{Ne}, \qquad (5)$$

або

$$\eta_{\grave{o}\eth} = 1 - \sum_{1}^{з}(b_i + a\frac{m_i Vo_i^k}{Ne}) \qquad (6)$$

Із формули (6) виходить, що ККД трансмісії залежить від відносної швидкості зубчастих коліс Vo і від потужності Ne, що передається зубчастим зачепленням. Чим вища відносна швидкість, тим нижчий ККД, а з підвищенням потужності, що передається, η_{TP} зростає. Зараз на тракторах застосовують гідромеханічні, гідрооб'ємні, фрикційні та електричні передачі з метою безступінчастого регулювання швидкості руху. ККД цих передач, як правило, нижчий від зубчастих. Застосування гідравлічної системи керування трансмісією пов'язане з додатковими витратами потужності двигуна і зниженням η_{TP}. При навантаженнях, близьких до номінальних, ККД гідравлічної передачі знаходиться в межах 0,85…0,91, а гідрооб'ємної – 0,75…0,85. Більш низький ККД порівняно з цими передачами мають електрична і електромеханічна передачі: у зоні номінальних режимів не перевищує 0,8, а у зоні максимальних крутних моментів становить 0,60…0,65. Фрикційні передачі мають вищий ККД, а в деяких випадках такий, що перевищує ККД зубчастих передач. Але внаслідок невисокої надійності фрикційних передач при передачі значних крутних моментів вони не знайшли поширення у тракторобудуванні. Аналіз формул (4) і (6) показує, що у перспективних енергонасичених гусеничних тракторів ККД η_{TP} можна підвищити, а витрати потужності зменшити, якщо виконати по можливості деякі умови при конструюванні шестеренчастих трансмісій, що приведені у висновках.

Висновки.1. Число пар (і) зубчастих коліс, які передають потік потужності, особливо на ходових передачах, повинно бути мінімальним, а колеса мати малий модуль зачеплення (m) зубів.

2. Зубчасті колеса, в тому числі що рухаються вхолосту, повинні мати мінімальну відносні швидкість (Vo), тому що втрати потужності на тертя в полюсах зачеплення виражаються статечною залежністю від відносної швидкості обертання коліс.

3. Щоб відносні швидкості були нижчими, зубчасті колеса повинні обертатися в одну сторону (планетарне зачеплення).

4. Мащення тертьових деталей потрібно виконувати фільтрованим маслом під тиском або поливом з наявністю напівсухих картерів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Болтинский В.Н. Перспективы увеличения рабочих скоростей МТА выше 9 км/час. Вестник с.-х. науки. – М.: Колос, №5 – 1961. – 136 с.

2. Соловейчик А.Г. Влияние скорости на эксплуатационные показатели МТА. Научные основы повышения рабочих скоростей МТА. – М.: Колос, 1965. – 124 с.

3. Поляк А.Я., Щупак А.Д. Эксплуатация МТА на повышенных скоростях. – М.: Сельхозиздат, 1963. – 156 с.

4. Сафронов А.И., Яковенко А.Н.Некоторые особенности измерительной аппаратуры для исследования энергонасыщеного виноградникового трактора. Труды КСХИ, том.60. Кишинев: КСХИ, 1969. с. 4 – 10.

5. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів. – К.: Урожай, 1994. – 224 с.

6. Яковенко А.Н. Влияние скорости гусеничного трактора на величину и характер протекания тяговых КПД. Труды КСХИ. Т.60. Кишинев: КСХИ, 1969. с.89-96.

7. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. – Л.: Машиностроение, 1967. – 320 с.

ВЛИЯНИЕ ПОВЫШЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА НА ВЕЛИЧИНУ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ТРАНСМИССИИ

А.Н. Яковенко, В.И. Макарчук, И.А. Клименко, П.Н. Соболь

Ключевые слова: трактор, трансмиссия, мощность, коэффициент полезного действия

Резюме

Рассмотрены причины потерь мощности в трансмиссии энергонасыщенных гусеничных тракторов и приведены рекомендации для их снижения.

INFLUENCE OF INCREASE OF RATE OF MOVEMENT OF TRACTOR ON THE SIZE OF LOSSES OF POWER IN A TRANSMISSION

A.N. Yakovenko, V.I. Makarchuk, I.A. Klimenko, P.N. Sobol

Keywords: tractor, transmission, power, output-input ratio.

Summary

Reasons of losses of power are considered in the transmission of the energonasyschennykh caterpillar tractors and recommendations are resulted for their decline.