

Министерство высшего и среднего специального
образования УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

БОРОЗНЯК Юрий Павлович

РАЗРАБОТКА ЛАБОРАТОРНОГО МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ
ТЯГЕВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МОЩНЫХ
КОЛЕСНЫХ ТЯГАЧЕЙ ТРАКТОРНОГО ТИПА
(Специальность № 195 - автомобили и тракторы)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук.

Харьков - 1969

Министерство высшего и среднего специального
образования УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

БОРОЗНИК Юрий Павлович

РАЗРАБОТКА ЛАБОРАТОРНОГО МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ
ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МОЩНЫХ
КОЛЕСНЫХ ТЯГАЧЕЙ ТРАКТОРНОГО ТИПА
(Специальность № 195 - автомобили и тракторы)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук.



Харьков - 1969

Работа выполнена в лаборатории агрегатов Харьковского дважды ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени тракторного завода им. С.Орджоникидзе и на кафедре "Автомобили" Харьковского автомобильно-дорожного института.

Научный руководитель
доктор технических
наук, профессор

А.Б.Гредескул

Официальные споненты:

доктор технических
наук, профессор

П.И.Андрусенко

кандидат технических
наук, доцент

Г.Н.Шепеленко

Ведущее предприятие - Одесская научно-исследовательская
станция НАТИ /ОННИС - НАТИ/

Автореферат разослан

16 февраля 1969 г.

Захита диссертации состоится 21 февраля 1969 г.
на заседании Ученого Совета Харьковского автомобильно-
дорожного института /Харьков-78, ул. Петровского, 25, ХАДИ/.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА -

кандидат технических наук, доцент

В.К.РУДНЕВ

В В Е Д Е Н И Е

Следуя по пути неуклонного технического прогресса, советские машиностроители создают новые типы современных автомобилей, тракторов и тягачей. Процесс создания новых и усовершенствования серийных конструкций сопровождается выполнением эксплуатационных и лабораторных испытаний с целью об"ективной оценки рабочих параметров машины в целом и ее отдельных узлов и агрегатов.

Создание одинаковых условий испытаний на реальных фонах далеко не всегда достижимо и вследствие этого не удается получить сопоставимые результаты исследований.

Лабораторный метод лишен этого существенного недостатка. Но если в автомобилестроении он применяется более пятидесяти лет, то тракторная промышленность только приступила к его освоению. В большой мере этому способствовало создание колесных тракторов Минским тракторным заводом и мощных колесных тракторов-тягачей Ленинградским Кировским и Харьковским тракторными заводами.

Широкое использование лабораторного метода позволит ускорить решение целого ряда важных вопросов, связанных с доводкой и усовершенствованием конструкций машин.

Настоящая работа, являющаяся обобщением ряда исследований, выполненных автором в 1965-1968 г.г. на Харьковском тракторном заводе, посвящена разработке вопросов методики лабораторных исследований тягово-экономических качеств полноприводных колесных тягачей, выбору наиболее рациональных оценочных параметров и расчету ряда эксплуатационных качеств тягачей в реальных условиях движения по результатам лабораторных испытаний.

При выполнении теоретических исследований использованы труды Е.А.Чудакова, Г.В.Зимелева, А.С.Литвинова, Е.Д.Львова, И.И.Трепеникова, О.Т.Батракова, М.И.Лурье, В.И.Кнороза, В.Э.Малаховского, В.А.Петрушова, Ю.В.Пирковского и др.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.

Совершенство конструкций транспортных средств оценивается комплексом их эксплуатационных качеств, в число которых в первую очередь входят тяговые, топливо-экономические, динамические и другие качества.

В настоящее время при проведении исследований эксплуатационных качеств колесных машин применяют следующие методы:

- а/ метод испытаний в естественных условиях эксплуатации;
- б/ полигонный метод;
- в/ лабораторный метод.

Основным преимуществом первых двух методов является то, что работа машины осуществляется в реальных условиях взаимодействия с внешней средой. Однако указанные методы имеют целый ряд присущих им недостатков, к которым относится нестабильность результатов испытаний, необходимость проведения последних на прямолинейных горизонтальных участках дорог с чрезвычайно малой интенсивностью движения в сухую безветренную погоду и в светлое время суток, необходимость строго выдерживать одинаковыми плотность, влажность и состав почвы при проведении исследований на грунтовом фоне и др.

Соблюдение всех условий проведения испытаний на естественных фонах сокращает полезно используемое время до нескольких месяцев в году и приводит к значительным непроизводительным затратам времени, денежных и материальных средств.

Лабораторный метод испытаний лишен отрицательных сторон дорожного и полигонного методов, но имеет один существенный и в то же время устранимый недостаток — тягово-экономические и динамические показатели используемой машины, полученные на динамометрическом стенде, отличаются от тех же показателей в реальных усло-

виях испытаний.

Несмотря на наличие указанного недостатка, лабораторный метод испытаний транспортных средств нашел самое широкое распространение. Об этом свидетельствуют многочисленные исследовательские и конструкторские работы, проводимые у нас и за рубежом.

В работе рассматриваются основные тенденции в области конструирования современных испытательных стендов и проводится критический анализ существующих методов исследования на стенах с беговыми барабанами.

Наибольший вклад в создание теоретических основ лабораторного метода внесли советские ученые Е.А.Чудаков, Г.В.Зимелев, М.И. Лурье и многие другие. К числу разрешенных ими вопросов в первую очередь относятся:

- а/ разработка методов определения тяговых, динамических и топливо-экономических характеристик колесных машин;
- б/ разработка вопросов определения сопротивления качению, к.п.д. силовой передачи и коэффициента учета вращающихся масс;
- в/ создание методов перехода от результатов стендовых испытаний к показателям машин в реальных условиях движения;
- г/разработка метода исследования динамических и топливо-экономических качеств автомобилей на автоматизированном стенде и др.

Детальный анализ теоретических и экспериментальных работ, выполненных на стенах с беговыми барабанами, позволил сделать следующие выводы.

1. Наиболее глубоко разработаны вопросы, связанные с проведением испытаний автомобилей с приводом на одну ведущую ось.
2. Методы лабораторных исследований и оценки тягово-эконо-

мических качеств полноприводных мощных колесных тягачей тракторного типа практически не разработаны.

3. Методы испытаний автомобилей далеко не всегда применимы при проведении исследований таких тягачей, так как не учитывают специфику их конструкций, характера работы двигателя со всережимным регулятором, работы движителя с интенсивным буксованием, способов оценки тягово-экономических показателей и конструкции стендового оборудования.

Отсюда, с учетом всех положительных и отрицательных сторон лабораторного метода испытаний колесных машин, следует цель настоящей работы.

1. Разработать и опробовать методику определения тягово-экономических показателей полноприводных мощных колесных тягачей на динамометрическом стенде с беговыми барабанами.

2. Разработать и проверить экспериментально методику перехода от результатов лабораторных испытаний к тягово-экономическим показателям тягачей в реальных условиях движения.

II. ДИНАМОМЕТРИЧЕСКИЙ СТЕНД С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ, КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ И РЕГИСТРИРУЮЩАЯ АППАРАТУРА.

Экспериментальная проверка теоретических положений настоящей работы проводилась на динамометрическом стенде с беговыми барабанами, который был спроектирован Харьковским автомобильно-дорожным институтом совместно с Харьковским тракторным заводом. Стенд, до-водка и оснащение которого необходимой аппаратурой производились при непосредственном участии автора, является дальнейшим развитием конструкций стендов с беговыми барабанами и предназначен для

испытаний мощных колесных тракторов-тягачей.

Конструктивно стенд выполнен следующим образом. Четыре беговых барабана диаметром 1206 мм и шириной 1200 мм, облицованные деревянными брусками, смонтированы на двух полурамах стендса. Каждый беговой барабан имеет свой независимый привод, который состоит из двухступенчатого планетарного и конического /углового/ редукторов, карданного вала и коробки передач.

Беговые барабаны, на которые устанавливаются колеса передней оси испытываемого тягача с их силовыми передачами и тормозными машинами типа П-91, смонтированы на передней полураме, которая с помощью четырех катков может перемещаться по рельсам вдоль продольной оси стендса. Это позволяет проводить испытания машин с базой от 1500 до 3000 мм. В рабочем состоянии полурама опирается на четыре винтовых домкрата.

Вторая пара беговых барабанов совместно с планетарными и угловыми редукторами смонтирована на полураме, которая расположена на весовом устройстве рычажного типа. Последнее позволяет определять в процессе испытаний перераспределение веса по мостам тягача.

Для проведения комплекса исследований стенд оборудован следующей аппаратурой.

1. Блок логометров для контроля за температурным режимом работы двигателя, узлов тягача и привода стендса.

2. Блок счетчиков СБ-1М/100 для определения числа оборотов беговых барабанов и колес тягача. Счетчики оборотов барабанов фиксируют сигналы от фотоэлектрических датчиков, а счетчики оборотов колес - от прерывателей.

3. Установка для замера расхода топлива весовым способом и поршневой электрический расходомер топлива, выполненный по типу АТУКИ. Импульсы от расходомера фиксируются двумя счетчиками МЭС-54, которые смонтированы во втором блоке приборов. Последний включает в себя также измерители ТЭ-45 тахогенератора ТЭ-204 и счетчики оборотов, которые соответственно служат для визуального контроля и точного измерения числа оборотов двигателя. После включения все счетчики через 60 сек. автоматически отключаются.

4. Тензометрические звенья для замера тягового усилия.

5. Осциллографы с усилителями.

6. Переговорное устройство для осуществления связи операторов с водителем машины и др.

III. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОЛЕСНЫХ ТЯГАЧЕЙ НА СТЕНДЕ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ.

Основные рабочие показатели мощных колесных тягачей могут быть охарактеризованы следующими параметрами:

1. Тяговым усилием, развиваемым на различных передачах.

2. Скоростью движения.

3. Тяговой мощностью.

4. Коэффициентом общих потерь скорости.

5. Часовым и удельным расходом топлива.

6. Расходом топлива на 100 км пути.

7. Коэффициентом полезного действия тягача.

8. Коэффициентом полезного действия движителя.

Дифференцированный анализ затрат мощности двигателя тягача

на преодоление различных сопротивлений движению может быть произведён с помощью мощностного баланса.

Для тягачей с бездифференциальной связью ведущих мостов должны быть определены нагрузочные режимы, на которых может возникнуть циркуляция паразитной мощности, ее величина и дополнительные потери, обусловленные циркуляцией мощности.

Кроме того в процессе проведения анализа тягово-экономических показателей должен быть решен вопрос о целесообразности работы тягача с одним или двумя ведущими мостами на различных нагрузочных режимах.

Здесь необходимо остановиться на одной особенности лабораторного метода тяговых испытаний. Эта особенность заключается в том, что в процессе проведения тяговых испытаний на стенде интересующие нас параметры удается определить только начиная с некоторого значения силы тяги, величина которой обусловлена внутренним сопротивлением силовой передачи стендса. В связи с этим появляется необходимость в аналитических зависимостях не только для обработки экспериментальных данных, но и для расчета эксплуатационных показателей на тех режимах, где проведение экспериментов невозможно. К числу этих режимов относится и режим холостого хода ($P_{кп}=0$).

В процессе проведения испытаний обычно фиксируют число оборотов двигателя, колес, беговых барабанов, силу тяги и расход топлива. Методы обработки экспериментальных данных с целью получения значений скорости движения, расхода топлива и тяговой мощности практически очевидны, на них мы не будем останавливаться. Рассмотрим вопрос об определении относительных потерь скорости тягача и методах расчета тягово-экономических показателей на тех режимах, где экспериментальные значения не удается получить.

Относительные потери скорости движения машины обычно характеризуются коэффициентом буксования, который представляет собой отношение разности теоретически возможной и действительной скорости к теоретической скорости движения. Причем, анализ многочисленных работ свидетельствует о том, что теоретическую скорость предлагается определять исходя из самых разнообразных значений радиуса качения двигателя. В работе подробно рассматривается этот вопрос и доказывается, что так называемый коэффициент буксования не отражает сущности процесса работы двигателя, т.к. потери скорости в общем случае движения происходят как за счет буксования колес, так и за счет тангенциальной деформации шин при приложении к двигателю крутящего момента. При расчете теоретически возможной скорости движения необходимо исходить из величины радиуса качения двигателя в ведомом режиме, которая является наибольшей из всех практически возможных значений радиусов качения при моменте на колесах $M_k \geq 0$. Исходя из вышеизложенного вместо коэффициента буксования вводится коэффициент общих потерь скорости, который в общем случае движения состоит из двух компонентов: коэффициента потери скорости за счет тангенциальной деформации шин и коэффициента буксования двигателя. Эта дифференциация потерь особенно важна при расчете составляющих мощностного баланса тягача.

Зависимость числа оборотов двигателя от тягового усилия представляет собой убывающую функцию. Причем, последняя в достаточно широком для данной передачи диапазоне тяговых усилий имеет строго линейный характер. Воспользовавшись этим получаем зависимость для $n_e = f(P_{kp})$, исходя из уравнения прямой, проходящей через две точки:

$$n_e = \frac{(n_{e1} - n_{e2})(P_{kp1} - P_{kp}) + n_{e1}(P_{kp2} - P_{kp})}{P_{kp2} - P_{kp1}}, \quad (1)$$

где n_e - искомое число оборотов двигателя, соответствующее тяговому усилию P_{kp} ;

n_{e1} и n_{e2} - произвольно выбранные значения чисел оборотов двигателя на линейном участке функции $n_e = f(P_{kp})$, построенной по результатам стендовых испытаний тягача;

P_{kp1} и P_{kp2} - значения тягового усилия, соответствующие оборотам двигателя n_{e1} и n_{e2} .

$$\text{В формуле } (1) n_e > n_{e1} > n_{e2}, \text{ а } P_{kp} < P_{kp1} < P_{kp2}.$$

Рассчитав на различных передачах $n_e = f(P_{kp})$, можно определить скорость движения тягача на тек режимах, где сила тяги меньше силы сопротивления проворачиванию силовой передачи стенда. Для этого необходимо знать величины радиуса качения двигателя в текущем режиме:

$$\tilde{r}_k = \tilde{r}_{ko}(1 - \Delta_1), \quad (2)$$

где \tilde{r}_{ko} - радиус качения двигателя в ведомом режиме;

Δ_1 - коэффициент потери скорости за счет тангенциальной деформации шин.

С целью получения необходимых зависимостей воспользуемся следующим уравнением, справедливым для случая движения без буксования:

$$\tilde{r}_{kj} = \tilde{r}_{koj} \pm K_j M_{kj}, \quad (3)$$

где \tilde{r}_{kj} - радиус качения колеса в текущем режиме;

\tilde{r}_{koj} - радиус качения колеса в ведомом режиме;

K_j - коэффициент изменения радиуса качения колеса под действием момента M_{kj} .

В зависимость (3) вместо общепринятого коэффициента тангенциальной эластичности шины, величина которого определяется для неподвижного колеса, нагруженного статическим крутящим моментом,

введен коэффициент изменения радиуса качения колеса. Исходными данными для расчета K_j служат результаты экспериментов, проведенных на движущихся колесах. Благодаря этому формула (3) отражает реальный процесс взаимодействия движущегося колеса с опорной поверхностью при $M_{kj} \geq 0$. Кроме того, необходимо отметить, что величину K_j экспериментально гораздо легче определить, чем коэффициент тангенциальной эластичности.

Записав зависимость (3) для передних и задних колес полностью приводного тягача в тяговом режиме и решив полученную систему уравнений относительно Σ_k , получаем зависимость, являющуюся исходной для определения интересующих нас параметров:

$$\Sigma_k = \frac{\Sigma_{k1} K_1 + \Sigma_{k2} K_2 - M_k K_1 K_2}{K_1 + K_2}, \quad (4)$$

где M_k - суммарный крутящий момент, подведенный к движителю;

K_1 и K_2 - коэффициенты изменения радиусов качения движителей передней и задней осей;

Σ_{k1} и Σ_{k2} - радиусы качения передних и задних колес тягача в ведомом для них режиме;

Зависимость для определения Σ_{k0} является частным решением уравнения (4) при $M_k = 0$.

Составив и решив относительно M_k баланс мощности движителя на холостом ходу, а затем подставив значения M_k в (4), получаем уравнение для определения радиуса качения движителя на холостом ходу:

$$\Sigma_{kx} = \frac{\Sigma_{k0}(1 + \sqrt{1 - 4K_n P_f})}{2}, \quad (5)$$

$$где K_n = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2}$$

- приведенный коэффициент изменения радиуса качения колесного движителя;

P_f - сопротивление качению движителя в ведомом режиме при наличии жесткой связи между ведущими мостами.

Величину P_f предлагается определять по формуле:

$$P_f = \frac{1}{\Sigma_{k0}} \left[\sum_{i=1}^2 P_{fai} \Sigma_{koi} + \frac{(\Sigma_{k0} - \Sigma_{koi})^2}{K_1 \Sigma_{koi}} + \frac{(\Sigma_{k0} - \Sigma_{koi})^2}{K_2 \Sigma_{koi}} \right], \quad (6)$$

где P_{fai} - силы сопротивления качению колес передней и задней осей тягача в ведомом для них режиме.

Решая баланс мощности движителя тягача применительно к общему случаю движения, получаем зависимость для расчета величины M_k :

$$M_k = \Sigma_{k0} \left(P_{kp} + \frac{P_f}{1 - \Delta} \right), \quad (7)$$

где Δ - коэффициент общих потерь скорости.

При отсутствии буксования вместо Δ подставляется значение Δ_1 .

Функциональная зависимость Δ от силы тяги была получена также с помощью (4):

$$\Delta_1 = \frac{1 + P_{kp} K_n - \sqrt{(1 + P_{kp} K_n)^2 - 4 K_n (P_{kp} + P_f)}}{2}. \quad (8)$$

Располагая приведенными выше зависимостями можно рассчитать значения P_e , U и N_{kp} как функции силы тяги.

Как показали многочисленные эксперименты, зависимость часового расхода топлива от силы тяги в некотором диапазоне P_{kp} либо имеет линейный характер, либо близка к зависимости, которую можно представить с помощью следующей эмпирической формулы:

$$G_t = AP_{kp}^B + G_{tx}, \quad (9)$$

где A и B — эмпирические коэффициенты;

G_{tx} — часовой расход топлива в холостом ходу.

В первом случае предлагаются зависимости, полученная аналогично тому, как это было сделано при определении $N_e = f(P_{kp})$.

Рассчитав значение часового расхода топлива можно определить удельный расход и расход на 100 км пути.

Далее в работе рассматривается вопрос о расчете к.п.д. тягача и его движителя, при работе с двумя и одним ведущим мостом. Приводится вывод зависимости для расчета циркулирующей мощности и предлагаются формулы для определения к.п.д. кинематических цепей силовой передачи тягача, значения которых необходимы при расчете потерь, вызванных циркуляцией мощности.

В предлагаемых зависимостях учитывается разная жесткость шин передних и задних колес, а сила сопротивления качению рассматривается как функция крутящего момента, подведенного к движителю. К.п.д. кинематических цепей силовой передачи определяются как функции тягового режима работы тягача.

Предлагается метод расчета компонентов мощностного баланса тягача, как функций нагружочного режима, кинематической схемы силовой передачи и жесткости колес с учетом реального процесса взаимодействия движителя с опорной поверхностью.

После рассмотрения способов расчета тягово-экономических показателей приводятся методики экспериментального определения всех необходимых параметров и обосновывается выбор графических зависимостей, с помощью которых представляются результаты испытаний и производится их анализ.

В конце главы представлены результаты лабораторных испытаний нескольких мощных колесных тракторов-тягачей Т-125.

14. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГАЧЕЙ В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ДВИЖЕНИЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ.

Для получения максимально возможных, стабильных и сопоставимых значений тягово-экономических показателей тягачей в реальных условиях движения необходимо от результатов лабораторных испытаний переходить к показателям на недеформируемой опорной поверхности при условии отсутствия буксования движителя. Кроме того, в этом случае переход от результатов лабораторных испытаний к показателям на межном участке может быть произведен на основании только расчетных значений необходимых параметров, т.е. без проведения вспомогательных испытаний на дороге.

В основу рассматриваемой методики положен тот факт, что при работе тягача в различных условиях движения на одной и той же передаче, двигатель его будет иметь идентичную загрузку, если к колесам в тех и других условиях подведен одинаковый крутящий момент. Рассмотрим порядок перехода от результатов лабораторных испытаний к тягово-экономическим показателям тягача в реальных условиях движения.

1. На стенде проводится весь комплекс испытаний тягача в соответствии с предложенными в работе методиками.

2. Производятся все необходимые расчеты, в результате которых должны быть получены следующие данные:

а) функциональные зависимости U_c , Δ_c , G_{tc} и N_{ec} от силы тяги на крюке P_{kpc}^x ;

х) Здесь и далее индекс "C" обозначает стендовые условия испытаний, а индекс "D" относится к показателям на дороге.

б/ значения коэффициентов изменения радиусов качения K_1 и K_2 ;

в/ величины радиуса качения $R_{кос}$ и силы сопротивления качению движителя тягача $P_{кос}$ на стенде в ведомом режиме;

3. Производится расчет силы сопротивления качению разблокированного движителя тягача на дороге.

4. Определяются радиусы качения передних и задних колес тягача на дороге в ведомом для них режиме.

5. По формуле (4) рассчитывается величина радиуса качения блокированного движителя тягача на дороге $R_{код}$ при $M_k=0$.

При этом величины K_1 и K_2 берутся теми же, что и при расчете $R_{кос}$, так как исследования показали, что характер изменения функций $R_{код} = f(M_k)$ на стенде и на дороге идентичен.

6. По формуле (6) определяется величина сопротивления качению блокированного движителя тягача на дороге $P_{код}$.

7. Рассчитывается либо определяется экспериментально функция $\Delta_a = f(P_{код})$.

8. С помощью формулы (7) рассчитывается для каждой передачи на различных тяговых режимах ряд значений крутящего момента, подведенного к движителю на стенде $M_{кс}$ и на дороге $M_{кд}$.

9. Для каждой передачи строятся совмещенные графики

$$\Delta_c = f(M_{кс}) \text{ и } \Delta_a = f(M_{кд}).$$

10. Задавшись определенными значениями $M_{кд}$, с помощью графика $\Delta = f(M_k)$, например, для первой передачи, определяются значения $P_{код}$ и $P_{код}$, которые характеризуют режим работы движителя на стенде и на дороге в случае подведения к нему одного и того же крутящего момента M_k .

Воспользовавшись имеющимися зависимостями $\Delta_c = f(P_{код})$ и $\Delta_a = f(P_{код})$, определяют значения $P_{код}$ и $P_{код}$,

соответствующие Δ_c и Δ_a , а также величине $M_{кд}$. Так как в этом случае двигатель тягача на стенде и на дороге работает в одинаковом режиме, значения $P_{ес}$ и $G_{тес}$ при $P_{код}$ соответствуют нагрузке на дороге, характеризуемой величиной $P_{код}$. Располагая величинами Δ_a и $P_{ес} = P_{ед}$, представляется возможным рассчитать действительную скорость тягача на дороге.

$$U_{ед} = 0,377 \frac{R_{код}(1-\Delta_a)P_{ед}}{i_{тр}}. \quad (10)$$

Проделав то же самое во всем диапазоне нагрузок на всех передачах, получим все необходимые данные для расчета и графического изображения тягово-экономических показателей тягача в реальных условиях движения.

Из рассмотренной методики следует, что для определения параметров тягача на дороге по результатам стендовых испытаний, необходимо иметь возможность рассчитать ряд значений M_k в естественных условиях движения (7).

Для жесткой опорной поверхности при тяговых нагрузках, не превосходящих предельного значения по условиям сцепления, коэффициент общих потерь скорости может быть рассчитан с помощью зависимости (8). С целью проверки справедливости этого утверждения были проведены расчеты и их экспериментальная проверка на дороге с асфальтовым покрытием и грунтовой укатанной дороге.

Анализ полученных результатов испытаний трактора-тягача Т-125 свидетельствует о том, что расчетные и экспериментально полученные зависимости Δ , от силы тяги имеют весьма незначительные отклонения.

Но так как в практике проведения исследований иногда появляется необходимость определять тягово-экономические показатели

тягача в реальных условиях движения с интенсивным буксованием в работе рассматривается методика экспериментального определения

$$\Delta = f(P_{kp})$$

Чтобы рассчитать величину Σ_{ko} на дороге, необходимо иметь значения Σ_{koi} и Σ_{kog} /см. формулу 4/. В связи с этим автором было разработано два метода расчета радиуса качения ведомого колеса по жесткой опорной поверхности.

В первом методе величина Σ_{koi} определяется исходя из величины пути, проходимого колесом с торOIDной шиной за долю его оборота. При этом учитывается как окружная деформация шины, так и форма ее поперечного сечения. Параметры, характеризующие процесс взаимодействия колеса с опорной поверхностью предлагаются определять с помощью зависимостей, полученных исходя из общих положений контактной теории.

В связи с широким распространением шин, форма которых не является торOIDной, был предложен второй метод расчета Σ_{koi} для случая взаимодействия колеса с дорогой.

Если в первом методе исходным параметром была величина пути, проходимого колесом за долю его оборота, то во втором методе исходной величиной является средняя скорость линейного перемещения оси ведомого колеса. Ее значение определяется из средней величины абсолютной скорости перемещения отдельных элементов шины относительно оси колеса в зоне теоретического угла контакта с дорогой.

Для проведения расчетов по первому и второму методу необходимо знать величину радиуса колеса в свободном состоянии и два-три значения нормальной деформации при любых, но фиксированных, величинах вертикальной нагрузки в статическом состоянии. В первом методе еще необходимо измерить радиус тора колеса.

В обоих случаях предполагается, что деформация ведомого колеса практически не отличается от деформации статически нагруженного колеса, а проскальзыванием отдельных элементов шины относительно опорной поверхности можно пренебречь.

С целью проверки справедливости полученных зависимостей для определения Σ_{koi} было проведено теоретическое и экспериментальное исследование радиусов качения в ведомом режиме колес тракторов-тягачей Т-125.

Абсолютная величина относительной ошибки при определении Σ_{koi} первым методом находилась в пределах $0 \pm 0,92\%$, а вторым $- 0,15 \pm 1,69\%$ для одной машины и $0 \pm 0,3\%$ для второй машины.

Для расчета силы сопротивления качению блокированного движителя на дороге $P_f(6)$ необходимо располагать значениями сопротивления качению передних и задних колес тягача в ведомом для них режиме. Последние могут быть определены если известна развесовка тягача и сила сопротивления качению движителя в ведомом режиме при отсутствии жесткой связи между мостами P_{fod} . Величину P_{fod} предлагаются определять с помощью зависимости, которая была получена путем совместного решения уравнений для расчета на дороге и на беговых барабанах.

Результаты расчетов были проверены экспериментально на асфальтированной дороге. Минимальная величина ошибки составляла $0,59\%$, а максимальная $- 1,58\%$.

У. СОПОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МОЩНЫХ КОЛЕСНЫХ ТЯГАЧЕЙ ТРАКТОРНОГО ТИПА В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ДВИЖЕНИЯ.

С целью проверки разработанной методики перехода от результатов лабораторных испытаний к тягово-экономическим показателям

Тягача в реальных условиях движения были проведены тяговые испытания трактора-тягача Т-125 на динамометрическом стенде и полигоне Харьковского тракторного завода. В качестве испытательного фонда была выбрана укатанная грунтовая дорога с высокой плотностью.

Основное тяговое сопротивление создавалось тяговой лабораторией, в которой размещалось все испытательное оборудование, а дополнительное сопротивление - загрузочной тележкой. Последняя представляет собой шасси трактора-тягача Т-125, на котором смонтирована тормозная установка в виде машины постоянного тока и вспомогательного оборудования.

Результаты обработки экспериментальных данных представлены на рис. 1,2 и 3. Там же пунктирной линией нанесены расчетные значения тягово-экономических параметров, полученных путем перехода от результатов стендовых испытаний. Анализ указанных графиков свидетельствует о том, что расчетные характеристики совпадают с экспериментальными.

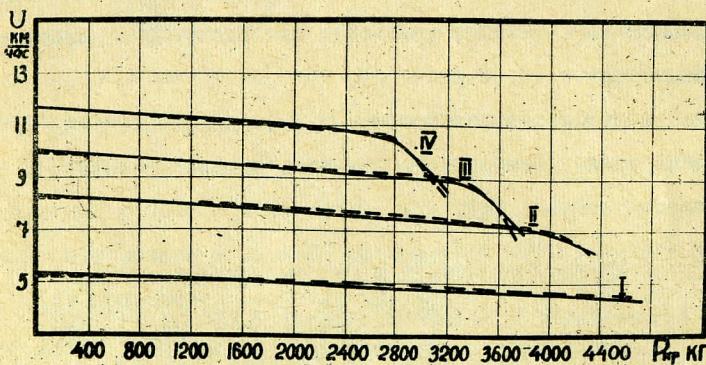


Рис.1. Зависимость скорости движения трактора-тягача от тягового усилия на грунтовой укатанной дороге.

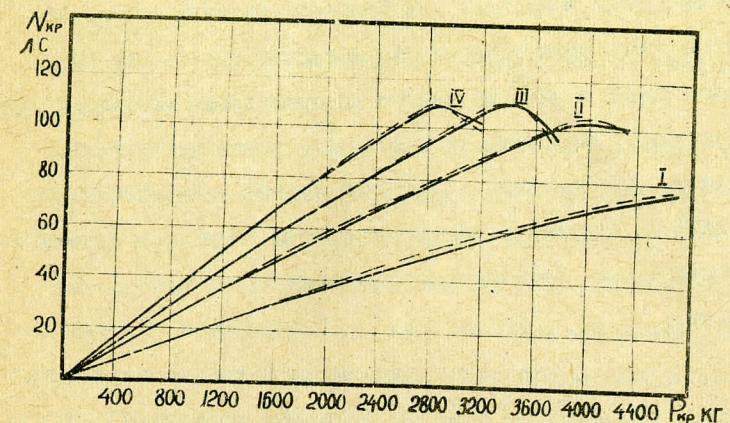


Рис.2. Зависимость тяговой мощности трактора-тягача от тягового усилия на грунтовой укатанной дороге.

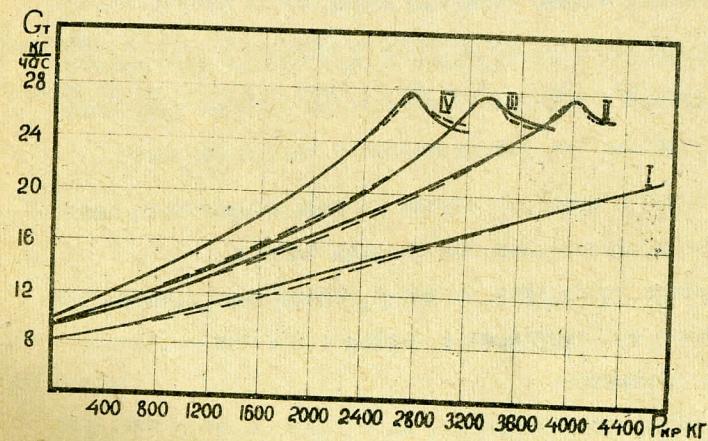


Рис.3. Зависимость часового расхода топлива от тягового усилия на грунтовой укатанной дороге.

Кроме рассмотренных испытаний для проверки правильности предлагаемой методики были сопоставлены результаты расчетов, проведенных на основании наших испытаний одного из тракторов-тягачей Т-125 на стенде с беговыми барабанами, и результаты дорожных испытаний аналогичной машины, проведенных в Одесской научно-исследовательской станции НАТИ на укатанной глинистой дороге. И в этом случае расчетные характеристики незначительно отличаются от полученных экспериментально.

ВЫВОДЫ

1. Динамометрический стенд с беговыми барабанами ХТЗ, доведенный и оснащенный специальной аппаратурой под руководством и непосредственном участии автора, дает возможность проведения комплекса испытаний мощных колесных машин.

2. Разработанная в диссертации и практически опробованная методика проведения и обработки результатов лабораторных испытаний мощных колесных тягачей тракторного типа позволяет:

а/ определить и провести анализ тяговых, скоростных, мощностных и топливо-экономических показателей тягачей;

б/ рассчитать мощностной баланс и коэффициент полезного действия тягача и его движителя с учетом влияния тягового режима на все их параметры;

в/ установить тяговые режимы, на которых может возникнуть циркуляция мощности, определить ее величину и вызванные ею дополнительные потери, с учетом влияния реальной жесткости шин, нагрузочного режима и к.п.д. кинематических цепей трансмиссии

тягача;

г/ решить вопрос о наиболее целесообразных режимах эксплуатации используемых машин;

д/ осуществить переход от результатов стендовых испытаний к тягово-экономическим показателям тягача в реальных условиях движения по дорогам с недеформируемой поверхностью.

3. Проведенная экспериментальная проверка теоретических зависимостей, полученных автором, показала достаточно близкое совпадение расчетных и экспериментально полученных величин.

4. Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о том, что разработанный лабораторный экспериментально-расчетный метод определения тягово-экономических качеств мощных колесных тягачей тракторного типа позволяет проводить исследования с достаточно высокой степенью точности.

Рассмотренный в настоящей работе метод в течение ряда лет применяется при проведении испытаний мощных колесных тракторов-тягачей на Харьковском тракторном заводе им. С.Орджоникидзе.

Результаты проведенной работы докладывались на XXXIII научной сессии Харьковского автомобильно-дорожного института в 1968 году.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. А.Б.Гредескул, А.Д.Левитанус, Ю.П. Борозняк, В.М.Варыпаев, Э.И.Кармазин. Динамометрический стенд с беговыми барабанами для испытания мощных колесных тракторов. "Тракторы и сельхозмашины", 1968, № 2.
2. Ю.П.Борозняк. Определение радиуса качения автомобильного колеса в ведомом режиме по недеформируемой поверхности. Сб. "Автомобильный транспорт", вып.3, Киев, "Техника", 1966.
3. Ю.П. Борозняк. Определение сопротивления качению колес машины. Сб."Автомобильный транспорт", вып.4,Киев, "Техника", 1968.
4. Ю.П. Борозняк. Определение к.п.д. мощных колесных тягачей на динамометрическом стенде с беговыми барабанами. Сб."Автомобильный транспорт", вып.5, Киев, "Техника", 1968.
5. Ю.П. Борозняк. Теоретический радиус качения ведомого эластичного колеса по жесткой опорной поверхности. Вестник ХИИ № 31/79. "Тракторостроение", вып.1, 1968.

Ответственный за выпуск С.И. ЛОМАКА

Бід № 49991. Подписано к печати 21.1969г . .

Об"єм: физ.п.л.1; усл.п.л.1 Формат 60x90 1/16

заказ № 656. Тираж 150.

Спечатано на ротапринте Харьковского ордена Ленина
политехнического института им. В.И.Ленина.

г.Харьков, ул.Фрунзе, 21.