

УДК 629.113

К.Я. Лелиовский
РАСЧЕТ КПД ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНЫХ ШАССИ
СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Предложена методика расчета КПД трансмиссии гусеничных шасси, используемых в составе строительных и строительно-дорожных транспортно-технологических машин. Рассматриваются особенности его вычисления в зависимости от компоновочной схемы трансмиссии. Рассматривается совокупность вопросов изучения силового воздействия двигателя и потерь в агрегатах, возникающих при движении.

Ключевые слова: трансмиссия, гусеничное шасси, расчет КПД, компоновочная схема.

Введение

Проектирование подъемно-транспортных, строительных и строительно-дорожных машин предполагает необходимость выявления таких характеристик, которые позволили бы с минимальными затратами максимально достоверно определить изменение их технического состояния. Специфические условия работы исследуемых агрегатов потребуют уточнения и целого ряда методов проектирования, испытаний и доводки, особенно в области обеспечения их оптимальных силовых характеристик. В связи с этим рационально применение концепции проектирования агрегатов трансмиссии с заданными параметрами их работы с учетом влияния воздействия профиля дороги.

Общая методика расчета КПД трансмиссии гусеничных машин

Зная величину мощности, которая поступает в трансмиссию, можно определить ее коэффициент полезного действия по формуле (1):

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{N'_e - N_{\text{тр}}}{N'_e}, \quad (1)$$

здесь N'_e – значение максимальной мощности, поступающей в трансмиссию, $N_{\text{тр}}$ – потери мощности на преодоление сопротивлений внутри трансмиссии, (их величина зависит от передаваемой мощности и от конструкционной схемы трансмиссии).

Рассмотрим методику определения $\eta_{\text{тр}}$ для различных типов трансмиссий.

Для обычной механической трансмиссии, составленной из ряда последовательно работающих шестеренчатых передач, передающих мощность двигателя на ведущие колеса одним потоком, как показано на рис.1 и рис. 2, а также по другим схемам машин с механической трансмиссией, $\eta_{\text{тр}}$ можно определить как произведение из КПД составляющих пар (2):

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_i, \quad (2)$$

где $\eta_1; \eta_2; \eta_3 \dots \eta_i$ – к.п.д. различных кинематических пар, зависящие от конструктивного выполнения, качества работающих поверхностей, тщательности сборки и условий смазки.

Механическая трансмиссия



Рис. 1. Схема механической трансмиссии гусеничного шасси без главной передачи

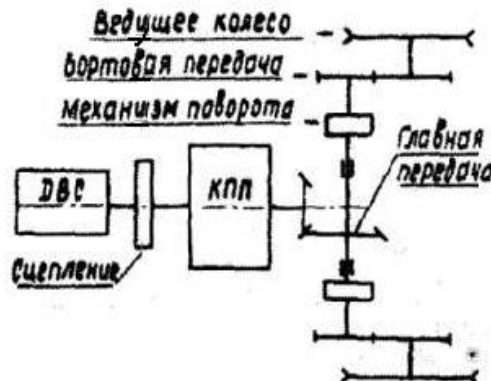


Рис. 2. Схема механической трансмиссии гусеничного шасси с главной передачей

В настоящее время значение КПД отдельных кинематических пар можно выбирать по табл. 1.

Таблица 1. Значения КПД различных кинематических пар

Тип кинематической пары	Значение к.п.д. (η_i)
Пара цилиндрических шестерен с внутренним зацеплением	0,97...0,99
Пара цилиндрических шестерен с внешним зацеплением	0,93...0,98
Пара конических шестерен	0,93...0,95
Червячная пара	0,75...0,90

Учитывая данные табл. 1, КПД трансмиссий, приведенных на рис. 1 и 2, можно определить следующим образом (3):

$$\eta_{тр} = 0,95^k 0,98^n , \tag{3}$$

где k – число пар конических шестерен, находящихся в контакте, n – число контактирующих пар цилиндрических шестерен внешним зацеплением.

Электромеханическая трансмиссия

Для электромеханической трансмиссии, принципиальная схема которой показана на рис. 3, КПД может быть определен как:

$$\eta_{тр} = \eta_{г} \eta_{т.м.} \eta_{б.п.}, \tag{4}$$

где $\eta_{г}$ – КПД генератора, $\eta_{т.м.}$ – КПД тягового мотора, $\eta_{б.п.}$ – КПД бортовой передачи (бортового редуктора).

При ведении расчетов КПД генератора и тяговых моторов можно выбирать в следующих пределах: $\eta_{г} = 0,85 \div 0,9$; $\eta_{т.м.} = 0,84 \div 0,9$. КПД бортовой передачи вычисляется по формуле: $\eta_{б.п.} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_i$, где η_1 ; η_2 ; $\eta_3 \dots \eta_i$ – к.п.д. отдельных кинематических пар, входящих в передачу.



**Рис. 3. Схема электромеханической трансмиссии
Трансмиссии с параллельными потоками мощности
(гидромеханические, планетарные)**

Для трансмиссий с несколькими параллельными потоками мощности затраты на преодоление внутренних сопротивлений в каждом потоке определяется по формуле (5):

$$N_{\text{тp}i} = N'_{e_i} (1 - \eta_{\text{тp}i}), \quad (5)$$

где $\eta_{\text{тp}i}$ – КПД передаточных механизмов, входящих в данный поток мощности, $N_{\text{тp}i}$ – текущее значение потерь мощности в данном потоке, N'_{e_i} – мощность, приходящаяся на рассматриваемый поток.

Мощность, передаваемая всеми потоками, может быть подсчитана как (6):

$$N'_e = \sum_1^i N'_{e_i}, \quad (6)$$

где i – число потоков передаваемой мощности.

Тогда затраты мощности на преодоление внутренних сопротивлений на всех потоках можно получить по следующей формуле (7):

$$N_{\text{тp}} = \sum_1^i N_{\text{тp}i} = \sum_1^i N'_{e_i} (1 - \eta_{\text{тp}i}), \quad (7)$$

где $\eta_{\text{тp}i}$ – КПД передаточных механизмов, входящих в данный поток мощности, $N_{\text{тp}i}$ – текущее значение потерь мощности в данном потоке, N'_{e_i} – мощность, приходящаяся на рассматриваемый поток, $N_{\text{тp}}$ – затраты мощности на преодоление внутренних сопротивлений на всех потоках.

Пользуясь формулами (6) и (7), рассмотрим методику определения затрат мощности на преодоление внутренних сопротивлений в двухпоточных гидромеханических и планетарных трансмиссиях. На рис. 4 показана принципиальная схема гидромеханической трансмиссии с двумя параллельными потоками мощности. Разделение осуществляется с помощью механического редуктора. Первый поток мощности (1, рис. 4), идет через гидротрансформатор. Второй поток мощности (2, рис. 4) идет механически через жесткий вал. Оба потока сливаются в один в планетарно-дифференциальной передаче. Зная, какая часть входящей мощности в трансмиссию N_e идет по каждому потоку N'_{e_1} и N'_{e_2} , потери мощности в каждом потоке можно определить, пользуясь формулой (6), следующим образом: $N_{\text{тp}1} = N'_{e_1} (1 - \eta_{\text{тp}1})$; $N_{\text{тp}2} = N'_{e_2} (1 - \eta_{\text{тp}2})$.

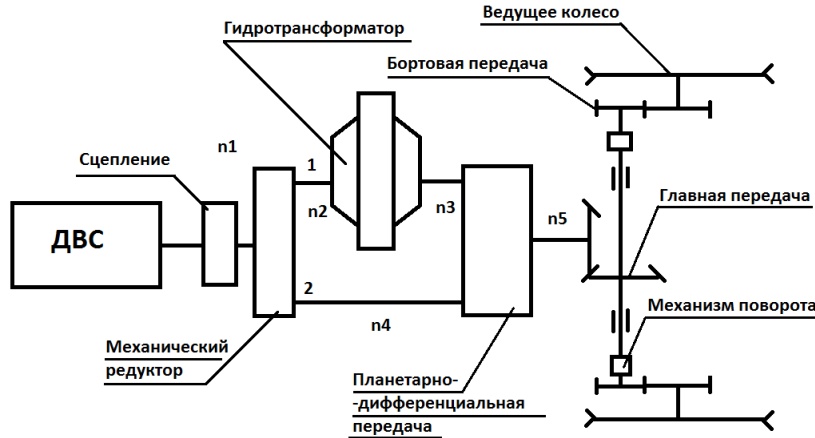


Рис. 4. Схема гидромеханической трансмиссии с двумя параллельными потоками мощности

Входящие сюда КПД, характеризующие механические потери в каждом из потоков вычисляются с использованием следующих выражений: $\eta_{ТР1} = \eta_{МР} \eta_{ГТ} \eta_{ПД} \eta_{ГП} \eta_{БП}$, $\eta_{ТР2} = \eta_{МР} \eta_{ПД} \eta_{ГП} \eta_{БП}$, где $\eta_{МР}$ – КПД механического редуктора (определяется как произведение КПД входящих в него кинематических пар), $\eta_{ГТ}$ – КПД гидротрансформатора, (берется в пределах от 0,75 до 0,85 в зависимости от режима работы, а также от его конструкции), $\eta_{ПД}$ – КПД планетарно-дифференциальной передачи, $\eta_{ГП}$ – КПД главной передачи, $\eta_{БП}$ – КПД бортовой передачи. Тогда в соответствии с формулой (7) можно написать: $N_{ТР} = N_{ТР1} + N_{ТР2}$. После этого можно подсчитать КПД всей трансмиссии по формуле (1): $\eta_{ТР} = \frac{N'_e - N_{ТР}}{N'_e}$.

Трансмиссии транспортно-технологических машин, включающие планетарно-дифференциальные механизмы, передают мощность от двигателя к ведущим колесам, как правило, не одним, а несколькими силовыми потоками. На рис. 5 приведена принципиальная схема подобной планетарной трансмиссии.

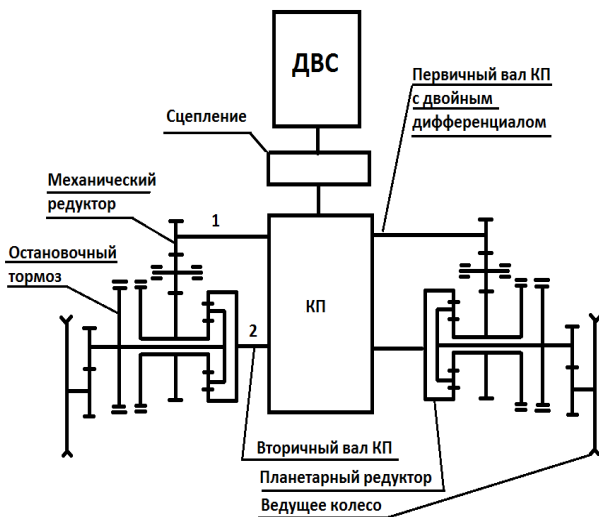


Рис. 5. Схема планетарной двухпоточной трансмиссии

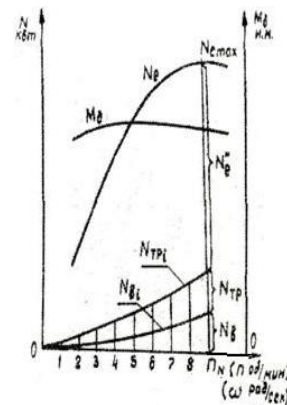


Рис. 6. График внешней скоростной характеристики с нанесенными линиями зависимости потребных мощностей на привод вентилятора и внутреннее сопротивление в трансмиссии от величины оборотов коленчатого вала двигателя

В этом случае мощность будет идти двумя потоками, (1 и 2), если отпустить остановочные тормоза и тормоза редукторов. В этом случае КПД трансмиссии можно определить по формуле (8):

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{N'_e - (N_{\text{тр}1} + N_{\text{тр}2})}{N'_e}, \quad (8)$$

здесь $N'_e = N'_{e1} + N'_{e2}$ - мощность на входном валу трансмиссии, $N_{\text{тр}1} = N'_{e1} (1 - \eta_{\text{тр}1})$ - потери мощности первого потока, $N_{\text{тр}2} = N'_{e2} (1 - \eta_{\text{тр}2})$ - потери мощности второго потока, $\eta_{\text{тр}1} = \eta_{\text{дд}} \eta_{\text{мр}}$ - КПД трансмиссии первого потока, $\eta_{\text{тр}2} = \eta_{\text{дд}} \eta_{\text{кп}} \eta_{\text{пр}} \eta_{\text{бп}}$ - КПД трансмиссии второго потока, $\eta_{\text{дд}}$ - КПД двойного дифференциала коробки передач, $\eta_{\text{мр}}$ - КПД механического редуктора, $\eta_{\text{пр}}$ - КПД планетарного редуктора, $\eta_{\text{бп}}$ - КПД бортовой передачи, $\eta_{\text{кп}}$ - КПД кинематической пары коробки передач при передаче мощности с первичного на вторичный вал.

Расчет затрат мощности на внутреннее сопротивление в любой трансмиссии при разных числах оборотов коленчатого вала двигателя на данной передаче осуществляется следующим образом.

1. Делят абсциссу скоростной характеристики, как показано на рис. 6, на несколько участков.
2. Для каждого значения числа оборотов, (и соответствующей скорости движения), со скоростной характеристики, приведенной на рис. 1, снимают мощность N'_{ei} и подставляют в формулу (5): $N_{\text{тр}i} = N'_{ei} \cdot (1 - \eta_{\text{тр}i})$.

По полученным для всех точек (1...8) значениям $N_{\text{тр}i}$ на рис. 6 строят кривую затрат мощности $N_{\text{тр}i}$. Тогда, при равных числах оборотов коленчатого вала двигателя, которым будет соответствовать определенная скорость движения машины, на ведущие колеса будет поступать мощность: $N'_{ei} = N'_{ei} - (N_{\text{тр}i} + N_{\text{в}i})$, (рис. 6).

Для режима максимальной мощности и максимальной скорости на рассматриваемой передаче при n_N на ведущие колеса будет поступать мощность: $N''_e = N_{e_{\text{max}}} - (N_{\text{тр}} + N_{\text{в}})$, (рис. 6).

Библиографический список

1. Антонов, А.С. Силовые передачи [Текст] / А.С. Антонов. – М.: Машиностроение, 1976. – 384 с.
2. Новиков, Ю.П. Динамика и тяговый расчет гусеничных машин: учеб. пособие [Текст] / Ю.П. Новиков. – Горький. Изд-во ГПИ, 1972. – 123 с.