

Подригало Н.М.

Харьковский национальный
автомобильно-дорожный университет
г. Харьков, Украина

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО
РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ
ЧИСЕЛ ЗУБЧАТЫХ ПАР ТРАНСМИССИИ
КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

УДК 629.331.064

Получены зависимости, позволяющие производить рациональное распределение передаточных чисел прямозубых зубчатых пар трансмиссии по условиям минимума ее массы и приведенного к ведущим колесам момента инерции с учетом неизбежных конструктивных ограничений. Представлены результаты расчетов этих показателей для существующего варианта трансмиссии колесного трактора ХТЗ-3512, и после перераспределения передаточных чисел.

Ключевые слова: *распределение передаточных чисел, масса трансмиссии, приведенный момент инерции.*

Введение. Выбор рациональных параметров трансмиссии транспортно-тяговых машин невозможен без разработки динамической и математической моделей, учитывающих все потери энергии двигателя, возникающие в трансмиссии. Построению таких моделей посвящены многие исследования. В частности, в работах [1, 2], показано влияние рационального выбора передаточных чисел передач трансмиссии на тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля. Однако в указанных работах не проведено исследование влияния параметров трансмиссии на величину ее массы, приведенного момента инерции и, как следствие этого, – величину потерь энергии на разгон вращающихся масс трансмиссии.

Снижение значений массы трансмиссии транспортно-тяговых машин повышает их технико-экономические показатели в целом. Снижение приведенного момента инерции передачи уменьшает динамические потери энергии в трансмиссии. Следовательно, уже на стадии проектирования необходимо стремиться закладывать такую конструкцию трансмиссии, которая бы обеспечивала (насколько это возможно) минимальные значения ее массы и приведенных моментов инерции. В работах [3, 4] нами получены зависимости, позволяющие производить рациональное распределение передаточных чисел между зубчатыми парами передачи по условиям минимума массы и приведенного момента инерции. В работе [5] доказано, что на величину этих показателей оказывает существенное влияние выбор варианта распределения передаточных чисел между зубчатыми парами. Однако указанные зависимости не учитывают некоторые конструктивные ограничения: равенство межосевых расстояний различных зубчатых пар, которые расположены на одних и тех же валах; участие одних и тех же пар в передаче крутящего момента в различных передачах трансмиссии.

Целью данной работы является получение зависимостей, позволяющих с учетом указанных ограничений производить рациональное распределение передаточных чисел по ступеням трансформации крутящего момента трансмиссии.

Определение массы и приведенного момента инерции прямозубых зубчатых пар трансмиссии. Для определения массы и момента инерции зубчатого колеса применимы следующие зависимости:

$$m = V\gamma, \quad (1)$$

$$I = m \frac{d^2}{8}, \quad (2)$$

где V – объем зубчатого колеса;

γ – плотность материала, из которого изготовлено зубчатое колесо;

d – диаметр делительной окружности зубчатого колеса.

Поскольку зубчатые пары трансмиссии работают в различных сочетаниях, то для определения массы и моментов инерции зубчатых колес воспользуемся зависимостями, полученными нами [3] для прямозубых цилиндрических колес

$$m_{\text{ши}} = \pi b_{\text{wi}} k_1 \frac{d_{\text{ши}}^2}{4} \gamma = \frac{\pi}{4} k_1 \gamma d_{\text{ши}}^3 \Psi_{\text{bdi}} - \text{масса шестерни (ведущего колеса)}, \quad (3)$$

$$m_{\text{ки}} = \pi b_{\text{wi}} \gamma k_2 \frac{d_{\text{ки}}^2}{4} = m_{\text{ши}} \cdot u_i^2 \cdot k_{\text{отн}} - \text{масса ведомого колеса}, \quad (4)$$

$$I_{\text{ши}} = \pi b_{\text{wi}} \gamma k_1 \frac{d_{\text{ши}}^4}{32} = \frac{\pi}{32} k_1 \gamma d_{\text{ши}}^5 \Psi_{\text{bdi}} - \text{момент инерции шестерни}, \quad (5)$$

$$I_{\text{ки}} = \pi b_{\text{wi}} \gamma k_2 \frac{d_{\text{ки}}^4}{32} = I_{\text{ши}} \cdot u_i^4 \cdot k_{\text{отн}} - \text{момент инерции ведомого колеса}, \quad (6)$$

где k_1, k_2 – поправочные коэффициенты, учитывающие сложную конфигурацию шестерни и зубчатого колеса ступени;

$k_{\text{отн}}$ – коэффициент, учитывающий сложную конфигурацию зубчатой пары,

$$k_{\text{отн}} = k_2 / k_1;$$

Ψ_{bdi} – коэффициент длины зуба i -той пары по делительному диаметру;

u_i – передаточное число i -той пары.

Как известно, для зубчатых пар, имеющих одинаковое межосевое расстояние, существует следующее равенство:

$$\frac{d_{\text{ши}} + d_{\text{ки}}}{2} = \frac{d_{\text{шj}} + d_{\text{кj}}}{2}, \quad (7)$$

или

$$d_{\text{ши}} + d_{\text{ши}} \cdot u_i = d_{\text{шj}} + d_{\text{шj}} \cdot u_j, \quad (8)$$

где $d_{\text{шj}}, d_{\text{кj}}$ – диаметры делительной окружности шестерни и ведомого колеса j -той пары, соответственно;

u_j – передаточное число j -той ступени.

Следовательно, зависимость между делительными диаметрами этих шестерен будет выглядеть следующим образом:

$$d_{\text{шj}} = d_{\text{ши}} \frac{1 + u_i}{1 + u_j}. \quad (9)$$

Следовательно,

$$m_{\text{шj}} = \frac{\pi}{4} k_1 \gamma d_{\text{шj}}^3 \Psi_{\text{bdj}} = \frac{\pi}{4} k_1 \gamma \left(d_{\text{ши}} \frac{1 + u_i}{1 + u_j} \right)^3 \Psi_{\text{bdj}}, \quad (10)$$

$$I_{\text{ш}j} = \frac{\pi}{32} k_1 \gamma d_{\text{ш}j}^5 \Psi_{bdj} = \frac{\pi}{32} k_1 \gamma \left(d_{\text{ш}i} \frac{1+u_i}{1+u_j} \right)^5 \Psi_{bdj}. \quad (11)$$

После совместного решения уравнений (3) и (10), а также (5) и (11) получим

$$m_{\text{ш}j} = m_{\text{ш}i} \frac{\Psi_{bdj}}{\Psi_{bdi}} \left(\frac{1+u_i}{1+u_j} \right)^3, \quad (12)$$

$$I_{\text{ш}j} = I_{\text{ш}i} \frac{\Psi_{bdj}}{\Psi_{bdi}} \left(\frac{1+u_i}{1+u_j} \right)^5. \quad (13)$$

Таким образом, требуемая контактная прочность j -той пары может быть обеспечена с учетом известных ограничений за счет ширины венца (коэффициента длины зуба по делительному диаметру).

В работах [3,4] для определения массы и моментов инерции зубчатых колес были нами получены зависимости, которые после преобразований можно представить в следующем виде:

$$m_{\text{ш}i} = a_{\text{н}i} \cdot M_{\text{ш}i} \left(1 + \frac{1}{u_i} \right), \quad (14)$$

$$I_{\text{ш}i} = p_{\text{н}i} \left[M_{\text{ш}i} \left(1 + \frac{1}{u_i} \right) \right]^{\frac{5}{3}}, \quad (15)$$

где M_i – приведенный к шестерне i -той пары крутящий момент двигателя;

$$M_{\text{ш}i} = \frac{M_1 \sum_{k=1}^n \alpha_k (u_{1-i} \cdot \eta_{1-i})_k}{n}, \quad (16)$$

M_1 – крутящий момент на входном валу трансмиссии;

α_k – доля работы k -той передачи в общем объеме работы трансмиссии;

n – число передач, в которых участвует пара;

u_{1-i} – передаточное число трансмиссии при передаче крутящего момента от двигателя i -той шестерне;

η_{1-i} – диссипативный КПД трансмиссии при передаче крутящего момента от двигателя к i -той шестерне;

$a_{\text{н}i}$ – масштабный коэффициент, учитывающий геометрические размеры i -той зубчатой пары при расчете ее массы, кг/Нм;

$$a_{\text{н}i} = 0,25 \cdot 10^{-9} K_d^3 k_1 \pi \gamma \frac{K_{\text{н}i}}{[\sigma_{\text{н}i}]^2}, \quad (17)$$

K_d – вспомогательный коэффициент, $K_d = 780 \text{ (МПа)}^{1/3}$ – для стальных прямозубых колес;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по ширине венца;

$[\sigma_H]_i$ – допускаемое напряжение на контактную выносливость i -той зубчатой пары;

$$[\sigma_H]_i = [\sigma_H]_1 \cdot \sqrt[6]{\frac{\sum_{k=1}^n \frac{1}{\alpha_k} \left(\frac{u_{1-i}}{u_i} \right)_k}{n}}, \quad (18)$$

$[\sigma_H]_1$ – допускаемое напряжение на контактную выносливость зубчатой пары первой ступени;

p_{Hi} – масштабный коэффициент, учитывающий геометрические размеры i -той зубчатой пары при расчете ее моментов инерции, кг/(Па^{5/3} · м³);

$$p_{Hi} = \frac{10^{-15} K_d^5 k_1 \pi \gamma}{32(\Psi_{bdi})^{2/3}} \left[\frac{K_{H\beta}}{[\sigma_H]_i^2} \right]^{5/3} = \frac{10^{-15} K_d^5 k_1 \pi \gamma}{32(\Psi_{bdi})^{2/3}} \left[\frac{K_{H\beta}}{[\sigma_H]_1^2 \sqrt[3]{\frac{u_{1-i}}{u_i}}} \right]^{5/3}. \quad (19)$$

Следовательно, с учетом зависимостей (14) и (15) зависимости (12) и (13) примут вид

$$m_{\omega j} = a_{Hi} \frac{\Psi_{bdj}}{\Psi_{bdi}} M_{\omega i} \left(\frac{1+u_i}{1+u_j} \right)^3 \left(1 + \frac{1}{u_i} \right) = a_{Hi} \frac{\Psi_{bdj}}{\Psi_{bdi}} M_{\omega i} u_i \frac{(1+u_i)^4}{(1+u_j)^3}, \quad (20)$$

$$I_{\omega j} = p_{Hi} \frac{\Psi_{bdj}}{\Psi_{bdi}} \left[M_{\omega i} \left(1 + \frac{1}{u_i} \right) \right]^{5/3} \left(\frac{1+u_i}{1+u_j} \right)^5. \quad (21)$$

Общая масса зубчатых передач трансмиссии определяется суммированием массы всех зубчатых пар, а приведенный к ведущим колесам момент инерции с помощью следующей зависимости

$$I_{\text{пр}\Sigma k} = I_{\text{пр}k} + \Delta I_{\text{пр}k}, \quad (22)$$

где $I_{\text{пр}k}$ – приведенный к ведущим колесам момент инерции зубчатых колес, участвующих в передаче крутящего момента, при работе на k -той передаче;

$\Delta I_{\text{пр}k}$ – приведенный к ведущим колесам момент инерции зубчатых колес, не участвующих в передаче крутящего момента, при работе на k -той передаче.

Для определения $I_{\text{пр}k}$ и $\Delta I_{\text{пр}k}$ необходимо выполнить приведение к ведущим колесам моментов инерции всех зубчатых пар в соответствии со схемой исследуемой трансмиссии.

Выбор передаточных чисел и расчет по полученным зависимостям массы и приведенного момента инерции зубчатых пар трансмиссии следует проводить средствами компьютерного моделирования.

Выбор рационального распределения передаточных чисел зубчатых пар

трансмиссии трактора ХТЗ-3512 по условиям возможного снижения ее массы и приведенного момента инерции. Нами было проведено математическое и динамическое моделирование трансмиссии колесного трактора ХТЗ-3512, имеющего 8 передач переднего хода (2 из которых замедленные) и 6 передач заднего хода (реверс). При расчетах учитывались неизбежные конструктивные ограничения, накладываемые схемой трансмиссии, и доля работы α_k трансмиссии на каждой передаче. Конические зубчатые пары трансмиссии были условно приняты как цилиндрические. В результате были получены значения массы и приведенных к ведущим колесам моментов инерции передач для существующего варианта трансмиссии, а также вариантов распределения передаточных чисел зубчатых пар трансмиссии, полученных по условиям возможного снижения массы и среднего арифметического значения приведенного момента инерции 1-6-ой передач. При этом значение общего передаточного числа $u_{общ}$ каждой из 8-ми передач оставалось неизменным. Полученные результаты и их сравнительные характеристики приведены в табл. 1.

Таблица 1

Сравнение значений приведенных моментов инерции и массы, полученных для существующего варианта распределения передаточных чисел по ступеням трансмиссии трактора ХТЗ-3512 с вариантами, полученными по условию снижения массы и приведенных к ведущим колесам моментов инерции 1-6 передач.

Передача	$u_{общk}$	α_k	V_k , КМ/Ч	Существующее распределение			Распределение по условию снижения массы зубчатых пар			
				$I_{прk}$, КГ·М ²	$\Delta I_{прk}$, КГ·М ²	$I_{пр\Sigma k}$, КГ·М ²	$I_{прk}$, КГ·М ²	$\Delta I_{прk}$, КГ·М ²	$I_{пр\Sigma k}$, КГ·М ²	Относит. изменение
1-я зам.	488,65	0,035	1,37	715,6	1548	2263	631,4	2681	3312	46,4%
2-я зам.	221,66	0,035	3,01	175,8	318,7	494,5	157,9	551,9	709,9	43,5%
1-я	152,12	0,105	4,39	121,4	56,18	177,6	103,6	30,22	133,8	-24,7%
2-я	93,13	0,205	7,16	70,79	25,83	96,61	62,56	14,51	77,07	-20,2%
3-я	69,00	0,205	9,67	53,55	15,71	69,26	49,33	8,69	58,02	-16,2%
4-я	50,58	0,105	13,19	49,47	12,91	62,38	45,28	7,81	53,09	-14,9%
5-я	42,25	0,105	15,79	43,13	9,47	52,59	40,89	5,46	46,35	-11,9%
6-я	22,94	0,205	29,08	38,74	6,81	45,55	37,33	4,08	41,41	-9,1%
Суммарная масса, кг				149,72			140,98			-5,8%

Продолжение таблицы 1

Передача	$u_{общk}$	α_k	V_k , КМ/Ч	Распределение по условию снижения среднего арифметического значения приведенных моментов инерции 1-6 передач			Относительное изменение
				$I_{прk}$, КГ·М ²	$\Delta I_{прk}$, КГ·М ²	$I_{пр\Sigma k}$, КГ·М ²	
1-я зам.	488,65	0,035	1,37	642,7	5452	6094	169,2%
2-я зам.	221,66	0,035	3,01	159,9	1122	1282	159,2%
1-я	152,12	0,105	4,39	99,87	17,99	117,9	-33,6%
2-я	93,13	0,205	7,16	59,85	8,36	68,21	-29,4%
3-я	69,00	0,205	9,67	48,23	4,55	52,79	-23,8%

4-я	50,58	0,105	13,19	42,96	4,27	47,22	-24,3%
5-я	42,25	0,105	15,79	40,00	2,57	42,57	-19,1%
6-я	22,94	0,205	29,08	36,52	1,73	38,25	-16,0%
Суммарная масса, кг				164,14			9,63%

Выводы. Полученные зависимости позволяют на стадии предварительного проектирования, производимого методами компьютерного моделирования, осуществлять выбор рациональных параметров прямозубых цилиндрических зубчатых передач трансмиссии по условию минимума массы и приведенного момента инерции ее зубчатых пар.

Проведенное перераспределение передаточных чисел зубчатых пар трансмиссии трактора ХТЗ-3512 по условиям снижения ее массы и приведенного к ведущим колесам момента инерции показало:

– распределение передаточных чисел, при котором масса зубчатых пар снижается на 5,8%, в сравнении с существующим вариантом, также приводит к уменьшению среднего арифметического значения приведенного момента инерции 1-6 передач, однако, не в полной мере;

– распределение передаточных чисел из условия снижения среднего арифметического значения, приведенного к ведущим колесам момента инерции 1-6 передач позволяет снизить приведенный момент инерции в зависимости от передачи от 16,0% до 33,6%, но приводит к увеличению общей массы зубчатых колес трансмиссии на 9,6% относительно существующего варианта.

Литература:

1. Филькин Н.М. Методика оптимизации передаточных чисел трансмиссии транспортной машины по критериям топливной экономичности и тягово-скоростных свойств / Н.М. Филькин // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология, №3. Пермь, 2014. – С.144-152.
2. Сахно В.П. До оптимізації ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля / В.П. Сахно, О.А. Корпач // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту №1. Донецьк, 2014. – С.74-78.
3. Подригало Н.М. Обоснование и выбор структуры и основных параметров трансмиссии модульных землеройно-транспортных и погрузочных машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Подригало Надежда Михайловна. – Харьков, 2001. – 222 с.
4. Подригало Н.М. Минимальный момент инерции трансмиссии при равной долговечности зубчатых пар / Н.М. Подригало // Сборник научных трудов ХНАДУ. "Автомобильный транспорт". № 12, Харьков, 2003 – С.20-22.
5. Подригало Н.М. Выбор распределения передаточных чисел зубчатой передачи по критерию минимума приведенного к ведущим колесам момента инерции / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь, 2014, Вып. 46 – С.18-23.

Summary

N.Podrigalo. Choice of rational distribution of reduction rates of transmission spur gear pairs of the wheeled vehicle

The dependences that allow making rational distribution of reduction ratios of transmission spur gear pairs under conditions of a minimum of its weight and the reduced moment of inertia to driving wheels in view of inevitable constructive restrictions are received. Results

of calculations of these parameters for an existing variant of transmission of wheel tractor «XT3-3512» and after redistribution of reduction ratios are presented.

***Keywords:** distribution of reduction ratios, weight of the transmission, the reduced moment of inertia.*

References

1. Filkin N.M. Metodika optimizatsii peredatochnykh chisel transmissii transportnoy mashiny po kriteriyam toplivnoy ekonomichnosti i tyagovo-skorostnykh svoystv / N.M. Filkin // Transport. Transportnyye sooruzheniya. Ekologiya, #3. Perm, 2014. – S.144-152.
2. Sahno V.P. Do optimizatsiyi ryadu peredatochnykh chisel transmisyi avtomobilya / V.P. Sahno, O.A. Korpach // Visnik DonetskoYi akademiyi avtomobilnogo transportu #1. Donetsk, 2014. – S.74-78.
3. Podrigalo N.M. Obosnovanie i vyibor strukturyi i osnovnykh parametrov transmisyi modulnykh zemleroyno-transportnykh i pogruzochnykh mashin: dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.04 / Podrigalo Nadezhda Mihaylovna. – Harkov, 2001. – 222 s.
4. Podrigalo N.M. Minimalnyy moment inertsii transmissii pri ravnoy dol-govechnosti zubchatykh par /N.M. Podrigalo //Sbornik nauchnykh trudov HNADU. "Avtomobilnyy transport". # 12, Harkov, 2003 – S.20-22.
5. Podrigalo N.M. Vyibor raspredeleniya peredatochnykh chisel zubchatoy peredachi po kriteriyu minimuma privedennogo k vedushchim kolesam momenta inertsii / N.M. Podrigalo // Uchenyie zapiski Kryimskogo inzhenerno-pedagogicheskogo universite-ta. Tehnicheskie nauki. – Simferopol, 2014, Vyip. 46 – S.18-23.