

**ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИИ
ТРАКТОРА Т-250**

**Чернявский И.С., к.т.н.¹, Устиненко А.В., к.т.н.²,
Бондаренко А.В., к.т.н.²**

¹ *ОАО "Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе"*

² *Национальный технический университет
"Харьковский политехнический институт"*

Рассмотрены методы оценки напряженности и долговечности зубчатых передач трансмиссий тракторов. Проведен анализ напряженности и долговечности для зацеплений трансмиссии трактора Т-250.

Введение. Актуальность задачи. Современная промышленность и сельское хозяйство требуют увеличения энергонасыщенности тракторов. Также следует отметить, что реалии эксплуатации тракторов в рыночных условиях приводят к значительному превышению регламентированных эксплуатационных нагрузок и ресурса основных агрегатов, в частности, зубчатых передач.

Одним из распространенных энергонасыщенных гусеничных тракторов является Т-250, выпускающийся Алтайским тракторным заводом. В процессе его эксплуатации имели место случаи выхода из строя элементов трансмиссии, которые носили как усталостный, так и статический характер.

Таким образом, возникает актуальная научно-практическая задача оценки прочности и долговечности зацеплений его трансмиссии с учетом современных достижений в области анализа прочности и выносливости зубчатых передач.

Конструктивные особенности трансмиссии трактора Т-250. В процессе серийного выпуска и модернизации было разработано несколько вариантов трансмиссии, отличавшихся конструктивным исполнением и кинематическими характеристиками. Далее будем рассматривать вариант трансмиссии, предложенный конструкторским бюро Харьковского тракторного завода (ХТЗ). Ее кинематическая схема показана на рисунке 1, а основные кинематические параметры приведены в таблице 1.

Основные подходы к оценке силовых элементов тракторных трансмиссий. Рассмотрим основные положения методики, разработанной и длительное время используемой в ГСКБ ХТЗ [1]. Она включает:

- динамический анализ;
- статистический анализ;
- прочностной анализ с учетом динамических нагрузок.

Таблица 1. Кинематические параметры трансмиссии трактора Т-250
 ($n_{дв}=1800$ об/мин; $u_{гп}=23/14$; $u_{бп}=44/15$; $u_{пл}=4,59$)

Диапазон	Передача	Зубчатые колеса КП	Пере- даточ- ное число КП $u_{кп}$	Передаточное число транс- миссии $u_{тр}$	Максимальная скорость V , км/ч	
					без х/у	с х/у
1	I	$\frac{29}{20} \times \frac{36}{15}$	3,48	76,975	3,55	0,65
	II	$\frac{29}{20} \times \frac{29}{24} \times \frac{21}{29} \times \frac{36}{15}$	3,045	67,353	4,06	0,75
	III	$\frac{25}{23} \times \frac{36}{15}$	2,61	57,73	4,74	0,87
	IV	$\frac{25}{23} \times \frac{29}{24} \times \frac{21}{29} \times \frac{36}{15}$	2,28	50,432	5,42	1,0
2	I	$\frac{29}{20} \times \frac{29}{21}$	2,0	14,239	6,18	1,14
	II	$\frac{29}{20} \times \frac{29}{24}$	1,75	38,71	7,06	1,3
	III	$\frac{25}{23} \times \frac{29}{21}$	1,5	33,179	8,24	1,51
	IV	$\frac{25}{23} \times \frac{29}{21}$	1,313	29,043	9,42	1,73
3	I	$\frac{29}{20} \times \frac{29}{21} \times \frac{24}{29} \times \frac{29}{31}$	1,22	26,986	10,13	1,86
	II	$\frac{29}{20} \times \frac{23}{31}$	1,076	23,8	11,49	2,11
	III	$\frac{25}{29} \times \frac{29}{21} \times \frac{24}{29} \times \frac{23}{31}$	0,921	20,372	13,42	2,46
	IV	$\frac{25}{23} \times \frac{29}{31}$	0,806	17,828	15,34	2,82
4	I	$\frac{29}{30} \times \frac{26}{15} \times \frac{36}{22}$	4,113	90,98	3,0	0,55
	II	$\frac{29}{20} \times \frac{23}{24} \times \frac{21}{29} \times \frac{26}{15} \times \frac{36}{22}$	3,599	79,608	3,43	0,63
	III	$\frac{25}{23} \times \frac{26}{15} \times \frac{36}{22}$	3,08	68,128	4,01	0,74
	IV	$\frac{25}{23} \times \frac{29}{24} \times \frac{21}{29} \times \frac{26}{15} \times \frac{36}{22}$	2,698	59,678	4,58	0,84

Для гусеничных тракторов также учитывается, что при повороте вся мощность может реализовываться одним бортом. Этот режим составляет не менее 10% времени работы.

Расчет напряжений и ресурса зубчатых колес трансмиссии. Расчет контактных и изгибных напряжений в зацеплениях выполнялся на основе стандартной методики ГОСТ 21354-87 [2] с уточнением допускаемых напряжений по данным натуральных ускоренных испытаний трансмиссий (проводились в ОАО ХТЗ) [3] и математического моделирования усталостных процессов в зубьях [4]. Оценка долговечности проводилась с применением рекомендаций ГОСТ 21354-87 по учету слабого наклона правой ветви кривой контактной выносливости при суммарном числе циклов перемены напряжений $N_K > N_{Hlim}$, где N_{Hlim} – базовое число циклов, соответствующее пределу контактной выносливости σ_{Hlimb} (рисунок 2).

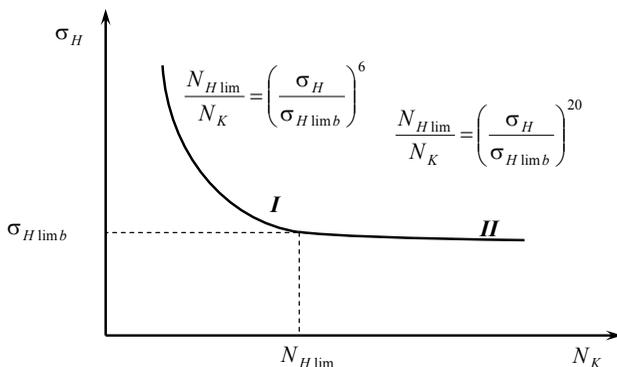


Рис.2. Кривая контактной выносливости активных поверхностей зубьев: I – зона ограниченной выносливости; II – зона длительной выносливости

Расчет ресурса проводился в следующей последовательности.

1. Определялись эквивалентные числа циклов перемены напряжений при расчете на контактную и изгибную выносливость N_{HE} и N_{FE} по общеизвестным зависимостям:

$$N_{HE} = \sum_{i=1}^{i_n} \left(\frac{T_{1i}}{T_{1H}}\right)^3 N_{ci}; \quad N_{FE} = \sum_{i=1}^{i_n} \left(\frac{T_{1i}}{T_{1F}}\right)^9 N_{ci} \leq N_{Flim}, \quad (1)$$

где $i=1; \dots; i_n$ – принятые к расчету ступени нагрузки в циклограмме; T_{1i} и $N_{ci}=60n_i t_i$ – соответствующие им значения крутящего момента и циклов перемены напряжений на шестерне; N_{Flim} – базовое число циклов, соответствующее пределу изгибной выносливости σ_{Flimb}^0 .

Дополнительно для случая $N_K > N_{Hlim}$ из циклограммы исключались ступени с нагрузками, создающими напряжения ниже так называемого

повреждающего уровня $\sigma_{HG} = \alpha_{HG} \cdot \sigma_{Hlimb}$ (ГОСТ 21354-87 рекомендует принимать $\alpha_{HG} = 0,75$).

2. Рассчитывалось суммарное число циклов до разрушения.

2.1. По изгибной выносливости (при поверхностной химико-термической обработке зубьев и нешлифованной переходной поверхности):

$$\left. \begin{aligned} N_{F\Sigma} &= \left(\frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} \right)^9 N_{FE} \quad \text{при } N_{F\Sigma} \leq N_{Flim}; \\ N_{F\Sigma} &= \infty \quad \text{при } N_{F\Sigma} > N_{Flim}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

2.2. По контактной выносливости:

$$\left. \begin{aligned} N_{H\Sigma} &= N_{HE} \left(\frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \right)^6 \quad \text{при } N_{HE} \leq N_{Hlim}; \\ N_{H\Sigma} &= N_{HE} \left(\frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \right)^{20} \quad \text{при } N_{HE} > N_{Hlim}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

3. Определялась расчетная долговечность зубьев по контактной и изгибной выносливости в часах, L_{Hh} и L_{Fh} :

$$L_{Hh} = t \frac{N_{H\Sigma}}{N_{HE}}; \quad L_{Fh} = t \frac{N_{F\Sigma}}{N_{FE}}, \quad (4)$$

где t – требуемый ресурс зубчатых колес.

В качестве окончательного значения долговечности L_h для каждой зубчатой пары принималось меньшее из L_{Hh} и L_{Fh} .

Результаты расчетов сведены в таблицы 2-5.

Анализ результатов показывает, что прочность и долговечность большинства зацеплений обеспечены. Для перегруженных передач можно предложить ряд конструктивных мероприятий, не требующих изменения межосевых расстояний (что дает возможность сохранить конструкции картеров), по аналогии с предложенными авторами для модернизации трансмиссии трактора Т-150К [5]:

1. Для обеспечения контактной выносливости увеличить рабочие ширины зубчатых венцов b_w . Максимальное увеличение ширины венца ограничивать следующими факторами:

- имеющимися резервами компоновки зубчатых колес и механизмов включения на валах коробки передач без увеличения длины последних;
- максимально возможной выборкой зазоров между зубчатыми колесами и стенками картера;
- максимально допустимым для зубчатых колес коробок передач ко-

эффицентом ширины венца $\psi_{bdmax}=b_w/d_{w1}$, где d_{w1} – начальный диаметр меньшего колеса пары.

Таблица 2. Геометрические и прочностные характеристики зубчатых колес коробки передач трактора Т-250

Наименование	Обозн.	Диапазоны и передачи								
		1, 2, 3, з.х.		1, 2	2, 3	3	1	з.х.		
		I, II	III, IV	II, IV	I, III	I, II, III, IV	I, II, III, IV	I, II, III, IV		
Межосевое расстояние, мм	a_w	20	20	21,8	20,5	21,8	20,5	16,69	23,4	
Модуль зацепления, мм	m	8								
Числа зубьев колес	ведущих	z_1	20	23	24	21	31	15	15	22
	ведомых	z_2	29	25	29	29	23	35	26	35
Коэффициенты смещения исходного контура колес	ведущих	x_1	0,3	0,58	0,587	0,443	0	0,385	0,385	0,524
	ведомых	x_2	0,236	0,558	0,236	0,236	0,259	0,294	0	0,294
Делительный диаметр ведущего колеса, мм	d_1	160	184	192	168	248	120	120	176	
Угол зацепления, °	α_w	22,942	25,564	23,96	23,541	21,387	23,541	22,577	23,709	
Рабочая ширина зубчатого венца, мм	b_w	28	26	36	31	33	33	28	30	
Крутящий момент на ведущем колесе, Н·м	T_1	994,7	994,7	1421	1421	1576	1093	938	1602	
				1065	1065	1065	904	904	1543	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	n_1	1800	1800	1418	1241	1086	1241	1241	716	
				1893	1656	1656	1893	1893	1092	
Окружная скорость, м/с	V	15,1	17,3	14,3	10,9	14,1	7,8	7,8	6,6	
				19,0	14,6	21,5	11,9	11,9	10,1	
Напряжения изгиба на переходной кривой зуба, МПа	ведущего колеса	σ_{F1}	297	269	248	252	287	301	304	313
					231	221	282	275	317	319
	ведомого колеса	σ_{F2}	293	271	258	258	282	291	318	324
					241	226	277	263	326	328
Контактные напряжения, МПа	σ_H	1177	1073	1024	1071	1127	1235	1341	1137	
				988	1006	1119	1176	1362	1151	
Расчетная долговечность, ч	L_h	903	1566	2007	845	1436	804	573	1566	

Таблица 3. Геометрические и прочностные характеристики зубчатых колес главной передачи трактора Т-250

Наименование	Параметры зацепления							Показатели прочности				
	Модуль внешний окружной, мм	Числа зубьев колес		Коэффициенты смещения исходного контура колес		Средний угол наклона зуба, °	Рабочая ширина зубчатого венца, мм	Крутящий момент на ведущем колесе, Н·м	Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Напряжения изгиба на переходной кривой зуба, МПа		Контактные напряжения, МПа
		ведущего	ведомого	ведущего	ведомого					ведущего колеса	ведомого колеса	
Обозн.	m_e	z_1	z_2	x_1	x_2	β	b_w	T_1	n_1	σ_{F1}	σ_{F2}	σ_H
Величина	11	14	23	0,4	-0,4	15	45	1086	532	449	464	1501

Таблица 4. Геометрические и прочностные характеристики зубчатых колес цилиндрической ступени бортовой передачи трактора Т-250

Наименование	Параметры зацепления							Показатели прочности				
	Межосевое расстояние, мм	Модуль зацепления, мм	Числа зубьев колес		Коэффициенты смещения исходного контура колес		Рабочая ширина зубчатого венца, мм	Крутящий момент на ведущем колесе, Н·м	Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Напряжения изгиба на переходной кривой зуба, МПа		Контактные напряжения, МПа
			ведущего	ведомого	ведущего	ведомого				ведущего колеса	ведомого колеса	
Обозн.	a_w	m	z_1	z_2	x_1	x_2	b_w	T_1	n_1	σ_{F1}	σ_{F2}	σ_H
Величина	242	8	15	44	0,383	0,433	53	1980	324	271	254	1157

Таблица 5. Геометрические и прочностные характеристики зубчатых колес планетарной ступени бортовой передачи трактора Т-250

Наименование	Параметры зацеплений								Показатели прочности					
	Межосевое расстояние, мм	Модуль зацепления, мм	Числа зубьев колес			Коэффициенты смещения исходного контура колес			Рабочая ширина зубчатого венца, мм	Крутящий момент в зацеплении солнце-сателлит, Н·м	Частота вращения солнечного колеса, об/мин	Напряжения изгиба на переходной кривой зуба, МПа		Контактные напряжения в зацеплении солнце-сателлит, МПа
			солнечного	сателлита	эпицикла	солнечного	сателлита	эпицикла				солнечного колеса	сателлита	
Обозн.	a_w	m	z_1	z_2		x_c	$x_{ст}$	x_3	b_w	T_c	n_c	σ_{Fc}	$\sigma_{Fст}$	$\sigma_{Hc-ст}$
Величина	139	7	15	44	61	0,6	0,384	0,258	65	2180	110	251	259	1158

2. Далее выполнить оценку изменения изгибных напряжений после увеличения рабочей ширины венца по п.1. Если действующие напряжения оказываются выше допускаемых, то для обеспечения изгибной выносливости:

- изменить коэффициенты смещения исходного контура для выравнивания изгибных напряжений на переходных кривых зубьев колес пары;
- если суммарный коэффициент смещения исходного контура в зацеплении $x_2=0$, то попытаться уменьшить числа зубьев ведущего и ведомого колес пары на 1 (с одновременной проверкой изменения передаточного отношения трансмиссии в допустимых пределах) и ввести положительные смещения исходного контура, сохраняя исходное межосевое расстояние;
- в крайнем случае, если все предыдущие мероприятия не приведут к обеспечению изгибной выносливости, увеличить модуль зацепления с одновременным подбором чисел зубьев из условия сохранения передаточных отношений трансмиссии с допустимой погрешностью.

Выводы:

1. Выполнен анализ контактной и изгибной прочности и долговечности зубчатых колес трансмиссии трактора Т-250.
2. Полученные расчетные результаты и опыт эксплуатации трактора Т-250 показывают, что:
 - для большинства зубчатых передач трансмиссии прочность и долговечность обеспечены;
 - отдельные перегруженные зацепления могут быть усилены путем внедрения конструктивных мероприятий, аналогичных предложен-

ным авторами для модернизации трансмиссии трактора Т-150К [5];
- дальнейшее повышение энергонасыщенности или увеличение ресурса трансмиссии представляется маловероятным из-за практически отсутствующих резервов контактной и изгибной прочности и долговечности зацеплений.

Список использованных источников

1. Чернявский И.С. Эффективность работы КБ расчетов и научных исследований на Харьковском тракторном заводе // Тракторы и сельхозмашины. – 2002. – №1. – С.16-20.
2. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с.
3. Чернявский И.Ш., Травкин И.В., Шаповалов Ю.К. Ускоренные стендовые испытания зубчатых передач и подшипников на машиностроительных заводах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. – Вып.8. – Т.2. – С.10-19.
4. Устиненко А.В. Математическое моделирование процессов усталостного разрушения зубьев // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Сер. "Машинознавство та САПР". – Харків: НТУ "ХПИ", 2012. – №22. – С.170-175.
5. Чернявский И.С., Устиненко А.В., Бондаренко А.В. Анализ резервов повышения нагрузочной способности зубчатых передач трансмиссии трактора Т-150К // Вісник СевНТУ: Зб. наукових праць. – Вип. 139/2013. Сер.: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2013. – С.298-302.

Анотація

ОЦІНКА НАПРУЖЕНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМІСІЇ ТРАКТОРА Т-250

Чернявський І.С., Устиненко О.В., Бондаренко О.В.

Розглянуто методи оцінки напруженості та довговічності зубчастих передач трансмісії тракторів. Проведено аналіз напруженості та довговічності для зацеплень трансмісії трактора Т-150К.

Abstract

ESTIMATION OF STRESS LEVEL AND DURABILITY OF T-250 TRACTOR TRANSMISSION GEARS

Chernyavskij I.S., Ustinenko A.V., Bondarenko A.V.

The estimation methods of stress level and durability for tractors transmission gears are considered. The analysis of stress level and durability for T-250 tractor transmission mesh is carried out.