

Тангенциальная составляющая общей реакции представляет качественную характеристику взаимодействующих поверхностей.

Суммарную реакцию \vec{R} , возникающую при формировании опорной поверхности движения после определения \vec{R}_n и \vec{R}_τ можно представить в виде:

$$\vec{R} = \left(\frac{-4px(z-b+p)+x}{\sqrt{x^2+p^2}} + \frac{4x(z-b(z-b+p)+x)}{\sqrt{x^2+(z-b)^2}} \right) \vec{i} + \left(-\frac{4x^2(z-b+p)}{\sqrt{x^2+p^2}} - \frac{4x^2(z-b+p)-z+b}{\sqrt{x^2+(z-b)^2}} \right) \vec{k}, \quad (15)$$

Модуль реакции опорной поверхности равен:

$$|R| = \sqrt{ \frac{32x^2(z-b+p)^2 + 2 + (z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)[16x^2(z-b+p)^2 + 1]}{\sqrt{x^2+p^2} \sqrt{x^2+(z-b)^2}} + 1 } = \sqrt{2} \sqrt{ \frac{16x^2(z-b+p)^2 + (z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)[16x^2(z-b+p)^2 + 1]}{\sqrt{x^2+p^2} \sqrt{x^2+(z-b)^2}} + 1 }. \quad (16)$$

Разработанные математическая модель и метод представления характеристик контактирующих поверхностей [уравнение (10)] позволяет моделировать формирование опорных поверхностей движения практически для любых движителей транспортных средств.

Полученные выражения нормальной (11), (12), тангенциальной (13), (14), а также полной реакции связи (опорной поверхности) (15), (16) позволяет решать задачи, связанные с проектированием и расчетом колесных движителей разного конструктивного исполнения с определением их качественных и количественных характеристик при движении по разным поверхностям.

Литература

1. Сергеев А.И., Шарипов В.М. Транспортное средство. Патент РФ №2245259. Оpubл. 27.01.2005. Бюл.№3.
2. Сергеев А.И. Определение общей характеристики формирования опорной поверхности движения и обоснование конструктивного исполнения движителя перекаत्याющегося типа. Межвузовский сборник научных трудов МГТУ «МАМИ», Вып.1, 2004.с.334.
3. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Наука, 1968. 479с.

Согласование показателей дизелей и трансмиссий тракторов

Титов А.И.

"Промтрактор" г. Чебоксары.

В настоящее время рабочие скорости тракторов по зарубежным литературным источникам составляют от 4 до 12 км/час. У нас узаконенных значений нет, ряд авторов называют эти скорости от 9 до 15км/час или другие значения.

Рабочие скорости должны обеспечивать работу трактора с имеющимся набором сельскохозяйственных машин при условии загрузки дизеля до номинальной мощности без перегрузки трактора больше максимальной силы тяги. С учётом реально существующих у отечественных серийных тракторов скоростей весь скоростной ряд обычно рассматривают со-

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

стоящим из трёх диапазонов: первый - технологический до 4 км/час, в котором дизель не может быть загружен до номинальной мощности из-за ограниченных тягово-сцепных свойств тракторов; второй диапазон - рабочий со скоростным ограничением 5-15 км/час и третий - транспортный со скоростями, превышающими приведенные значения.

Таким образом, общий диапазон рабочих скоростей за рубежом и реально реализованных в наших конструкциях одинаков и равен 3.

Известны самые разные подходы к выбору числа и отношению смежных скоростей между собой. В частности, ряд скоростей, назначенных исходя из наибольшей вероятности применения тех или иных сельскохозяйственных машин с учётом продолжительности их работы в составе машино-тракторных агрегатов (МТА). Даже без учёта других внешних условий возможно полагать, что подобная логика применима скорее для определения режимов нагружения деталей КП и КД, чем для формирования рядов скоростей.

Один из научно обоснованных подходов к формированию скоростей содержится в теории трактора [1], в соответствии с ним ряд рабочих скоростей должен представлять собой геометрическую прогрессию с коэффициентом ряда, зависящим от числа передач и диапазона скоростей.

$$q = \sqrt[k-1]{3},$$

где: q – коэффициент геометрического ряда рабочих скоростей,

k – число ступеней(скоростей) в рабочем диапазоне.

Необходимо подчеркнуть, что данный теоретический посыл более всего относится именно к скоростям рабочего диапазона.

Исходя из рабочего диапазона, равного 3, как это записано в приведенной формуле, а количество ступеней по имеющемуся опыту приняв от 6 до 12, получим коэффициенты геометрического ряда, равные приведенным в таблице 1 значениям.

Таблица 1

Число ступеней	6	7	8	9	10	11	12
Коэффициент прогрессии	1.25	1.2	1.17	1.15	1.13	1.12	1.11

Формирование скоростей технологического и транспортного диапазонов должно выполняться, строго говоря, по другим теоретическим условиям. В частности, для равенства кинетических энергий при переключении скоростей транспортного диапазона целесообразно не геометрический, а арифметический ряд, но ввиду близости значений скоростей двух рядов в интервале 20-50 км/час различиями целесообразно пренебречь и считать, что геометрический ряд практически отвечает требованиям транспортного диапазона трактора.

Другой очень важной предпосылкой формирования рабочих скоростей является характеристика дизеля.

Обычно внешняя скоростная характеристика тракторного дизеля состоит из двух участков: корректорного и регуляторного. Номинальным режимом принято считать точку пересечения корректорной и регуляторной кривых характеристик. Считается также, что работа трактора должна соответствовать номинальному режиму без учёта изменения в процессе работы силы тяги.

В действительности сила тяги изменяется в зависимости от ряда причин, таких, например, как изменение рельефа поля или неоднородность структуры почвы и др., оказывая при этом заметное влияние на показатели двигателя.

Изучению неравномерности тяги и её влиянию на дизель посвящены труды акад. Болтинского В.Н.[2], д.т.н. проф. Кутькова Г.М. [3] и др., в которых отмечены принципиальные взаимосвязи скоростных характеристик дизелей и некоторых показателей скоростей тракторов.

В частности, проф. Кутьков Г.М. указывает на то, что малый запас крутящего момента дизеля снижает производительность трактора из-за потерь времени на остановки для переключения передач, а также в связи с часто встречающейся необходимостью работы на более низкой скорости в течение длительного времени на гоне.

По данным Свирцевского А.Б., увеличение запаса крутящего момента с 1 до 23% может повысить производительность на пахоте на 7,5%. Опытным путём З.Н. Эминбейли установил, что при небольшом запасе крутящего момента 4-6%, характеристика дизеля ухудшается до такой степени, что трактор не в состоянии пахать, так как при возникающих колебаниях нагрузки уменьшается частота вращения коленчатого вала до заглошения двигателя.

Таким образом, коэффициент запаса крутящего момента K дизеля (в дальнейшем коэффициент момента) существенно влияет на отношение смежных рабочих скоростей, т.е. на их коэффициент геометрического ряда. Соотношение между большей и меньшей смежной скоростью в рабочем диапазоне не должно быть больше коэффициента момента.

Приведенные сведения относятся к 60-70м годам, когда только начали появляться двигатели постоянной мощности (ДПМ). Созданию и совершенствованию ДПМ до современного уровня, главным образом, способствовали успешные работы по турбонаддуву, электронному впрыску топлива дизелей и др.

В результате в наши дни по сравнению с прошлым имеется существенный прогресс, который отражен в характеристиках ДПМ, в первую очередь в коэффициенте момента, который составляет 1,4-1,7 и более. Несмотря на это, особенности ДПМ недостаточно отражены ещё в теории трактора, что требует уделения большего внимания данному вопросу.

С целью упрощения изложения некоторых положений по формировании рабочих скоростей тракторов реальные скоростные характеристики тракторных дизелей заменены теоретическими графиками (рис. 1), где линия мощности N параллельна оси абсцисс, а линия крутящего момента M представляет собой гиперболу в соответствии с зависимостью:

$$N = M \cdot n = const,$$

где: N – мощность ДПМ,

M – крутящий момент ДПМ,

n - частота вращения коленчатого вала.

Графики располагаются в пределах частот вращения коленчатого вала от соответствующего максимальному крутящему моменту n_{\max} до номинального n_n . Кроме того на рис. 1 видна регуляторная ветвь характеристики в виде наклонных прямых линий. В идеальном случае работа трактора должна происходить в точке d , т.е. в номинальном режиме. Для этого сила тяги, прежде всего, должна быть постоянной, что нереально в силу отмеченных причин. Поэтому при увеличении тяги в результате колебаний дизель будет переходить на корректорную ветвь, а при уменьшении сваливаться на регуляторную ветвь характеристики.

Работа на регуляторной ветви представляется вынужденной мерой, т.к. мощность и крутящий момент дизеля при этом линейно уменьшаются, а удельный расход топлива увеличивается, но прибегают к этому для сокращения переключений передач в течение продолжительной смены и уменьшению тем самым утомляемости тракториста.

ДПМ позволяет организовать работу дизеля более рационально, для чего необходимо отказаться от использования регуляторной ветви характеристики в качестве рабочей и сохранить за ней функцию защиты от режима разноса. Таким путём можно будет реализовать некоторое повышение производительности труда и уменьшение удельного расхода топлива.

С указанной целью оптимальная загрузка дизеля (рис. 1) должна быть переориентирована с номинального режима на режим точки C , чтобы участок корректорной характеристики $c-d$ был бы достаточен для поглощения колебаний силы тяги в сторону уменьшения и препятствовал бы переходу на регуляторную ветвь. При этом важно, чтобы работа в точке C обеспечивалась настройкой подачи топлива по частоте вращения этого режима (скажем по тахометру), а не установкой всережимного регулятора на данный частичный режим.

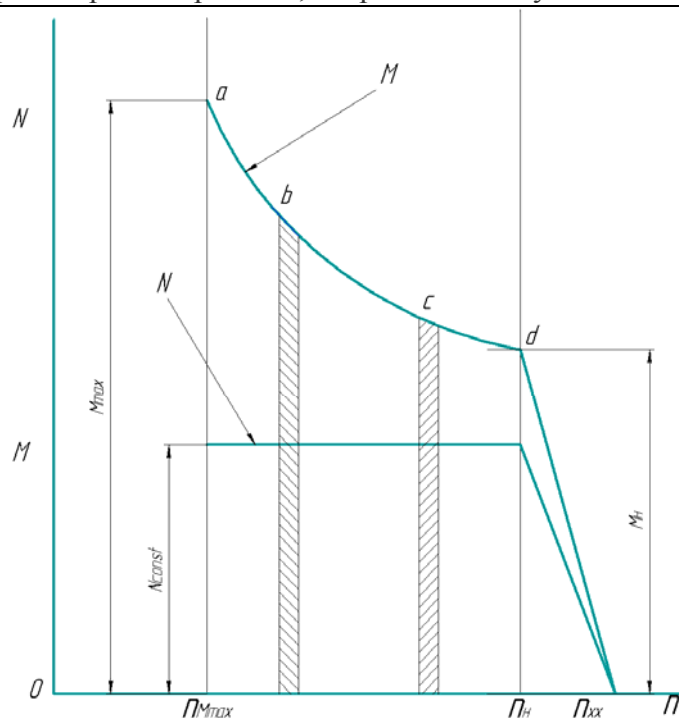


Рис.1. Теоретическая скоростная характеристика ДПМ трактора.

Для сохранения способности дизеля преодолевать перегрузки целесообразно выделить ещё один участок *a-b*, который включает точку максимального крутящего момента и может выполнять функции защиты дизеля от заглохания. На этом участке дизель развивает наиболее высокое среднее индикаторное давление, что не очень хорошо влияет на его долговечность.

Граница данного участка в точке *b*, как и в упомянутой точке *c*, также должна обеспечиваться исключительно настройкой подачи топлива по частоте вращения этого режима.

Таким образом, участок *b-c* коррекционной ветви скоростной характеристики дизеля представляется той рабочей областью, которая способна непосредственно влиять на необходимый коэффициент геометрического ряда рабочих скоростей.

Если режимы нагружения трактора таковы, что дизель работает в рассматриваемой области, то никакого воздействия на органы управления трактором не требуется, т.к. эта область соответствует оптимальным условиям, даже при определённых колебаниях силы тяги, которые способны быть локализованы на участках слева и справа от неё.

Если же работа дизеля происходит в точке на правом участке, то трактористу необходимо включить более высокую передачу, а если на левом – то более низкую.

Следовательно, коэффициент геометрического ряда рабочих скоростей трактора не должен превышать отношения частот вращения коленвала дизеля между точками *c* и *b*, из чего по таблице 1 определяется необходимое количество рабочих скоростей. В случае автоматизации процесса переключения скоростей следует ввести две зоны нечувствительности в точках *b* и *c* для исключения возможности возникновения колебаний, как показано на рис. 1 заштрихованными участками. При этом коэффициент геометрического ряда рабочих скоростей уменьшится ещё больше, соответственно чему количество скоростей должно увеличиться.

Для попадания в узкую рабочую область характеристики необходимо иметь достаточно большое число рабочих скоростей, что подтверждается зарубежной практикой.

В таблице 2 приведены некоторые сведения по скоростям и перепадам между смежными скоростями тракторов с трансмиссиями с переключением всех передач на ходу (ПНХ) ряда ведущих тракторостроительных компаний.

Скорости и перепады между смежными скоростями некоторых зарубежных тракторов.															
№ п/п	John deere		Caterpillar				New Holland		AGCO		White		Case IH		
	8520T		Серия 800 (16 передач)		Серия 600 (18 передач)		TJ 430	T904	RT145 J779 DT 225	8810		MX 285 MX 270 MX 255			
	V	q	V	q	V	V	q	V	q	V	q	V	q		
1	1,55		2,69		2,19	2,4		4,1		2,31		2,24		3,15	
		1,34		1,28			1,29		1,2		1,3		1,29	1,15	
2	2,08		3,43		2,83	3,09		4,94		3		2,89		3,61	
		1,33		1,26			1,29		1,21		1,29		1,29	1,15	
3	2,77		4,31		3,65	4		5,96		3,86		3,74		4,16	
		1,34		1,27			1,14		1,2		1,14		1,14	1,15	
4	3,71		5,48		4,17	4,56		7,18		4,39		4,26		4,77	
		1,12		1,19			1,13		1,15		1,14		1,13	1,15	
5	4,16		6,54		4,7	5,15		8,25		4,99		4,82		5,48	
		1,15		1,13			1,14		1,1		1,14		1,14	1,15	
6	4,8		7,37		5,36	5,87		9,06		5,68		5,49		6,28	
		1,16		1,13			1,14		1,1		1,13		1,13	1,17	
7	5,57		8,31		6,03	6,67		9,93		6,42		6,23		7,33	
		1,15		1,12			1,14		1,1		1,14		1,14	1,15	
8	6,42		9,34		6,94	7,6		10,91		7,32		7,1		8,41	
		1,16		1,13			1,13		1,1		1,13		1,13	1,15	
9	7,42		10,51		7,85	8,59		12		8,3		8,03		9,69	
		1,15		1,12			1,14		1,1		1,14		1,14	1,15	
10	8,55		11,82		8,95	9,79		13,18		9,47		9,15		11,12	
		1,16		1,13			1,14		1,1		1,13		1,14	1,15	
11	9,94		13,34		10,16	11,12		14,45		10,73		10,39		12,75	
		1,15		1,13			1,14		1,1		1,14		1,14	1,15	
12	11,46		15,02		11,58	12,66		15,88		12,23		11,84		14,63	
		1,18		1,19			1,13		1,15		1,13		1,13	1,25	
13	13,5		17,87		13,09	14,32		18,23		13,84		13,39		18,23	
		1,34		1,27			1,14		1,2		1,14		1,14	1,15	
14	18,09		22,71		14,91	16,31		21,95		15,8		15,25		20,91	
		1,33		1,27			1,14		1,21		1,13		1,14	1,15	
15	24,08		28,75		16,94	18,53		26,53		17,86		17,32		24,11	
		1,28		1,39			1,29		1,2		1,3		1,29	1,15	
16	30,78		40		21,82	23,86		31,93		23,13		22,31		27,66	
							1,29				1,29		1,34	1,15	
17					28,23	30,88				29,84		29,87		31,73	
							1,29				1,29		1,24	1,15	
18					36,37	39,77				38,57		37,18		36,39	

Из таблицы видно, что общее число скоростей в среднем колеблется от 16 до 18. Перепады смежных скоростей в рабочих диапазонах от 1,1 до 1,15. Сравнительно редко встречается число передач равное 36 и больше. Ведущие же тракторные компании, как правило, ориентируются на 16-18, имея кроме того варианты моделей с бесступенчатыми трансмиссиями, например типа CVT (constant variable transmission).

Реальные скоростные характеристики дизелей значительно отличаются от теоретических. Анализ большого числа реальных скоростных характеристик [4] современных отечественных и зарубежных ДПМ показывает, что кроме коэффициента момента, напомним, находящегося в пределах 1,4-1,7 и более, пределы частот вращения коленвалов при максимальном моменте составляют ориентировочно 1200-1400 об/мин, а в номинальном режиме 2100-2300 об/мин.

Наиболее существенный вывод из анализа реальных характеристик состоит в том, что скоростные характеристики ДПМ включают в себя два важных режима работы: режим максимальной мощности и максимальной экономичности, которые смещены друг от друга по частоте вращения коленвала в среднем ориентировочно на 20%. С учётом изложенного рабочую зону ДПМ целесообразно ориентировать на область между этими режимами аналогично тому, как прежде [1] рекомендовалось поступать при выборе номинального режима обычного двигателя.

Поскольку реальные характеристики в ряде случаев сильно отличаются от теоретической, то целесообразно пользоваться наряду с коэффициентом момента K также коэффициентом частоты вращения коленвала K_n :

$$K = M_{\max} / M_n, \quad K_n = n_n / n_{\min}.$$

Отношения частот вращения 1,6-1,8.

Условность состоит в том, что в промежутке между частотами вращения при максимальном и номинальном моменте, реальная мощность непостоянна, а имеет, как отмечалось, выраженный максимум, что существенно для выбора перепада между смежными передачами скоростей в трансмиссии трактора. Подобная взаимосвязанность требует обоснованного согласования показателей ДПМ и трансмиссии.

На рис. 2 показаны две скоростные характеристики, одна принадлежит дизелям Cummins QSM 11, которые применяются на ряде моделей тракторов Чебоксарского завода промышленных тракторов, другая – дизелю Д-4601-11 № 53 Алтайского моторного завода, установленному на опытном тракторе НАТИ 04.

Мощность первого составляет 250 кВт при рабочем объеме 10,8 л.; второго 192,25 кВт при рабочем объеме 11,15 л. Максимальные крутящие моменты развиваются при достаточно близких частотах вращения коленвалов 1200-1400 об/мин. Номинальные частоты вращения: соответственно равны 2100 и 1800 об/мин. Характеристика дизеля Cummins приведена как пример реальной реализации весьма близкой к теоретической. С другой стороны, характеристика дизеля 4601 не позволяет считать его ДПМ, притом что он обладает потенциалом совершенствования в случае использования в первую очередь электронного впрыска топлива.

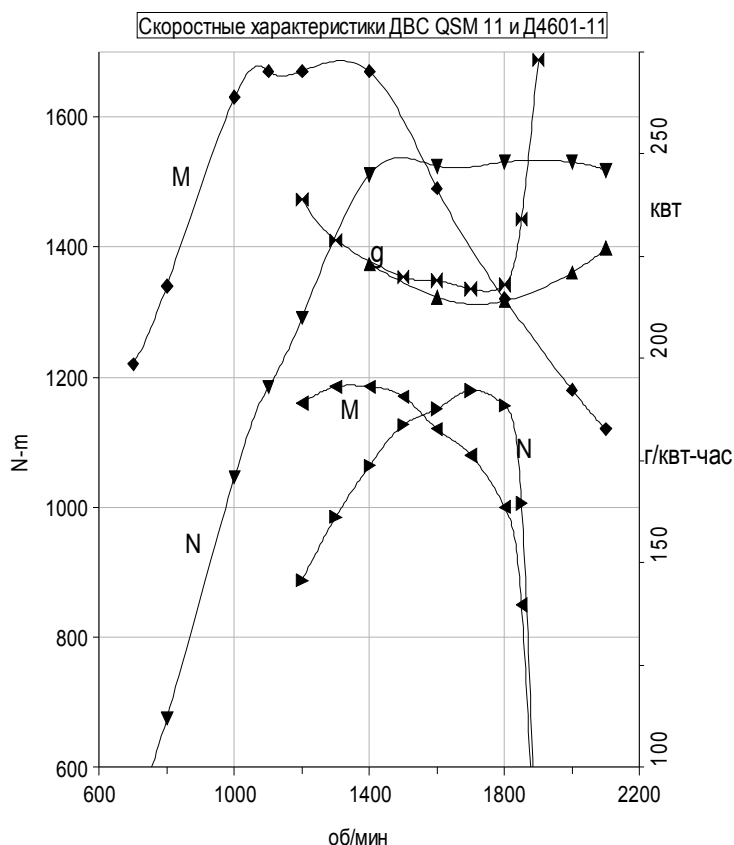


Рис. 2.

Необходимо подчеркнуть, что практически все зарубежные модели тракторных дизелей являются ДПМ, в то время как у нас они отсутствуют.

Большое количество скоростей у зарубежных тракторов позволяет эффективно использовать их не только путём полной загрузки дизелей, но также и в случаях их неполной за-

грузки.

В материалах лаборатории испытаний Университета штата Небраска (США), публикуемых в интернете [4], приводятся данные о частичных 75 и 50-процентных нагрузках тракторов по силе тяги. Такого рода испытания проводятся лабораторией двумя методами. В одном случае на штатной передаче и полной подаче топлива, во втором – на более высокой передаче и частичной подаче, т.е. на меньшей частоте дизеля. При этом передача и подача топлива подбираются таким образом, чтобы силы тяги и скорости трактора были, возможно, близки и соответствовали бы заданным частичным нагрузкам трактора. Результаты подобных испытаний трактора JD 8520T приведены в таблице 3.

Таблица 3.

N(kw)	P _k (kN)	V(км/час)	n(об/мин)	ө(%)	g(г/kw час)
9 передача, 75%силы тяги при максимальной мощности.					
128,37	61,6	7,5	2264	1,87	315
9 передача, 50%силы тяги при максимальной мощности.					
86,72	41,03	7,61	2276	1,01	362
11 передача, 75%силы тяги при максимальной мощности.					
128,96	61,66	7,53	1697	1,87	264
11 передача, 50%силы тяги при максимальной мощности.					
87,4	41,06	7,63	1705	0,93	288

Результаты испытаний показывают, что при недогрузке по силе тяги трактора с многоступенчатой трансмиссией ПНХ всех скоростей можно за счёт включения более высокой скорости получить 20-26% экономии топлива.

В заключение следует также подчеркнуть, что применение ДПМ способствует работам, направленным на создание трансмиссий, позволяющих осуществлять бесступенчатое регулирование скорости трактора при использовании ступенчатых КП и КД.

Выводы

1. На современных сельскохозяйственных тракторах широко применяются дизели с коэффициентом запаса момента 1,4-1,7, условно называемые ДПМ, максимальная мощность и минимальный удельный расход топлива, которых располагаются на характеристике между номинальной частотой вращения и частотой соответствующей максимальному крутящему моменту.
2. Основной рабочий (крейсерский) режим дизеля целесообразно размещать между номинальной частотой вращения и частотой соответствующей максимальному крутящему моменту, для чего следует применять многоскоростные коробки передач и согласовывать показатели дизеля и трансмиссии.
3. Наиболее употребимое число скоростей 16-18 при отношении смежных рабочих скоростей не более 1,15.
4. При достаточно большом числе передач в трансмиссии и при условии недогрузки трактора силой тяги можно экономить до 26% топлива путём включения более высоких передач и соответствующего уменьшения частоты вращения коленвала.

Литература

1. Львов Е.Д. Теория трактора. Машгиз, М., 1960.
2. Болтинский В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. М., 1962.
3. Барский И.Б. и др. Динамика трактора. М., 1973.
4. (Интернет) <http://NETractorTestPublications.com>.