

40.72  
P69  
C1388369

Ф.Ф. РОМАНОВ

---

# **МАЛОГАБАРИТНЫЕ ЭНЕРГОСРЕДСТВА**

**ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ**

**«АГРОПРОМИЗДАТ»**

**2000**

**Ф.Ф. Романов**

# **МАЛОГАБАРИТНЫЕ ЭНЕРГОСРЕДСТВА**

***ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ***

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ  
«АГРОПРОМИЗДАТ»**

**2000**

## Предисловие

Развитие сельскохозяйственного производства России за годы советской власти связывалось только с крупными предприятиями, ориентированными на использование мощной крупногабаритной техники. Такое одностороннее развитие не могло сказаться на результатах работы. Слишком велики были затраты труда и энергоресурсов на производство единицы продукции. На протяжении многих десятилетий производительность труда в сельском хозяйстве России была ниже в несколько раз, чем в развитых капиталистических государствах, причем это отставание увеличивалось.

Коренные изменения, произошедшие за последние 10 лет в России, привели к резкому сокращению числа успешно работающих крупных хозяйств. Произошла смена собственника, на передний план выдвинулись личные интересы. Это привело к созданию мелких рентабельных хозяйств, где собственником выступает непосредственный производитель продукции. Получили развитие личные подсобные хозяйства, которые даже при недостатке необходимой техники в настоящее время по суммарному объему выпускаемой продукции конкурируют с крупными хозяйствами.

Дальнейшее развитие производства в компактных сельскохозяйственных предприятиях, где производитель является прямым собственником произведенного продукта, сдерживается отсутствием надлежащей техники. Развитие личных подсобных хозяйств, на базе которых в будущем возникнут эффективно работающие фермерские и кооперативные хозяйства, требует наличия малогабаритной техники для механизации работ, которые сейчас выполняются вручную или с применением энергосредств больших тяговых классов. В настоящее время происходит постепенное насыщение рынка маломощными мотоблоками, но для дальнейшего развития этого сектора сельскохозяйственного производства требуются не только мотоблоки повышенной мощности, но и малогабаритные тракторы.

Попытки создать малогабаритный трактор, удовлетворяющий современным требованиям, до сих пор не привели к положительному результату. Основная причина неудач – стремление использовать при создании малогабаритных энергосредств принципиальные и технические решения, которые широко применяются в конструкциях тракторов высоких тяговых классов, без учета условий работы малогабаритной техники.

Предлагаемая книга как раз и посвящена анализу работы малогабаритных энергосредств в составе машинно-тракторных агрегатов и методике выбора их оптимальных эксплуатационных параметров.

# 1. Классификация энергосредств

## 1.1. Системы классификации энергосредств

Существующие энергосредства в большинстве случаев используются традиционно – как тяговые средства, агрегируемые с различными сельскохозяйственными машинами и орудиями. Для того, чтобы машинно-тракторный агрегат (далее МТА) работал наиболее эффективно, необходимо согласование между энергосредством (чаще всего трактором) и рабочей машиной по силе тяги и тяговому сопротивлению. Это согласование должно быть заложено уже в процессе проектирования тяговых и рабочих машин, то есть должен быть выделен общий параметр, который был бы признан классификационным. Традиционно в мире сложились классификации энергосредств, основанные на двух признаках – силе тяги на крюке и тяговой (крюковой) мощности. В Российской Федерации действует стандарт ГОСТ 27021-86 [21], полностью соответствующий действовавшему в странах Восточной Европы стандарту СТ СЭВ 628-85. В качестве международных действует система стандартов, например, ИСО 730/1-77, ИСО 730/2-79, ИСО 730/3-82 и др.

ГОСТ 27021-86 «Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы» включает в себя десять тяговых классов и распространяется на сельскохозяйственные и лесохозяйственные тракторы. Каждому тяговому классу соответствует определенный диапазон номинальных тяговых усилий тракторов (таблица 1.1).

Таблица 1.1

Тяговые классы и номинальные тяговые усилия

Классификационное тяговое усилие, кН	Тяговый класс	Номинальное тяговое усилие, кН
2	0,2	От 1,8 до 5,4
6	0,6	От 5,4 до 8,1
9	0,9	От 8,1 до 12,6
14	1,4	От 12,6 до 18,0
20	2	От 18,0 до 27,0
30	3	От 27,0 до 36,0
40	4	От 36,0 до 45,0
50	5	От 45,0 до 54,0
60	6	От 54,0 до 72,0
80	8	От 72,0 до 108,0

Основной предпосылкой для создания ряда тяговых классов является утверждение о том, что тракторы всех тяговых классов должны выполнять наиболее энергоемкую операцию – вспашку, поэтому их тяговое усилие должно быть согласовано с тяговым сопротивлением плуга, оснащенного

определенным количеством корпусов с шириной захвата 25, 30 или 35 см и обрабатывающего почву с удельным сопротивлением 49 кН/м<sup>2</sup>. В настоящее время в связи с внедрением в производство корпусов с увеличенной шириной захвата (30, 35 и 40 см) и возрастанием удельного сопротивления почвы на 15...20 % в результате интенсивного применения энергонасыщенных тракторов [127] этот ряд может быть изменен. Косвенно это подтверждается постепенным увеличением конструкционной массы тракторов одного тягового класса. Так, в классе 1,4 конструкционная масса трактора МТЗ-80 на 510 кг больше массы трактора-предшественника МТЗ-50, а это значит, что тяговое усилие трактора МТЗ-80 по сравнению с трактором МТЗ-50 сдвинуто к верхней границе диапазона номинальных тяговых усилий класса 1,4. При дальнейшем развитии этой конструкции ее тяговое усилие может выйти за пределы тягового класса 1,4, а трактор должен будет отнесен к тяговому классу 2.

Международная классификация тракторов, в основе которой лежит подразделение тракторов по тяговой мощности на валу отбора мощности (ВОМ), разделяет тракторы на четыре категории (таблица 1.2).

Таблица 1.2

Классификация тракторов по мощности на ВОМ

Категория мощности	I	II	III	IV
Мощность на ВОМ, кВт	До 48	До 92	От 80 до 180	От 150 до 350

ГОСТ 27021-86 устанавливает соотношение между тяговыми классами и категориями тракторов (таблица 1.3).

Таблица 1.3

Соотношение между тяговыми классами и категориями тракторов

Тяговый класс по ГОСТ 27021-86	Ниже 0,6	0,6; 0,9	0,9; 1,4; 2	2; 3; 4	5; 6; 8
Категории трактора по ИСО 730/1-90, 730/3-82	I	I	II	III	IV

Деление тракторов на категории носит достаточно общий характер, кроме того имеет некоторую неопределенность, которая заключается в том, что тракторы, имеющие большое тяговое усилие и предназначенные для работы с малыми скоростями, и тракторы, имеющие малое тяговое усилие, но предназначенные для работы на повышенной скорости, могут иметь одинаковые мощности и будут отнесены к одной категории. Однако при наличии широкого выбора сельскохозяйственных машин и орудий и

хорошо налаженной системы информации недостатки классификации тракторов по мощности не являются существенными.

Деление тракторов на тяговые классы дает им более точную характеристику, свободно от отмеченной выше неопределенности и имеет преимущества в условиях недостаточного наполнения рынка сельскохозяйственными машинами и орудиями. В целом, классификация тракторов по тяговому усилию более предпочтительна.

Классификация тракторов как по тяговому усилию, так и по мощности не дает информации об их сфере применения, назначении, специализации, компоновке и других параметрах. Для более полной характеристики в России и за рубежом действуют стандарты, использующие другие классификационные признаки. Так, в России действует ГОСТ 27155-86 «Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Термины и определения видов» [22], который классифицирует тракторы по области применения, назначению и типу ходовой части. Этот стандарт достаточно подробно классифицирует тракторы по назначению и специализации (22 позиции). Международный стандарт ИСО 3339/0-86 «Тракторы и машины для сельского и лесного хозяйства. Классификация и терминология» тракторные средства (класс 01) разбивает на подклассы, которые включают в себя не только тракторы, но и другие машины, способные выполнять функции трактора, например, лебедки (подкласс 01.5).

В последнее время классическая компоновка трактора получила дальнейшее развитие, появилось большое число тракторов, имеющих нетрадиционную компоновку, но существующие системы классификации не учитывают развитие конструкции тракторов и ориентированы в основном на классическую компоновку. В СССР развитию классификации, которая учитывала бы конструктивные особенности тракторов, уделялось большое внимание [111, 68, 62, 81], однако до сих пор все классификации не носят системного характера, отражают лишь традиционные методы систематизации и в них нет места новым нетрадиционным решениям.

Кроме стандартов классификация тракторных средств приводится в Общесоюзном классификаторе промышленной и сельскохозяйственной продукции (ОКП) [80]. Эта классификация носит системный характер и при более глубокой проработке ее признаков могла бы обеспечивать достаточно точное описание объектов.

## **1.2. Место малогабаритных энергосредств в существующих классификациях**

ГОСТ 27155-86 «Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Термины и определения видов» все малогабаритные энергосредства обозначает одним термином – малогабаритный трактор – и определяет его как сельскохозяйственный трактор для выполнения работ в растениеводст-

ве на мелкоконтурных участках, делянках, террасах и в коммунальном хозяйстве. ГОСТ 27021-86 «Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы» не определяет тягового класса для малогабаритных энергосредств, но традиционно для них отводится тяговый класс 0,2 с диапазоном номинальных тяговых усилий от 1,8 до 5,4 кН, хотя могут быть созданы конструкции, соответствующие признакам термина «малогабаритный трактор» и развивающие тяговые усилия выше указанного диапазона.

Для конкретизации термина «малогабаритный трактор» в 1992 году впервые введен ГОСТ 28523-90 «Мобильные средства малой механизации сельскохозяйственных работ. Тракторы малогабаритные. Типы и основные параметры» [23], который подразделяет малогабаритные тракторы (МГТ, мг-трактор) по количеству осей на два типа – одноосные (мотоблоки) и двухосные. Основные параметры мг-тракторов по ГОСТ 28523-90 приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4

Типы и основные параметры мг-тракторов

Типы МГТ	Конструкционная масса, кг	Номинальная мощность двигателя, кВт	Максимальная скорость рабочая, км/ч	Максимальная скорость транспорт. км/ч	Ширина колеи не более, мм	Агротехнический просвет не менее, мм
МГТ одноосные (мотоблоки)						
Легкий	До 70	До 3				130
Средний	До 100	До 5	6	15	700	150
Тяжелый	Св. 100	Св. 5				300
МГТ двухосные						
Легкий	До 500	До 10	6	15	800	300
Средний	До 650	До 14	6	25	800	300
Тяжелый	Св. 650	Св. 14 до 16	6	25	1200	300

Стандарт ИСО 3339/0-86 в отличие от ГОСТ 28523-90 разделяет малогабаритные энергосредства на три типа: малогабаритные тракторы, мотоблоки (пешеходные тракторы) и мотокультиваторы, причем мотоблоки подразделяются на гусеничные, двухколесные и одноколесные. Таким образом, стандарт ИСО 3339/0-86 дает более широкие возможности для описания объектов.

Анализ стандарта ГОСТ 28523-90 говорит о его ограниченности. Так, стандарт регламентирует показатели только колесных энергосредств, хотя в настоящее время известны конструкции малогабаритных гусеничных тракторов [101]. Стандартом необоснованно ограничена рабочая скорость двухосных мг-тракторов. Она должна определяться рабочими скоро-

стями орудий, агрегатируемых с трактором. В то же время рабочую скорость мотоблоков можно считать завышенной, так как оператор, двигаясь за мотоблоком со скоростью 6 км/ч, не сможет качественно управлять ни мотоблоком, ни технологическим процессом. Необоснованно введена регламентация таких параметров, как ширина колеи и агротехнический просвет. Эти параметры определяются технологией выполнения конкретных работ, зональностью возделывания культур и т. д.

Таким образом, существующие классификации энергосредств не учитывают в полной мере развитие малогабаритных энергосредств. При создании принципиально новых моделей мотоблоков и малогабаритных тракторов им не находится места в классификациях. Это можно объяснить тем, что малогабаритные энергосредства получили интенсивное развитие в последние десятилетия. Появляются новые типы энергосредств, и те классификационные признаки, которые имели существенное значение для тракторов больших тяговых классов, чаще всего непригодны для описания свойств малогабаритных энергосредств.



## 2. Конструкция малогабаритных энергосредств

### 2.1. Мотоблоки и мотоорудия

Для механизации различных сельскохозяйственных работ в личных подсобных хозяйствах, приусадебных участках и выполнения малых объемов работ в крупных сельскохозяйственных предприятиях предназначены мотоблоки и мотоорудия – малогабаритные энергосредства, способные выполнять функции тракторов, источником энергии которых являются двигатели внутреннего сгорания. Основное отличие мотоблоков от мотоорудий заключается в том, что мотоблоки непосредственно выполняют функции трактора, между мотоблоком и орудием имеется соединительное звено, а мотоорудия – это симбиоз энергосредства и орудия для выполнения одного или нескольких родственных видов работ.

Большей частью мотоблоки выполняются двухколесными, хотя могут быть и другие виды конструкций. Мотоблоки состоят из двигателя, трансмиссии, ходовой части и сцепного устройства. В трансмиссию входят муфта сцепления, коробка перемены передач, главная передача, дифференциал или другой узел, выполняющий его функции, и конечные передачи. Сложность этих узлов определяется типом мотоблока. У легких мотоблоков все узлы, включая двигатель, упрощенной конструкции, некоторые узлы, например, конечные передачи, могут отсутствовать. У тяжелых мотоблоков эти узлы по сложности не уступают аналогичным узлам полномерных тракторов.

Конструкция мотоорудий существенно проще конструкции мотоблоков, в их трансмиссии может отсутствовать коробка перемены передач, дифференциал, конечные передачи, вместо муфты сцепления часто применяется леникс – ременная передача с управляемым натяжным роликом. Вместо колес на выходные валы устанавливаются фрезы или другие роторные рабочие органы. Упрощение конструкции связано с тем, что мотоорудия являются специализированными машинами, предназначенными для выполнения одной – двух операций.

Мотоблоки могут быть использованы для вспашки, фрезерования, культивации, боронования, окучивания и выкапывания картофеля, кошения и транспортных работ. При оснащении дополнительным оборудованием мотоблоками можно проводить опрыскивание, дробление кормов, очистку от снега и другие работы. Мотоорудия, являясь специализированными машинами, чаще всего предназначены для обработки почвы: фрезерования без оборота пласта, рыхления, боронования. Мотоорудия могут быть предназначены и для выполнения только одной операции, например, мотокосилка ККМ-1. Краткая техническая характеристика мотоблоков и мотоорудий приведена в таблицах 2.1 и 2.2 [37, 50, 72, 101, 104].

Краткая техническая характеристика мотоблоков

Мотоблоки	Изготовитель	Мощность, кВт	Число передач вперед/назад	Диапазон скоростей, км/ч вперед/назад	Колея, мм	Дорожный просвет, мм	Масса, кг
Мотоблоки, изготавливаемые в России и странах СНГ							
«Беларусь» МТЗ-012	Минский тракторный завод	8,1	4/2	2,15...9,6/ 2,5...4,5	450,600,700	300	145
ЗДК-4.905	ГП «Завод им. Дегтярева»	8,1	4/4	3...9,4	530...1100	260	130
МБВ-1	АО «Мотодон»	7,0	4/2	2,15...9,5/ 2,3...4,5	450,600,700	300	135
«Джолли Юниор 4+4»	КМЗ «Салют», сборка	6,0	3/1	1,1...6,0/1,4	310...420	180	130
«Беларусь» МТЗ-08БС	Минский тракторный завод	5,1	4/2	2,6...11,4/ 3...5,35	-	-	120
Т1-06	АО «Тверской экскаваторный завод»	4,8	4/4	1,37...13	600...780	305	150
«Кутаиси»	Завод «Грузсельмаш»	4,4	3/1	1,42...6	310...460	180	90
«Беларусь» МТЗ-06	Минский тракторный завод	4,1	4/2	2,15...9,6/ 2,5...4,5	450,600,700	300	135
МБ-90	ГП «Калужский моторостроительный завод»	3,7...4	4/4	1,13...10,74	460,800	200,300	120
«Каскад-6981»	АО «Пермские моторы»; ГПО «Воткинский завод»	4	6/2	2,2...12/ 3,6...9	350,450,600, 700	140	107

Продолжение таблицы 2.1.

Мотоблоки	Изготовитель	Мощность, кВт	Число передач вперед/назад	Диапазон скоростей, км/ч вперед/назад	Колея, мм	Дорожный просвет, мм	Масса, кг
«Каскад-6842»	АО «Пермские моторы»	4	2/2	3,6; 9/ 3,6; 9	350,450,600, 700	140	103
МБ-1 («Нева», «Луч», «Ока», «Сармат»)	МГП «Красный Октябрь», АО «Пермские моторы», АО «Муромский машзавод»	3,7...4	2/2	2,5...10	310	140	90...100
МБ-2 «Нева»	МГП «Красный Октябрь»	4	4/2	1,8...12/ 1,4...2,5	320	140	86
«Садко»	Режевский механический завод	4...5	4/2	1,2...10,8/ 1,3...2,9	400;520	145	95...100
МИК-2	АО «Редуктор»	4	3/1	2,9...9,8/ 2,5	350;530	160	95
МТ-5	Тульский комбайновый завод	3,7...4	2/1	2,5...9,2/ 1,7	350;610;700	-	100
«Артания»	ММП «Меркурий»	4	3/1	1,3...8,7/ 2,5	340;380;400; 420;460;480	160	85
«Салют»	МПО «Салют»	2,2 (3...4)	4/2	1,32...12	360;600	-	80
М-3	Курский завод тракторных запчастей; ПО «ВТЗ»	2,2 (3...4)	2/0	3,3;11,1	350	135	65...105
«Жигули» БГХ01	КМЗ «Салют»	3,3	-	до 4,5	485	57	60

Продолжение таблицы 2.1.

Мотоблоки	Изготовитель	Мощность, кВт	Число передач вперед/назад	Диапазон скоростей, км/ч вперед/назад	Колея, мм	Дорожный просвет, мм	Масса, кг
	Балтийская инновационная компания	0,8	1/0	до 8	300	-	50
«Салют-5Д(И)»	МПО «Салют»	4,0	4/2	1,32...8	270;400;600	-	80 (72)
«Тушинец»	ТМКБ «Союз»	4,0	-	0,7...10,8	-	-	80
«Супер-610А»	АО «Крюковский вентиляторный завод»	4,4	3/1	1,4...6	310...460	-	90
ТАП-01 «Савраска»	ТОО «Катю»	0,8	1/0	4,5	-	-	50

Мотоблоки зарубежных компаний

K75M	Kubota, Япония	5,2	6/2	-	390...780	-	212 (90 г)
K120M	Kubota, Япония	7,8	6/2	-	420...780	-	358
A300F-E	Iseki & Co, Япония	2,3	4/2	1,45...10,6/ 1,34;2,22	-	-	-
A300F-2E	Iseki & Co, Япония	2...2	4/2	1,45...10,6/ 1,34;2,22	-	-	-
4300F-E	Iseki & Co, Япония	3	6/2	0,81...8,84/ 1,21;1,75	-	-	-
A500F-E	Iseki & Co, Япония	3,7	6/2	0,81...8,84/ 1,21;1,75	-	-	-
Ganjiang-5	Китайская народная республика	3,7; 4,4	6/2	1,41...12,7	570;620;670	185	190 (88 г)
Gongnong-3	КНР, г. Ланчжоу	2,2	4/2	2,6...12,05/ 1,9;5,8	433...628	160	150

Продолжение таблицы 2.1.

Мотоблоки	Изготовитель	Мощность, кВт	Число передач вперед/назад	Диапазон скоростей, км/ч вперед/назад	Колея, мм	Дорожный просвет, мм	Масса, кг
Gongnong-10	КНР, г. Ланчжоу	7,4	6/2	1,4...15,7/ 1,1;4,2	519...772	247	390
Gongnong-12	КНР, г. Ланчжоу	7,4	6/2	1,4...15,3/ 1,1;4,0	690...810	210	329
Liaonong-4	КНР	2,9	6/2	2,0...18,8/ 1,3;5,4	464...824	184	133
Dongfeng-12	КНР	8,8	6/2	1,4...15,3/ 1,0;3,8	530...810	200	340

Таблица 2.2.

## Краткая техническая характеристика мотоорудий

Мотоорудия	Изготовитель	Мощность, кВт	Число передач вперед/назад	Ширина захвата, мм	Глубина обработки, высота среза, мм	Диаметр фрезы, мм	Производительность, га/ч	Масса, кг
Мотокультиваторы								
«Тарпан»	ГП «Туламашзавод»	5	1/0	600; 800	До 200	320	-	52
«Кумир»	Режевский мех. завод	3,3	1/0	320; 630	До 200	320	-	49
«Фермер»	ПО «Сибприбормаш»	3,3	1/0	320; 630	До 200	320	-	40
«Гном» МКП-1	Завод «Трансмаш»	2,2	1/0	320	До 200	360	-	50
«Крот» МК-1А-01	ММПП им. Чернышова	2,0	1/1	600; 830	До 250	320	-	50
«Сейм»	Курский завод тракторн. запчастей	2,2	1/0	300; 600	До 180	260	-	50
«КЭТЗ-ЗВЛ-Диамон»	Курский завод тракторн. запчастей	1,8	1/0	300; 600	До 180	260	-	40
«Самара» КМЗ-303	НПП «Труд»	0,8...1	1/0	До 150	До 150	100	-	13
«Савраска» ТАП-1	ТОО «Катю»	0,8	1/0	До 150	До 200	-	-	50

Продолжение таблицы 2.2

Мотоорудия	Изготовитель	Мощность, кВт	Число передач вперед/назад	Ширина захвата, мм	Глубина обработки, высота среза, мм	Диаметр фрезы, мм	Производительность, га/ч	Масса, кг
Мотокосилки								
КММ-1	Люберецкое ПО «Завод им. Ухтомского»	2,2	-	1000	40...70	-	0,25...4	60
Дисковая	Волгоградский моторный завод	1,5	-	-	-	-	0,05	10

Анализ технических характеристик мотоблоков показывает, что они в основном соответствуют требованиям ГОСТ 28523-90 «Малогабаритные средства малой механизации сельскохозяйственных работ. Тракторы малогабаритные. Типы и основные параметры», хотя представленные в таблице мотоблоки разработаны раньше начала действия ГОСТ 28523-90. Отсутствие мощных и легких двигателей привело к тому, что значительная часть мотоблоков, относящихся к типу тяжелых, имеют пониженную по сравнению с указанной в ГОСТ 28523-90 номинальную мощность. В отличие от зарубежных, отечественные мотоблоки имеют меньшее число передач. Проявляется стремление за счет упрощения конструкции мотоблока снизить его трудоемкость изготовления и стоимость. Ряд зарубежных мотоблоков уже при мощности двигателя более 2,5 кВт имеют шесть передач переднего и две передачи заднего хода. Уменьшение числа передач отрицательно сказывается на возможностях агрегатирования мотоблоков. В целом, как у отечественных, так и у зарубежных мотоблоков прослеживается тенденция – при снижении номинальной мощности двигателя число передач уменьшается.

Мотоорудия по сравнению с мотоблоками имеют существенно меньшую массу, хотя их мощности могут быть равны. Это объясняется тем, что для мотоблоков характерен тяговый режим работы, и для обеспечения необходимого сцепного веса нужна большая масса. Некоторые мотоблоки с этой целью снабжаются дополнительными балластными грузами. Возможности агрегатирования мотоорудий заранее ограничены, поэтому они имеют минимальное число передач, чаще всего одну. В большинстве случаев не предусматривается и передача заднего хода.

### *2.1.1. Компоновка мотоблоков и мотоорудий*

Несмотря на принципиальное отличие в агрегатировании мотоблоков и мотоорудий, все они выполняются по трем компоновочным схемам, отличающимися расположением двигателя и способом связи двигателя с трансмиссией.

Первая компоновочная схема. Двигатель консольно соединен с трансмиссией и вынесен относительно ведущих колес вперед. Коленчатый вал двигателя и ведущий вал трансмиссии соосны и перпендикулярны оси ведущих колес. Двигатель и все узлы трансмиссии жестко соединены между собой в единый агрегат по схеме, аналогичной схеме моторно-трансмиссионного блока при безрамной компоновке трактора.

Вторая компоновочная схема. Отличается от первой тем, что двигатель относительно ведущих колес смещен назад. Двигатель и узлы трансмиссии объединены в агрегат, аналогичный моторно-трансмиссионному блоку самоходного шасси.

Третья компоновочная схема. Двигатель укреплен на трансмиссионном блоке и соединен с ведущим валом трансмиссии ленинском – клиноременной передачей, выполняющей функции муфты сцепления.

Наиболее распространены первая и третья компоновочные схемы, но могут быть и иные конструкции, например, с вертикальным расположением коленчатого вала, причем двигатель выполнен в виде отдельного легко-съемного модуля, который может быть установлен на другие технологические средства (косилки, насосы и др.).

### *2.1.2. Двигатели мотоблоков и мотоорудий*

В качестве источника энергии для мотоблоков и мотоорудий применяются двигатели внутреннего сгорания, хотя в некоторых случаях там, где энергосредство используется на ограниченных площадях, источником энергии может быть электродвигатель. Преимуществами двигателей внутреннего сгорания (ДВС) по сравнению со всеми остальными источниками энергии являются его малые габариты при достаточно большой мощности, энергоемкое топливо, обеспечивающее длительное время работы и не требующее специфических условий хранения (это относится только к жидким топливам). Недостатками ДВС являются сложность конструкции, неудовлетворительный вид нагрузочной характеристики, выбросы токсических веществ. Эти недостатки весьма существенны, однако альтернативы применению ДВС на мобильных малогабаритных энергосредствах в настоящее время нет.

К двигателям внутреннего сгорания, применяемым для мотоблоков и мотоорудий, предъявляются противоречивые требования. С одной стороны, для получения наименьших стоимости и массы ДВС должны иметь упрощенную конструкцию, их рабочий процесс должен быть двухтактным, с другой стороны, высокие требования к экономичности и надежности при небольшой мощности ведут к усложнению конструкции. Развитие технологических процессов изготовления ДВС ведет к снижению стоимости их производства, поэтому есть резервы для усложнения конструкции ДВС и улучшения их параметров. Основные параметры двигателей мотоблоков и мотоорудий приведены в таблице 2.3.

Анализ таблицы 2.3 показывает, что большинство двигателей мотоблоков и мотоорудий как отечественных, так и зарубежных выполняются одноцилиндровыми, хотя по уравновешенности и равномерности хода, особенно если двигатель четырехтактный, они уступают многоцилиндровым и даже двухцилиндровым двигателям. Здесь основным фактором выступает уменьшение стоимости двигателя за счет снижения затрат на его изготовление. Большинство двигателей работает по четырехтактному циклу, двухтактные двигатели применяются чаще всего на мотоорудиях, где

Краткая техническая характеристика двигателей мотоблоков и мотоорудий

Марка энергосредства	Марка двигателя	Тип двигателя	Число цилиндров, охлаждение	Размерность d/S, мм (рабочий объем, см³)	Мощность эксплуатационная, кВт	Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	Удельный расход топлива, г/кВт·ч	Масса, кг
Мотоблок МТЗ-05	УД-15	4-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	72/60	3,7	3000	448	41
Мотоблок МТЗ-06	СК-6	4-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	72/60	4,4	3000	350	41
Мотоблок МТЗ-012	СК-12	4-хтактный, карбюратор.	2, воздушное	72/60	8,8	3000	334	52
Мотоблок Т1-06	Д-300	2-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	74/68	3,6	3000	545	33
Мотоблок МБВ-1	М-22	4-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	(285)	7,0	3600	355	26
Мотоблоки «Кутаиси», «Супер-610»	АЛН-330	4-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	80/65	4,4	3600	450	22
Мотоблоки МБ-90, МБ-2	ДМ-1Д	4-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	76/70	4,0	3200	340	22
Мотоблоки МБ-1, МТ-5	ДМ-1	4-хтактный карбюратор.	1, воздушное	76/70	3,7	3200	340	24,5
Мотоблок М-3	МД-3	4-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	62/50	2,2	3600	422	16
Мотоблок «Сич-Д»	СН-6Д	4-хтактный, дизельный	1, воздушное	80/75	4,4	3000	279	50
Мотоблок К75М «Kubota», Япония	РК-80	4-хтактный, дизельный	1, жидкостное	-	5,2	2200	-	-

Продолжение таблицы 2.3.

Марка энергосредства	Марка двигателя	Тип двигателя	Число цилиндров, охлаждение	Размерность d/S, мм (рабочий объем, см³)	Мощность эксплуатационная, кВт	Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	Удельный расход топлива, г/кВт·ч	Масса, кг
Мотоблок К120М «Kubota», Япония	РК-125	4-хтактный, дизельный	1, жидкостное	-	7,8	2200	-	-
Мотокультиватор «Gong-pong-3», КНР	165	4-хтактный, дизельный	1, жидкостное	65/75	2,2	-	300	60
Мотокультиватор «Ganjiang-5», КНР	Р-175	4-хтактный, дизельный	1, жидкостное	75/90	3,7	-	280	60
Мотокультиватор «Кумир», «Фермер»	«Дружба-4»	2-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	(94)	2,9	5000	750	5,5
Мотокультиватор «Сейм»	2СД-М2	2-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	52/58	1,5	3000	517	20
Мотокультиватор «Крот»	ММЗКО 03.501	2-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	42/44	1,8	6500	596	10,5
Мотокосялка КММ-1	«Дружба-4»	2-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	(94)	2,9	5000	750	5,5
Мотокосялка дисковая	«Сунгирь»	2-хтактный, карбюратор.	1, воздушное	42/30	1,5	7500	660	4,2

требуется максимальное упрощение конструкции для получения низкой стоимости, хотя эти двигатели и имеют низкую экономичность.

Подавляющее большинство мотоблоков и мотоорудий, изготовленных в России и странах СНГ, оснащены карбюраторными двигателями. Применение карбюраторных двигателей упрощенной конструкции на мотоблоках нельзя считать целесообразным из-за их низкой экономичности и высоких требований к топливу. Применение их не может быть обосновано и тем, что стоимость карбюраторного двигателя в среднем на 30 % ниже, чем дизельного. Мотоблоки по сравнению с мотоорудиями используются более интенсивно, поэтому затраты, связанные с увеличенным расходом более дорогого топлива, не могут быть компенсированы низкой стоимостью двигателя. Широкое использование карбюраторных двигателей на отечественных мотоблоках было вызвано отсутствием малоразмерных дизелей небольших мощности и массы. Только в последнее время в России были разработаны одноцилиндровые дизельные двигатели с рабочим объемом цилиндра 375...450 см<sup>3</sup> и мощностью 5...8 кВт при массе 47...50 кг (СН-6Д Вятского машиностроительного предприятия «Авитек», Т-15Д АО «Туламышзавод») [72, 79]. По параметрам они могут быть использованы для привода средних и тяжелых мотоблоков. На зарубежных мотоблоках дизельные двигатели, несмотря на их высокую стоимость, устанавливают уже при мощностях 2,2...2,5 кВт.

По конструкции двигателя мотоблоков и мотоорудий не отличаются разнообразием. Двухтактные двигатели выполняются с кривошипно-камерной петлевой продувкой со смазкой подшипников кривошипно-шатунного механизма и зеркала цилиндра масляным туманом, выделяющимся в кривошипной камере из бензо-масло-воздушной смеси, которая является топливом. Охлаждение – воздушное, при этом маховик одновременно выполняет функции вентилятора. Система зажигания – от магнето, являющегося составной частью двигателя.

Конструкция четырехтактных карбюраторных двигателей в основном определяется типом механизма газораспределения. Для получения наименьшей стоимости применяются механизмы с боковым (нижним) расположением клапанов, хотя это ведет к увеличению удельного расхода топлива и является препятствием для улучшения характеристик двигателя. По этой причине на более совершенных двигателях применяют газораспределительные механизмы с верхним (подвесным) расположением клапанов, что ведет к значительному усложнению конструкции. Система охлаждения – воздушная, зажигание – от магнето. Система смазки, несмотря на достаточно высокие удельные параметры двигателей, чаще всего разбрызгиванием. Это объясняется тем, что при умеренных частотах вращения коленчатого вала (3000...3600 мин<sup>-1</sup>) и небольших диаметрах коренных и шатунных шеек (35...45 мм) скорости скольжения поверхностей трения невелики, поэтому могут быть снижены требования к качеству смазки.



Конструкция малоразмерных дизельных двигателей не отличается от конструкции подобных дизелей с большими диаметрами цилиндров. Существенным отличием является то, что на большей части малоразмерных дизелей применяются разделенные камеры сгорания, чаще всего вихревые. Это объясняется тем, что для того, чтобы качественно осуществить процесс смесеобразования в малоразмерных дизелях с неразделенными камерами сгорания, требуется топливная аппаратура с параметрами, значительно более высокими, чем у полноразмерных дизелей. Достижение высоких давлений впрыска, точного дозирования топлива, надежной работы форсунок сдерживается необходимостью применения деталей топливной аппаратуры малых размеров, тем не менее, в связи с совершенствованием технологии изготовления деталей топливной аппаратуры применение неразделенных камер сгорания в малоразмерных дизелях расширяется. У дизельных двигателей кроме сложной системы питания усложнены система смазки из-за больших нагрузок в кривошипно-шатунном механизме и система пуска, так как при запуске для самовоспламенения топлива в цилиндре в конце такта сжатия воздух должен быть нагрет до температуры 800...850 К. При запуске это достигается быстрым сжатием воздуха в цилиндре, что требует увеличения пусковой частоты вращения и потребной для запуска мощности. На дизельных двигателях иностранного производства наряду с воздушными системами охлаждения применяются и жидкостные, снижающие шумность работы двигателя, но и усложняющие его конструкцию.

Сравнивая показатели таблиц 2.1, 2.2 и 2.3, нетрудно увидеть, что мощность двигателей мотоблоков и мотоорудий находится в определенной связи с их массой: чем больше масса энергосредства, тем больше мощность двигателя.

### *2.1.3. Трансмиссии мотоблоков и мотоорудий*

Трансмиссия – совокупность узлов, предназначенных для передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам или звездочкам энергосредства. Трансмиссия состоит из муфты сцепления, коробки перемены передач, главной передачи, дифференциала или механизмов поворота, конечных передач, причем некоторые узлы могут отсутствовать. Наличие узлов определяется назначением и сложностью энергосредства. Так, например, у мотоорудий в трансмиссии могут отсутствовать коробка перемены передач, дифференциал, конечные передачи, или же вместо них применяются узлы упрощенной конструкции. У части мотоблоков также могут быть применены трансмиссии упрощенной конструкции. Все мотоблоки и мотоорудия имеют механические трансмиссии, включающие в себя фрикционные, ременные, зубчатые, червячные и цепные передачи. Применение других типов передач, например, гидростатических значительно ус-

ложняют конструкцию, удорожают энергосредство и в то же время существенно расширяют его функциональные возможности.

Трансмиссии могут быть представлены их кинематическими схемами, на которых изображены типы механизмов, входящих в трансмиссию, их передаточные отношения, количество и способы переключения передач. Рассмотрим некоторые трансмиссии наиболее типичных мотоблоков и мотоорудий, основываясь на их кинематических схемах. В трансмиссию мотоблока МТЗ-05 (по таким схемам выполняются мотоблоки первой компоновочной схемы, см. п. 2.1.1.) входят (рис. 2.1) многодисковая муфта сцепления, трехвальная коробка перемены передач, главная передача, образованная двумя коническими шестернями, конический дифференциал, имеющий механическую блокировку, конечные передачи [37]. Особенности коробки перемены передач являются постоянное зацепление шестерен, переключение передач производится замыканием шестерен с пустотелым валом за счет выдвигания шаров конусами, расположенными внутри вала, в зазор между шестерней и валом. Коробка, имея 10 шестерен, позволяет включить четыре передачи переднего и две заднего хода. Блокировка дифференциала осуществляется механизмом, подобным механизму переключения передач.

Крутящий момент от двигателя через муфту сцепления передается на первичный вал коробки перемены передач (КПП), на котором как одно целое изготовлены шестерни 1 и 3, а также свободно установлен блок шестерен 9 и 10 заднего хода. На промежуточном валу КПП установлены шестерни 2, 4, 5 и 7, которые могут замыкаться с промежуточным валом шариковыми муфтами, управляемыми конусами, находящимися внутри промежуточного вала. На вторичном валу КПП на шпонке установлен блок шестерен 6 и 8. Пары шестерен 1-2, 3-4, 5-6 и 7-8 находятся в постоянном зацеплении. При замыкании с промежуточным валом в различных сочетаниях двух из четырех шестерен, включаются четыре передачи переднего хода. На первой передаче крутящий момент последовательно передается через пары шестерен 1-2 и 5-6, на второй – через пары 3-4 и 5-6, на третьей – через пары 1-2 и 7-8, на четвертой – через пары 3-4 и 7-8. Для включения заднего хода блок шестерен 6 и 8 перемещается по вторичному валу так, что шестерня 6 входит в зацепление с шестерней 9, и крутящий момент передается последовательно через пары шестерен 1-2, 7-10, 9-6, или 3-4, 7-10, 9-6, то есть включаются две передачи заднего хода. С вторичного вала крутящий момент далее передается на главную передачу (конические шестерни 11 и 12), дифференциал и конечные передачи (шестерни 13 и 14). Вал отбора мощности приводится от первичного вала КПП через шестерни 15 и 16, его отключение осуществляется перемещением шестерни 15.

По конструкции трансмиссия мотоблока МТЗ-05 во многом повторяет трансмиссии полноразмерных тракторов, достаточно сложна, поэтому очень часто применяются трансмиссии, в которых в качестве главной пе-



редачи используются не конические, а червячные передачи. Это существенно упрощает трансмиссию: отсутствуют регулировочные устройства, присущие конической передаче, отсутствуют конечные передачи, так как передаточное число червячной передачи достаточно велико и позволяет обойтись без дополнительных понижающих редукторов.

У большей части мотоблоков дифференциал как сложный механизм заменяется более простыми по конструкции муфтами свободного хода или отсутствует вообще, хотя управление мотоблоком в этом случае затруднено. Примером упрощенной трансмиссии может быть трансмиссия мотоблока «Супер 610А», кинематическая схема которой приведена на рис. 2.2 [40]. В трансмиссию входят муфта сцепления, коробка перемены передач, червячная главная передача, управляемые шариковые муфты. Особенности этой трансмиссии являются коническое сцепление, реверсивная коробка перемены передач и отсутствие дифференциала или механизмов, его заменяющих. Для облегчения управления полуоси колес связаны с главной передачей через шариковые муфты, которые в момент поворота отключают одно из колес. Управление муфтами осуществляется вручную двумя рычагами, расположенными на штанге управления.

Крутящий момент от двигателя через постоянно замкнутую коническую муфту подводится к первичному валу КПП. Он выполнен в виде удлиненной шестерни 1, на нем жестко закреплены шестерни 2 и 3, а шестерня 4 установлена свободно. С шестерней 1 постоянно находятся в зацеплении шестерни 5 и 6. Вторичный вал КПП пустотелый, состоит из двух частей: ступицы 7 шестерни 1 и собственно вторичного вала 8. На нем по шлицам может перемещаться блок шестерен 9 и 10, шестерня 11 жестко закреплена. Вал реверса, выполненный как одно целое с червяком 12 главной передачи, также пустотелый, расположен соосно с вторичным валом КПП. Они могут соединяться между собой шестерней 13, выполненной в виде шлицевой муфты. Для реверсирования имеется дополнительный вал с шестернями 14 и 15. Для привода вала отбора мощности, который проходит внутри вторичного вала КПП и вала реверса, используются шестерни 1 и 6. При последовательном перемещении блока шестерен 9 и 10 включаются первая (шестерни 1-6), вторая (шестерни 2-9), третья (шестерни 3-10) передачи и задний ход (шестерни 1-5-9). Включение первой передачи осуществляется замыканием ступицы 7 и вала 8 блоком шестерен 9 и 10 независимо от положения шестерни 6, перемещением которой включается или выключается вал отбора мощности. При реверсе шестерня 13 замыкается с шестерней 15, одновременно разъединяя вторичный вал КПП и вал реверса. Крутящий момент в этом случае передается с вторичного вала КПП на вал реверса через шестерни 11-4-14 и 15-13. Далее крутящий момент с червяка 12, выполненного как одно целое с валом реверса, передается на червячное колесо 16, управляемые шариковые муфты и полуоси.

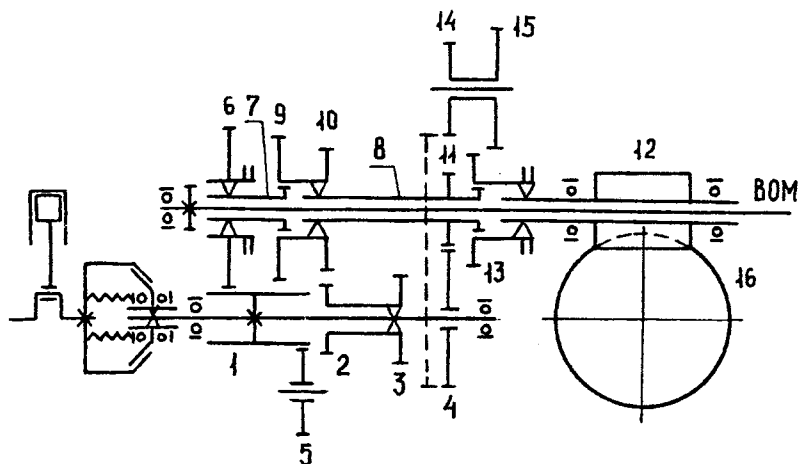


Рис. 2.2. Кинематическая схема трансмиссии мотоблока «Супер 610А»

Трансмиссии мотоблоков второй компоновочной схемы по сложности не уступают рассмотренным выше трансмиссиям. На рис. 2.3 представлена кинематическая схема трансмиссии мотоблока М-3 [106]. В ее состав входят муфта сцепления, коробка перемены передач, вертикальная передача и главная передача. Передача крутящего момента от ведомой части муфты сцепления на первой передаче передается через пары шестерен 1-2, 3-4, 5-6, 7-8 и 9-10. На второй передаче шестерня 6 замыкается с блоком шестерен 2 и 3, крутящий момент в этом случае передается через пары шестерен 1-2, 7-8 и 9-10. Включение вала отбора мощности осуществляется замыканием муфты 11 с блоком шестерен 2 и 3. Трансмиссию нельзя считать рациональной: для передачи крутящего момента от двигателя к колесам и обеспечения двух передач в трансмиссии 10 шестерен, из них четыре – конические с присущими им регулировками.

Преимуществом второго типа компоновки является возможность создания мотоблока с узкой колеей для обработки междурядий, когда оба колеса идут по одному междурядью. Это преимущество может быть достигнуто более простыми средствами, если в трансмиссии сочетаются ременные, зубчатые и цепные передачи. Примером такой трансмиссии может

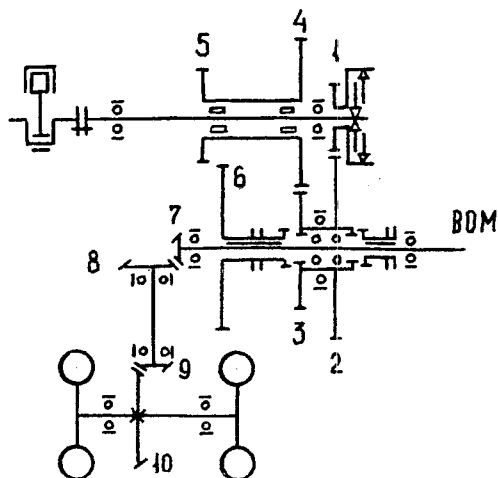


Рис. 2.3. Кинематическая схема трансмиссии мотоблока М-3.

служить трансмиссия мотоблока «Honda F400», выполненного по третьей компоновочной схеме, кинематическая схема которой приведена на рис. 2.4 [12]. Трансмиссия состоит из двух параллельно работающих клиноременных передач 1 и 2 с разными передаточными числами и управляемыми натяжными роликами, трехвальной коробки перемены передач, обеспечивающей две передачи переднего и одну заднего хода, цепной главной передачи. Крутящий момент двигателя передается на первичный вал КПП от шкивов 1 или 2 в зависимости от того, какой ремень клиноременной передачи натянут натяжным роликом. Если оба ремня ослаблены, то двигатель отключен от трансмиссии. Кроме шкивов на первичном валу жестко закреплена шестерня 3, шестерня 6 может перемещаться по валу на шпонке. На промежуточном валу свободно установлена шестерня 4, шестерни 10 и 7 закреплены жестко, а зубчатая муфта 5 может перемещаться на шпонке. На вторичном валу свободно установлен блок шестерен 8 и 9, а шестерня 11 и звездочка 12 закреплены жестко. На первой передаче крутящий момент передается на вторичный вал через пары шестерен 6-7 и 10-11, на второй – через пары шестерен 3-4 и 10-11, на заднем ходу – через пары шестерен 6-9, 8-7 и 10-11. С вторичного вала на колеса крутящий момент передается цепной главной передачей (звездочки 12 и 13). Так как колеса мотоблока составляют 300 мм, то в трансмиссии отсутствует дифференциал, или узлы, его заменяющие. По подобной схеме выполнены мотоблоки

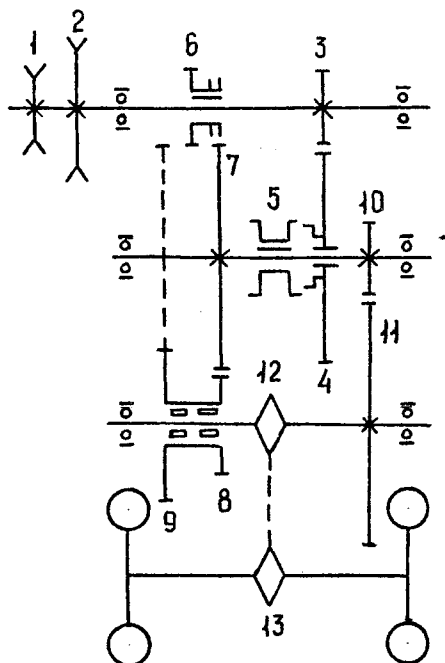


Рис. 2.4. Кинематическая схема трансмиссии мотоблока «Honda F400».

МБ-1 и МБ-2 «Нева». Особенностью трансмиссий этих мотоблоков является использование клиноременных передач не только в качестве сцепления, но и для реверсирования мотоблока.

Анализ трансмиссий показывает, что их конструкции к настоящему времени достаточно полно разработаны, обеспечивают большой диапазон скоростей при удовлетворительной сложности. Для упрощения конструкции применяются нетрадиционные для транспортных машин решения — червячные передачи для уменьшения числа последовательно установленных передач, обгонные муфты или муфты для принудительного отключения колес вместо дифференциала. Применения гидростатических трансмиссий на мотоблоках не отмечено из-за существенного удорожания мотоблоков и усложнения их эксплуатации.

#### 2.1.4. Рабочее оборудование мотоблоков и мотоорудий

Мотоблоки могут использоваться для механизации широкого спектра работ при агрегатировании их с соответствующими орудиями. Для это-

го мотоблоки должны иметь соединительные и приводные устройства – рабочее оборудование. Некоторые орудия, например, фрезы, роторные культиваторы могут непосредственно устанавливаться на мотоблоки вместо колес, а мотоблок дополнительно оборудуется ограничителями, регулирующими скорость и глубину обработки почвы. Остальные орудия соединяются с мотоблоками посредством прицепных скоб или более сложных прицепных устройств, например, поперечных балок швеллерного профиля с рядом отверстий, в которые вставляются пальцы для фиксации орудия. Для ряда мотоблоков разработана универсальная сцепка СЦ-15, которая позволяет смещать орудие относительно продольной оси мотоблока, регулировать глубину хода рабочих органов и изменять положение орудия относительно мотоблока в поперечной плоскости.

Для привода орудий мотоблоки могут быть оборудованы валами отбора мощности (ВОМ), выполненными в виде отдельных узлов (мотоблок МТЗ-05) или ошлифованных концов одного из валов трансмиссии (мотоблок М-3). Управление валами отбора мощности осуществляется перемещением шестерен или зубчатых муфт. Частота вращения ВОМ в большинстве случаев  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , но могут быть и другие значения. Так, частота вращения ВОМ мотоблока «Супер-610А» равна  $790 \text{ мин}^{-1}$ , а мотоблока МБ-1 –  $3200 \text{ мин}^{-1}$ .

Наличие рабочего оборудования, а также дополнительного оборудования, например, металлических колес с почвозацепами, балластных грузов, позволяет агрегатировать мотоблоки с большим числом орудий. Так, для мотоблока МТЗ-05 выпускается 17 орудий, для мотоблока «Салют» – 15 орудий, для мотоблоков МБ-1, МБ-2, МБ-90, «Каскад» – 13 орудий и т. п., причем в наборы входят не только орудия для обработки почвы, но и машины для защиты растений, транспортные прицепы, уборочные орудия и машины, кормоприготовительные машины, насосы, машины для коммунального хозяйства.

Мотоорудия по определению являются узкоспециализированными машинами, рассчитанными на выполнение одной-двух операций, однако, при оснащении дополнительным оборудованием функции мотоорудий могут быть расширены. Так, при замене фрез на колеса мотокультиватор «Крот» может быть использован для транспортировки грузов, вспашки, окуливания, борьбы с сорняками, кошения травы. Он может быть использован и как энергосредство для привода стационарных машин, например, насосов и другого оборудования.

## **2.2. Малогабаритные тракторы**

Традиционно малогабаритные тракторы (мг-тракторы, термин в соответствии с ГОСТ 28523-90) относят к тяговому классу 0,2, для которого диапазон номинального тягового усилия составляет 1,8...5,4 кН. Если для



других тяговых классов отношение верхнего значения тягового усилия к нижнему в диапазоне лежит в пределах от 1,2 до 1,56, то для тягового класса 0,2 это отношение равно трем. Широкий диапазон тяговых усилий в одном классе приводит к тому, что класс 0,2 объединяет самые различные конструкции энергосредств, в том числе одноосные и двухосные. ГОСТ 28523-90 рекомендует называть одноосные малогабаритные энергосредства мотоблоками, а двухосные – собственно малогабаритными тракторами.

Малогабаритные тракторы предназначены для механизации сельскохозяйственных работ на мелкоконтурных участках, неудобьях, стесненных помещениях, если в них по санитарным нормам допускается работа машин с двигателями внутреннего сгорания. В зависимости от мощности двигателя, массы, габаритов, возможностей агрегатирования м/г-тракторы могут использоваться в хозяйствах площадью от долей до нескольких гектаров как основные, то есть выполняющие весь комплекс механизированных работ, а в крупных хозяйствах – как вспомогательные. Кроме того, м/г-тракторы находят широкое применение для обслуживания животноводческих ферм и механизации прифермских севооборотов.

Конструктивно подавляющее большинство м/г-тракторов выполнено по схемам, аналогичным схемам полноразмерных тракторов. Они могут быть трех- и четырехколесными, гусеничными и колесно-гусеничными. Перечень узлов м/г-трактора полностью повторяет перечень узлов аналогичного по конструкции полноразмерного трактора, причем по сложности узлы не уступают соответствующим узлам этих тракторов. Краткая техническая характеристика м/г-тракторов приведена в таблице 2.4 [3, 11, 29, 37, 43, 49, 73, 78, 102, 104].

Анализ технических характеристик м/г-тракторов показывает, что они в основном соответствуют ГОСТ 28523-90 «Мобильные средства малой механизации сельскохозяйственных работ. Тракторы малогабаритные. Типы и основные параметры», однако у большей части м/г-тракторов отношение мощность / масса ниже допускаемого ГОСТ 28523-90, особенно у тяжелых м/г-тракторов. Это объясняется тем, что в СССР, а затем в России и странах СНГ не уделялось должного внимания разработке двигателей внутреннего сгорания, которые могли бы быть использованы в м/г-тракторах. Долгое время на м/г-тракторах использовались модификации двухцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя УД-25, первоначально разработанного для привода стационарных установок и имевшего поэтому карбюратор упрощенной конструкции и центробежный регулятор частоты вращения коленчатого вала. Малая энергонасыщенность сокращает сферу применения м/г-тракторов, поэтому мощность двигателей зарубежных м/г-тракторов, предназначенных для механизации широкого круга сельскохозяйственных работ, существенно выше даже по сравнению с показателями ГОСТ 28523-90.

Таблица 2.4

## Краткая техническая характеристика малогабаритных тракторов

Малогабаритные тракторы	Изготовитель	Компоновка	Колесная формула	Мощность, кВт	Число передач вперед / назад	Диапазон скоростей, км/ч вперед / назад	Колея, мм	База / дорожный просвет, мм	Масса, кг
МГ-тракторы, изготавливаемые в России и странах СНГ									
МТ-1	МПО «Красный Октябрь»	Шарнирно-сочлененная	4 x 1; 4 x 2; 4 x 3; 4 x 4	3,7	2 / 2	-	400...1000	-	200
Т-0,2.01 «Уралец»	ПО «Челябинский тракторный завод»	Классическая	4 x 2; гусеничный	5,9	-	до 15,4 / -2,49	945...1125 (колесный); 1125 (гусеничный)	1290 (колесный) / -; 1100 (гусеничный) / -	680 (колесный); 760 (гусеничный)
Т-010	ПО «Харьковский тракторный завод»	Классическая	4 x 2	7,3	4 / 2	2,5...16,5 / 3,1; 4,1	700; 900	1050 / 300	615
«ТИМ»	ППП «Технообр», г. Чебоксары	Шарнирно-сочлененная	4 x 4	11,8	4 / 4	до 20,5 / до 15,8	800...1000	1200 / 270	789
«Кутаиси-718»	ПО «Кутаисский завод малогабаритных тракторов»	Шарнирно-сочлененная	4 x 4	10	6 / 3	1,14...17,7 / 2,45...4,8	696...806	1000 / 255	605
МТ-14С	ПО «Кутаисский завод малогабаритных тракторов»	Самоходное шасси	4 x 2	10	6 / 3	1,14...17,7 / 2,45...4,8	1100...1500	1300 / 500	550

Продолжение таблицы 2.4

Малогабаритные тракторы	Изготовитель	Компоновка	Колесная формула	Мощность, кВт	Число передач вперед / назад	Диапазон скоростей, км/ч вперед / назад	Колея, мм	База / дорожный просвет, мм	Масса, кг
МТВ-1	АО «Мотодон»	Классическая	4 x 2	7	4 / 2	2,5...17 / -	900	1050 / 165; 300	520
«Прикарпатец»	ПО «Карпатгормаш»	Шарнирно-сочлененная	4 x 4	11	6 / 2	2,9...18,8 / -	900...1060	- / 300	870
АМЖК-8	ПО «Гомсельмаш»	Классическая	4 x 2	5,9	4 / 2	1,5...22,5 / 4,7...6,3	700; 900	1050 / 300	550
«Беларусь» МТЗ-220	Минский тракторный завод	Шарнирно-сочлененная	4 x 4	13,2	16 / 8	-	920...1200	1400 / 300	1200
ТИМ-2	ППП «Технообр»	Шарнирно-сочлененная	4 x 4	10,2...13,2	8 / 4	-	920...1400	1360 / 305	700
Т-15	ПО «Павлодартрактор»	Классическая, гусеничная	-	11,4	4 / 2	-	970	1350 / 300	1100
Т-15К	ПО «Павлодартрактор»	Классическая	4 x 2	11,4	4 / 2	-	900...1200	12900 / 300	980
«Беларусь» МТЗ-082	Сморгонский агрегатный завод	Шарнирно-сочлененная	4 x 4	9,2	4 / 3	-	600, 700, 840	1030 / 270	390
КМЗ-12	Курганский машиностроительный завод	Классическая	4 x 2	8,2	4 / 2	-	700; 900	1050 / 300	615

Малогоба- ритные тракторы	Изготови- тель	Компонов- ка	Колесная формула	Мощность, кВт	Число пе- редач впе- ред / назад	Диапазон скоростей, км/ч вперед / назад	Колея, мм	База / до- рожный просвет, мм	Масса, кг
T-012	Харьков- ский трак- торный 3-д	Классиче- ская	4 x 2	8,2	4 / 2	-	700; 900	1050 / 300	615
ТС-350 (УТС-1, УС-1)	Тюменское МПО, АО «Микро- шасси» и др.	Микрошас- си	6 x 6	3,3	4 / 2	-	1250	1300 / 320	500
«Уралец»	АО «Урал- трак»	Классиче- ская	4 x 2; гусе- ничный	8,8	-	-	950; 1125	- / 305	928 (колес- ный), 1028 (гусенич- ный)
МТ-10	АО «Алт- трак»	Классиче- ская	4 x 2	10	-	2...19	900	1050 / 260	650
МТ-15	АО «Алт- трак»	Классиче- ская	4 x 2	11,3	4 / 1	3...25	1160	1742 / 320	1200

МГ-тракторы зарубежных компаний

TZ-4-K14	Концерн «Агрозет»	Шарнирно- сочленен- ная	4 x 4	9,5	4 / 4	2,32...16,45 / 1,77...12,7	700...1000	1200 / 290	870
B 4200	Kubota, Япония	Классиче- ская	4 x 4	9,3	6 / 2	0,93...12,77 / 1,3; 6,37	640; 740; 805	1230 / 220	420
B 7100DP	Kubota, Япония	Классиче- ская	4 x 4	11,9	6 / 2	0,98...13,02 / 1,43; 6,55	660; 710; 760	1250 / 240	513

Продолжение таблицы 2.4

Малогоба- ритные тракторы	Изготови- тель	Компонов- ка	Колесная формула	Мощность, кВт	Число пе- редач впе- ред / назад	Диапазон скоростей, км/ч вперед / назад	Колея, мм	База / до- рожный просвет, мм	Масса, кг
L 24511	Kubota, Япония	Классиче- ская	4 x 2; 4 x 4	18,6	8 / 2	1,3...18,0 / 2,2; 8,9	1025...1290	1555 / 345; 1520 / 315	865; 945
L 29511	Kubota, Япония	Классиче- ская	4 x 2; 4 x 4	22,4	8 / 2	1,4...20,1 / 2,4; 9,8	1055...1515	1605 / 365; 1615 / 340	955; 1090
Xingtai-120	Китайская народная республика	Классиче- ская	4 x 2	8,8	6 / 2	2...22,14 / 2...7,6	990	1300 / 275	690
Feng shou 180-3	Китайская народная республика	Классиче- ская	4 x 2	13,2	8 / 2	1,06...23,7 / 1,2; 6,5	950...1300	1400 / 300	880
TX 2140; TX 2140F	Iseki, Япония	Классиче- ская	4 x 2; 4 x 4	10,4	6 / 2	1,0...12,0 / 1,3; 6,1	750; 920	- / -	485; 525
TX 2160; TX 2160F	Iseki, Япония	Классиче- ская	4 x 2; 4 x 4	11,6	6 / 2	1,1...12,8 / 1,4; 6,5	780; 890	- / -	500; 540

## 2.2.1. Компоновка малогабаритных тракторов

Основная масса мг-тракторов выполняется по двум компоновочным схемам. Долгое время преобладающей компоновкой была классическая, аналогичная компоновке универсально-пропашных тракторов средней и большой мощности [109], начало внедрения которой в практику отмечается с 1966 года. Для этой компоновочной схемы характерны переднее расположение двигателя, последовательное расположение узлов трансмиссии, задние ведущие колеса и передние направляющие колеса существенно меньшего размера, чем задние. По мере развития конструкций мг-тракторов происходило их усложнение за счет применения переднего управляемого ведущего моста, многоцелевого рабочего оборудования, многоступенчатых коробок перемены передач, а иногда и гидростатических трансмиссий без изменения компоновочной схемы. По типу остова мг-тракторы этой схемы безрамные или полурамные. Второй тип остова позволяет применять на тракторах широкую гамму двигателей по мощности и конструкции, поэтому он предпочтительней.

Первоначально мг-тракторы классической компоновки разрабатывались как учебные [109], но по мере накопления опыта применения проявлялись их преимущества при механизации трудоемких процессов как в сельском, так и в коммунальном хозяйстве, где применение полноразмерных тракторов было затруднено. Проявились и недостатки компоновки, возникшей на основе традиционных представлений об агрегатировании: тяговое средство впереди, рабочая машина или орудие сзади. Это привело к тому, что стали разрабатываться мг-тракторы нетрадиционных компоновок, например, с шарнирно-сочлененной рамой, всеми управляемыми колесами, по схеме самоходного шасси, энергетического модуля и т.д. В СССР в этой области также велась работа: в 1963-1967 годах Липецким тракторным заводом был разработан трактор Т-5 со всеми ведущими и управляемыми колесами [48], на основе которого впоследствии был разработан трактор ЛТЗ-145 путем существенного увеличения массы, габаритов и мощности (более чем в три раза), получивший позднее название интегрального.

При дальнейшем развитии сферы применения мг-тракторов выделялась компоновка с шарнирно-сочлененной рамой, которая имеет некоторые преимущества по сравнению с классической: возможность применения привода на все колеса без усложнения трансмиссии и, как следствие, более высокие тягово-сцепные свойства и маневренность, лучшие агрегируемость без нарушения тягово-сцепных свойств, обзорность. Эта схема позволила создать узкогабаритные мг-тракторы для работы, например, в виноградниках, успешно конкурирующие с полноразмерными специализированными тракторами. Компоновка по схеме самоходного шасси – носи-

теля машин встречается редко и лишь в конструкциях специализированных м-г-тракторов, например, селекционных [26, 112, 116].

### *2.2.2. Двигатели малогабаритных тракторов*

Источником энергии м-г-тракторов, как и мотоблоков, являются двигатели внутреннего сгорания. Более интенсивное использование м-г-тракторов, совершенствование технологии изготовления двигателей позволяет усложнить их конструкцию, что в свою очередь ведет к улучшению их характеристик – повышению надежности, экономичности и других показателей. Основные технические характеристики двигателей м-г-тракторов приведены в таблице 2.5.

Анализ таблицы 2.5 показывает, что большинство двигателей выполнены двухцилиндровыми, нередко даже трехцилиндровыми при мощности 7...11 кВт, хотя эти значения мощности можно получить и от одного цилиндра при значительном упрощении конструкции двигателя. Увеличение числа цилиндров наблюдается как у карбюраторных, так и у дизельных двигателей. Это необоснованное на первый взгляд увеличение числа цилиндров приводит к существенному повышению ресурса двигателя за счет снижения уровня вибраций и пульсаций крутящего момента на коленчатом валу. Кроме того, фирмы, выпускающие м-г-тракторы, как правило, производят и мотоблоки, поэтому требуется целый ряд двигателей разной мощности. Изменение мощности достигается применением различного числа цилиндров двигателя, а для получения более плотного ряда значений мощности параллельно применяется и изменение в небольших пределах диаметра цилиндра и хода поршня. Известны рядные двигатели с числом цилиндров от одного до шести при неизменных диаметре и ходе поршня (фирма SAME, Италия).

Увеличение числа цилиндров двигателя при малых мощностях ведет к уменьшению диаметра и хода поршня. Для карбюраторных двигателей этот процесс благоприятен, так как при уменьшении рабочего объема цилиндра есть возможность увеличить степень сжатия без возникновения детонации, что повышает экономичность, а уменьшение размеров поршней позволяет увеличить частоту вращения коленчатого вала и, как следствие, мощность. У дизельных двигателей уменьшение рабочего объема затруднено, так как при этом ухудшается процесс смесеобразования, что сокращает возможности форсирования двигателя по частоте вращения, повышаются требования к топливной аппаратуре, требуется разработка специальных камер сгорания.

Карбюраторные двигатели по конструкции существенно отличаются друг от друга. Наиболее сложным является двигатель УД-25 (УД-15) и его модификации. Стремление к максимальной унификации определило применение воздушной системы охлаждения, для повышения экономичности

Таблица 2.5.

## Краткая техническая характеристика двигателей малогабаритных тракторов

Марка МГ-трактора	Марка двигателя	Тип двигателя	Число цилиндров, охлаждение	Размерность d/S, мм (рабочий объем, см <sup>3</sup> )	Мощность эксплуатационная, кВт	Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	Удельный расход топлива, г/кВт·ч	Масса, кг
МТ-1	ДМ-1Д	4-хтактный карбюратор.	1, воздушное	76 / 70	4,0	3200	340	22
Т-010, КМЗ-12, АМЖК-8, МТЗ-082 и др	УД-25 (СК-12)	4-хтактный карбюратор.	2, воздушное	72 / 60	7,3	3000	435	52
МТВ-1	М-22	4-хтактный карбюратор.	1, воздушное	(285)	7,0	3600	355	26
ТС-350	УМЗ-5А	4-хтактный карбюратор.	1, воздушное	82 / 90	3,3	2000	432	58
«Кутаиси-718»	РД-180	4-хтактный дизельный	2, воздушное	55 / 90	10	3000	235	
«Прикарпатец»	2ДТ	4-хтактный дизельный	2, жидкостное	-	11	3000	240	83
«Уралец»	В2С 8,2/7,8	4-хтактный дизельный	2, воздушное	82 / 78	8,8	3000	245	85
МТ-10	Д-12М	4-хтактный дизельный	2, жидкостное	76 / 80	11	3000	260	80
В 4200	Z 600-A	4-хтактный дизельный	2, жидкостное	(570)	9,3	2600	-	-
В 7100DP	D 750-A	4-хтактный дизельный	3, жидкостное	(762)	11,9	2800	-	-

Продолжение таблицы 2.5

Марка МГ-трактора	Марка двигателя	Тип двигателя	Число цилиндров, охлаждение	Размерность d/S, мм (рабочий объем, см <sup>3</sup> )	Мощность эксплуатационная, кВт	Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	Удельный расход топлива, г/кВт·ч	Масса, кг
L 24511	D 1102-AE	4-хтактный дизельный	3, жидкостное	(1115)	14,9	2800	-	-
L 29511	D 1302-AE	4-хтактный дизельный	2, жидкостное	(1299)	17,5	2800	-	-
TZ-4-K14	1D-90-TA	2-хтактный дизельный	1, воздушное	90 / 140	9,5	2200	256	100

– верхнеклапанный механизм газораспределения, для увеличения ресурса работы – комбинированную систему смазки с полнопоточной центрифугой и систему зажигания от магнето, выполненного в виде отдельного узла.

На мт-тракторах зарубежных фирм карбюраторные двигатели вытеснены дизельными, поэтому конструкции карбюраторных двигателей максимально упрощены: применяются нижнеклапанные механизмы газораспределения, системы смазки разбрызгиванием установленным на шатуне черпаком, изготовленные из легких сплавов шатуны без шатунных вкладышей, то есть эти двигатели ориентированы на применение для привода мотоблоков, мотоорудий, насосов, бетономешалок и т. д.

Дизельные двигатели мт-тракторов охватывают диапазон мощностей от единиц до десятков килоВатт, по конструкции часто подобны друг другу: рядные с вертикальным расположением цилиндров и непосредственным впрыском топлива, комбинированной системой смазки, в состав которой входит полнопоточная центрифуга. Двигатели оборудованы всежимными регуляторами частоты вращения коленчатого вала. Системы охлаждения применяются как жидкостные, так и воздушные, хотя в последнее время воздушные системы охлаждения постепенно в ущерб унификации вытесняются жидкостными, так как они позволяют создать менее шумные двигатели, улучшить удельные параметры без повышения требований к конструкционным материалам. Существуют и другие схемы двигателей, имеющие большие возможности унификации. Так, например, АО «Уралтрак» выпускает V-образные двигатели В2С 9,2/8,8 жидкостного и В2С 8,2/7,8 воздушного охлаждения. Оба двигателя дизельные, с непосредственным впрыском топлива и предназначены для различных малогабаритных машин (тракторов, погрузчиков, транспортеров) и привода генераторов, насосов, компрессоров. Особенностью таких конструкций является то, что они могут быть почти полностью унифицированы с одноцилиндровыми двигателями независимо от типа системы охлаждения.

Система пуска как карбюраторных, так и дизельных двигателей традиционная. При малых объемах цилиндров применяются ручные стартеры, в других случаях – электрические. Из дополнительного оборудования двигатели имеют электрогенераторы, приводы гидронасосов для обеспечения работы гидросистем.

Данные таблиц 2.4 и 2.5 показывают, что мощность двигателей мт-тракторов, так же, как и у мотоблоков, увеличивается с увеличением их массы.

### *2.2.3. Трансмиссии малогабаритных тракторов*

Трансмиссии мт-тракторов выполнены по тем же схемам, что и трансмиссии полноразмерных тракторов подобных компоновок. Выше уже отмечалось, что мт-тракторы выполняются в основном по двум схемам –

классической и с шарнирно-сочлененной рамой. Классическая компоновка имеет два варианта – с задними ведущими колесами и всеми ведущими колесами. Если первый вариант возник в результате естественного развития конструкции трактора, то второй – как совершенствование первого варианта для повышения тяговых качеств. Применение схемы 4х4 на полно-размерных тракторах затруднено приводом передних управляемых колес. Для сохранения приемлемого агротехнического просвета (450...550 мм) необходимо применять порталные передние ведущие мосты, что существенно усложняет конструкцию, или увеличивать диаметр передних колес, что ухудшает маневренность трактора. Для мт-тракторов проблема улучшения тяговых качеств при малых массах и диаметрах ведущих колес весьма актуальна, поэтому применение полноприводной классической схемы получило широкое распространение, хотя это и ведет к значительному усложнению конструкции.

Типичными образцами мт-тракторов классической компоновки являются тракторы L 24511, L 29511, TX 2140 и TX 2160 фирм Kubota и Iseki, Япония, выпускающиеся в двух вариантах – с приводом на задние колеса и полноприводные. Кинематическая схема полноприводного мт-трактора серии TX фирмы Iseki приведена на рис.2.5. В трансмиссию входят однодисковое сухое сцепление, трехвальная трехступенчатая коробка перемены передач с передачей заднего хода, удвоитель передач, главная передача, дифференциал, конечные передачи, узлы привода вала отбора мощности и переднего ведущего моста. Передний мост включает в себя главную передачу, дифференциал и конечные передачи с вертикальным валом. Особенностью трансмиссии является соосное расположение первичного и вторичного валов коробки перемены передач, причем промежуточный вал коробки пустотелый, и через него проходит ведомый вал удвоителя передач. От этого вала осуществляется привод синхронного вала отбора мощности и переднего ведущего моста.

Крутящий момент от двигателя через муфту сцепления передается на первичный вал коробки перемены передач (КПП) и далее через шестерни 1 и 2 на промежуточный вал с жестко закрепленными на нем шестернями 3, 5 и 7. Далее крутящий момент передается на соосный первичному вторичный вал КПП через шестерни 4, 6 и 8. Эти шестерни могут перемещаться на шлицах по вторичному валу для включения нужной передачи, образуя пары шестерен 3-4, 5-6 и 7-8. Для включения задней передачи на дополнительный вал установлена шестерня 9. На вторичном валу на шлицах установлен блок шестерен 10 и 12 удвоителя передач, ведомый вал которого проходит внутри промежуточного вала КПП. На ведомом валу располагаются жестко закрепленные шестерни 11 и 13, образующие пары 10-11 и 12-13, ведущая шестерня 14 главной передачи заднего моста и установленная на шлицах шестерня 18 привода переднего ведущего моста. Крутящий момент от ведомого вала делителя подводится к главной передаче, состав-



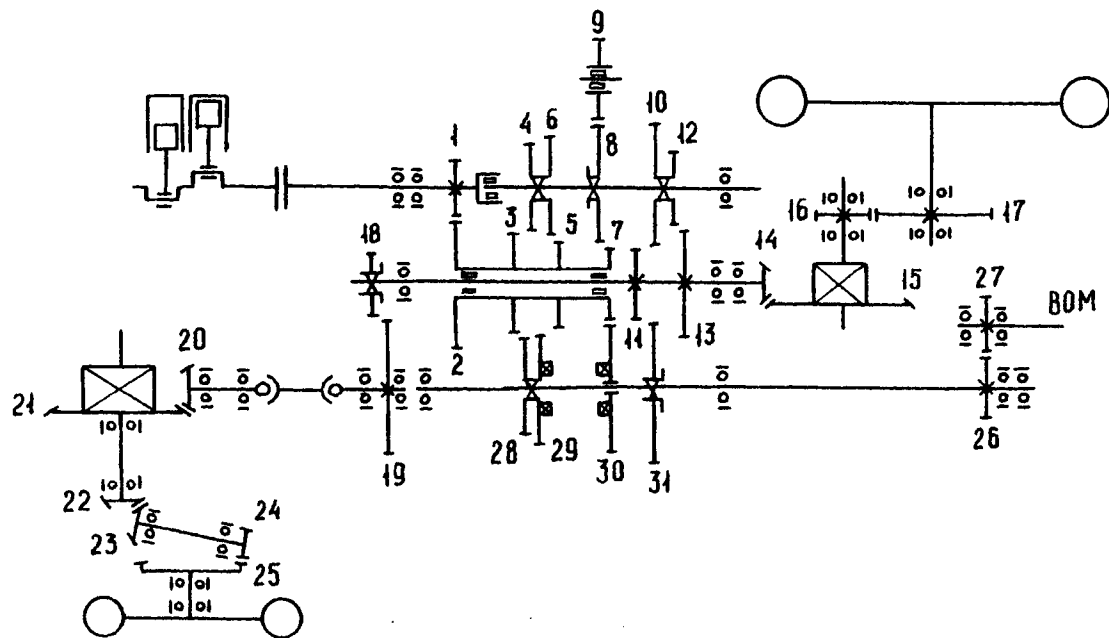


Рис. 2.5. Кинематическая схема трансмиссии малогабаритного трактора TX 2140 Iseki.

ленной из шестерен 14 и 15, конический дифференциал и далее к конечным передачам с шестернями 16 и 17. Передний ведущий мост приводится от редуктора, образованного шестернями 18 и 19, карданным валом. Отключение моста осуществляется перемещением шестерни 18 по шлицам ведомого вала удвоителя. В передний мост входят главная передача (шестерни 20 и 21), конический дифференциал и колесные редукторы с вертикальным валом и двумя парами конических шестерен 22-23 и 24-25. Применение редукторов с вертикальными валами позволило отказаться от шарниров в приводе передних колес, увеличить агротехнический просвет переднего моста с колесами малого диаметра и улучшить маневренность трактора, так как редуктор с вертикальным валом позволяет при повороте повернуть управляемое колесо на 75...80 градусов. У тракторов колесной формулы 4х2 редуктор с шестернями 18 и 19 не устанавливается.

Для привода вала отбора мощности (ВОМ) предназначены редуктор ВОМ (шестерни 26 и 27) и вал привода ВОМ с шестернями 28, 29, 30 и 31. Шестерня 30 установлена на валу свободно, остальные – могут перемещаться по валу на шлицах, причем шестерни 30 и 29 могут замыкаться между собой кулачками. Если включен зависимый ВОМ, то крутящий момент передается от промежуточного вала КПП на вал привода ВОМ через пары шестерен 3-28, 5-29 или 7-30. Таким образом, ВОМ имеет три частоты вращения: 454 мин<sup>-1</sup>; 724 мин<sup>-1</sup> и 1185 мин<sup>-1</sup>. Синхронный привод ВОМ осуществляется от ведомого вала удвоителя передач через шестерни 11 и 31, поэтому частота вращения ВОМ зависит только от скорости движения трактора.

Подобную схему трансмиссии имеют многие мт-тракторы классической компоновки. Если мт-трактор не имеет полноприводной модификации, то трансмиссия упрощается. Упрощение трансмиссии может быть связано и с условиями производства, когда трактор изготавливается из узлов других машин. Так, например, трансмиссия трактора МТ-15 [7] состоит из муфты сцепления, коробки перемены передач автомобиля ГАЗ-53, кулачкового дифференциала от автомобиля ГАЗ-66 и трехдиапазонного редуктора, обеспечивающего получение основного и пониженного диапазонов скоростей движения переднего хода, а также быстрого реверса. Конечные передачи отсутствуют, поэтому агротехнический просвет составляет 320 мм, что сокращает возможности применения трактора по уходу за пропашными культурами.

По мере расширения сферы применения мт-тракторов классической схемы проявились ее недостатки, поэтому появились различные варианты компоновок, из которых наибольшее распространение получила компоновка с шарнирно-сочлененной рамой. К настоящему времени развитие этой компоновки считается завершенным. Трактор, выполненный по этой схеме, состоит из двух блоков, каждый из которых размещен на своей раме. Первый блок – энергетический, он состоит из двигателя, муфты сцеп-

ления, коробки перемены передач и переднего ведущего моста. Второй блок – технологический, он состоит из заднего ведущего моста, привода ВОМ и рабочего оборудования. Блоки соединены между собой шарниром, который позволяет менять им положение относительно друг друга при воздействии на рулевое управление, и карданным валом для передачи энергии заднему ведущему мосту и рабочему оборудованию. Примером этой компоновки являются тракторы «Кутаиси-718» («Goldoni-718»), МТЗ-082, ТЗ-4-К14, «Raba-15» и другие.

Кинематическая схема трансмиссии мт-трактора ТЗ-4-К14 приведена на рис. 2.6. В трансмиссию входят однодисковая сухая муфта сцепления, трехвальная коробка перемены передач с реверсом на все передачи и соосным расположением первичного и вторичного валов, главные передачи, дифференциалы и конечные передачи ведущих мостов, карданная передача. Крутящий момент от двигателя через муфту сцепления подводится к первичному валу КПП и через пару шестерен 1 и 2 передается на промежуточный вал, на котором жестко закреплены шестерни 3, 4 и 5. На вторичном валу КПП на шлицах с возможностью перемещения установлены шестерни 6, 7, 8 и 9. При включении первых трех передач замыкаются пары шестерен 3-6, 4-7 и 5-8, а четвертая передача включается замыканием шестерен 6 и 1. Крутящий момент передается в этом случае с первичного вала на вторичный, минуя зубчатые пары. Для реверса передач на валу заднего хода установлен блок шестерен 10 и 11, а на промежуточном – блок шестерен 12 и 13. При замыкании пары шестерен 9-12 включается передний ход, и крутящий момент через пару шестерен 13-14 передается на передний ведущий мост, который является основным. При замыкании пары шестерен 9-10 крутящий момент передается на ведущий мост через пары шестерен 11-12 и 13-14, то есть включается задний ход. Для привода отключаемого заднего моста имеется муфта, наружная часть 15 которой соединена с карданным валом, а внутренняя часть 16, свободно сидящая на промежуточном валу, может замыкаться кулачками с шестерней 13 или промежуточным валом КПП. От карданного вала крутящий момент передается на задний мост через пару шестерен 17-18, при размыкании которых мост отключается. Ведущие мосты включают в себя главные передачи (пары шестерен 19-20 и 21-22), конические дифференциалы с механической блокировкой и конечные передачи (шестерни 23-24 и 25-26).

Особенностью трансмиссии является то, что для привода заднего ведущего моста и вала отбора мощности используется один карданный вал. При замыкании внутренней части 16 муфты с шестерней 13 приводится в действие синхронный ВОМ, являющийся хвостовиком вала шестерни 17, при этом задний мост может быть как во включенном, так и выключенном состоянии. Если же внутренняя часть 16 соединена кулачками с промежуточным валом КПП, то приводится в действие зависимый ВОМ, а задний мост должен быть отключен. Такое техническое решение несколько сокра-

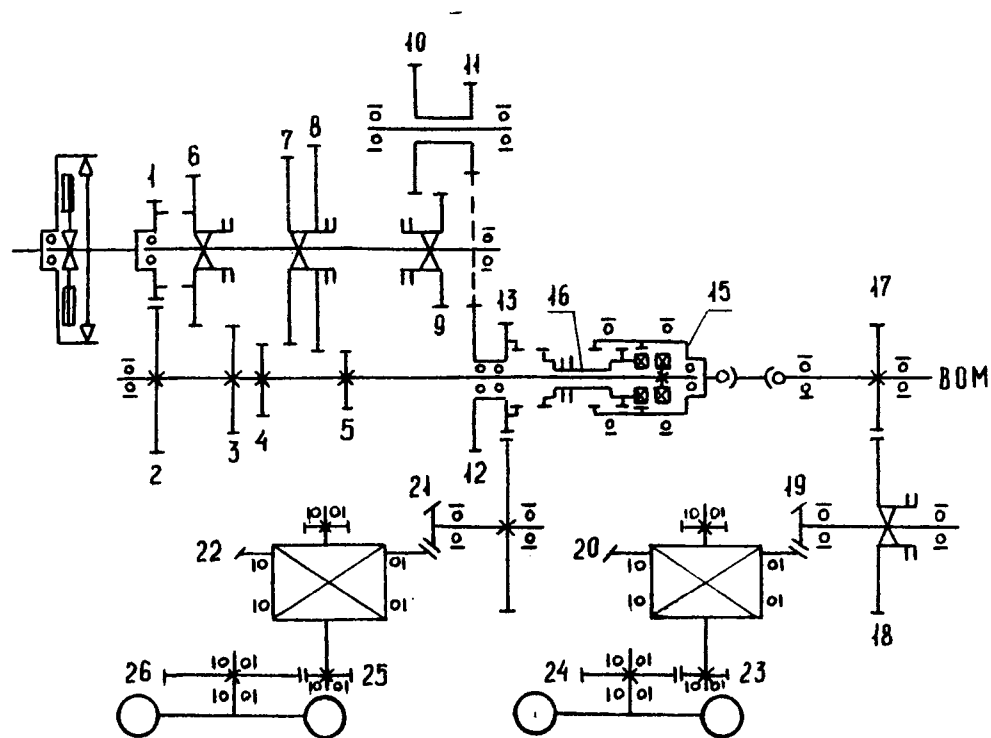


Рис. 2.6. Кинематическая схема трансмиссии малогабаритного трактора TZ-4-K14.

щает возможности агрегатирования трактора, но существенно упрощает его трансмиссию.

По мере развития конструкции мт-тракторов и сферы применения их трансмиссии усложняются. Так, колесные мт-тракторы серии 40 фирмы Case, впервые продемонстрированные на выставке в Мюнхене в 1990 году, снабжены синхронизированными КПП с 16 передачами переднего хода и 8 – заднего. Включение переднего ведущего моста возможно под нагрузкой.

Параллельно с развитием механических трансмиссий на мт-тракторах эпизодически применяются и гидростатические передачи. По мере освоения массового производства гидростатических передач на специализированных заводах их применение на мт-тракторах расширяется. В настоящее время наиболее известны мт-тракторы с гидростатическими передачами американских фирм Case, Massey-Ferguson, Ford и других. В ряде случаев для упрощения применяется схема гидротрансмиссии с нерегулируемыми гидронасосом и гидромотором. Управление трансмиссией сводится к дросселированию потока жидкости, подаваемого насосом, что приводит к снижению коэффициента полезного действия, а нереализованный гидромотором избыток мощности идет на нагревание рабочей жидкости, поэтому гидропередачи такого типа снабжаются радиаторами. Для повышения КПД применяются более сложные гидропередачи на основе регулируемого гидронасоса и гидромотора с постоянным рабочим объемом. Гидропередачи обоих типов для расширения диапазона регулирования скорости соединяются последовательно с коробкой перемены передач, имеющей две или три передачи. Иногда в качестве ступенчатой КПП используется двухскоростная главная передача. Главным преимуществом гидрообъемных передач является простота управления. Управление сводится к перемещению рычага или педали вперед или назад, что соответствует переднему или заднему ходу, а скорость движения трактора пропорциональна величине перемещения органа управления.

#### *2.2.4. Рабочее оборудование малогабаритных тракторов*

Малогабаритные тракторы по назначению универсальны, с соответствующими машинами и орудиями могут выполнять обработку почвы, работы по возделыванию различных культур, заготовке кормов, для механизации процессов в животноводстве и других направлениях [69]. Часто мт-тракторы более универсальны, чем полноразмерные тракторы подобной компоновки. Так, например, мт-тракторы помимо сельскохозяйственных работ выполняют работы в коммунальном и ландшафтном хозяйствах. В последнее время начинают выделяться специализированные мт-тракторы, например, садовые, предназначенные для скашивания травы между цветниками, кустами, стволами плодовых деревьев, для устройства дорожек и ухода за ними. Они имеют высокую маневренность, оснащены гидроста-

тической трансмиссией, имеют быстродействующую межосевую навеску для присоединения ротационной косилки.

Широкие возможности использования мт-тракторов обеспечиваются развитым рабочим оборудованием. Нормой является наличие задней трехточечной или двухточечной навески, нескольких валов отбора мощности, имеющих несколько частот вращения, в некоторых случаях может быть установлена и фронтальная навеска. Так, например, мт-трактор Т-010 имеет унифицированное трехточечное навесное устройство категории «0», задний и передний ВОМ правого вращения с частотой вращения  $1000 \text{ мин}^{-1}$ . Трактор «Кутаиси-718» имеет гидрофицированное навесное устройство, два задних и один передний ВОМ. Передний ВОМ зависимый двухскоростной с частотами вращения  $521$  и  $776 \text{ мин}^{-1}$ . Задние ВОМ верхний и нижний, вращающиеся в разные стороны (верхний ВОМ вращается по часовой стрелке), независимые двухскоростные с частотами вращения  $568$  и  $836 \text{ мин}^{-1}$ , могут также работать в синхронном режиме в зависимости от скорости движения трактора. Малогабаритные тракторы серии ТХ фирмы Iseki оснащены гидрофицированным механизмом навески с позиционным регулированием и двумя валами отбора мощности: передний ВОМ с частотой вращения  $2600 \text{ мин}^{-1}$ , задний ВОМ с частотами вращения  $454$ ,  $724$  и  $1185 \text{ мин}^{-1}$ . Следует отметить, что по мере развития конструкции мт-тракторов рабочее оборудование усложняется. Так, например, мт-трактор ТЗ-4-К14 (разработка шестидесятых годов) имеет гидрофицированное заднее навесное устройство и задний зависимый ВОМ с частотой вращения  $825 \text{ мин}^{-1}$  с возможностью переключения на синхронный привод, а современные мт-тракторы помимо традиционного рабочего оборудования оснащаются системами гидроотбора мощности для привода рабочих органов машин от гидромоторов.

Наличие развитого рабочего оборудования позволяет агрегатировать мт-тракторы с различными машинами и орудиями. Так, для трактора ТЗ-4-К14 минимальный набор состоит из восьми машин: плуг ПОН-25, культиватор 5-КН-85, фрезы ФН-100 и КИР-100А, косилка ЗТ-152, прицеп НСН-10-2Б, бульдозерный отвал АРС-103, подметательная машина АЗМ-101. С этим трактором может агрегатироваться ряд прицепных машин, предназначенных для тракторов класса 0,6. Для трактора Т-010 разработан набор из 21 машины для возделывания различных культур и механизации процессов в животноводстве.

## Выводы

Анализ конструкций малогабаритных энергосредств, выпускаемых в России и за рубежом, показывает, что к настоящему времени их конструктивное исполнение находится на завершающей стадии. Выделились несколько основных компоновок энергосредств. Мотоблоки выполняются по

трем компоновочным схемам: 1) схеме, аналогичной схеме моторно-трансмиссионного блока при безрамной компоновке трактора с передним расположением двигателя; 2) схеме, аналогичной схеме моторно-трансмиссионного блока самоходного шасси с задним расположением двигателя; 3) схеме, не имеющей аналогов компоновочных схем тракторов больших тяговых классов – двигатель укреплен на трансмиссионном блоке и соединен с ним клиноременной передачей, выполняющей функции муфты сцепления, удвоителя передач или реверса. Малогабаритные тракторы выполняются по двум компоновкам, широко применяющимся в конструкции полноразмерных тракторов – классической и с шарнирно-сочлененной рамой. В России основная масса выпускаемых энергосредств – мотоблоки легкого и среднего типов, предназначенные для механизации работ на участках площадью 0,06...0,15 га.

Тяговые свойства малогабаритных тракторов, имеющих один ведущий мост, недостаточны, поэтому доля полноприводных тракторов постепенно увеличивается за счет постепенного перехода к тракторам с шарнирно-сочлененной компоновкой.

Не смотря на универсальность малогабаритных энергосредств, их применение в определенных зонах ведения сельского хозяйства затруднено. Отсутствуют малогабаритные энергосредства для зон возделывания картофеля и других корнеплодов с развитой надземной частью.

### **3. Условия работы малогабаритных энергосредств**

#### **3.1. Вероятностные характеристики нагрузки машинно-тракторных агрегатов**

Работа машинно-тракторного агрегата (МТА) осуществляется в непрерывно изменяющихся условиях. Параметры условий работы МТА могут меняться с различной скоростью. Так, например, барометрическое давление, температура и влажность воздуха, от которых зависит мощность двигателя энергосредства, изменяются очень медленно, поэтому на небольшом промежутке времени их можно считать постоянными. Влажность почвы, уклоны обрабатываемой поверхности и другие параметры могут изменяться уже на протяжении гона, они более динамичны, поэтому как при оценке работы, так и при исследованиях МТА они должны учитываться, а если это возможно – стабилизироваться или компенсироваться известными способами.

Наиболее динамичными являются параметры, формирующие тяговое сопротивление рабочих органов и машин или орудий в целом. Это структура почвы, микрорельеф поверхности, глубина хода рабочих органов, ширина захвата машин и орудий, нормальные и касательные напряжения, возникающие в обрабатываемом слое почвы и другие. Все они, суммируясь определенным образом, определяют вероятностный характер тягового сопротивления, которое, в свою очередь, определяет скоростные и нагрузочные режимы работы энергосредства, буксование, расход топлива и другие показатели работы МТА. Проблема влияния колебаний нагрузки на параметры работы МТА и энергосредств в их составе подробно изучалась В. Н. Болтинским, С. А. Иофиновым, Л. Е. Агеевым, В. С. Шкрабаком и другими и изложена в работах [1, 2, 9, 10, 36, 45 и др.]. Проведенными теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что наличие вероятностной составляющей в тяговом сопротивлении агрегата приводит к существенному изменению характеристик МТА по сравнению с такими же характеристиками, определенными в статике. Изменяются не только абсолютные величины параметров, определяющих работу МТА, но и положение их оптимумов, что заставляет назначать режимы работы МТА, отличающиеся от режимов, рассчитанных классическими методами без учета вероятностного характера нагрузки.

Для характеристики процесса, имеющего вероятностную составляющую, применяют различные оценки. Наиболее употребительными являются математическое ожидание и дисперсия и связанные с ними среднее квадратическое отклонение и коэффициент вариации, функция распределения вероятностей и плотность распределения вероятностей случайной величины. Для более полного описания процессов их представляют в виде случайных функций – зависимостей какого-либо параметра, имеющего



случайный характер (функции), от времени или текущего значения координаты, имеющих неслучайный характер (аргумента). Случайные функции также могут быть оценены ее математическим ожиданием и дисперсией, корреляционной функцией и спектральной плотностью случайной функции. Представление процессов случайными функциями дает возможность не только изучить каждый процесс в отдельности, но и взаимосвязь процессов в динамике. Применение теории случайных функций для исследования работы сельскохозяйственных агрегатов подробно рассмотрено А. Б. Лурье в [70].

### 3.2. Рабочие органы и орудия

В сложившемся сельскохозяйственном предприятии и достаточном уровне механизации процессов каждый тяговый класс и тип тракторов имеет свою область применения, и она, как правило, уже возможностей применения этих тракторов. Так, на Северо-Западе Нечерноземной зоны России колесные тракторы общего назначения тягового класса 5 в основном используются на пахоте, культивации и бороновании, а на транспортные работы затрачивается лишь 9,8 % времени. Тракторы общего назначения класса 3 более интенсивно используются на культивации, чем на пахоте, а на транспортных работах они заняты 24,8 % времени [34]. В то же время универсально-пропашные тракторы класса 1,4, имея более широкие возможности применения, большую часть времени (до 60 %) используются на транспортных работах, а на почвообработке, посеве, посадке и уходе за посевами – не более 10 % времени [110]. Как следствие, средняя годовая загрузка по мощности двигателя трактора МТЗ-80 составляет 20 кВт при пониженном на 11 % скоростном режиме [41].

Анализ этих данных приводит к выводу о том, что при уменьшении тягового класса до 0,2 мг-тракторы будут выполнять в основном транспортные работы и эпизодически использоваться на других видах работ. Этот вывод опровергается другой по сравнению с тракторами тяговых классов 1,4 и выше сферой применения мг-тракторов. Если тракторы высоких тяговых классов используются комплексно, дополняя друг друга, то мг-тракторы применяются в личных подсобных и крестьянских хозяйствах для механизации разнообразных процессов, включая и обработку почвы. Опрос владельцев тракторов класса 0,6 (Т-25А, Т-16М), проведенный автором в 1995-1997 годах в Вологодской и Архангельской областях (Север Нечерноземной зоны России), показал, что доля транспортных работ у этих тракторов составляет 45...50 %, 35...40 % занимают работы по обработке почвы, возделыванию и уборке пропашных культур (картофель и корнеплоды), заготовке сена. Велика доля работ подсобного характера, например, по приводу стационарных машин (распиловка и колка дров, деревообработка, сварка и др.). Анализ использования части тракторов Т-25,

которая эксплуатировалась в сфере применения мт-тракторов на Севере Нечерноземной зоны России, позволяет определить примерный перечень работ, рабочие скорости, орудия, их ширину захвата и число рабочих органов, затраты мощности. Для оценки перечисленных параметров на некоторых видах работ исходными условиями приняты параметры тяжелого мт-трактора, приведенные в ГОСТ 28523-90 «Мобильные средства малой механизации сельскохозяйственных работ. Тракторы малогабаритные. Типы и основные параметры», а именно: номинальная мощность двигателя 14...16 кВт, рабочая скорость 1,67 м/с (6 км/ч), конструкционная масса более 650 кг. Оценка параметров производилась известными методами, изложенными в литературе [27, 38, 44, 100], при этом принималось, что мт-трактор имеет колесную формулу 4х4, его тяговый КПД равен 0,67 на стерне и 0,47 на поле, подготовленном под посев [27], а сила тяги во всем диапазоне обеспечена эксплуатационной массой. Результаты расчета приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Основные операции, выполняемые мт-тракторами, и их параметры

Операция	Орудие	Удельное сопротивление, кН/м, (кН/м <sup>2</sup> )	Крюковая мощность, кВт	Ширина захвата, м	Число рабочих органов, (орудий)
Вспашка	Плуг	(41...56)	10,7	0,46...0,62	1...2
Культивация	Культиватор паровой	1,6...3,0	7,5	2,8...1,5	10...18
Боронование	Борона зубовая средняя	0,3...0,6	7,5	15,0...7,5	(7...15)
Посев	Сеялка зерновая	1,0...1,4	7,5	3,2...4,5	(1)
Междурядная обработка	Культиватор	1,2...1,8	8,2	2,7...4,1	3...5
Окучивание	Культиватор-окучник	1,5...1,8	8,2	2,7...3,3	3...4
Кошение трав	Косилка пальцевая	0,9...1,4	10,9	4,7...7,2	(1...3)

Анализ результатов расчета показывает, что ограничение рабочей скорости в соответствии с ГОСТ 28523-90 на неэнергоёмких работах, например, бороновании, кошении трав и т. п. не оправдано, эти работы могут производиться на скорости 7...12 км/ч. Орудия имеют меньшее по сравнению с широкозахватными число рабочих органов при той же глубине обработки.

Для расчета основных эксплуатационных показателей малогабаритных энергосредств необходимо знать не только средние значения тягового сопротивления рабочих орудий и машин, но и их вероятностные характеристики. В литературе эти данные по узкозахватным орудиям не приводятся, но, опираясь на то, что оба типа машин имеют одинаковые рабочие органы, выполняют технологический процесс в подобных условиях, можно получить указанные характеристики расчетным путем.

### **3.3. Зависимость вероятностных характеристик нагрузки от конструкции и режимов работы машин**

Машинно-тракторный агрегат (МТА) – это мобильный агрегат, источником энергии которого является трактор или какая-либо другая машина. Машинно-тракторные агрегаты определенным образом классифицируются, например, по виду выполняемого технологического процесса (пахотные, посевные и др.), по типу соединения рабочей машины и энергосредства (прицепные, навесные, полунавесные), по типу привода рабочих органов машины (тяговые, тягово-приводные) и т.д. Все эти агрегаты создают на валу двигателя, ведущих колесах или звездочках нагрузки, имеющие как постоянную, так и переменную составляющие. Параметры нагрузки зависят от типа машинно-тракторного агрегата, но по признакам выполняемых операций можно выделить агрегаты, имеющие сходные нагрузочные характеристики. Так, можно предположить, что все пахотные агрегаты, а также лушильные с плужными лушильниками независимо от числа рабочих органов и глубины обработки почвы должны иметь подобные нагрузочные характеристики, так как технологический процесс этих агрегатов заключается в резании и обороте пласта почвы. Используя такой подход, машинно-тракторные агрегаты можно подразделить на: подрезающие и оборачивающие пласт – пахотные, лушильные; режущие и крошащие пласт – фрезерные, дисковые; рыхлящие поверхностный слой почвы – культиваторные, бороновальные; уплотняющие поверхностный слой почвы – транспортные, катки и т.д. Можно выделить и такие группы агрегатов, где различные признаки встречаются одновременно, например, посевные, когда сошники рыхлят поверхностный слой почвы, а бункер с семенами транспортируется.

В литературе нет сведений о зависимости тягового сопротивления агрегатов и его вероятностных характеристик в связи с изменением числа рабочих органов, скорости перемещения агрегата, или они носят фрагментарный характер. Так, утверждается, что среднее значение тягового сопротивления агрегатов пропорционально их ширине захвата, а при увеличении рабочей скорости агрегата оно увеличивается, причем темп увеличения сопротивления зависит от типа агрегата и может быть как линейным [13,16],

так и нелинейным [63, 124]. В некоторых исследованиях фиксировались факты наличия зависимости вероятностных характеристик тягового сопротивления (среднее квадратическое отклонение, коэффициент вариации) от скорости движения агрегата [74].

Установление каких-либо закономерностей изменения параметров машин в связи с изменением их ширины захвата возможно, анализируя параметры работы пахотных агрегатов. В литературе приводятся результаты исследований пахотных агрегатов различного состава на базе колесных и гусеничных тракторов, плугов с числом корпусов от трех до девяти. Исследования проводились с различными целями, но результатами их являются данные о типе агрегата, его рабочих скоростях, тяговом сопротивлении, среднем квадратическом отклонении и коэффициенте вариации тягового сопротивления [15, 31, 33, 70, 71, 74, 86, 124]. По другим агрегатам сделать такой анализ из-за малого количества информации не представляется возможным.

Между тяговым сопротивлением и режимами работы плуга существует зависимость, которая достаточно точно описывается известной трехчленной рациональной формулой академика В. П. Горячкина.

$$R_M = fG + kab + \varepsilon bV^2, \quad (3.1)$$

где  $R_M$  – тяговое сопротивление плуга;  $G$  – вес плуга;  $V$  – скорость движения агрегата;  $a$  – глубина обработки почвы;  $b$  – ширина захвата агрегата;  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $k$  – удельное сопротивление плуга;  $\varepsilon$  – коэффициент прироста удельного сопротивления.

Задачей анализа результатов исследований различных пахотных агрегатов было выделение общих закономерностей изменения тягового сопротивления агрегата, интенсивности его прироста, изменения вероятностных характеристик тягового сопротивления в связи с изменением ширины захвата (числа корпусов) плуга и рабочей скорости агрегата.

Тяговое сопротивление плуга является функцией нескольких переменных – конструктивных особенностей плуга, массы, числа корпусов и глубины обработки почвы, скорости движения, свойств почвы. Большая часть этих факторов имеет вероятностную составляющую, некоторые детерминированы, но это не значит, что фиксированные параметры не могут изменять тяговое сопротивление. Так, число корпусов плуга является фиксированной величиной, но это не значит, что во время работы агрегата не меняется его ширина захвата. Сравнение действительных значений тягового сопротивления различных плугов не позволяет выделить предполагаемые закономерности, так как все показатели, в том числе и средние значения, и вероятностные характеристики зависят от многих факторов, уровни которых в проведенных исследованиях не фиксировались и были различны. Поэтому анализу были подвергнуты не действительные значения па-

раметров, а их относительные величины или величины, определенные при одном уровне какого-либо параметра.

Для установления закономерности изменения темпа прироста тягового сопротивления от скорости в связи с изменением ширины захвата плуга (числа корпусов), исходя из опытных данных, были определены для различных плугов коэффициенты,  $f$ ,  $k$ ,  $\epsilon$  выражения (3.1), а затем приведенные тяговые сопротивления, то есть отношения текущих значений тягового сопротивления к тяговому сопротивлению плуга при его скорости движения, близкой к нулю. Приведенное тяговое сопротивление равно единице при скорости, близкой к нулю, и описывается выражением

$$R_{\text{м.пр}} = 1 + \epsilon' V^2, \quad (3.2)$$

где  $\epsilon'$  - приведенный коэффициент прироста удельного сопротивления.

При расчете  $\epsilon'$  по опытным данным оказалось, что этот коэффициент зависит не только от типа корпуса плуга, но и числа корпусов. Эта зависимость приведена на рис. 3.1. Минимальные значения  $\epsilon'$  имеют плуги с четырьмя и пятью корпусами. Наибольший приведенный коэффициент прироста удельного сопротивления от скорости имеют девятикорпусные плуги. Однозначный вывод о величине коэффициента  $\epsilon'$  для двухкорпусных и однокорпусных плугов сделать нельзя, можно лишь предположить, что он будет находиться в пределах от 0,24 до 0,32.

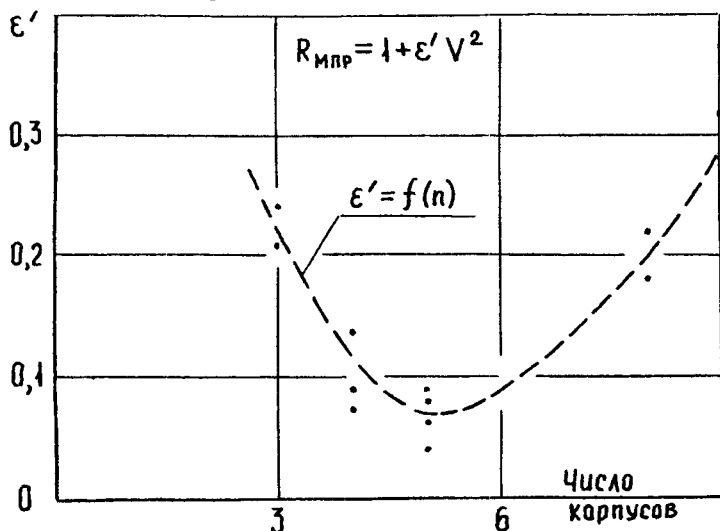


Рис. 3.1. Зависимость приведенного коэффициента прироста удельного сопротивления почвы от числа корпусов плуга.

При оценке вероятностной составляющей тягового сопротивления его среднее квадратическое отклонение было заменено коэффициентом вариации, что позволило сравнивать различные по абсолютной величине характеристики. В некоторых работах [33, 74, 124] приведены факты зависимости среднего квадратического отклонения от скорости движения плуга. Для того, чтобы выявить зависимость коэффициента вариации от ширины захвата (числа корпусов) плуга, закономерность изменения коэффициента вариации от скорости была аппроксимирована выражением

$$v = -1,57V^2 + 14,05V - 4,54, \quad (3.3)$$

где  $v$  – коэффициент вариации тягового сопротивления плуга, %.

Опытные значения коэффициента вариации и их зависимость от скорости движения агрегата приведены на рис. 3.2.

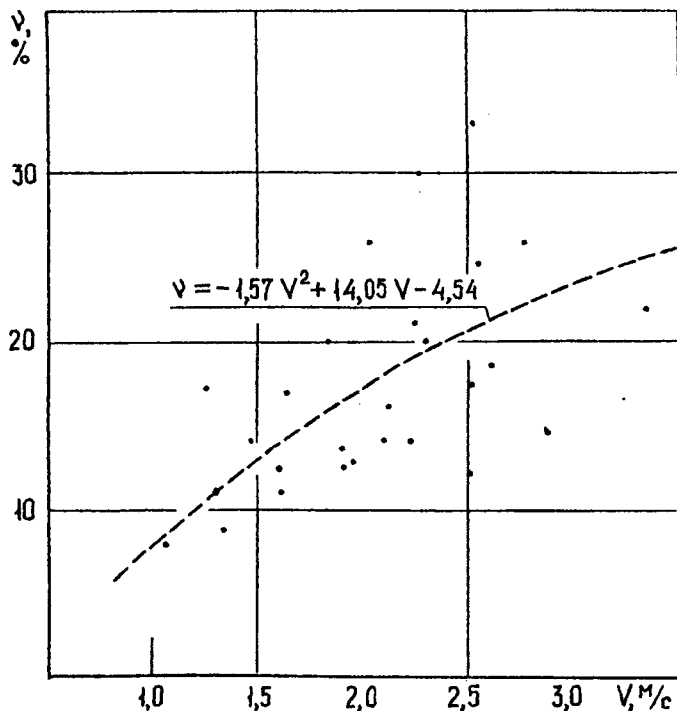


Рис. 3.2. Зависимость коэффициента вариации тягового сопротивления плуга от его скорости движения.

Исследуемые агрегаты работали с различными скоростями, поэтому для устранения зависимости опытных данных от скорости они были приведены, используя выражение (3.3), к скорости 1,4 м/с (5 км/ч) в соответствии с выражением (3.4).

$$v_{np,оп} = v_{оп} v / v_{1,4}, \quad (3.4)$$

где  $v_{np,оп}$  – опытное значение коэффициента вариации, приведенное к скорости 1,4 м/с;  $v_{оп}$  – опытное значение коэффициента вариации для заданной в опыте скорости;  $v$  – рассчитанное по выражению (3.3) значение коэффициента вариации для заданной в опыте скорости;  $v_{1,4}$  – рассчитанное по выражению (3.3) значение коэффициента вариации для скорости движения агрегата 1,4 м/с.

Так как опытные значения коэффициента вариации были получены для плугов с различным числом корпусов, то приведенные к скорости 1,4 м/с значения коэффициента вариации были увязаны с этим фактором. В результате установлена зависимость коэффициента вариации от ширины захвата (числа корпусов) плуга: при увеличении числа корпусов коэффициент вариации тягового сопротивления плуга уменьшается. Эта зависимость приведена на рис. 3.3.

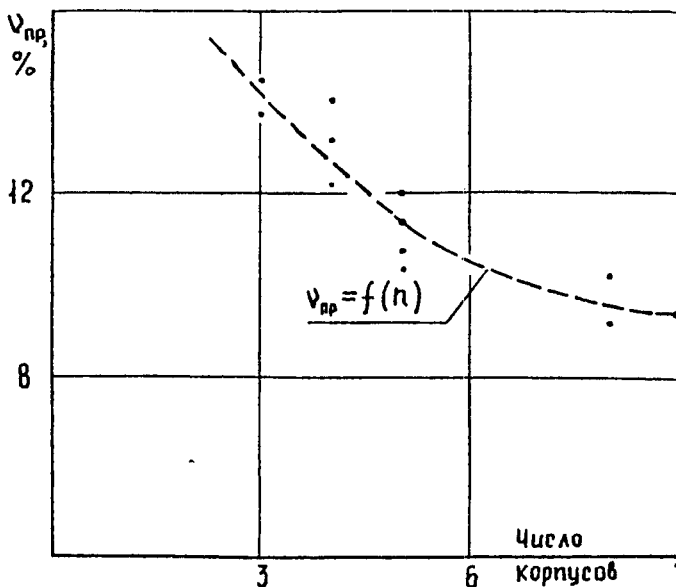


Рис. 3.3. Зависимость приведенного коэффициента вариации тягового сопротивления плуга от числа корпусов.

Для других типов машин и орудий подобные зависимости по данным, приведенным в литературе, установить не удалось, так как исследования этих машин проводились с целью изучения их приспособленности к агрегатированию, качества работы, энергозатрат в связи с изменением рабочей скорости и др. Можно предположить, что выявленные зависимости, в частности увеличение коэффициента вариации при уменьшении числа рабочих органов или увеличении рабочей скорости, распространяются на все почвообрабатывающие машины и орудия, так как они выполняют подобные технологические процессы, связанные с рыхлением почвы. В литературе [86] приводятся сведения о среднем значении тягового сопротивления и его среднем квадратическом отклонении у различных машин. Например, математическое ожидание тягового сопротивления культиватора КП-4М составляет 7600 Н, а среднее квадратическое отклонение – 1590 Н. Предполагая, что распределение тягового усилия культиватора близко к нормальному закону распределения, на основе свойств математического ожидания и дисперсии можно определить тяговое сопротивление и его среднее квадратическое отклонение для одной лапы культиватора. Они равны 292 Н и 312 Н соответственно, то есть при рыхлении почвы лапа культиватора примерно 20 % времени не только не испытывает сопротивление со стороны почвы, но почва толкает лапу вперед, что невозможно.

Большинство исследователей обоснованно предполагают, что распределение тягового сопротивления почвообрабатывающих машин может быть описано законом нормального распределения, хотя в некоторых работах предлагалось заменить закон нормального распределения рядом Грамма-Шарлье или распределением Вейбулла [54, 91]. Приведенный выше пример также говорит о том, что не всегда можно применять свойства нормального распределения. Чаще всего это вызвано недостатком информации об исследуемом процессе или неадекватности математической модели процесса. Другие, например, транспортные агрегаты могут иметь распределение тягового сопротивления, существенно отличающееся от нормального. Так, в работе [103] приведены экспериментальные распределения тягового сопротивления на крюке трактора ДТ-75 при работе его с прицепами 2ПТС-6 и 3ПТС-12, имеющие выраженную асимметрию, причем максимум распределения смещен в сторону меньших значений тягового сопротивления. Это явление наблюдалось как в естественных условиях, так и условиях полигона.

### *Выводы*

Несмотря на малую мощность двигателя, реальная сфера применения мт-тракторов по сравнению с универсально-пропашными тракторами больше, хотя последние конструктивно приспособлены для выполнения широкого круга работ. Это объясняется большим кругом технологических



операций в личных подсобных и малоразмерных крестьянских хозяйствах, которые можно механизировать с помощью малогабаритных энергосредств.

Малогабаритные энергосредства агрегируются с машинами и орудиями, подобными соответствующим машинам, агрегируемым с тракторами высоких тяговых классов. Эти машины по сравнению с широкозахватными имеют меньшее число рабочих органов. Исследования, целью которых было бы изучение вероятностных характеристик параметров их работы, не проводились.

Анализ рабочих процессов широкозахватных машин показывает, что при изменении ширины захвата происходит изменение не только средних значений параметров, но и их вероятностных характеристик. При разработке методики пересчета средних значений и вероятностных характеристик параметров работы широкозахватных машин применительно к машинам, агрегируемым с мт-тракторами, выявлены противоречия, требующие дополнительного изучения.

#### **4. Анализ факторов, формирующих вероятностный характер нагрузки МТА**

Исследование условий работы машинно-тракторных агрегатов позволило установить, что вероятностный характер параметров работы МТА определяется двумя группами факторов. Первая группа – это факторы, связанные с природными условиями (влажность, гранулометрический состав и другие свойства почвы, микрорельеф) и не зависящие от типа агрегата и его режимов работы. Эти факторы не только влияют на протекание технологического процесса, но и определяют режимы работы агрегата, устанавливают ограничения на применение различных типов агрегатов и на выполнение технологических процессов. Так, например, закрытие влаги производится агрегатами на базе гусеничных тракторов, гранулометрический состав и плотность почвы определяют нагрузочные и скоростные режимы работы агрегата и т. д. Вторая группа факторов связана с конкретным типом машинно-тракторного агрегата, его режимами работы, конструкцией агрегатируемых трактора, машины и ее рабочих органов. Если факторы первой группы могут быть только учтены при работе МТА, то факторы второй группы могут быть не только изучены, но и их отрицательное воздействие сведено к минимуму путем нахождения оптимальных конструктивных и технологических решений.

При анализе условий работы малогабаритных энергосредств было установлено, что на вероятностные характеристики параметров работы машин влияют число рабочих органов, скорость движения и тип агрегата. Кроме того, вероятностные характеристики параметров машин, агрегатируемых с малогабаритными тракторами, невозможно получить, исходя из соответствующих характеристик широкозахватных машин и пропорциональности параметров ширине захвата.

##### **4.1. Зависимость вероятностного характера тягового сопротивления машин от числа рабочих органов**

Для выявления зависимости вероятностного характера нагрузки от числа рабочих органов рассмотрим машину, имеющую три рабочих органа, например, культиваторные лапы, расположенные на одной линии, перпендикулярной направлению движения. Каждый рабочий орган создает тяговое сопротивление, имеющее постоянную и переменную составляющие. Постоянная составляющая характеризуется математическим ожиданием, переменная составляющая – законом распределения, дисперсией и производными от нее характеристиками – средним квадратическим отклонением и коэффициентом вариации. Как было показано выше, в большинстве случаев для переменной составляющей принимается нормальный закон рас-

пределения. Обозначим тяговые сопротивления рабочих органов как случайные функции  $X(t)$ ,  $Y(t)$  и  $Z(t)$ , где  $t$  – неслучайный аргумент, например, координата, отложенная вдоль направления движения. При значениях аргумента  $t$ , равных  $t_1, t_2, \dots, t_n$ , проведены сечения и получены значения случайных функций  $x_1, x_2, \dots, x_n; y_1, y_2, \dots, y_n; z_1, z_2, \dots, z_n$ . Обозначим эти последовательности значений как  $X, Y$  и  $Z$ .

Основываясь на том, что математическое ожидание суммы случайных величин равно сумме математических ожиданий слагаемых, можно записать:

$$M(X + Y + Z) = M(X) + M(Y) + M(Z), \quad (4.1)$$

то есть среднее значение тягового сопротивления машины равно сумме тяговых сопротивлений ее рабочих органов.

Дисперсию суммарного тягового сопротивления машины можно определить, используя известные формулы для ее вычисления [20].

$$D(X) = M[X - M(X)]^2, \quad (4.2)$$

$$D(X) = M(X^2) - [M(X)]^2. \quad (4.3)$$

Тогда

$$\begin{aligned} D(X + Y + Z) &= M[(X + Y + Z)^2] - [M(X + Y + Z)]^2 = \\ &= M(X^2) + M(Y^2) + M(Z^2) + 2M(XY) + 2M(XZ) + 2M(YZ) - \\ &- [M(X)]^2 - [M(Y)]^2 - [M(Z)]^2 - 2M(X)M(Y) - \\ &- 2M(X)M(Z) - 2M(Y)M(Z). \end{aligned} \quad (4.4)$$

Рассмотрим три случая определения дисперсии суммарного тягового сопротивления машины, решая выражение (4.4) при различных дополнительных условиях:

а) тяговые сопротивления отдельных рабочих органов являются независимыми случайными функциями, но, исходя из изотропности почвы и одинакового конструктивного исполнения рабочих органов, математические ожидания и дисперсии этих функций равны. Тогда с учетом одного из свойств математического ожидания произведения двух независимых случайных функций

$$M(XY) = M(X)M(Y) \quad (4.5)$$

выражение (4.4) может быть записано в следующем виде.

$$D(X + Y + Z) = M(X^2) - [M(X)]^2 + M(Y^2) - [M(Y)]^2 + M(Z^2) - [M(Z)]^2 = D(X) + D(Y) + D(Z), \quad (4.6)$$

то есть дисперсия суммы тяговых сопротивлений рабочих органов равна сумме дисперсий тяговых сопротивлений каждого рабочего органа в отдельности.

б) тяговые сопротивления рабочих органов есть имеющие равные математические ожидания и дисперсии случайные, но связанные функции, причем во всех сечениях значения этих функций равны между собой, то есть  $x_1 = y_1 = z_1$ ;  $x_2 = y_2 = z_2$ ;  $x_n = y_n = z_n$ . Это возможно тогда, когда почва изменяет свои свойства лишь в направлении движения машины, в поперечном же направлении свойства почвы неизменны. Отсюда

$$\begin{aligned} M(XY) &= M(X^2); \quad M(XZ) = M(X^2); \quad M(YZ) = M(X^2); \\ M(X)M(Y) &= [M(X)]^2; \quad M(X)M(Z) = [M(X)]^2; \\ M(Y)M(Z) &= [M(X)]^2, \end{aligned}$$

а выражение (4.4) может быть записано в следующем виде.

$$\begin{aligned} D(X + Y + Z) &= M(X^2) + M(X^2) + M(X^2) + 2M(X^2) + 2M(X^2) + \\ &+ 2M(X^2) - [M(X)]^2 - [M(X)]^2 - [M(X)]^2 - 2[M(X)]^2 - 2[M(X)]^2 - \\ &- 2[M(X)]^2 = 9M(X^2) - 9[M(X)]^2 = 9D(X), \end{aligned} \quad (4.7)$$

то есть дисперсия суммы тяговых сопротивлений рабочих органов в этом случае равна произведению дисперсии одного из слагаемых на квадрат числа слагаемых.

с) тяговые сопротивления рабочих органов есть случайные функции, между которыми существует связь, определяемая коэффициентом корреляции  $r_{xy}$ . Коэффициент корреляции  $r_{xy}$  приближенно равен отношению числа сечений, в которых пары текущих значений  $x_i$  и  $y_i$  случайных функций  $X$  и  $Y$  связаны функционально, к общему числу сечений. Поэтому

$$\begin{aligned} M(XY) &= r_{xy}M(X^2) + (1 - r_{xy})M(X)M(Y), \\ M(X)M(Y) &= r_{xy} [M(X)]^2 + (1 - r_{xy})M(X)M(Y). \end{aligned}$$

С учетом приведенных выше равенств выражение (4.4) можно записать следующим образом.

$$\begin{aligned} D(X + Y + Z) &= M(X^2) + M(Y^2) + M(Z^2) - [M(X)]^2 - [M(Y)]^2 - \\ &- [M(Z)]^2 + 2r_{xy}M(X^2) + 2r_{yz}M(Y^2) + 2r_{zx}M(Z^2) + (1 - r_{xy})M(XY) + \\ &+ (1 - r_{yz})M(YZ) + (1 - r_{zx})M(XZ) - 2r_{xy} [M(X)]^2 - 2r_{yz} [M(Y)]^2 - \\ &- 2r_{zx} [M(Z)]^2 - (1 - r_{xy})M(XY) - (1 - r_{yz})M(YZ) - (1 - r_{zx})M(XZ). \end{aligned}$$

Принимая во внимание дополнительные условия пунктов а и б, а также допуская равенство коэффициентов корреляции, выражение для определения дисперсии суммы тяговых сопротивлений можно упростить.

$$D(X + Y + Z) = 3D(X) + 6rD(X) = 3(1 + 2r)D(X). \quad (4.8)$$

Выражения (4.6), (4.7) и (4.8) можно записать для машины, имеющей  $n$  рабочих органов, и определить для указанных выше случаев кроме дисперсии средние квадратические отклонения  $\sigma$  и коэффициенты вариации  $v$ . Для этого обозначим суммарное тяговое сопротивление машины, имеющей  $n$  рабочих органов, как случайную функцию  $Y$ , а тяговые сопротивления отдельных рабочих органов как случайные функции  $X_1, X_2 \dots X_n$ .

Для случая а, когда тяговые сопротивления отдельных рабочих органов являются независимыми случайными функциями, но их математические ожидания и дисперсии равны, параметры суммарного тягового сопротивления машины определяются так:

$$M(Y) = nM(X), \quad (4.9)$$

$$D(Y) = nD(X), \quad (4.10)$$

$$\sigma(Y) = \sqrt{nD(X)}, \quad (4.11)$$

$$v(Y) = \frac{\sqrt{D(X)}}{\sqrt{nM(X)}} 100 \%. \quad (4.12)$$

Для случая б, когда тяговые сопротивления отдельных рабочих органов являются зависимыми случайными функциями, и их математические ожидания и дисперсии равны, параметры суммарного тягового сопротивления определяются следующим образом:

$$M(Y) = nM(X), \quad (4.13)$$

$$D(Y) = n^2D(X), \quad (4.14)$$

$$\sigma(Y) = n\sqrt{D(X)}, \quad (4.15)$$

$$v(Y) = \frac{\sqrt{D(X)}}{M(X)} 100 \%. \quad (4.16)$$

Для случая с, когда тяговые сопротивления отдельных рабочих органов являются зависимыми случайными функциями, степень их связи определяется корреляционной функцией, а для фиксированных сечений – коэффициентом корреляции  $r$ , математические ожидания и дисперсии тяговых сопротивлений равны, параметры суммарного тягового сопротивления определяются так:

$$M(Y) = nM(X), \quad (4.17)$$

$$D(Y) = n[1 + r(n-1)]D(X), \quad (4.18)$$

$$\sigma(Y) = \sqrt{n[1 + r(n-1)]D(X)}, \quad (4.19)$$

$$v(Y) = \frac{\sqrt{[1 + r(n-1)]D(X)}}{\sqrt{nM(X)}} 100 \%. \quad (4.20)$$

Таким образом, в отличие от постоянной составляющей тягового сопротивления машины переменная составляющая характеризуется дисперсией, величина которой зависит как от числа рабочих органов машины, так и от степени связи между процессами тягового сопротивления отдельных рабочих органов.

#### 4.2. Зависимость вероятностного характера тягового сопротивления машин от взаимного расположения рабочих органов

Выше было показано, что характеристики тягового сопротивления машины определяются степенью связи тяговых сопротивлений отдельных рабочих органов, выражаемой коэффициентом вариации. В общем виде степень связи определяется корреляционной функцией. При фиксированных значениях аргумента корреляционной функции ее значение равно коэффициенту корреляции. Если аргументом корреляционной функции является линейная координата, то взаимное расположение рабочих органов определит ее сечения, а значения корреляционной функции, вычисленные для этих сечений, будут равны коэффициентам корреляции, определяющим степень связи между процессами формирования вероятностной составляющей отдельных рабочих органов.

Рассмотрим более подробно, как влияет взаимное расположение рабочих органов на вероятностные характеристики суммарного тягового сопротивления. На рис. 4.1 приведена схема расположения двух рабочих органов в осях  $XYOp(x,y)$ , причем один из рабочих органов расположен в начале координат  $O$ , а второй – в точке  $O_1$  и смещен относительно первого на расстояния  $x_1$  и  $y_1$ . Движение рабочих органов осуществляется в направ-

Рис. 4.1. Схема определения величины связи тяговых сопротивлений смещенных рабочих органов.

лении оси  $X$ . В плоскости  $XOp(x,y)$  приведен график автокорреляционной функции  $\rho(x)$  процесса тягового сопротивления рабочего органа. В плоскости  $YOp(x,y)$  также изображен график автокорреляционной функции  $\rho(y)$ , причем на основании изотропности свойств почвы выполнено условие  $\rho(y) = \rho(x)$ , хотя в направлении оси  $Y$  рабочие органы не перемещаются. Проекция точки  $O_1$  на оси  $OX$  и  $OY$  дадут сечения  $a_1$  и  $b_1$  со значениями корреляционных функций  $r_{x1}$  и  $r_{y1}$ . Очевидно, что истинное значение связи между процессами тягового сопротивления рабочих органов  $O$  и  $O_1$  меньше, чем в сечениях  $a_1$  и  $b_1$ , так как отрезок  $OO_1$  больше, чем отрезки  $O_{a1}$  и  $O_{b1}$ .

$$OO_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}. \quad (4.21)$$

Если на осях  $OX$  и  $OY$  отложить отрезок  $OO_1$ , то он даст сечения  $a_2$  и  $b_2$  со значениями корреляционных функций  $r_{xy}$ . Это и будет истинное значение связи процессов тягового сопротивления рабочих органов, смещенных относительно друг друга. Если корреляционная функция имеет при некоторых значениях аргумента отрицательные значения, то, как показывает выражение 4.18, можно подобрать такое взаимное расположение рабочих органов (сечение  $b_n$ , рис. 4.1), при котором дисперсия суммарного тягового сопротивления будет ниже, чем в случае независимости тяговых сопротивлений каждого из рабочих органов. К сожалению, это явление возможно лишь в узком диапазоне рабочей скорости, так как корреляционная функция в значительной степени зависит от скорости движения агрегата [58, 114], причем не всегда корреляционная функция имеет отрицательный участок.

Сельскохозяйственная машина имеет, как правило, несколько рабочих органов, поэтому ее тяговое сопротивление есть сумма тяговых сопротивлений всех рабочих органов. Дисперсия суммарного сопротивления машины определяется не только числом рабочих органов, но и степенью связи между ними. На рис. 4.2 приведен один из способов размещения рабочих органов машины. Очевидно, что в формировании вероятностной составляющей суммарного тягового сопротивления участвуют все связи между рабочими органами, величины которых будут определяться расстоянием между ними и автокорреляционной функцией процесса тягового сопротивления. Количество связей, принадлежащих одному рабочему органу, определится видом корреляционной функции. Как пример на рис. 4.3 приведены корреляционные функции тягового сопротивления культиватора КРН-4,2 при работе его на скорости 4,6 км/ч (кривая 1) и плуга П-5-35 на скорости 7,2 км/ч (кривая 2) [77, 85] в зависимости от перемещения агрегата. На начальном участке корреляционные функции имеют круто падающий характер, затем их протекание начинает отличаться друг от друга. Если принять, что при значении корреляционной функции  $\pm 0,1$  между



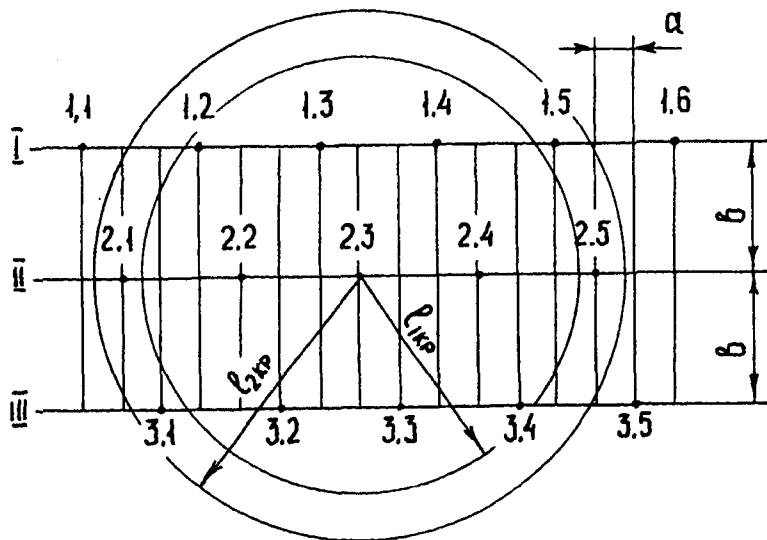


Рис. 4.2. Схема определения числа связей между рабочими органами.

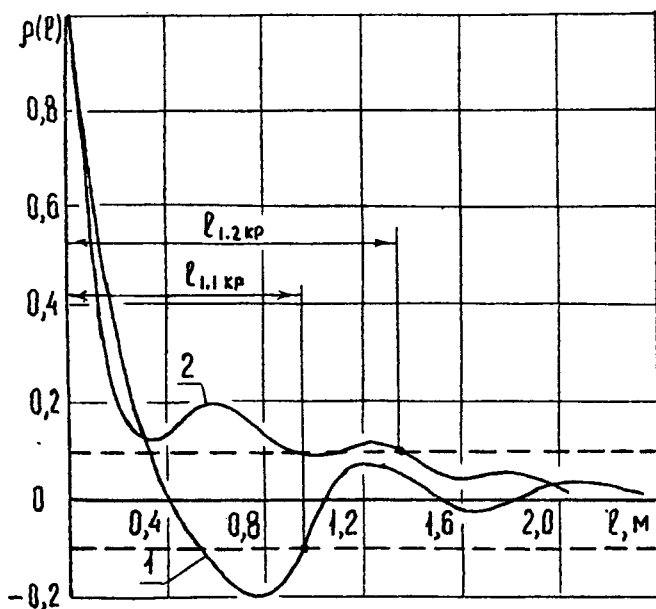


Рис. 4.3. Корреляционные функции тягового сопротивления культиватора КРН-4,2 (1) и плуга П-5-35 (2).

процессом и его смещенной копией связь несущественна, то для кривой 1 это смещение равно 0,95 м ( $\ell_{1.1\text{кр}}$ ), а для кривой 2 – 1,35 м ( $\ell_{1.2\text{кр}}$ ). Критическое значение корреляционной функции определяется в каждом конкретном случае. Величина смещения, при котором достигается критическое значение корреляционной функции, является определяющей при определении числа существенных связей между рабочими органами. На рис 4.2 из точки 2.3 расположения рабочего органа как из центра проведена окружность радиусом  $\ell_{1\text{кр}}$ , равным критической величине смещения. При таком значении радиуса между рабочим органом, находящимся в центре окружности, и восемью рабочими органами, находящимися внутри окружности, имеется связь, признанная существенной и определяемая корреляционной функцией и расстоянием между рабочими органами. В случае увеличения радиуса окружности с  $\ell_{1\text{кр}}$  до  $\ell_{2\text{кр}}$  число рабочих органов, между которыми связь существенна, увеличится до двенадцати.

Для рабочего органа, находящегося в точке 2.3, существенными связями будут связи с рабочими органами в точках 1.2, 1.3, 1.4, 2.2, 2.4, 3.2,

3.3, 3.4. Расстояния между рабочими органами определяются отрезками 2.3 – 1.2, 2.3 – 1.3, 2.3 – 1.4, 2.3 – 2.2, 2.3 – 2.4, 2.3 – 3.2, 2.3 – 3.3, 2.3 – 3.4. Если эти длины отрезков отложить на оси абсцисс корреляционной функции, то для них будут определены значения корреляционной функции, характеризующие величину связи между рабочим органом, находящимся в точке 2.3, и рабочими органами, находящимися в окружности радиуса  $l_{кр}$ . Обозначим значения корреляционной функции по мере возрастания длин отрезков для 2.3 – 2.2 и 2.3 – 2.4 как  $r_1$ , для 2.3 – 1.3 и 2.3 – 3.3 как  $r_2$ , для 2.3 – 1.4 и 2.3 – 3.2 как  $r_3$ , для 2.3 – 1.2 и 2.3 – 3.4 как  $r_4$ . Очевидно, что и для других рабочих органов будут иметь место эти же длины и значения корреляционной функции. Принимая во внимание схему расположения  $n$  рабочих органов (рис. 4.2), и то, что в первом ряду расположено  $m$  рабочих органов, а во втором и третьем рядах – по  $m - 1$  рабочих органов, определим число связей, характеризующих указанными выше значениями корреляционной функции, для всех рабочих органов.

Число связей со значением корреляционной функции, равным:

$$r_1; 6m - 10 = k_1.$$

$$r_2; 5m - 7 = k_2.$$

$$r_3; 5m - 9 = k_3.$$

$$r_4; 5m - 11 = k_4.$$

$$\text{Всего связей } k_1 + k_2 + k_3 + k_4 = 21m - 37.$$

При увеличении радиуса  $l_{кр}$  будет расти как общее число связей, так и число типов связей, характеризующих одинаковыми значениями корреляционной функции.

Принимая во внимание выражения (4.10) и (4.14), для дисперсии процесса тягового сопротивления машины, полученного суммированием  $n$  взаимно связанных процессов сопротивления отдельных рабочих органов, должно выполняться условие

$$nD(X) \leq D(Y) \leq n^2D(X). \quad (4.22)$$

Тогда на основе выражения (4.18) можно записать, что

$$D(Y) = D(X) \left\{ \frac{n[1 + (n-1)r_1]k_1}{k_1 + k_2 + k_3 + k_4} + \frac{n[1 + (n-1)r_2]k_2}{k_1 + k_2 + k_3 + k_4} + \frac{n[1 + (n-1)r_3]k_3}{k_1 + k_2 + k_3 + k_4} + \frac{n[1 + (n-1)r_4]k_4}{k_1 + k_2 + k_3 + k_4} \right\}.$$

Упростив приведенное выше выражение путем элементарных алгебраических операций, получим конечное выражение для дисперсии процесса суммарного тягового сопротивления машины.

$$D(Y) = D(X)n \left[ 1 + (n-1) \frac{r_1 k_1 + r_2 k_2 + r_3 k_3 + r_4 k_4}{k_1 + k_2 + k_3 + k_4} \right]. \quad (4.23)$$

При увеличении смещения, при котором достигается критическое значение корреляционной функции, число взаимосвязей, как общее, так и отдельных рабочих органов, увеличивается. Изменяются и значения корреляционной функции, характеризующие степень связи между рабочими органами, но дисперсия, определенная по выражению (4.23), независимо от числа взаимосвязей и их характеристик, находится в интервале, определяемом выражением (4.22). Среднее квадратическое отклонение и коэффициент вариации суммарного тягового сопротивления определяются по вычисленной дисперсии известным способом.

#### 4.3. Оценка влияния дополнительных факторов на вероятностный характер тягового сопротивления машин

Выше было показано, что вероятностные характеристики тягового сопротивления машины в основном определяются вероятностными характеристиками тяговых сопротивлений ее рабочих органов. Однако, анализ зависимости вероятностных характеристик тягового сопротивления от конструкции и режимов работы машин, проведенный в п. 3.3, показывает, что существуют и другие факторы, механизм влияния которых на вероятностные характеристики тягового сопротивления не совсем ясен и требует более подробного объяснения.

Выражение (4.20) для определения коэффициента вариации, позволяющего сравнивать вероятностный характер различных процессов, показывает, что при уменьшении числа рабочих органов коэффициент вариации тягового сопротивления машины увеличивается, то есть процесс становится более динамичным. Это явление заложено в сущности формирования тягового сопротивления машины путем суммирования тяговых сопротивлений ее рабочих органов и присуще всем типам машин, имеющим несколько рабочих органов. У плугов помимо указанного выше явления при уменьшении числа корпусов коэффициент вариации увеличивается и вследствие уменьшения ширины захвата.

Для объяснения этого процесса рассмотрим схему (рис. 4.4). Рабочая ширина захвата плуга формируется как сумма ширин захвата всех корпусов, то есть

$$B_p' = B_1 + B_2 + \dots + B_n. \quad (4.24)$$

Рабочая ширина захвата не является постоянной величиной. Она так же, как и другие параметры, имеет вероятностную составляющую, параметры

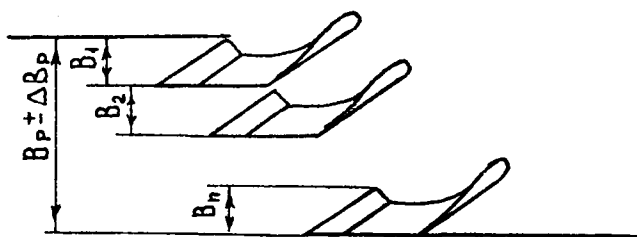


Рис. 4.4. Схема расстановки корпусов плуга по ширине захвата

которой зависят от устойчивости движения плуга, неравномерности распределения силы тяги между ведущими колесами или гусеницами, квалификации тракториста и других факторов, то есть

$$B_p = B_p' \pm \Delta B_p = B_1 + B_2 + \dots + B_n \pm \Delta B_p. \quad (4.25)$$

Так как все корпуса плуга, кроме первого, работают с полной шириной захвата, обусловленной их конструкцией, то ширина захвата первого корпуса при изменяющейся рабочей ширине захвата плуга определится так.

$$B_1' = B_p - B_2 - \dots - B_n = B_p' \pm \Delta B_p - B_2 - \dots - B_n =$$

$$B_1 + B_2 + \dots + B_n \pm \Delta B_p - B_2 - \dots - B_n = B_1 \pm \Delta B_p. \quad (4.26)$$

Так, при исследовании работы пахотных агрегатов установлено, что для плуга П-5-35М в агрегате с трактором Т-75 среднее квадратическое отклонение ширины захвата составляет 4,8 см [71], а для плуга ПН-4-35 в агрегате с трактором ДТ-75 – 3,8 см [113]. Коэффициент вариации ширины захвата составляет для плуга П-5-35М 2,74 %, а для плуга ПН-4-35 – 2,71 %. Предполагая, что отклонения ширины захвата имеют нормальный закон распределения, максимальные отклонения ширины захвата плуга П-5-35 составят 14,4 см и они действуют только на первый корпус плуга, а

все остальные корпуса работают при полной, обусловленной конструкцией корпусов и плуга ширине захвата. Это подтверждается исследованиями. Так, например, в работе [63] показано, что среднее квадратическое отклонение тягового сопротивления первого корпуса четырехкорпусного плуга составляет 211 кгс (2070 Н), а третьего – 101 кгс (991 Н). При уменьшении числа корпусов коэффициент вариации будет расти при условии, что условия работы пахотного агрегата не изменятся. В предельном случае, когда останется один корпус, коэффициент вариации может быть определен так.

$$v = v_{\text{исх}} \frac{B_p}{B_p - (B_n + \dots + B_2)}, \quad (4.27)$$

где  $v_{\text{исх}}$  – исходное значение коэффициента вариации.

Коэффициент вариации для однокорпусного плуга, рассчитанный с использованием выражения (4.27) при исходном значении 2,74 % для пятикорпусного плуга П-5-35, равен 13,7 %, то есть вероятностная составляющая ширины захвата оказывает существенное влияние на динамику тягового сопротивления однокорпусного плуга. Уменьшить это влияние можно только повышением качества управления пахотным агрегатом. Для достижения исходного значения коэффициента вариации, равного 2,74 %, максимальное отклонение ширины захвата однокорпусного плуга должно составлять 2,9 см, а среднее квадратическое отклонение – 0,96 см. Получить такое качество управления и стабильность хода плуга в настоящее время невозможно.

Приведенные выше соображения подтверждают полученное в результате дополнительной обработки экспериментальных данных явление увеличения коэффициента вариации тягового сопротивления при уменьшении числа корпусов плуга (рис. 3.3).

При анализе опытных данных была выявлена зависимость коэффициента прироста удельного сопротивления почвы от числа корпусов плуга. Для объяснения этого явления предварительно рассмотрим процесс формирования тягового сопротивления рабочего органа и агрегата в целом при изменяющихся свойствах почвы. Представим процесс, выполняемый машиной, математической моделью вида

$$R_n (R_n) = AR_n + BR_n^2 + CR_n^3 + \dots, \quad (4.28)$$

где  $R_n$  – тяговое сопротивление рабочего органа или машины в целом;  $R_n$  – сопротивление обрабатываемого пласта;  $A, B, C$  – коэффициенты модели.

Ограничимся только двумя первыми членами модели (рис. 4.5), так как это ограничение не меняет сути вопроса. Одновременно примем во

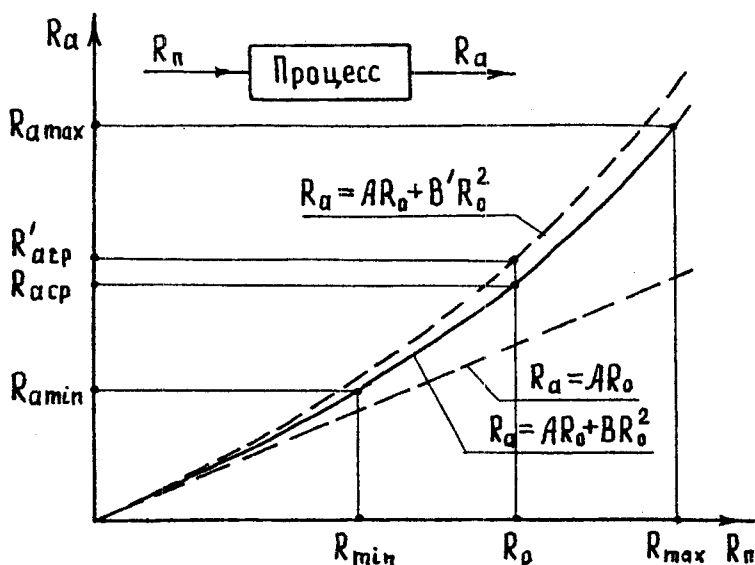


Рис. 4.5. Схема формирования тягового сопротивления машины при изменяющемся сопротивлении почвы

внимание то, что сопротивление обрабатываемого пласта, являясь функцией от геометрических размеров пласта и действующих в нем нормальных и касательных напряжений, не является постоянной величиной, а зависит от свойств почвы, скорости воздействия на пласт со стороны рабочего органа и других факторов. Сопротивление обрабатываемого пласта можно представить суммой двух составляющих – постоянной составляющей, равной среднему значению сопротивления пласта по результатам многократных измерений, в пределе – математическому ожиданию процесса сопротивления, и переменной составляющей, имеющей вероятностный характер, значения которой распределены определенным образом, например, в соответствии с законом нормального распределения, относительно среднего значения сопротивления пласта. Для упрощения рассматриваемого явления заменим случайные колебания сопротивления пласта гармоническими с той же амплитудой. Такая замена правомерна, так как целью является определение средних значений выходной величины, а не ее закона распределения. В результате сопротивление обрабатываемого пласта в процессе воздействия на него рабочим органом можно представить так:

$$R_n = R_0 + \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \cos \omega t, \quad (4.29)$$

где  $R_n$  – сопротивление обрабатываемого пласта;  $R_0$  – среднее значение сопротивления пласта;  $R_{\min}$  и  $R_{\max}$  – минимальное и максимальное значения сопротивления пласта;  $\omega$  – частота колебаний сопротивления пласта почвы в процессе воздействия на него рабочих органов в течение времени  $t$ .

Подставляя 4.29 в 4.28, получим:

$$\begin{aligned} R_s &= AR_0 + A \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \cos \omega t + BR_0^2 + \\ &+ 2BR_0 \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \cos \omega t + B \left( \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \right)^2 \cos^2 \omega t = \\ &= AR_0 + BR_0^2 + \frac{B}{2} \left( \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \right)^2 + \\ &+ (A + 2BR_0) \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \cos \omega t + \frac{B}{2} \left( \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \right)^2 \cos 2\omega t. \end{aligned} \quad (4.30)$$

Подставляя в выражение (4.30) значения  $\omega t = 0; 2\pi; \dots 2n\pi$  и  $\omega t = \pi; 3\pi; \dots (2n - 1)\pi$  получим максимальные и минимальные значения тягового сопротивления машины.

$$R_{s,\max} = AR_0 + BR_0^2 + (A + 2BR_0) \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} + B \left( \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \right)^2; \quad (4.31)$$

$$R_{s,\min} = AR_0 + BR_0^2 - (A + 2BR_0) \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} + B \left( \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \right)^2. \quad (4.32)$$

Амплитуда колебаний тягового сопротивления определится как половина разности его максимального и минимального значений.

$$\frac{R_{s,\max} - R_{s,\min}}{2} = (A + 2BR_0) \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2}. \quad (4.33)$$

Среднее значение тягового сопротивления определится как среднее арифметическое его максимального и минимального значений.



$$R_{\text{ср}} = AR_0 + BR_0^2 + B\left(\frac{R_{\text{max}} - R_{\text{min}}}{2}\right)^2. \quad (4.34)$$

Выражение (4.34) показывает, что среднее значение тягового сопротивления машины при наличии колебаний сопротивления обрабатываемого пласта больше соответствующего значения, определенного по сопротивлению обрабатываемого пласта при отсутствии колебаний. Это приращение зависит только от амплитуды колебаний сопротивления обрабатываемого пласта, причем при увеличении амплитуды оно увеличивается. Частотный состав колебаний сопротивления обрабатываемого пласта не оказывает влияния на приращение тягового сопротивления машины.

При увеличении числа рабочих органов амплитуда колебаний сопротивления обрабатываемого пласта увеличивается, так как колебания носят случайный характер и в некоторые моменты времени складываются или вычитаются. Это приводит к увеличению приращения тягового сопротивления машины, но при обработке данных наличие приращения интерпретируется как увеличение коэффициентов при нелинейной части математической модели процесса, то есть

$$\begin{aligned} AR_0 + BR_0^2 + B\left(\frac{R_{\text{max}} - R_{\text{min}}}{2}\right)^2 &\Rightarrow \\ \Rightarrow AR_0 + B(R_0 + \Delta R)^2 &\Rightarrow AR_0 + B'R_0^2 \end{aligned} \quad (4.35)$$

Если модель включает в себя нелинейную часть, зависящую от рабочей скорости машины, то происходит увеличение коэффициента прироста удельного сопротивления в связи с увеличением числа корпусов, что и было показано на рис. 3.1. При уменьшении числа рабочих органов также происходит увеличение коэффициента прироста удельного сопротивления, так как увеличивается нестабильность процесса. Это показывает характер изменения коэффициента вариации: он увеличивается при уменьшении числа рабочих органов машины.

Анализ характера изменения приведенного коэффициента прироста удельного сопротивления машины показывает, что минимальные значения этого коэффициента имеют машины, агрегатируемые с гусеничными тракторами. Это значит, что агрегаты на базе колесных тракторов более динамичны, однако анализ литературных источников не дал объяснения этому явлению. Известно [65, 66], что гусеничные тракторы являются источниками колебаний. Часть причин, вызывающих колебания нагрузки, присуща и колесным тракторам - это вертикальные и продольно-угловые колебания остова трактора, но часть колебательного процесса формируется в ходовой

части при зацеплении ведущей звездочки с гусеницей и при переезде опорными катками стыков между траками гусеницы, то есть характерна только для гусеничного трактора. Увеличение динамичности тягового сопротивления машин, агрегатируемых с колесными тракторами, можно объяснить, приняв гипотезу о том, что источником колебаний является буксование трактора. У гусеничных машин буксование не превышает 5 % и оно связано с упруго-пластическими деформациями почвы, у колесных же тракторов буксование достигает 14...16 %, сопряжено с разрушением поверхностного слоя почвы под ведущими колесами и может быть источником колебаний нагрузки на крюке трактора.

### *Выводы*

Вероятностный характер нагрузки машинно-тракторного агрегата формируется, прежде всего, под действием сопротивления почвы при обработке ее рабочими органами машины. Простое суммирование средних значений сопротивлений рабочих органов и наложение на их сумму колебаний вероятностного характера, определенных, исходя из независимости рабочих органов друг от друга, не дают правильного результата. Необходимо учитывать взаимовлияние рабочих органов друг на друга при их работе. Ряд машин может быть усовершенствован с целью улучшения вероятностных характеристик путем рационального размещения рабочих органов относительно друг друга.

При формировании вероятностного характера нагрузки проявляются и нелинейные характеристики свойств рабочих органов, что проявляется как изменение свойств почвы при изменении, например, числа рабочих органов, скорости движения и т.д.

Таким образом, переход от вероятностных характеристик тягового сопротивления широкозахватных машин к соответствующим характеристикам машин с малым числом рабочих органов возможно только с учетом совместной работы рабочих органов в машине и их нелинейных свойств.

## 5. Анализ факторов, вызывающих колебания тягового усилия энергосредства

При увеличении рабочей скорости машинно-тракторного агрегата большинство исследователей отмечает рост дисперсии тягового сопротивления машины. Этот процесс является общим для всех типов машин. Так, в [32] отмечается рост дисперсии тягового сопротивления в связи с увеличением рабочей скорости комбинированного почвообрабатывающе-посевного агрегата КППА-2,8, работающего с гусеничным трактором ДТ-75. Это характерно и для агрегатов на базе колесных тракторов.

При сравнении динамики однотипных агрегатов, отличающихся типом энергосредства, отмечено, что агрегаты на базе колесных тракторов при сопоставлении их с гусеничными, при примерно одинаковых средних значениях тягового сопротивления имеют существенно большую дисперсию [96]. В работах [118, 119] были сделаны попытки связать это явление с изменением как среднего значения загрузки колесного трактора, так и ее характера. Здесь же отмечено, что при равномерной нагрузке коэффициент буксования колесного трактора меньше, чем при нагрузке, имеющей вероятностную составляющую.

Нами было высказано предположение, что вероятностный характер тягового сопротивления машины, работающей в составе машинно-тракторного агрегата, определяется не только тяговым сопротивлением ее рабочих органов, но и колебательными процессами в системе «энергосредство – почва – машина».

### 5.1. Динамика силы тяги и колебания энергосредства

Изменение силы тяги энергосредства в связи с наличием колебаний в системе «энергосредство – почва – машина» можно установить, рассматривая составляющие тягового баланса энергосредства.

$$P_{kp} = P_k - P_f \pm P_i \pm P_j - P_w, \quad (5.1)$$

где  $P_{kp}$  – сила тяги энергосредства;  $P_k$  – касательная сила тяги;  $P_f$  – сила сопротивления качению;  $P_i$  – скатывающая сила;  $P_j$  – сила инерции;  $P_w$  – сила сопротивления воздуха.

Примем, что энергосредство движется равномерно со скоростью менее 10 м/с по горизонтальной поверхности. В этом случае скатывающая сила  $P_i$ , сила инерции  $P_j$  и сила сопротивления воздуха  $P_w$  равны нулю, и тяговый баланс энергосредства существенно упростится.

$$P_{кр} = P_k - P_r. \quad (5.2)$$

Природа силы сопротивления перекачиванию изучалась многими исследователями [75, 76, 82, 83, 125] и др. Она зависит от различных факторов, основными же являются свойства почвы (структура, механический состав, влажность, сопротивление сжатию и сдвигу, микрорельеф поверхности) и свойства ходового аппарата (у колесных машин - радиус качения, ширина профиля, тип протектора, давление воздуха в шине). Если свойства ходового аппарата стабильны по величине и их можно определить заранее, то свойства почвы имеют вероятностный характер, и их влияние на силу сопротивления перекачиванию в большинстве случаев можно определить только во время взаимодействия ходового аппарата с почвой. В силу этого можно утверждать, что и сила сопротивления перекачиванию будет иметь вероятностную составляющую. Принимая во внимание величину силы сопротивления перекачиванию (для тракторов в зоне оптимальных значений тягового к.п.д. она составляет несколько процентов от силы тяги), а также то, что амплитуда колебаний силы сопротивления перекачиванию не может быть больше ее среднего значения, можно утверждать, что вероятностный характер силы сопротивления перекачиванию практически не оказывает влияния на формирование вероятностного характера силы тяги энергосредства.

Выражение (5.2) показывает, что сила тяги энергосредства есть разность между касательной силой тяги и силой сопротивления перекачиванию. Касательная сила тяги возникает с одной стороны как результат преобразования ходовым аппаратом подводимого к нему крутящего момента в силу, с другой стороны – как результат взаимодействия ходового аппарата с почвой. В теории эксплуатации машинно-тракторных агрегатов различают два вида ограничения касательной силы тяги: по подводимому крутящему моменту и по сцепным свойствам ходовой части трактора. Эти ограничения относятся только к максимальным значениям касательной силы тяги, а ее текущие значения, в том числе и мгновенные, определяющие вероятностный характер, формируются при взаимодействии ходового аппарата с почвой.

При расположении энергосредства на горизонтальной поверхности касательную силу тяги можно определить следующим образом.

$$P_k = \varphi_k \lambda_k G_{тр} = \varphi_k Y_k, \quad (5.3)$$

где  $\varphi_k$  – коэффициент сцепления;  $\lambda_k$  – коэффициент нагрузки ведущей части ходового аппарата;  $G_{тр}$  – вес трактора;  $Y_k$  – нормальная реакция почвы на ведущую часть ходового аппарата.

Нормальная составляющая реакции почвы на ведущую часть ходового аппарата не является постоянной. Рассмотрим, как изменяется этот параметр у энергосредств с колесной ходовой частью при различных видах колебаний. У колесных энергосредств (рис. 5.1) можно выделить шесть видов колебаний, которые являются составляющими более сложных движений. При этом предполагается, что через центр масс трактора проведены три взаимно перпендикулярные оси  $OX$ ,  $OY$ , и  $OZ$ , вдоль которых и вокруг которых совершаются элементарные колебания. Эти колебания имеют названия: поступательные продольные относительно оси  $OX$  – подергивание; поступательные вертикальные относительно оси  $OZ$  – подпрыгивание; поступательные поперечные относительно оси  $OY$  – пошатывание; угловые продольные относительно оси  $OY$  – галопирование; угловые поперечные относительно оси  $OX$  – покачивание; угловые боковые относительно оси  $OZ$  – рыскание. На величину вертикальной составляющей реакции почвы, а, значит, и касательной силы тяги влияют только подпрыгивание, галопирование и покачивание, при которых происходит изменение вертикальной нагрузки на колеса.

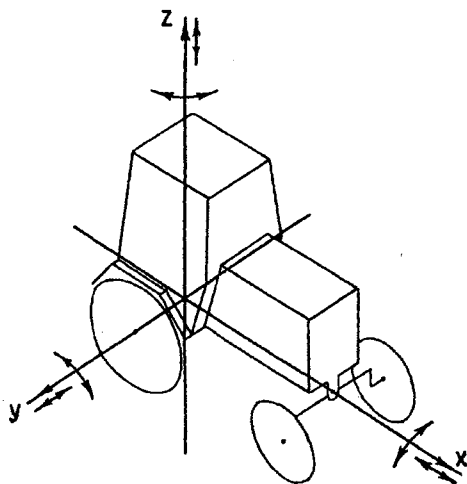


Рис. 5.1. Виды колебаний колесных энергосредств

Для определения влияния подпрыгивания и галопирования на величину касательной силы тяги рассмотрим простейшую динамическую модель колесного трактора в продольной вертикальной плоскости (рис. 5.2).

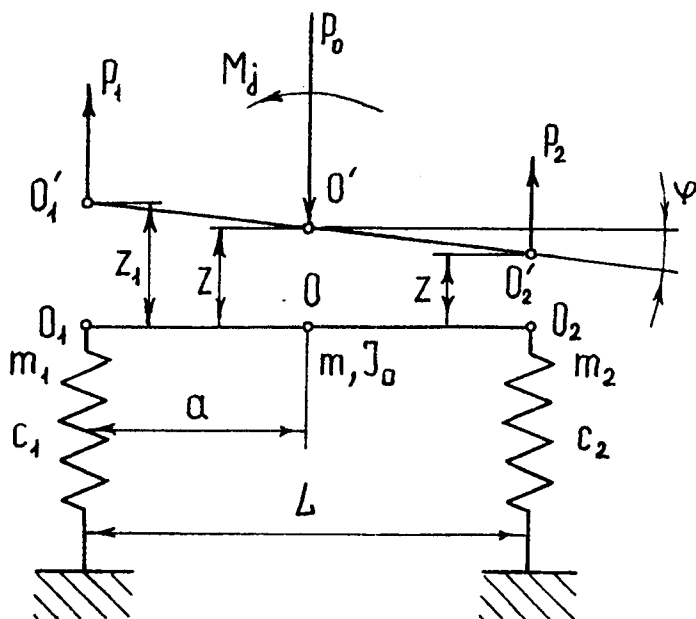


Рис. 5.2. Динамическая модель колесного трактора в продольно-вертикальной плоскости

У трактора отсутствуют подвески переднего и заднего мостов (передний мост трактора выполнен в виде качающейся поперечной балки), роль упругих элементов выполняют пневматические шины, а при отсутствии амортизаторов демпфированием колебаний только за счет гистерезисных потерь в шине можно пренебречь. При выводе трактора из равновесия внешним возмущением его колебания в продольной вертикальной плоскости теоретически должны существовать из-за отсутствия сил сопротивления бесконечно долго.

Заменим трактор стержнем  $O_1O_2$  с центром масс в точке  $O$ . Трактор имеет массу  $m$  и момент инерции  $I_O$ . Точки  $O_1$  и  $O_2$  стержня лежат на задней и передней осях трактора соответственно, на которых установлены пневматические шины с жесткостью  $c_1$  и  $c_2$ . При воздействии внешнего возмущения произойдут линейное и угловое перемещения трактора, центр масс  $O$  переместится в точку  $O'$  на некоторую величину  $z$ , в продольной плоскости остова трактора повернется на угол  $\varphi$ , причем точки  $O_1$  и  $O_2$  займут положения  $O_1'$  и  $O_2'$ , сместившись на  $z_1$  и  $z_2$ . Для составления дифференциальных уравнений движения модели применим принцип Даламбера. Для этого определим силы и моменты, действующие в характерных точках модели, и составим уравнения равновесия модели.

$$P_0 = mg + P_j = mg + m \frac{d^2 z}{dt^2}; \quad (5.4)$$

$$P_1 = m_1 g_1 - c_1 z_1; \quad (5.5)$$

$$P_2 = m_2 g_2 - c_2 z_2; \quad (5.6)$$

$$M_j = I_0 \frac{d^2 \varphi}{dt^2}. \quad (5.7)$$

$$\sum P_i = P_0 - P_1 - P_2 = 0;$$

$$\sum P_i = mg + m \frac{d^2 z}{dt^2} - m_1 g + c_1 z_1 - m_2 g + c_2 z_2 = 0. \quad (5.8)$$

Так как  $m_1 + m_2 = m$ , то

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + c_1 z_1 + c_2 z_2 = 0. \quad (5.9)$$

$$\sum M_0 = M_j + P_2(L - a) - P_1 a = 0;$$

$$\sum M_0 = I_0 + (m_2 g - c_2 z_2)(L - a) - (m_1 g - c_1 z_1)a = 0. \quad (5.10)$$

Так как  $I_0 = m\rho^2$ ,  $m_2 g(L - a) = m_1 g a$ , то

$$m\rho^2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + c_1 z_1 a - c_2 z_2 (L - a) = 0. \quad (5.11)$$

При составлении дифференциальных уравнений были приняты следующие дополнительные обозначения:  $m_1$  — масса трактора, приходящаяся на задний мост;  $m_2$  — масса трактора, приходящаяся на передний мост;  $\rho$  — радиус инерции массы трактора относительно точки  $O$ ;  $a$  — расстояние от центра масс трактора до задней оси;  $L$  — продольная база трактора.

Выражения (5.9) и (5.11) представляют собой систему дифференциальных уравнений, описывающих движение динамической модели трактора. Для решения этой системы установим связь между линейными и угловыми перемещениями динамической модели.

$$z_1 = z + a \operatorname{tg} \varphi \approx z + a \varphi; \quad (5.12)$$

$$z_2 = z - (L - a) \operatorname{tg} \varphi \approx z - (L - a) \varphi. \quad (5.13)$$

Дважды продифференцируем выражения (5.12) и (5.13).

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} = \frac{d^2 z}{dt^2} + a \frac{d^2 \varphi}{dt^2}; \quad (5.14)$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} = \frac{d^2 z}{dt^2} - (L - a) \frac{d^2 \varphi}{dt^2}. \quad (5.15)$$

Выразим вторые производные линейного и углового перемещений трактора из уравнений (5.9) и (5.11) и подставим их в выражения (5.14) и (5.15), которые после подстановки путем алгебраических преобразований приведем к дифференциальным уравнениям второго порядка.

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = -\frac{c_1 z_1 + c_2 z_2}{m};$$

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{c_2 z_2 (L - a) - c_1 z_1 a}{m \rho^2}.$$

$$m \frac{d^2 z_1}{dt^2} + c_1 z_1 \left( 1 + \frac{a^2}{\rho^2} \right) + c_2 z_2 \left[ 1 - \frac{a(L - a)}{\rho^2} \right] = 0; \quad (5.16)$$

$$m \frac{d^2 z_2}{dt^2} + c_2 z_2 \left[ 1 + \frac{(L - a)^2}{\rho^2} \right] + c_1 z_1 \left[ 1 - \frac{a(L - a)}{\rho^2} \right] = 0, \quad (5.17)$$

Выражения (5.16) и (5.17) также составляют систему дифференциальных уравнений движения динамической модели трактора, однако, аргументами этих уравнений являются только линейные перемещения передней и задней осей трактора. Для решения системы выразим  $c_1 z_1$  из уравнения (5.16) и подставим его значение в уравнение (5.17), а значение  $c_2 z_2$ , определенное из уравнения (5.17), подставим в уравнение (5.16).



$$c_1 z_1 = - \frac{m \frac{d^2 z_1}{dt^2} + c_2 z_2 \left[ 1 - \frac{a(L-a)}{\rho^2} \right]}{1 + \frac{a^2}{\rho^2}};$$

$$c_2 z_2 = - \frac{m \frac{d^2 z_2}{dt^2} + c_1 z_1 \left[ 1 - \frac{a(L-a)}{\rho^2} \right]}{1 + \frac{(L-a)^2}{\rho^2}};$$

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + \frac{a(L-a) - \rho^2}{(L-a)^2 + \rho^2} * \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{c_1 L^2}{m[(L-a)^2 + \rho^2]} z_1 = 0; \quad (5.18)$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{a(L-a) - \rho^2}{a^2 + \rho^2} * \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \frac{c_2 L^2}{m(a^2 + \rho^2)} z_2 = 0. \quad (5.19)$$

Так как определенные составляющие уравнений (5.18) и (5.19) имеют физический смысл, то систему дифференциальных уравнений можно привести к более удобному виду.

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + k_1 \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \omega_1^2 z_1 = 0; \quad (5.20)$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} + k_2 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \omega_2^2 z_2 = 0. \quad (5.21)$$

Коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  показывают степень связи между колебаниями задней и передней осей трактора, а  $\omega_1$  и  $\omega_2$  — частоты собственных колебаний задней оси трактора при шарнирно закрепленной передней и передней оси трактора при шарнирно закрепленной задней соответственно. При этих условиях несложно определить законы перемещения задней и передней осей трактора.

При колебаниях задней оси трактора вокруг шарнирно закрепленной передней оси, когда  $z_2 = 0$ , система дифференциальных уравнений (5.20) и (5.21) примет вид.

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + \omega_1^2 z_1 = 0; \quad (5.22)$$

$$k_2 \frac{d^2 z_1}{dt^2} = 0. \quad (5.23)$$

Очевидно, что при любых значениях  $z_1$  уравнение (5.23) справедливо только при  $k_2 = 0$ , тогда решение системы при поставленном выше условии сведется к решению дифференциального уравнения (5.22). Общий интеграл этого уравнения может быть представлен выражением [55].

$$z_1 = C_{11} \sin \omega_1 t + C_{12} \cos \omega_1 t. \quad (5.24)$$

Для определения постоянных интегрирования установим начальные условия – в начальный момент времени ( $t = 0$ ) задняя ось трактора находится в верхнем положении, а ее скорость вертикального перемещения равна нулю. Обозначим отклонение оси от состояния равновесия до верхнего положения как амплитуду  $A_1$ , тогда

$$z_1 = C_{11} \sin \omega_1 t + C_{12} \cos \omega_1 t = C_{12} = A_1;$$

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} = C_{11} \omega_1 \cos \omega_1 t - C_{12} \omega_1 \sin \omega_1 t = C_{11} \omega_1 = 0; C_{11} = 0.$$

Подставляя значения постоянных интегрирования  $C_{11}$  и  $C_{12}$  в выражение (5.24), получим

$$z_1 = A_1 \cos \omega_1 t. \quad (5.25)$$

Круговая частота колебаний заднего моста трактора определяется по выражению

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1 L^2}{m[(L-a)^2 + \rho^2]}}. \quad (5.26)$$

Аналогично определяются амплитуда и частота колебаний переднего моста трактора при условии шарнирного закрепления заднего моста.

$$z_2 = A_2 \cos \omega_2 t; \quad (5.27)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{c_2 L^2}{m(a^2 + \rho^2)}}. \quad (5.28)$$

Круговые частоты  $\omega_1$  и  $\omega_2$  колебаний задней и передней осей трактора определены для особых условий, их принято называть частными или парциальными. В действительности остов трактора, в том числе и его оси, совершает при единичном воздействии более сложные негармонические колебания, спектральный состав которых включает в себя колебания с частотами  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_1 + \omega_2$ ,  $\omega_1 - \omega_2$  с различными амплитудами и фазами [39]. При наличии возмущающих воздействий периодического характера в спектральный состав негармонического колебания входят колебания, частота которых совпадает с частотой возмущающих воздействий. Эти колебания носят название вынужденных.

Для определения влияния на касательную силу тяги покачивания рассмотрим простейшую динамическую модель трактора в поперечно-вертикальной плоскости (рис. 5.3). Трактор, как и в первом случае, не имеет эластичных элементов в подвеске, их заменяют упругие свойства пневматических шин, передний мост соединен с остовом трактора шарнирно. При выводе трактора из равновесия внешним возмущением он совершает только угловые колебания в поперечно-вертикальной плоскости.

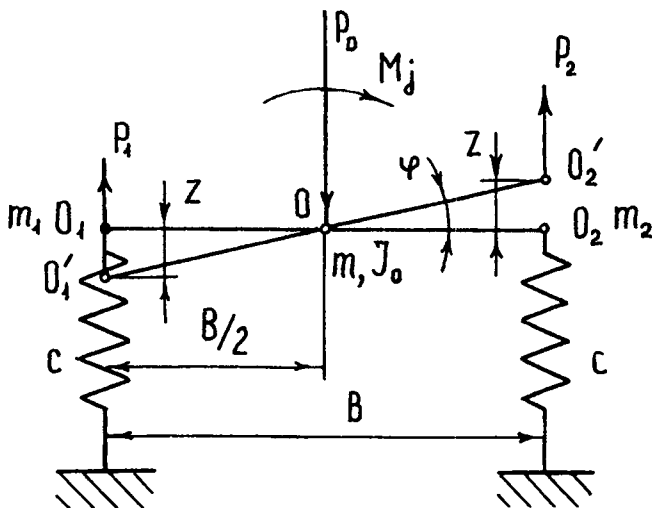


Рис. 5.3. Динамическая модель колесного трактора в поперечно-вертикальной плоскости.

Заменим заднюю ось трактора стержнем  $O_1O_2$  с центром масс в точке  $O$ . Трактор имеет массу  $m$  и момент инерции в поперечной плоскости  $J_0$ . Точки  $O_1$  и  $O_2$  – левое и правое колеса, оборудованные пневматическими шинами с жесткостью  $c$ . При воздействии внешнего возмущения задняя

ось трактора повернется в поперечной плоскости на угол  $\varphi$ , причем точки  $O_1$  и  $O_2$  займут положения  $O_1'$  и  $O_2'$ , сместившись на  $z$ . Для составления дифференциального уравнения движения модели определим силы и моменты, действующие в характерных точках модели, и составим уравнения равновесия модели.

$$P_0 = mg; \quad (5.29)$$

$$P_1 = \frac{m}{2}g + cz; \quad (5.30)$$

$$P_2 = \frac{m}{2}g - cz; \quad (5.31)$$

$$M_i = I_0 \frac{d^2\varphi}{dt^2} = m\rho^2 \frac{d^2\varphi}{dt^2}. \quad (5.32)$$

$$\sum P_z = P_0 - P_1 - P_2 = 0;$$

$$\sum P_z = mg - \frac{m}{2}g - cz - \frac{m}{2}g + cz = 0. \quad (5.33)$$

$$\sum M_0 = M_i + P_1 \frac{B}{2} - P_2 \frac{B}{2} = 0;$$

$$\sum M_0 = m\rho^2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \left(\frac{m}{2}g + cz\right)\frac{B}{2} - \left(\frac{m}{2}g - cz\right)\frac{B}{2} = 0. \quad (5.34)$$

Выражения (5.33) и (5.34) составляют систему уравнений, описывающую движение модели, однако, выражение (5.33) есть тождество и не содержит переменных или их производных, поэтому решение системы сведется к решению дифференциального уравнения (5.34). Для его решения выразим угловое перемещение задней оси через линейное перемещение одного из колес, дважды продифференцируем это выражение и результат подставим в решаемое уравнение.

$$z_1 = \frac{B}{2} \operatorname{tg} \varphi \approx \frac{B}{2} \varphi;$$

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{B}{2} \frac{d^2 \varphi}{dt^2};$$

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{2}{B} \frac{d^2z}{dt^2}. \quad (5.35)$$

$$\frac{2m\rho^2}{B} \frac{d^2z}{dt^2} + Bcz = 0;$$

$$m \frac{d^2z}{dt^2} + \frac{B^2}{2\rho^2} cz = 0. \quad (5.36)$$

Решение уравнения (5.36) может быть представлено выражением [55].

$$z = A \sin(\omega t + \alpha), \quad (5.37)$$

где  $A$  – амплитуда вертикального колебания колеса;  $\omega$  – круговая частота вертикальных колебаний колеса;  $\alpha$  – начальная фаза колебания.

$$\omega = \frac{B}{\rho} \sqrt{\frac{c}{2m}}. \quad (5.38)$$

Таким образом, при воздействии внешних возмущений трактор, не имеющий в подвеске упругих элементов, но оборудованный пневматическими шинами, может совершать колебания, причем в продольно-вертикальной плоскости колебания носят более сложный характер, чем в поперечно-вертикальной. Колебания вызывают изменение вертикальных реакций почвы на колеса трактора и, как следствие, тяговое усилие и буксование.

Рассмотрим процесс формирования колебаний тягового усилия и буксования при продольно-вертикальных колебаниях трактора – подпрыгивании и галопировании, так как все остальные случаи колебаний этого вида являются промежуточными и включают в себя как галопирование, так и подпрыгивание. Галопирование и подпрыгивание также являются проявлениями одного процесса – суммирования колебаний задней и передней осей трактора. При совпадении фаз колебаний задней и передней осей суммарное колебание остова трактора будет подпрыгиванием, в случае противофазных колебаний – галопированием.

Учитывая выражения (5.2) и (5.3), определим силу тяги для тракторов различных колесных формул. Для тракторов колесной формулы 4x2 потенциальная сила тяги как при подпрыгивании, так и при галопировании будет определяться выражением

$$P_{kp} = \varphi_k \lambda_1 mg + \varphi_k c_1 z_1 - P_f = \varphi_k \lambda_1 mg + \varphi_k c_1 A_1 \cos \omega t - P_f. \quad (5.39)$$

Для тракторов колесной формулы 4х4 потенциальная сила тяги будет зависеть от вида колебания. Для подпрыгивания, когда задняя и передняя оси колеблются в фазе, она определится выражением

$$\begin{aligned} P_{kp} &= \varphi_k \lambda_1 mg + \varphi_k c_1 z_1 + \varphi_k \lambda_2 mg + \varphi_k c_2 z_2 - P_f = \\ &= \varphi_k (\lambda_1 + \lambda_2) mg + \varphi_k (c_1 A_1 + c_2 A_2) \cos \omega t - P_f. \end{aligned} \quad (5.40)$$

При галопировании, когда задняя и передняя оси движутся в противофазе

$$\begin{aligned} P_{kp} &= \varphi_k \lambda_1 mg + \varphi_k c_1 z_1 + \varphi_k \lambda_2 mg + \varphi_k c_2 z_2 - P_f = \\ &= \varphi_k (\lambda_1 + \lambda_2) mg + \varphi_k c_1 A_1 \cos \omega t + \varphi_k c_2 A_2 \cos(\omega t + \pi) - P_f = \\ &= \varphi_k (\lambda_1 + \lambda_2) mg + \varphi_k (c_1 A_1 - c_2 A_2) \cos \omega t - P_f. \end{aligned} \quad (5.41)$$

Предположим, что сила сопротивления машины, с которой агрегируется трактор, постоянна по величине, лежит в пределах от  $P_{kp \min}$  до  $P_{kp \max}$ , вычисленных по выражениям (5.39) – (5.41), и равна среднему значению силы тяги, развиваемой трактором. Рассмотрим процесс изменения буксования, учитывая его нелинейный характер, от колебаний остова трактора, принимая их для упрощения рассуждений гармоническими.

Процесс буксования в большинстве случаев рассматривается как функция силы тяги, развиваемой трактором, что справедливо только в случае неизменной массы трактора, точнее, нормальной составляющей силы тяжести, приходящейся на ведущие элементы ходового аппарата трактора (цепного веса). Достаточно точно кривые буксования описываются уравнениями парабол высшего порядка, где аргументом является отношение развиваемого тягового усилия к цепному весу [99], хотя эти уравнения и не отражают физической сущности процесса буксования.

$$\delta = a \frac{P_{kp}}{\lambda_1 mg} + b \left( \frac{P_{kp}}{\lambda_1 mg} \right)^c = a \frac{P_{kp}}{Y_1} + b \left( \frac{P_{kp}}{Y_1} \right)^c = a \varphi_{kp} + b \varphi_{kp}^c, \quad (5.42)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, значения которых зависят от свойств почвы, типа ходовой части трактора и его конструкции;  $Y_1$  – цепной вес трактора;  $\varphi_{kp}$  – коэффициент использования цепного веса.

Выражение (5.42) представляет собой сумму линейной и нелинейной составляющих процесса буксования. Коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  подбираются таким образом, что при малых и средних значениях  $P_{kp}$  коэффициент бук-

сования почти линейно зависит от аргумента. При изменяющейся вертикальной составляющей будет также изменяться и коэффициент буксования, но так как наиболее оптимальные режимы работы энергосредства достигаются при значениях силы тяги выше средних, то коэффициент буксования будет зависеть от изменения сцепного веса нелинейно. Средние значения коэффициента буксования, полученные в динамике, не будут совпадать со значением коэффициента буксования, определенного при постоянном сцепном весе, равном его среднему значению при наличии колебаний. Этот процесс можно изобразить графически (рис. 5.4).

Исходной кривой для определения текущих значений коэффициента буксования является кривая 1 изменения сцепного веса  $Y_1$  трактора во времени при наличии колебаний в продольно-вертикальной плоскости. Изменение аргумента  $P_{кр}/Y_1$  уравнения (5.42) во времени (кривая 3) получено путем гиперболического преобразования (кривая 2) при постоянном значении тягового усилия трактора, равном силе сопротивления агрегатируемой с трактором машины. Решение уравнения (5.42) для всех значений аргумента  $P_{кр}/Y_1$  представлено кривой 4, а частное решение, соответствующее изменению сцепного веса при колебаниях трактора – кривой 5. Очевидно, что коэффициент буксования, определенный только по среднему значению сцепного веса трактора, ниже, чем его среднее значение, определенное с учетом колебаний сцепного веса. Такое формирование процесса буксования характерно для тракторов колесной формулы 4х2 при подпрыгивании и галопировании и при подпрыгивании для тракторов колесной формулы 4х4. При галопировании формирование процесса буксования у тракторов с заблокированным приводом на все колеса идет иначе, так как сцепные веса, приходящиеся на мосты трактора, изменяются периодически в противофазе, а буксование мостов за счет жесткого привода одинаково и определяется суммарными нагрузками мостов. Это приводит к перераспределению тягового усилия между мостами: большее тяговое усилие развивает мост, воспринимающий в данный момент большую вертикальную нагрузку. В целом же, несмотря на заблокированный привод, коэффициент буксования также изменяется периодически, хотя и с меньшей амплитудой, чем в первом случае.

При постоянной угловой скорости ведущих колес трактора (двигатель трактора оснащен всережимным регулятором) изменение коэффициента буксования ведет к изменению скорости машинно-тракторного агрегата и, как следствие, к появлению ускорений и сил инерции. Результат сложения сил инерции и тягового усилия, развиваемого ведущими колесами, проявляется как изменение силы тяги трактора. По этой причине выражение (5.2) справедливо только для установившихся и усредненных режимов работы машинно-тракторного агрегата.

При описании влияния колебаний трактора в продольно-вертикальной плоскости на колебания силы тяги и буксования принима-

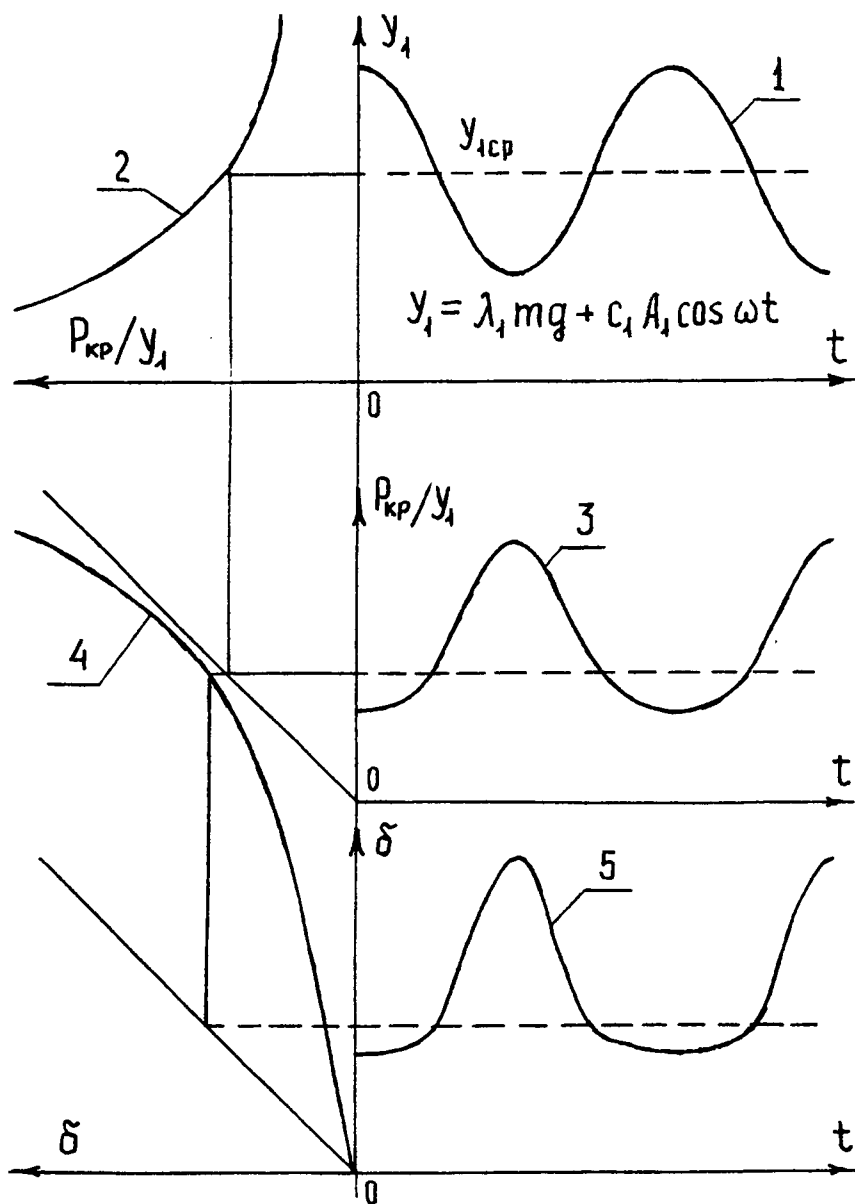


Рис. 5.4. Изменение мгновенного значения коэффициента буксования при продольно-вертикальных колебаниях трактора.



лось, что трактор работает изолированно от агрегируемой с ним машины, а демпфирующие свойства пневматических шин и деформируемой колесами почвы отсутствуют. В действительности при работе трактора с машиной, рабочие органы которой находятся в почве, условия возникновения колебаний сильно ограничены из-за демпфирования колебаний машинно-тракторного агрегата обрабатываемым слоем почвы. Явление демпфирования особенно проявляется при жестком соединении машины с трактором, например, при использовании силового или позиционного регулятора глубины обработки почвы.

При колебаниях трактора в поперечно-вертикальной плоскости (покачивании) перемещения  $z$  правого и левого колес равны, но противофазны. В большинстве конструкций тракторов ведущие колеса связаны с трансмиссией и между собой через симметричный конический дифференциал, особенностью которого является то, что крутящие моменты, подводимые к колесам равны между собой и равны наименьшему моменту сопротивления, оказываемому почвой на одно из колес. Поэтому колесо, воспринимающее в результате колебания избыточный сцепной вес, не может реализовать повышенную тяговую способность, так как другое колесо, разгруженное колебанием, недостаточно связано с почвой и может пробуксовывать, не встречая большого момента сопротивления. Можно сказать, что сцепной вес трактора при покачивании равен удвоенному минимальному сцепному весу, приходящемуся в данный момент на одно из колес.

$$Y_1 = 2Y_k - |c_k z_k| = 2Y_k - |c_k A_k \cos \omega t|, \quad (5.43)$$

где  $Y_k$  – сцепной вес, приходящийся на одно из ведущих колес в статике;  $c_k$  – жесткость шины;  $z_k$  – деформация шины при колебаниях;  $A_k$  – амплитуда колебания колеса;  $\omega$  – круговая частота колебания, определенная по выражению (5.38).

В соответствии с изменением сцепного веса изменяется и потенциальная сила тяги трактора, возникают периодические колебания коэффициента буксования трактора. Взаимосвязь этих процессов представлена на рис. 5.5. Обозначения кривых те же, что и на рис. 5.4. Сравнение кривых 5 изменения коэффициента буксования при наличии колебаний, приведенных на рис. 5.4 и 5.5, показывает, что при колебаниях в поперечно-вертикальной плоскости увеличенные коэффициенты буксования занимают большую часть времени процесса. Кроме того, характер буксования при покачивании отличается от буксования при подпрыгивании или галопировании: при покачивании каждому пику коэффициента буксования соответствует буксование только одного колеса, причем буксование колес все время чередуется, что создает условия для поддержания колебаний этого вида (режим автоколебаний).

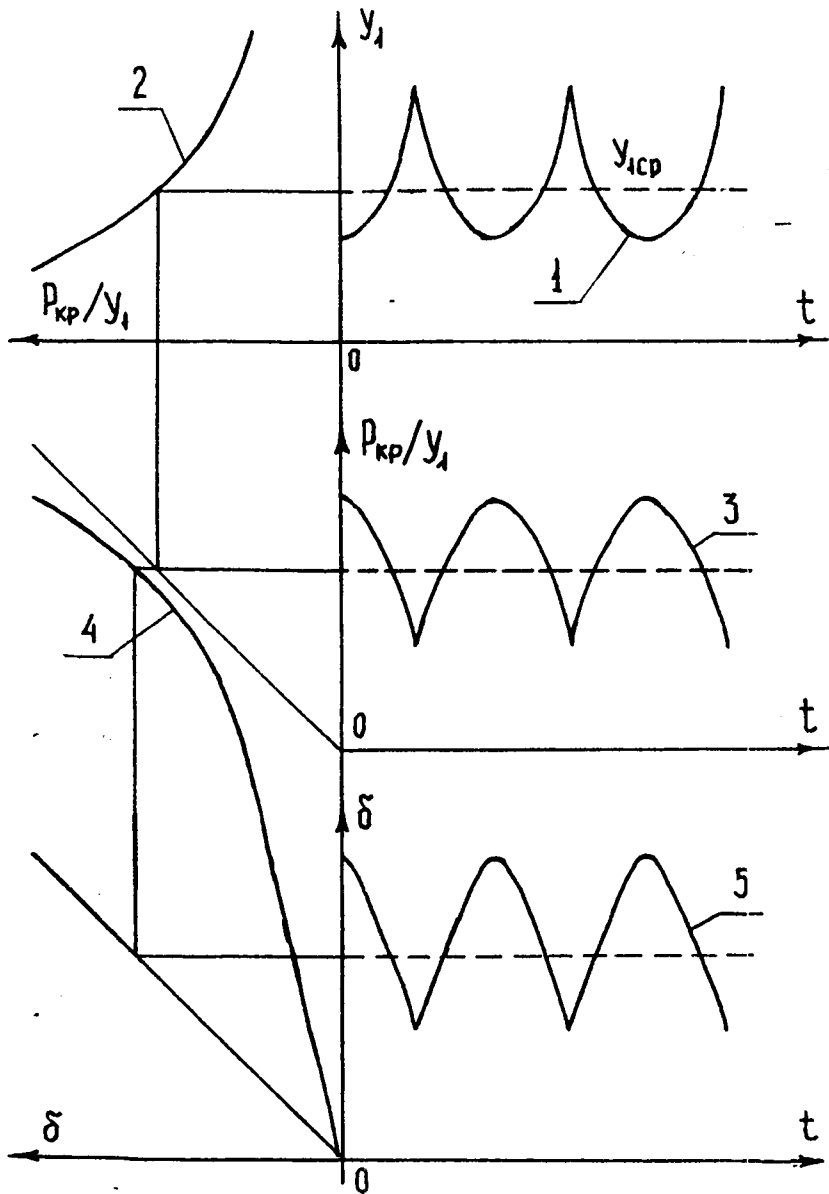


Рис. 5.5. Изменение мгновенного значения коэффициента буксования при поперечно-вертикальных колебаниях трактора.

При блокировке дифференциала угловые скорости ведущих колес одинаковы, поэтому и буксование колес тоже будет одинаковым. При возникновении колебаний в поперечно-вертикальной плоскости при блокированном дифференциале произойдет перераспределение тяговых усилий ведущих колес: большее тяговое усилие будет у того ведущего колеса, на которое приходится больший сцепной вес. Возмозности возникновения покачивания при блокированном дифференциале существенно ниже, так как за счет одновременной пробуксовки колес устраняется режим возможных автоколебаний, а энергия возмущающего воздействия рассеивается в процессе буксования.

## **5.2. Колебания силы тяги от буксования**

В большей части расчетов, связанных с процессом буксования, принимают, что зависимость нагрузки от коэффициента буксования на начальном участке есть монотонно возрастающая функция, производная которой постепенно уменьшается и при некоторых значениях коэффициента буксования становится равной нулю, что соответствует режиму стабилизации силы тяги. В действительности почвы, за исключением рыхлых песчаных почв пониженной влажности, обладают особыми свойствами, которые проявляются при плоском сдвиге как нелинейная и имеющая отрицательный участок зависимость касательных напряжений от нормальных, действующих в почве в момент сдвига слоя [115]. На основании этих свойств Гуськовым В. В. [27] были рассчитаны, а затем и проверены экспериментально зависимости силы тяги колес от величины коэффициента буксования и вертикальной нагрузки, действующей на колесо.

Анализ зависимости силы тяги колеса от его буксования показывает, что имеется три участка, где колесо различным образом взаимодействует с почвой. На первом участке наблюдается линейная зависимость между силой тяги и буксованием. Под колесом происходит уплотнение почвы не только в вертикальном направлении, но и горизонтальном. Этот процесс связан с уменьшением пористости почв за счет возникновения местных сдвигов частиц, соскальзывания более мелких частиц в поры почвы, изменения толщины водно-коллоидных оболочек минеральных частиц. Уплотнение почвы в вертикальном направлении происходит за счет действия силы тяжести трактора, в горизонтальном – за счет подведенного к колесу крутящего момента и преобразования его в силу тяги. На этом участке действует закон уплотнения грунтов, сформулированный Н. А. Цытовичем: бесконечно малое изменение относительного объема пор грунта прямо пропорционально бесконечно малому изменению давления. При дальнейшем наращивании крутящего момента пропорциональность между касательными и нормальными напряжениями нарушается, наибольшее влияние оказывают касательные напряжения, под действием которых происхо-

дит разрушение уплотненного слоя почвы. Наибольшей силой тяги колесо обладает в момент, предшествующий разрушению почвенного «кирпича», сформированного под действием нормальной и касательной составляющих нагрузки. При разрушении уплотненного слоя почвы коэффициент буксования увеличивается, а сила тяги колеса уменьшается, так как скелет почвы разрушен, и силами сопротивления буксованию являются только силы трения скольжения между слоями грунта. На тяговой характеристике колеса появляется участок с отрицательным наклоном, который затем стабилизируется, и колесо при дальнейшем увеличении буксования сохраняет свои тяговые возможности на этом уровне.

Только наличие отрицательного участка тяговой характеристики колеса не может являться источником колебаний. Для того, чтобы возникли колебания, необходимо накопление энергии, например, в силовой передаче трактора, пневматических шинах и почве, если она обладает упругими свойствами. Рассмотрим простейшую динамическую модель трактора, которая включает в себя (рис. 5.6) двигатель, трансмиссию и ведущее колесо, взаимодействующее с почвой.

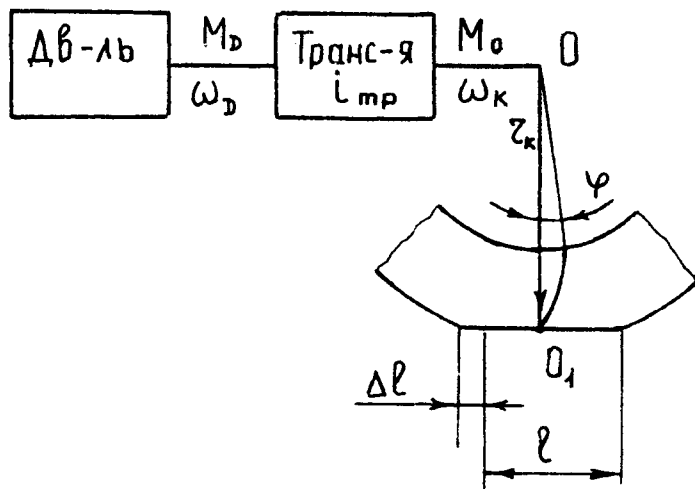


Рис. 5.6. Динамическая модель системы «Трактор-почва» для определения деформаций.

При увеличении нагрузки на трактор будем считать, что увеличение крутящего момента двигателя при быстром увеличении нагрузки происходит за счет части кинетической энергии, накопленной в маховике и других движущихся деталях двигателя, а при медленном – за счет увеличения

цикловой подачи топлива при передвижении рейки топливного насоса высокого давления, соединенной с всережимным регулятором. Трансмиссия трактора состоит из деталей, способных деформироваться под воздействием крутящего момента двигателя, причем деформация связана с величиной крутящего момента линейно. Для того, чтобы создать на осях ведущих колес трактора момент  $M_0$ , коленчатый вал под действием крутящего момента  $M_D$  двигателя должен повернуться на угол  $\varphi_{тр}$ , создавая необходимые для передачи крутящего момента деформации деталей трансмиссии.

$$\varphi_{тр} = \frac{M_D}{c_{тр}} = \frac{M_0}{i_{тр} c_{тр}}, \quad (5.44)$$

где  $c_{тр}$  – общая жесткость кинематической цепи трансмиссии,  $i_{тр}$  – передаточное число трансмиссии.

При передаче крутящего момента  $M_0$  от обода колеса к протектору пневматической шины, находящегося в контакте с почвой, пневматическая шина деформируется в тангенциальном направлении. Это проявляется в угловом смещении колеса относительно точек контакта протектора с почвой, которое прямо пропорционально крутящему моменту, преобразуемо-му в касательную силу тяги.

$$\varphi_{тк} = \frac{M_t}{c_{кт}}, \quad (5.45)$$

где  $\varphi_{тк}$  – угловое смещение колеса;  $c_{кт}$  – тангенциальная жесткость шины.

Кроме деформаций, наблюдаемых в трансмиссии и пневматических шинах ведущих колес, под действием касательной силы тяги  $P_k$ , полученной в результате преобразования крутящего момента  $M_0$ , происходит деформация почвы в направлении, обратном направлению движения колеса. Эта деформация в пределах действия закона уплотнения грунтов линейно связана с коэффициентом буксования и пропорциональна продольному размеру пятна контакта шины с почвой. Рассматривая уравнение равновесия элемента шины, находящегося в контакте с почвой при допущении, что радиальная жесткость шины, обусловленная давлением в ней воздуха, существенно больше жесткости, обусловленной конструкцией и материалом боковин шины, свяжем угловое смещение колеса с величиной коэффициента буксования.

$$\varphi_p = \frac{\delta Y}{b r_{в} r_k}, \quad (5.46)$$

где  $\varphi_P$  – угловое смещение колеса при деформации почвы;  $\delta$  – коэффициент буксования;  $Y$  – нормальная составляющая реакции почвы на колесо;  $b$  – ширина профиля протектора;  $p_B$  – давление воздуха в шине;  $r_K$  – радиус качения колеса.

Приводя угловые смещения колес от деформации шины и почвы к углу поворота коленчатого вала, получим его суммарный угол поворота, а по его значению и известной угловой скорости – время, за которое повернется коленчатый вал двигателя на этот угол.

$$\varphi_D = \varphi_{TP} + i_{TP}\varphi_{TK} + i_{TP}\varphi_P = \frac{M_0}{i_{TP}c_{TP}} + \frac{i_{TP}M_0}{c_{KT}} + \frac{i_{TP}\delta Y}{bp_B r_K} = \quad (5.47)$$

$$= \frac{M_0(i_{TP}^2 c_{TP} + c_{KT})}{i_{TP}c_{TP}c_{KT}} + \frac{i_{TP}\delta Y}{bp_B r_K}.$$

$$t_1 = \frac{\varphi_D}{\omega_D} = \left[ \frac{M_0(i_{TP}^2 c_{TP} + c_{KT})}{i_{TP}c_{TP}c_{KT}} + \frac{i_{TP}\delta Y}{bp_B r_K} \right] / \omega_D, \quad (5.48)$$

где  $\omega_D$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Выражение (5.47) включает в себя две составляющие. Первая составляющая определяет угол закручивания коленчатого вала от наличия упругих элементов с малыми гистерезисными потерями, вторая – угол закручивания от наличия упругих элементов с преобладанием гистерезисных потерь. Поэтому накопление потенциальной энергии происходит в основном в элементах трансмиссии и шине, а в почве из-за малой ее упругости происходит лишь рассеяние энергии. Эта энергия идет на уплотнение почвы в горизонтальном направлении и формирование «кирпича» под колесом трактора. Накопление потенциальной энергии в трансмиссии и шинах ведущих колес идет до тех пор, пока касательная сила тяги, получаемая в результате преобразования крутящего момента  $M_0$ , не превысит предельно допустимого для данного типа почвы значения. Для дальнейшего анализа процессов, происходящих в зоне контакта ведущего колеса с почвой, линеаризуем характеристики, полученные Гуськовым В.В. [27] (рис. 5.7).

Линеаризованная зависимость касательной силы тяги от коэффициента буксования представляет собой ломаную линию, имеющую три характерных участка. Первый участок отражает процесс сжатия почвы под колесом в горизонтальном направлении. В почве происходит уменьшение объема пор, она уплотняется в соответствии с законом уплотнения грунтов и при незначительных деформациях в горизонтальном направлении ее несущая способность увеличивается, что приводит к резкому увеличению ка-

касательной силы тяги от нуля до максимального значения  $P_{k \max}$ . Под колесом образовался уплотненный слой почвы, но структура почвы еще не разрушена. При дальнейшем нагружении колеса крутящим моментом происходит разрушение структуры уплотненной почвы (второй участок), ее несущая способность уменьшается, в результате уменьшается и касательная сила тяги колеса при одновременном увеличении коэффициента буксования. Этот процесс стабилизируется при достижении касательной силой тяги некоторого минимального значения  $P_{kf}$ , определяемого силой трения между слоем почвы, связанной с колесом и движущейся вместе с ним, и нижележащими неподвижными слоями (третий участок).

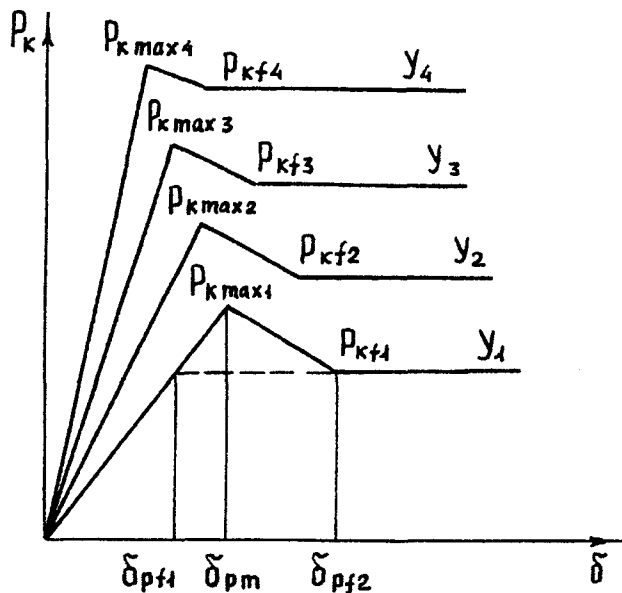


Рис. 5.7. Линеаризованная зависимость касательной силы тяги от коэффициента буксования и вертикальной нагрузки.

Максимальное значение касательной силы тяги зависит не только от коэффициента буксования, но и от вертикальной нагрузки на колесо. Чем больше вертикальная нагрузка, тем раньше, то есть при меньших коэффициентах буксования, достигаются максимальные значения касательной силы тяги. Это объясняется тем, что в слое почвы под колесом создается сложное напряженное состояние [115], при котором предел прочности материала зависит от напряжений, действующих по всем осям [8]. Так как нормальные напряжения в почве под действием увеличивающейся верти-

кальной составляющей растут, то разрушение уплотненного слоя почвы происходит при все меньших касательных напряжениях, которые достигаются при меньших значениях коэффициента буксования.

Вид зависимости касательной силы тяги колеса от его буксования, полученной Гуськовым В.В.[27], и ее линеаризованного варианта (рис. 5.7) показывает, что при разрушении уплотненного слоя почва ведет себя как бингемовская жидкость, в которой при смещении слоев действуют касательные напряжения, обусловленные как силами сцепления частиц, так и силами, зависящими от скорости смещения частиц относительно друг друга [126].

$$\tau = \frac{P}{S} = \tau_0 + v \frac{dV}{dz}, \quad (5.49)$$

где  $\tau$  – суммарное касательное напряжение;  $\tau_0$  – касательное напряжение, обусловленное силами сцепления между частицами;  $v$  – коэффициент внутреннего трения;  $dV/dz$  – градиент скорости;  $P$  – сила трения;  $S$  – площадь взаимодействия слоев.

Верхние слои почвы смещаются со скоростью, равной разности между теоретической скоростью  $V_T$  и действительной скоростью  $V$  колеса.

$$V_P = V_T - V = \delta V_T. \quad (5.50)$$

Смещение слоев почвы под действием касательной силы тяги затухает под ведущим колесом на некоторой глубине  $z_0$ , то есть на этой глубине градиент скорости равен нулю. Принимая закон распределения скоростей смещения слоев почвы линейным по глубине и вводя понятие коэффициента объемного трения, выражение (5.49) можно привести к виду

$$\tau = \frac{P_k}{bl} = \tau_0 + v \frac{V_P}{z_0} = \tau_0 + \mu \delta V_T, \quad (5.51)$$

где  $b$  – ширина пятна контакта шины с почвой;  $l$  – длина пятна контакта шины;  $\mu$  – коэффициент объемного трения.

Определим касательную силу тяги  $P_k$  из выражения (5.51), когда разрушается под колесом уплотненный слой почвы.

$$P_k = (\tau_0 + \mu \delta V_T) bl = P_{kr} + \mu bl \delta V_T. \quad (5.52)$$

Для того, чтобы определить время, за которое процесс разрушения уплотненного слоя почвы закончится и касательная сила тяги уменьшится с максимального значения до минимального, определяемого только силами



The diagram illustrates a mechanical system. At the top, a spring with stiffness  $C_c$  and length  $l_{TP}$  is shown. A moment  $M_0$  is applied at the end of the spring. The deflection angle is  $\varphi_k$ , and the vertical displacement is  $Z_k$ . The horizontal displacement is  $l$ . A shear force  $V_0$  is shown at the base of the spring. The vertical displacement  $Z_0$  and horizontal displacement  $X$  are also indicated. The diagram shows a cross-section of a beam with a triangular stress distribution, with points  $O_1$  and  $O_2$  marked on the neutral axis.

96

$$P_{K \max} - kx = P_{Kf} + \mu bl \frac{dx}{dt}. \quad (5.53)$$

При этом учитываем, что

$$P_{K \max} = M_{O \max} / r_K;$$

$$P_{Kf} = M_{Of} / r_K;$$

$$x = r_K \varphi_x;$$

$$k = \frac{c_c}{r_K^2} = \frac{i_{TP} c_{TP} c_{KT}}{r_K^2 (i_{TP}^2 c_{TP} + c_{KT})}.$$

Решим уравнение (5.53).

$$\int dt = \int \frac{\mu bl dx}{P_{K \max} - P_{Kf} - kx};$$

$$t = -\frac{\mu bl}{k} \ln(P_{K \max} - P_{Kf} - kx) + C, \quad (5.54)$$

где  $C$  – постоянная интегрирования.

Определим постоянную интегрирования, определив начальные условия  $t = 0$  и  $x = 0$ .

$$C = \frac{\mu bl}{k} \ln(P_{K \max} - P_{Kf}). \quad (5.55)$$

Решение уравнения (5.54) относительно  $t$  путем подстановки в него значения постоянной  $C$ , определенной по выражению (5.55), дает  $t = \infty$ . Для дальнейшего анализа процесса подставим в уравнение (5.54) значение постоянной  $C$  и преобразуем его по аргументу  $x$ .

$$t = -\frac{\mu bl}{k} \ln(P_{K \max} - P_{Kf} - kx) + \frac{\mu bl}{k} \ln(P_{K \max} - P_{Kf}) =$$

$$= -\frac{\mu bl}{k} \ln\left(\frac{P_{K \max} - P_{Kf} - kx}{P_{K \max} - P_{Kf}}\right) = -\frac{\mu bl}{k} \ln\left(1 - \frac{kx}{P_{K \max} - P_{Kf}}\right);$$

$$\frac{-kt}{\mu bl} = \ln \left( 1 - \frac{kx}{P_{k \max} - P_{kf}} \right). \quad (5.56)$$

Пропотенцируем выражение (5.56) и определим из выражения, полученного в результате потенцирования,  $x$ .

$$e^{\frac{-kt}{\mu bl}} = 1 - \frac{kx}{P_{k \max} - P_{kf}};$$

$$x = \frac{P_{k \max} - P_{kf}}{k} \left( 1 - e^{\frac{-kt}{\mu bl}} \right). \quad (5.57)$$

Так как  $(P_{k \max} - P_{kf}) / k = x_{\max}$ , то выражение (5.57) можно записать следующим образом.

$$x = x_{\max} \left( 1 - e^{\frac{-kt}{\mu bl}} \right). \quad (5.58)$$

Выражение (5.58) есть уравнение экспоненты. Особенностью процессов, описываемых подобными уравнениями, является то, что теоретически они никогда не заканчиваются, так как  $x$  приближается к своему максимальному значению  $x_{\max}$  бесконечно долгое время. В действительности реальные процессы заканчиваются при общепринятом допущении, что  $x = 0,95 x_{\max}$  или  $x = 0,99 x_{\max}$ , что соответствует времени длительности процесса  $t = 3 \tau$  или  $t = 5 \tau$ , соответственно, где  $\tau$  – постоянная процесса. Для уравнения (5.58) постоянная времени  $\tau = \mu bl / k$ , значит, время, за которое произойдет процесс разрушения уплотненного слоя почвы под колесом, можно принять равным

$$t_2 = 5 \tau = 5 \mu bl / k. \quad (5.59)$$

За это время ведущее колесо трактора повернется на угол  $\phi_{x \max} = x_{\max} / r_k$ , касательная сила тяги колеса уменьшится с  $P_{k \max}$  до  $P_{kf}$ , а часть энергии, запасенной в трансмиссии и шине, затратится на разрушение уплотненного слоя почвы. С этого момента под колесом будет формироваться новый уплотненный слой почвы в течение времени  $t_1$  с последующим разрушением за время  $t_2$  и колебаниями силы тяги колеса от  $P_{k \max}$  до  $P_{kf}$ , то есть процесс будет периодическим с периодом  $T = t_1 + t_2$ .

Рассмотрим, будет ли период  $T$  постоянной величиной, или он под действием вероятностных характеристик параметров, входящих в выраже-

ния (5.48) и (5.59), также будет иметь вероятностную составляющую. Для этого в выражении (5.48) заменим значение крутящего момента, действующего на ведущих колесах, разностью касательных сил тяги  $P_{k \max}$  и  $P_{kf}$ , так как периодический процесс формирования уплотненного слоя почвы начинается не с нуля, а с предыдущего процесса разрушения уплотненного слоя, созданного ранее. По этой же причине заменим коэффициент буксования  $\delta$  разностью коэффициентов буксования  $\delta_{pm}$  и  $\delta_{pfl}$  (рис. 5.7).

$$t_1 = \left[ \frac{r_k (P_{k \max} - P_{kf}) (i_{TP}^2 c_{TP} + c_{KT})}{i_{TP} c_{TP} c_{KT}} + \frac{i_{TP} Y (\delta_{pm} - \delta_{pfl})}{b p_B r_k} \right] / \omega_D. \quad (5.60)$$

Выражение (5.60) показывает, что в него входят как постоянные величины, так и величины, имеющие вероятностную составляющую. Это разности касательных сил тяги и коэффициентов буксования, определяемых свойствами почвы, которые также имеют вероятностную составляющую. Структура выражения (5.60) такова, что порядок вероятностной составляющей времени процесса  $t_1$  совпадает с порядком вероятностных составляющих разностей касательных сил тяги  $P_{k \max}$  и  $P_{kf}$ , и коэффициентов буксования  $\delta_{pm}$  и  $\delta_{pfl}$ , определенных для начала и конца формирования уплотненного слоя почвы. То есть составляющая  $t_1$  периода  $T$  процесса будет иметь переменную составляющую постольку, поскольку ее будут иметь параметры  $P_{k \max}$ ,  $P_{kf}$ ,  $\delta_{pm}$  и  $\delta_{pfl}$ .

Анализ выражения (5.59) показывает, что вторая составляющая  $t_2$  периода  $T$  будет более стабильна, чем  $t_1$ , однако выражение (5.59) не отражает сути процесса формирования второй составляющей  $t_2$ , поэтому вывод о ее стабильности ошибочен. Для реальной оценки изменчивости второй составляющей  $t_2$  рассмотрим выражение (5.58), заменив в нем текущее смещение  $x$  колеса относительно почвы на разность между максимальным смещением колеса  $x_{\max}$  и некоторым малым смещением  $\varepsilon$ , которое можно интерпретировать как случайное отклонение процесса. Тогда выражение (5.58) можно записать так.

$$x_{\max} - \varepsilon = x_{\max} - x_{\max} e^{\frac{-kt_2}{\mu b l}};$$

$$\frac{\varepsilon}{x_{\max}} = e^{\frac{-kt_2}{\mu b l}};$$

$$\ln \frac{x_{\max}}{\varepsilon} = \frac{kt_2}{\mu b l}.$$

Отсюда

$$t_2 = \frac{\mu b l}{k} \ln \frac{x_{\max}}{\varepsilon}. \quad (5.61)$$

Анализ выражения (5.61) показывает, что при незначительных изменениях  $x_{\max}$  вторая составляющая  $t_2$  изменяется в широких пределах. Так, при изменении  $x$  в пределах от  $0,95 x_{\max}$  до  $0,99 x_{\max}$  время  $t_2$  увеличивается в 1,67 раза. Таким образом, период  $T$  формирования уплотненного слоя почвы под колесом и последующего его разрушения, сопровождаемого изменением касательной силы тяги и коэффициента буксования, будет иметь существенную вероятностную составляющую, определяемую, в основном, изменчивостью длительности процесса разрушения уплотненного слоя почвы.

Природа колебаний касательной силы тяги, связанных с разрушением уплотненного слоя почвы, существенно отличается от колебаний, связанных с изменением положения остова трактора в пространстве. Если в последнем случае колебания формируются в процессе изменения формы энергии – потенциальная энергия сжатых упругих элементов превращается в кинетическую энергию массы трактора, а затем процесс идет в обратном направлении, то в первом случае энергия, накопленная в упругих элементах трансмиссии затрачивается на разрушение уплотненного слоя почвы. Эта энергия отбирается от двигателя трактора, тем самым снижая его тяговый к.п.д. Определим, какая часть энергии непроизводительно расходуется на колебания при буксовании. Для этого определим, какая энергия была накоплена в упругих элементах трансмиссии до начала процесса разрушения уплотненного слоя почвы, не принимая во внимание ту часть энергии, которая затрачена на уплотнение почвы, так как упругие свойства почвы существенно ниже, и ими можно пренебречь. Процесс накопления энергии идет при изменяющихся мгновенных значениях как крутящего момента двигателя, так и угловых деформаций, поэтому

$$dA = M_D d\varphi_D = \frac{c_{TP} c_{KT}}{i_{TP}^2 c_{TP} + c_{KT}} \varphi_D d\varphi_D;$$

$$A_{\max} = \int dA = \int_0^{\varphi_{D\max}} \frac{c_{TP} c_{KT}}{i_{TP}^2 c_{TP} + c_{KT}} \varphi_D d\varphi_D = \frac{c_{TP} c_{KT}}{i_{TP}^2 c_{TP} + c_{KT}} * \frac{\varphi_{D\max}^2}{2}. \quad (5.62)$$

Последовательно заменяя в выражении (5.62) угловые деформации деталей трансмиссии и пневматической шины на крутящий момент двига-

теля, создающий эти деформации, а крутящий момент двигателя – на соответствующую ему касательную силу тяги колеса, получим.

$$A_{\max} = \frac{i_{\text{TP}}^2 c_{\text{TP}} + c_{\text{КТ}}}{c_{\text{TP}} c_{\text{КТ}}} * \frac{M_{\text{Дmax}}^2}{2} = \frac{i_{\text{TP}}^2 c_{\text{TP}} + c_{\text{КТ}}}{c_{\text{TP}} c_{\text{КТ}}} * \frac{P_{\text{к max}}^2 r_{\text{к}}^2}{2 i_{\text{TP}}^2}. \quad (5.63)$$

Аналогично получим и оставшуюся часть энергии после процесса разрушения уплотненного слоя почвы, заменяя максимальную касательную силу тяги колеса на касательную силу тяги, обусловленную силами трения между частицами почвы.

$$A_{\min} = \frac{i_{\text{TP}}^2 c_{\text{TP}} + c_{\text{КТ}}}{c_{\text{TP}} c_{\text{КТ}}} * \frac{P_{\text{КТ}}^2 r_{\text{к}}^2}{2 i_{\text{TP}}^2}. \quad (5.64)$$

Количество энергии, идущей на разрушение уплотненного слоя почвы в течение одного колебания, определится как разность энергий, определенных по выражениям (5.63) и (5.64).

$$\Delta A = A_{\max} - A_{\min} = \frac{r_{\text{к}}^2 (i_{\text{TP}}^2 c_{\text{TP}} + c_{\text{КТ}})}{2 i_{\text{TP}}^2 c_{\text{TP}} c_{\text{КТ}}} (P_{\text{К max}}^2 - P_{\text{КТ}}^2). \quad (5.65)$$

Так как процесс накопления энергии и ее выделения на разрушение идет за период времени  $T$ , то можно определить затраты мощности на разрушение уплотненного слоя почвы при буксовании.

$$N_{\text{р}} = \frac{\Delta A}{T} = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{t_1 + t_2}, \quad (5.66)$$

где  $t_1$  – время накопления энергии, определенное по выражению (5.60);  $t_2$  – время разрушения уплотненного слоя почвы, определенное по выражению (5.59).

Теоретический анализ процесса буксования показывает, что при буксовании, даже если этот процесс будет стабильным, сила тяги трактора будет колебаться, причем колебания будут иметь случайный характер. Кроме того, сам процесс буксования может быть разбит на две фазы: в первой фазе буксование связано только с уплотнением почвы, во второй – с разрушением структуры почвы, что приводит к превращению в пылевидные частицы агрегатов почвы размером 0,1...10 мм, наиболее ценных с точки зрения плодородия почвы. Увеличение в почве доли пылевидных частиц способствует развитию водной и ветровой эрозии, а при чередовании влажной и сухой погоды приводит к образованию не только поверхност-

ной корки, мешающей развитию растений, но и кирпичеобразным конгломератам внутри пахотного горизонта, сокращающим зону питания корней.

### **5.3 Исследование колебательного характера процесса буксования<sup>\*)</sup>**

Целью исследований было установление факта генерации колебаний силы тяги энергосредства при буксовании и определение характера этих колебаний. Общеизвестно, что сила тяги энергосредства находится в тесной связи с буксованием ходового аппарата, причем эта связь двухсторонняя: при изменении буксования изменяется в некоторых пределах и сила тяги, с другой стороны, изменение силы сопротивления движению энергосредства вызывает изменение его буксования. Поэтому для изучения процесса генерации колебаний при буксовании необходимо стабилизировать один из факторов – буксование или силу тяги. Были проанализированы различные способы стабилизации этих факторов и разработаны соответствующие устройства. Наиболее эффективным решением был признан способ стабилизации процесса буксования и изготовлена для его реализации установка, состоящая из испытуемого энергосредства, нагрузочного устройства и гусеничного трактора, выполняющего функцию стабилизатора скорости движения. Суть способа заключается в том, что посредством внешнего вспомогательного устройства, присоединенного к испытуемому трактору через силоизмеритель, трактору задается определенная (постоянная по величине) поступательная скорость движения, причем она должна быть ниже теоретической скорости трактора (определяется по частоте вращения коленчатого вала двигателя, передаточному числу трансмиссии и радиусу качения ведущего колеса) на величину необходимого для изучения буксования. Поскольку частота вращения коленчатого вала стабилизирована всережимным регулятором, то величина коэффициента буксования трактора также будет стабильна, а силоизмеритель будет регистрировать изменения силы тяги трактора, обусловленные процессами, происходящими в зоне контакта ведущих колес с почвой. Более точное представление об установке дает схема, приведенная на рис. 5.9. Испытуемый трактор 1, процесс буксования ходового аппарата которого исследуется, при помощи троса 2 подсоединен через силоизмерительное звено 3 к тележке 4 нагрузочного устройства, состоящего из саней 5, по которым движется тележка 4, нагруженная балластом 6. Несмотря на большую массу балласта, тележка 4 может перемещаться по направляющим саней 5 с минимальным усилием, так как приняты все меры по снижению сил трения, возникающие при ее перемещении. Тележка 4 соединена с санями 5 через пружину 6 и демпфер 7, а сани 5 – жесткой сцепкой с гусеничным трактором 8.

Работает установка следующим образом. Испытуемому трактору 1 задается включением соответствующей передачи и выбором скоростного

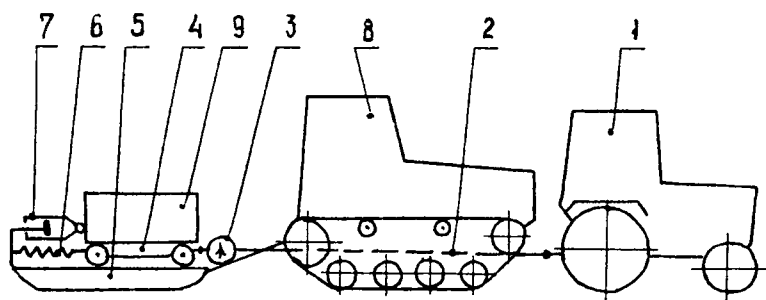


Рис. 5.9. Схема установки для исследования колебаний силы тяги, возникающих при буксовании.

режима двигателя необходимая теоретическая скорость движения. Так как трактор 1 подсоединен к грузозагрузочному устройству, для перемещения которого из-за установленного на нем балласта 6 требуется значительно большее тяговое усилие, чем то, которое развивает трактор 1, то действительная скорость движения трактора 1 будет определяться скоростью движения гусеничного трактора 8. Разность между теоретической скоростью движения трактора 1 и действительной скоростью движения гусеничного трактора 8, а, значит, и всей установки в целом определит величину буксования. Для изменения величины буксования действительная скорость движения трактора 8 устанавливается различной за счет выбора передачи и скоростного режима его двигателя. Как теоретическая, так и действительная скорости движения тракторов стабилизированы, так как двигатели тракторов оборудованы всережимными регуляторами, а масса балласта 6 подобрана так, что двигатели тракторов работают на регуляторной ветви нагрузочной характеристики. Стабилизации действительной скорости способствуют и свойства гусеничного ходового аппарата трактора 8: его коэффициент буксования даже при номинальном тяговом усилии не превышает 5 %, а его номинальное тяговое усилие в несколько раз выше номинального тягового усилия испытуемого трактора 1. Применение гусеничного трактора в качестве стабилизатора скорости движения привело к необходимости установки демпферного устройства, состоящего из пружины 6 и амортизатора 7. Известно [66], что гусеничный трактор сам является источником колебаний нагрузки, частота которых лежит в нескольких частотных диапазонах: 1,0...1,5 Гц; 2,5...3,0 Гц; 5,0...6,0 Гц; 10,0...12,0 Гц.



Через жесткую сцепку весь спектр колебаний, генерируемых гусеничным трактором, будет передан загрузочному устройству и при отсутствии демпферного устройства будет фиксироваться силоизмерителем. Демпферное устройство в сочетании с балластом 6, установленным на подвижной тележке 4, выполняет роль фильтра, исключая влияние колебаний, генерируемых гусеничным трактором, на результаты работы силоизмерителя.

В качестве испытуемого энергосредства был использован трактор Т-25А, для стабилизации действительной скорости движения – трактор ДТ-75М. Для контроля работы всей установки и процесса буксования кроме силоизмерителя были установлены тахометрические датчики частот вращения коленчатых валов тракторов Т-25А и ДТ-75М, импульсные контактные датчики угла поворота ведущего колеса трактора Т-25А и путеизмерительного колеса, фиксирующего реальный пройденный путь. Во время исследований процесса буксования трактор Т-25А двигался на первой передаче, а его двигатель работал на номинальном скоростном режиме. Для задания различных значений буксования трактор ДТ-75М двигался на первой, второй, третьей и четвертой передачах, а его двигатель – на пониженном скоростном режиме ( $1315 \text{ мин}^{-1}$ ). Регистрация сигналов датчиков производилась при помощи светолучевого осциллографа Н-700, последующая обработка данных велась на основе пакета прикладных программ Microsoft Excel. В каждом из опытов было получено более пятисот значений регистрируемых параметров, что позволило достоверно судить о характере колебаний, возникающих при буксовании. Результаты статистической обработки экспериментальных данных приведены в таблице 5.1, а их графическое представление – на рис. 5.10.

Таблица 5.1

Результаты обработки экспериментальных данных

Номер опыта	1	2	3	4
Скорость движения, м/с	1,07	1,2	1,28	1,34
Коэффициент буксования, %	24,6	17,7	13,0	10,6
Сила тяги, кН	8,96	7,98	6,27	5,66
Среднее квадрат. отклонение, кН	1,06	0,76	0,87	0,75
Коэффициент вариации, %	12	9	14	13
Коэффициент асимметрии А	-0,52	-0,53	-0,64	-0,11
Коэффициент эксцесса Е	1,42	1,32	2,06	-0,12

Анализ результатов эксперимента показывает, что среднее значение тягового усилия трактора Т-25А зависит от величины коэффициента буксования. При стабильном по величине коэффициенте буксования тяговое усилие носит колебательный характер, среднее квадратическое отклонение процесса изменяется в пределах от 7,53 кН до 10,6 кН, имея тенденцию к увеличению при увеличении буксования. Коэффициент вариации тягового

усилия изменяется в пределах 9...14 % в зависимости от различных значений коэффициента буксования, но взаимосвязи между коэффициентом вариации и коэффициентом буксования не установлено.

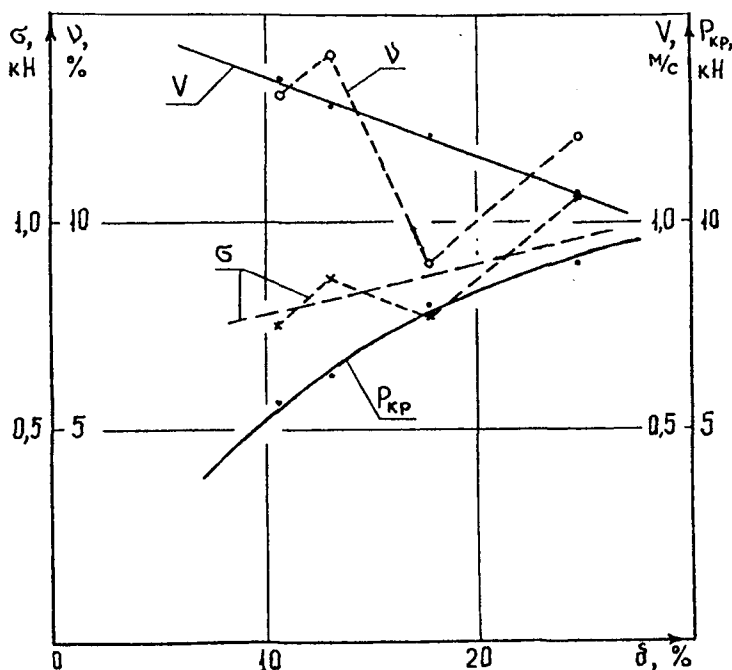


Рис. 5.10. Зависимость вероятностных характеристик силы тяги на крюке трактора Т-25А от буксования.

Асимметрия и эксцесс эмпирического распределения как и все выборочные параметры являются случайными величинами и даже при распределении, приближающемся к нормальному, могут отличаться от нуля. Поэтому для установления факта принадлежности изучаемого распределения к нормальному были вычислены дисперсии асимметрии и эксцесса и на основании неравенства Чебышева применены критерии нормальности распределения.

$$|A| \leq 3\sqrt{D(A)};$$

$$E \leq 5\sqrt{D(E)}.$$

При выполнении этих условий эмпирическое распределение можно считать нормальным. В таблице 5.2 приведены значения асимметрии, эксцесса и их критерии для каждого опыта.

Таблица 5.2

Результаты расчета критериев нормальности

Номер опыта	1	2	3	4
Коэффициент буксования, %	24,6	17,7	13,0	10,6
Коэффициент асимметрии А	-0,52	-0,53	-0,64	-0,11
Коэффициент эксцесса Е	1,42	1,32	2,06	-0,12
Дисперсия коэффициента А	0,0115	0,0115	0,0117	0,0114
Дисперсия коэффициента Е	0,045	0,045	0,046	0,045
Критерий согласия по А	0,322	0,322	0,324	0,320
Критерий согласия по Е	1,061	1,061	1,072	1,061

Результаты расчета показывают, что только для опыта № 4, в котором буксование было равным 10,6 %, распределение можно считать нормальным, в остальных опытах с большими коэффициентами буксования критерии нормальности не выполняются. Это можно объяснить тем, что между значениями коэффициента буксования 10,6 % и 13,0 % лежит граница возникновения колебаний, связанных с разрушением уплотненного слоя почвы под ведущим колесом. При дальнейшем увеличении буксования эти колебания являются определяющими в формировании вероятностного характера изменения силы тяги трактора.

Для выяснения того, являются ли колебания тягового усилия, связанные с разрушением уплотненного слоя почвы, регулярными, или они носят хаотический характер, тяговое усилие представлялось как случайная функция от времени или перемещения и вычислялась его корреляционная функция от тех же аргументов для заданных коэффициентов буксования. В результате расчета получены корреляционные функции без периодической составляющей. Это значит, что колебательные процессы при буксовании носят хаотический характер, а факторы, его формирующие, весьма многообразны. Во всех четырех опытах корреляционные функции аппроксимировались уравнением вида

$$\rho(l) = e^{-b_1 l}, \quad (5.67)$$

$$\rho(t) = e^{-b_2 t}. \quad (5.68)$$

Аппроксимированные корреляционные функции для различных значений коэффициента буксования в функции от пути, пройденного тракто-

ром, приведены на рис. 5.11. Зависимости коэффициентов  $b_1$  и  $b_2$  от величины коэффициента буксования трактора (а) и от скорости перемещения трактора (б) приведены на рис. 5.12. Эти зависимости показывают, что при увеличении буксования и скорости движения трактора процессы, формирующие колебательный характер тягового усилия, устойчивы, несмотря на их вероятностный характер.

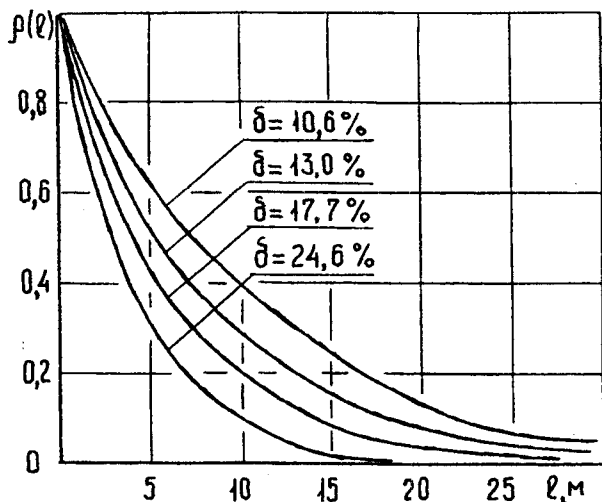


Рис. 5.11. Аппроксимированные корреляционные функции тягового усилия при различных коэффициентах буксования.

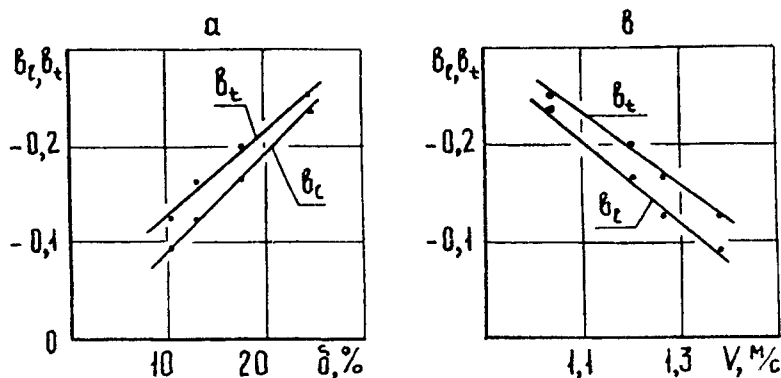


Рис. 5.12. Зависимость коэффициентов уравнений корреляционных функций от буксования (а) и скорости (б).

## *Выводы*

Вероятностный характер нагрузки на энергосредство определяется не только сопротивлением машины, агрегатируемой с энергосредством, но и колебаниями энергосредства в продольно-вертикальной и поперечно-вертикальной плоскостях, а также процессами уплотнения почвы под ведущими колесами и последующим разрушением уплотненного слоя.

Экспериментально подтверждено, что основными являются колебания силы тяги, вызванные взаимодействием ведущего колеса с почвой. Колебания носят вероятностный характер, причем при отсутствии разрушения уплотненного слоя почвы распределение мгновенных значений силы тяги близко к нормальному. При наличии разрушения уплотненного слоя, сопровождаемого истиранием частиц почвы до пылевидной фракции, распределение отличается от нормального, что может быть критерием максимального значения коэффициента буксования из условий сохранения продуктивных свойств почвы.

---

<sup>\*)</sup> В исследованиях колебательного характера процесса буксования принимал участие инж. В.А.Коптяев

## **6.Вероятностные характеристики колебаний нагрузки и эксплуатационные показатели моторно-трансмиссионной установки энергосредства**

Ряд параметров моторно-трансмиссионной установки, как и некоторые параметры ходовой части, рабочего оборудования являются определяющими для важнейших эксплуатационных качеств и свойств энергосредства и машинно-тракторного агрегата на его основе. Так, производительность машинно-тракторного агрегата определяется мощностью двигателя, видом внешней нагрузочной и скоростной характеристики, рациональным выбором и плотностью ряда передаточных чисел коробки перемены передач и т.д. Из этого следует, что из всего ряда параметров моторно-трансмиссионной установки можно выделить такие параметры, которые не только связаны с определенными эксплуатационными факторами машинно-тракторных агрегатов, но и полностью определяют их. Такими факторами являются мощность, крутящий момент и нагрузочная характеристика двигателя, частота вращения и скоростная характеристика двигателя, коэффициенты приспособляемости двигателя по крутящему моменту и частоте вращения, часовой и эффективный удельный расходы топлива и их зависимость от скоростного и нагрузочного режимов, а также число передач и их передаточные отношения трансмиссии.

### **6.1. Колебания нагрузки и эксплуатационные показатели двигателей с типовыми характеристиками**

Эксплуатационные показатели двигателей энергосредств определяются при испытаниях двигателей с целью установления их характеристик: скоростных (независимая переменная – частота вращения коленчатого вала); нагрузочных (независимые переменные – среднее эффективное давление, крутящий момент или эффективная мощность); регуляторных (независимые переменные – частота вращения или эффективная мощность) и других. Для получения сопоставимых результатов испытания проводятся по методикам, которые оговорены в нормативных документах. Так, например, испытания тракторных и комбайновых двигателей проводятся в соответствии с ГОСТ 18509-88 «Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний».

Существенным отличием показателей, оговоренных в этих нормативных документах, от соответствующих показателей, определяемых для двигателей, установленных на энергосредствах, работающих в составе машинно-тракторных агрегатов, является то, что первые определяются в статических режимах, когда и независимые переменные, определяющие тип характеристики, и зависимые переменные фиксируются в установившихся режимах работы двигателя. Такие режимы не могут быть использованы в

реальных условиях работы агрегата, так как нагрузка на двигатель энергостедства, работающего в составе машинно-тракторного агрегата, имеет переменный характер, что приводит к существенному изменению характеристик двигателей.

Изменение характеристик двигателей под действием меняющейся вероятностным образом внешней нагрузки и обоснование оптимальных нагрузочных режимов с учетом этих изменений подробно рассмотрено Л.Е. Агеевым в [1]. Основной целью этой работы был расчет оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов на основе технических характеристик существующих энергосредств и вероятностного характера нагрузки на двигатель энергосредства со стороны рабочей машины. Этот же подход может быть применен не только для оптимизации режимов работы машинно-тракторного агрегата, но и для выбора оптимальных параметров энергосредств – наиболее выгодных характеристик двигателей и трансмиссий. Существенным отличием при решении этой задачи является многообразие условий ее решения. Так, для определения оптимальных режимов работы конкретного машинно-тракторного агрегата необходимо знать характеристики двигателя и трансмиссии энергосредства, а также вероятностно-статистические оценки тягового сопротивления рабочей машины или момента сопротивления на валу двигателя. При этом для упрощения расчетов характеристики как двигателя, так и тягового сопротивления могут быть описаны более простыми выражениями. Например, характеристики двигателя могут быть представлены в виде кусочно-линейных функций, нормальный закон распределения какого-либо входного параметра заменен законом Симпсона, параметры которого определяются, исходя из равенства дисперсий.

При оптимизации характеристик энергосредств начальные условия не могут быть определены так однозначно, как в случае оптимизации режимов работы машинно-тракторных агрегатов. Например, нагрузочная характеристика двигателя может быть аппроксимирована не только кусочно-линейными функциями, но и кусочно-параболическими, гиперболическими и т.д., а входные воздействия могут быть описаны не только известными теоретическими, но и представлены эмпирическими распределениями в табличной форме.

Современная вычислительная техника позволяет широко применять численные методы решения поставленной задачи. В общем виде решение задачи сводится к определению ряда значений выходных параметров двигателя или трансмиссии по их аппроксимированным или реальным характеристикам и ожидаемым входным воздействиям с последующей аппроксимацией полученного ряда каким-либо выражением и нахождением экстремумов этого выражения. Рассмотрим методику решения поставленной задачи на примере определения оценок какого-либо выходного параметра по соответствующим оценкам входного. На рис. 6.1 по оси абсцисс отло-

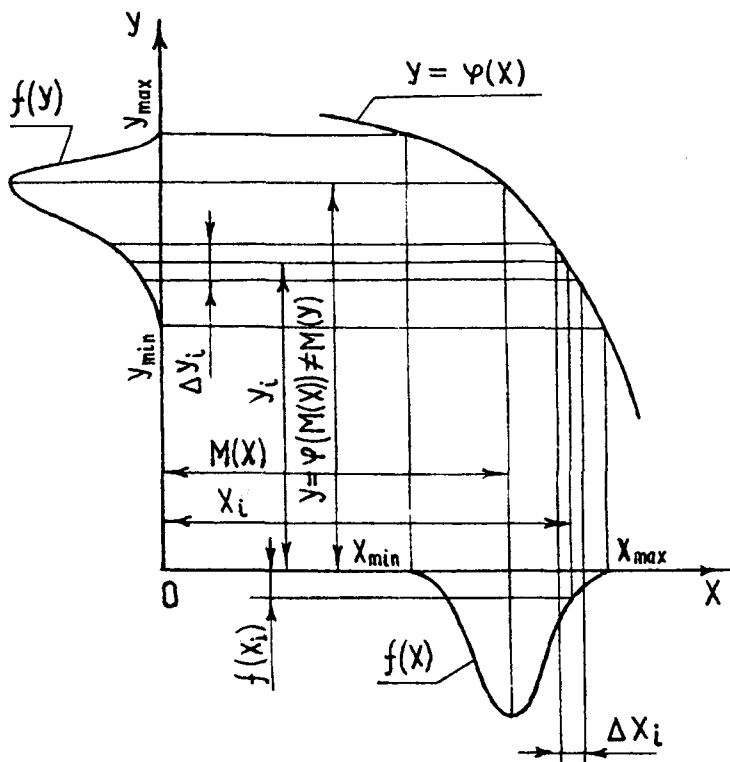


Рис. 6.1. Схема определения вероятностных характеристик выходных параметров методом интервалов.

жены значения входного параметра  $X$ , который изменяется в пределах от  $x_{\min}$  до  $x_{\max}$  с плотностью распределения  $f(x)$ . По оси ординат отложены значения выходного параметра  $Y$ , связь его с входным параметром  $X$  определяется зависимостью  $Y = \varphi(x)$ , полученной при установившемся режиме работы двигателя или какого-либо другого узла во время стендовых испытаний. Очевидно, что при изменении входного параметра от  $x_{\min}$  до  $x_{\max}$  выходной параметр также изменяется в пределах от  $y_{\min}$  до  $y_{\max}$ . При нелинейной связи между входным и выходным параметрами нет равенства



законов распределения входного и выходного параметров, что не позволяет вычислять математическое ожидание и дисперсию выходного параметра по аналогичным показателям входного.

Для использования численных методов вычисления оценок математического ожидания и дисперсии перейдем от интегральных форм их определения к суммам дискретных величин. Для этого разобьем область изменения входной величины  $X$  на  $n$  равных или произвольных по величине интервалов  $\Delta x$  (рис. 6.1). Математическое ожидание непрерывной случайной величины определяется выражением

$$M(X) = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} x f(x) dx. \quad (6.1)$$

Перейдя от дифференциалов к интервалам, получим

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^n x_i f(x_i) \Delta x_i, \quad (6.2)$$

где  $\bar{X}$  – оценка математического ожидания входной величины;  $x_i$  – значение входной величины, принадлежащее центру интервала  $\Delta x_i$ ;  $f(x_i)$  – плотность распределения входной величины в интервале  $\Delta x_i$ .

Аналогично запишутся выражения для математического ожидания и его оценки для выходной величины.

$$M(Y) = \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} y g(y) dy = \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} y f[\psi(y)] \psi'(y) dy; \quad (6.3)$$

$$\bar{Y} = \sum_{i=1}^n y_i g(y_i) \Delta y_i = \sum_{i=1}^n \varphi(x_i) f(x_i) \Delta x_i, \quad (6.4)$$

где  $g(y)$  – плотность распределения выходной величины;  $\varphi(x)$  – функция связи выходного параметра с входным;  $\psi(y)$  – функция, обратная функции  $\varphi(x)$ .

Сопоставление выражений (6.1), (6.3) и (6.2), (6.4) показывает, что в случае нелинейной связи между входным и выходным параметрами для определения математического ожидания выходного параметра или его оценки нельзя использовать математическое ожидание и его оценку входного параметра с последующим преобразованием через функцию связи. То есть

$$M(Y) \neq \varphi[M(X)] \Rightarrow \bar{Y} \neq \varphi(\bar{X}). \quad (6.5)$$

Дисперсию, являющуюся естественной, простейшей мерой рассеяния случайной величины вокруг ее математического ожидания, и ее оценку для входной и выходной величин можно определить аналогично.

$$D(X) = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} [x - M(X)]^2 f(x) dx; \quad (6.6)$$

$$\bar{D}(X) = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2 f(x_i) \Delta x_i. \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} D(Y) &= \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} [y - M(Y)]^2 g(y) dy = \\ &= \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} [y - M(Y)]^2 f[\psi(y)] \psi'(y) dy; \end{aligned} \quad (6.8)$$

$$\bar{D}(Y) = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{Y})^2 g(y_i) \Delta y_i = \sum_{i=1}^n [\psi(x_i) - \bar{Y}]^2 f(x_i) \Delta x_i. \quad (6.9)$$

Так же, как и в предыдущем случае, для дисперсий и оценок дисперсий входной и выходной величин при нелинейной связи между ними выполняется выражение, аналогичное выражению (6.5).

$$D(Y) \neq \phi[D(X)] \Rightarrow \bar{D}(Y) \neq \phi[\bar{D}(X)]. \quad (6.10)$$

Выражения (6.2), (6.4), (6.7), (6.9) в отличие от выражений (6.1), (6.3), (6.6), (6.8) позволяют создать универсальные программы для расчета оценок математических ожиданий и дисперсий входных и выходных величин. Этот же принцип может быть использован для расчета других оценок вероятностного характера величин. Погрешность вычисления, определяемая практическими требованиями, может быть сведена к минимуму путем увеличения числа интервалов. Универсальность программ заключается в том, что в них плотности распределения, виды связи между входным и выходным параметрами могут быть заданы в виде подпрограмм, вычисляющих необходимые значения входных и выходных параметров и их плотностей распределения, или в виде таблиц, как рассчитанных по известным математическим выражениям, так и полученных опытным путем без математического описания процессов.

При выборе типа двигателя малогабаритного энергосредства по характеристикам критериями оптимальности могут выступать дисперсия выходного параметра, величина смещения среднего значения выходного параметра относительно исходного при увеличении дисперсии входного па-

раметра, изменение удельного расхода топлива. При сопоставлении двигателей подлежит выбору тот, у которого при одинаковых входных параметрах дисперсия выходных параметров, смещение их средних значений меньше при сохранении приемлемых значений удельного расхода топлива.

Сравним по изложенной выше методике два типа двигателя – дизельный и карбюраторный с типовыми характеристиками. На тракторах высоких тяговых классов карбюраторные двигатели полностью вытеснены дизельными, более сложными, металлоемкими и менее быстроходными, но имеющими меньший удельный расход топлива. На малогабаритных энергосредствах устанавливаются как дизельные, так и карбюраторные двигатели в зависимости от того, какой критерий был признан основным при проектировании энергосредства – наибольшая экономичность или наименьшая стоимость и масса. Следует отметить, что при уменьшении мощности путем уменьшения размеров цилиндров удельные параметры дизельных двигателей ухудшаются, карбюраторных – улучшаются. Так, при уменьшении диаметра цилиндра уменьшается экономичность дизеля (таблица 6.1), из-за малых размеров усложняется изготовление топливной аппаратуры.

Таблица 6.1

Зависимость удельного расхода топлива дизельного двигателя от диаметра цилиндра

Марка двигателя	16ЧН26/28	A01M	Д-240	B2Ч9,2/8,8	СН-6-Д
Диаметр цилиндра, мм	260	130	110	92	80
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	204	245	248	258	279

В то же время карбюраторный двигатель при малых размерах цилиндра может работать на обычных бензинах с достаточно высокой степенью сжатия и экономичностью. Так, например, карбюраторный двигатель автомобиля ВАЗ-2108 с диаметром цилиндра 76 мм имеет удельный расход топлива 275 г/кВт·ч. По многим параметрам малоразмерный карбюраторный двигатель предпочтительнее дизельного: он имеет более благоприятную нагрузочную характеристику (коэффициент приспособляемости по крутящему моменту у карбюраторного двигателя  $K_M = 1,3...1,4$ , у дизельного двигателя  $K_M = 1,15...1,2$ ), меньшую металлоемкость и стоимость, прост по конструкции и не требует мощных систем запуска.

Исходными для построения типовых характеристик двигателей приняты выражения, предложенные в [53], которые при правильно подобранных коэффициентах достаточно точно описывают изменение мощности и удельного расхода топлива при изменении частоты вращения коленчатого вала. Существуют и другие выражения, например, [57], более точно опи-

сывающие вид характеристик двигателей, но они более сложны и неудобны для проведения анализа. Текущее значение мощности, развиваемое двигателем, определяется выражением

$$N_{ex} = N_e \left[ A \frac{n_x}{n_e} + B \left( \frac{n_x}{n_e} \right)^2 - C \left( \frac{n_x}{n_e} \right)^3 \right], \quad (6.11)$$

где  $N_{ex}$  – текущее значение мощности, развиваемой двигателем;  $N_e$  – номинальная мощность двигателя;  $n_x$  – текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя;  $n_e$  – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя.

Коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$  определяются типом двигателя. Для наиболее распространенных дизельных двигателей с неразделенной камерой сгорания  $A = 0,87$ ;  $B = 1,13$ ;  $C = 1,0$ . Для карбюраторных двигателей с однокамерными карбюраторами  $A = B = C = 1$ .

Зависимость текущего значения удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя определяется выражением

$$g_{ex} = g_{ном} \left[ a - b \frac{n_x}{n_e} + c \left( \frac{n_x}{n_e} \right)^2 \right], \quad (6.12)$$

где  $g_{ex}$  – текущее значение удельного расхода топлива;  $g_{e ном}$  – номинальный удельный расход топлива.

Для дизельных двигателей коэффициенты  $a = b = 1,55$ ;  $c = 1$ , для карбюраторных двигателей  $a = 1,2$ ;  $b = 1$ ;  $c = 0,8$ .

Тракторные двигатели независимо от их типа оснащаются всережимными или однорежимными регуляторами-ограничителями, поэтому в области максимальных частот вращения при работе двигателя на регуляторной ветви характеристики принималось, что текущее значение мощности линейно уменьшается от  $N_e$  до нуля, а удельный расход топлива в пределах изменения мощности от  $N_e$  до  $0,5 N_e$  остается постоянным. Коэффициент неравномерности регулятора принимался равным  $0,1$ .

Выражения (6.11) и (6.12) при известных коэффициентах позволили перейти к нагрузочным характеристикам дизельного и карбюраторного двигателей, где независимым параметром является крутящий момент, развиваемый двигателем, зависимыми параметрами являются мощность, частота вращения коленчатого вала и удельный расход топлива двигателя. Для того, чтобы можно было сравнивать характеристики, номинальные значения параметров работы двигателя были приняты за единицу.

Расчет вероятностных коэффициентов мощности при загрузке дизельного и карбюраторного двигателей по крутящему моменту его номи-

нальным значением дал следующие значения: при коэффициенте вариации 10 %  $\lambda_{\text{нд}} = 0,91$ ;  $\lambda_{\text{нк}} = 0,93$ ; при коэффициенте вариации 20 %  $\lambda_{\text{нд}} = 0,81$ ;  $\lambda_{\text{нк}} = 0,85$ ; при коэффициенте вариации 30 %  $\lambda_{\text{нд}} = 0,68$ ;  $\lambda_{\text{нк}} = 0,76$ . Таким образом, карбюраторный двигатель оказывается менее восприимчивым к колебаниям внешней нагрузки, поэтому в ряде случаев он может быть предпочтительнее дизеля.

## **6.2. Колебания нагрузки и эксплуатационные показатели двигателей с характеристикой постоянной мощности**

Несмотря на некоторые преимущества карбюраторных двигателей перед дизельными, все энергосредства больших тяговых классов и значительная часть малогабаритных энергосредств оборудуются дизелями из-за их высокой экономичности. На базе дизельных двигателей созданы и двигатели, имеющие характеристику постоянной мощности, то есть двигатели, у которых при уменьшении частоты вращения коленчатого вала относительно номинального значения крутящий момент растет так, что мощность двигателя на этом участке характеристики остается постоянной. Режим постоянной мощности может быть достигнут двумя способами.

Первый способ заключается в том, что номинальный режим работы двигателя, характеризуемый номинальным крутящим моментом и номинальной частотой вращения, достигается при цикловых подачах топлива, существенно меньших, чем цикловая подача топлива, установленная по пределу дымности. В цилиндрах имеется избыток воздуха, который позволяет при снижении частоты вращения под действием внешней нагрузки увеличивать при помощи корректора цикловую подачу топлива на 35...45 %, не превышая предел дымности. Характеристика корректора подобрана таким образом, что зависимость крутящего момента от частоты вращения близка к гиперболической, что дает в пределах работы корректора режим постоянной мощности.

В основе второго способа получения режима постоянной мощности также лежит корректирование цикловой подачи топлива для получения больших приростов крутящего момента по сравнению с номинальным, но запас воздуха в цилиндрах создается не увеличением их рабочего объема, а за счет газотурбинного наддува. Одновременно с этим несколько повышается экономичность двигателя, так как наддув осуществляется компрессором, приводимым в действие газовой турбиной, использующей энергию выхлопных газов.

Для энергосредств больших тяговых классов требуются двигатели большой мощности, на которых установка турбонаддува не вызывает сложностей. Для получения режима постоянной мощности необходимо согласование режимов работы турбокомпрессора и двигателя в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала. Это возможно сделать за

счет некоторого ухудшения характеристик турбокомпрессора или за счет его усложнения, например, введением управляемого направляющего аппарата турбины.

Динамические характеристики двигателей постоянной мощности, оснащенные турбонаддувом, как и всех двигателей с турбонаддувом, неудовлетворительны из-за большой инерционности турбокомпрессора. Так, при резком увеличении нагрузки скорость увеличения наполнения цилиндров двигателя воздухом меньше, чем скорость прироста цикловой подачи, что приводит к неполному сгоранию топлива и дымному выхлопу до тех пор, пока частота вращения вала турбокомпрессора не достигнет значений, соответствующих установившемуся нагрузочному режиму. Для устранения этого недостатка в конструкцию всережимных регуляторов вводят противодымные корректоры, блокирующие увеличение подачи топлива на корректорной ветви характеристики до тех пор, пока давление наддувочного воздуха не достигнет уровня, обеспечивающего наполнение цилиндров воздухом для данного нагрузочного режима. Применение противодымных корректоров хотя и улучшает экологические показатели двигателей, но еще более ухудшает динамические характеристики, так как этот корректор не позволяет двигателю в момент наброса нагрузки выйти на режим максимальных крутящих моментов.

На малогабаритных энергосредствах применение двигателей постоянной мощности с турбонаддувом на данном этапе двигателестроения невозможно. Потребная мощность для привода малогабаритных энергосредств составляет не более 30 кВт [25]. Такая мощность может быть получена от трех – четырехцилиндровых дизелей с диаметром цилиндра 80...85 мм и рабочим объемом около двух литров без применения турбонаддува. В случае применения турбонаддува указанная мощность может быть достигнута уже у двигателей с рабочим объемом 1,5 л. Таким малым рабочим объемам двигателя должны соответствовать и малые габариты турбокомпрессора. Если на дизельные двигатели рабочим объемом около 10 литров устанавливают турбокомпрессоры с диаметром рабочих колес 110 мм, с рабочим объемом около пяти литров – турбокомпрессоры с диаметром рабочих колес 70 мм, то при рабочем объеме 1,5 л требуется турбокомпрессор с рабочими колесами диаметром 40...45 мм. Применению таких двигателей малой размерности будут препятствовать не только удорожание топливной аппаратуры, но и сложность согласования характеристик турбокомпрессора и двигателя, трудности в организации рабочего процесса при малых размерах цилиндра.

Получение режима постоянной мощности за счет ограничения цикловой подачи топлива на номинальном режиме работы двигателя связано с увеличением рабочего объема двигателя и его массы. К сожалению, требование наименьшей стоимости не позволяет широко внедрить на малогабаритных энергосредствах дизельные двигатели с малой удельной массой, на

базе которых могут быть созданы двигатели постоянной мощности, несущественно увеличивающие конструкционную массу энергосредства. С развитием технологии изготовления двигателей, применением современных конструкционных материалов, развитием новых схем силовых механизмов эта проблема постепенно решается. Уже сейчас известны конструкции малогабаритных дизельных двигателей с удельной массой 5 кг/кВт.

Исследуем потенциальные возможности двигателей постоянной мощности, которые могут быть созданы путем ограничения цикловой подачи топлива на номинальном режиме работы. Исходным примем двигатель Д-240, рабочий процесс которого хорошо отработан, а сам двигатель имеет средние удельные показатели. Для анализа использовалась многопараметровая характеристика этого двигателя (рис. 6.2), расположенная в границах внешней регуляторной характеристики [61]. С тем, чтобы можно

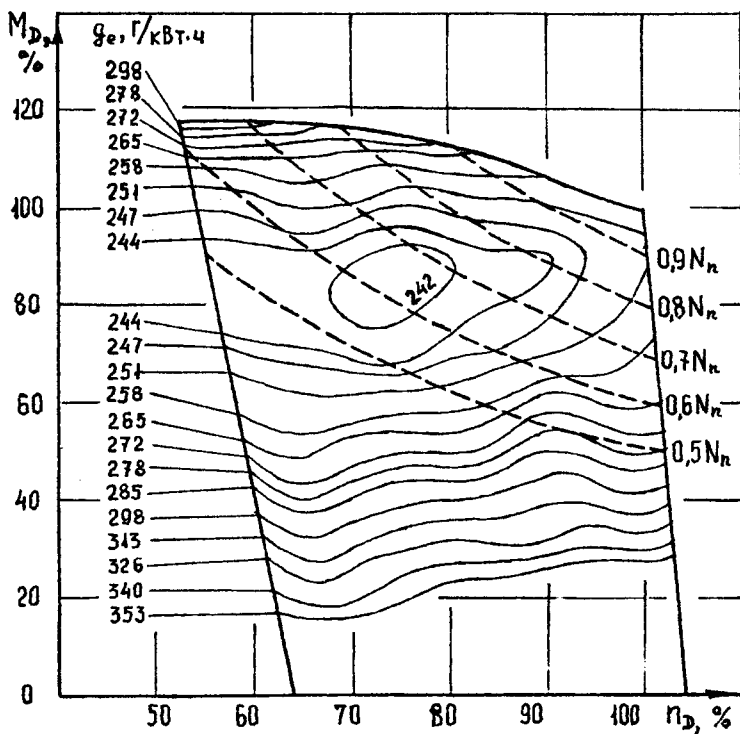


Рис. 6.2. Многопараметровая характеристика дизельного двигателя Д-240.

было сравнивать многопараметровые характеристики различных типов двигателей, характеристика изображена в осях, на которых отложены относительные величины параметров: на оси абсцисс отложена частота вращения коленчатого вала, где за единицу принята номинальная частота вращения, на оси ординат – крутящий момент, где за единицу также принято его номинальное значение. На поле характеристики изображены изолинии удельного расхода топлива в абсолютных единицах и изолинии мощностей, составляющих определенную часть номинальной мощности. Анализ многопараметровой характеристики показывает, что минимум удельного расхода топлива лежит в точке с координатами  $(0,74 n_{ном} ; 0,85 M_{ном})$ . Для сравнения аналогичная точка многопараметровой характеристики оснащенного турбонаддувом двигателя СМД-62 [17] имеет координаты  $(0,77 n_{ном} ; 1,05 M_{ном})$ . Такое различие в положении точек объясняется тем, что двигатели с турбонаддувом работают с большим коэффициентом избытка воздуха для ограничения температуры отработавших газов с целью предотвращения разрушения выпускных клапанов и лопаток турбины турбокомпрессора, поэтому оптимальный режим работы двигателя сдвинут в область максимальных значений крутящего момента.

Положение точки наиболее эффективной работы безнаддувного двигателя позволяет получить режим постоянной мощности в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала. Очевидно, что изолиния мощности, проходящая через эту точку, будет отражать и максимальную экономичность двигателя. Для двигателей, рабочий процесс которых подобен рабочему процессу двигателя Д-240, наиболее выгодным является режим постоянной мощности, равной  $0,6 N_{е ном}$ . На рис. 6.3 приведена зависимость удельного расхода топлива от крутящего момента, развиваемого двигателем на различных режимах. Линия 1 соответствует режиму работы на внешней регуляторной характеристике, линии 2, 3, 4 и 5 – на режимах постоянной мощности, равных  $0,9 N_{е ном}$ ,  $0,8 N_{е ном}$ ,  $0,7 N_{е ном}$ ,  $0,6 N_{е ном}$ . Эта зависимость показывает, что при удельных расходах топлива ниже, чем удельный расход топлива при номинальном значении крутящего момента, при работе двигателя на внешней характеристике диапазон изменения крутящего момента составляет от  $0,82 M_{ном}$  до  $1,0 M_{ном}$ , а при работе двигателя в режиме постоянной мощности, равном  $0,6 N_{е ном}$ , диапазон изменения крутящего момента составляет от  $0,67 M_{ном}$  до  $1,04 M_{ном}$ , то есть увеличивается в два раза. При этом частота вращения коленчатого вала двигателя изменяется в диапазоне от  $0,57 n_{ном}$  до  $0,9 n_{ном}$ . Хотя диапазоны изменения крутящего момента и частоты вращения получены из статических характеристик, полученные их значения показывают большие потенциальные возможности двигателей постоянной мощности этого типа.

При воздействии на двигатель постоянной мощности внешнего момента сопротивления, имеющего вероятностный характер его значения, эксплуатационные показатели, также как и в случае с двигателями, имею



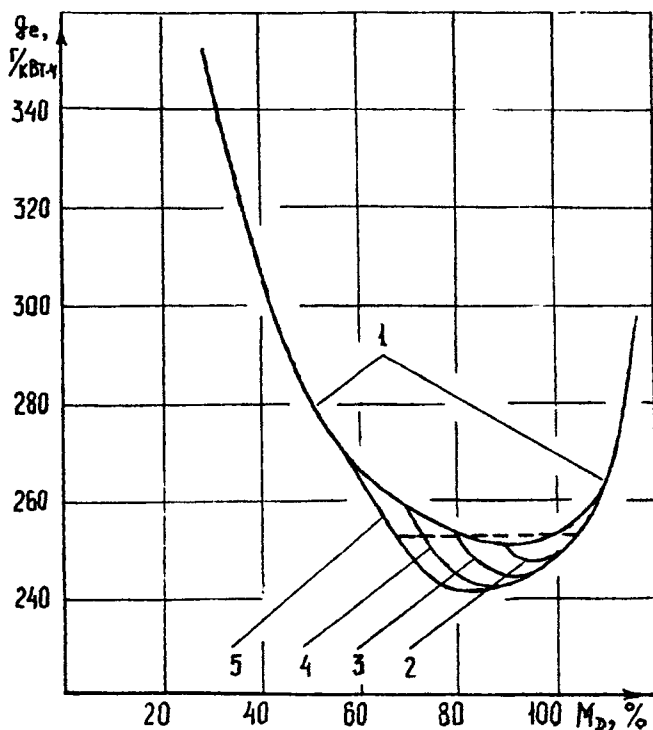


Рис. 6.3. Зависимость удельного расхода топлива от режимов постоянной мощности.

щими типовые характеристики, будут меняться. Расчетные значения вероятностного коэффициента мощности при граничных значениях крутящего момента, определяемых режимом постоянной мощности по стендовой характеристике,  $M_{ном}$  и  $1,4 M_{ном}$  равны: при коэффициенте вариации 10 %  $\lambda_N = 0,96$  и  $\lambda_N = 0,93$  соответственно; при коэффициенте вариации 20 %  $\lambda_N = 0,91$  и  $\lambda_N = 0,86$  соответственно; при коэффициенте вариации 30 %  $\lambda_N = 0,85$  и  $\lambda_N = 0,61$  соответственно. При этом режим постоянной мощности, то есть границы изменения крутящего момента, где  $\lambda_N = 1,0$ , при коэффициенте вариации 10 % были в пределах от  $1,03 M_{ном}$  до  $1,35 M_{ном}$ , при коэффициенте вариации 20 % - от  $1,07 M_{ном}$  до  $1,3 M_{ном}$ , при коэффициенте вариации 30 % - от  $1,12 M_{ном}$  до  $1,22 M_{ном}$ .

### **6.3. Колебания нагрузки, характеристики двигателей и плотность ряда коробки перемены передач малогабаритного энергосредства**

Малогабаритные энергосредства, как и энергосредства больших тяговых классов при агрегатировании их с соответствующими машинами используются на различных видах работ. Основными показателями, которые должны быть согласованы при агрегатировании энергосредства и машины, являются крутящее усилие и рабочая скорость. Эти параметры взаимосвязаны и определяются не только характеристиками двигателя, но и числом ступеней в коробке перемены передач.

Из-за большого разнообразия выполняемых работ энергосредства должны иметь несколько групп рабочих скоростей. В соответствии с группами скоростей энергосредства должны иметь вспомогательные, основные и транспортные передачи.

Вспомогательные передачи предназначены для получения очень низких скоростей движения и предназначены для выполнения работ, при которых скорость ограничена условиями выполнения технологического процесса, например, посадка рассады, раздача кормов или дефицитом мощности двигателя, когда основная доля мощности идет на выполнение технологического процесса, например, фрезерование почвы на большую глубину. Чаще всего диапазон этих скоростей лежит в пределах 0,14...0,27 м/с. Число вспомогательных передач определяется универсальностью применения энергосредства и при применении ходоуменьшителей может быть равно числу основных передач. Малогабаритные энергосредства, за исключением средних и тяжелых малогабаритных тракторов, могут не иметь вспомогательных передач, а у мотоорудий, когда колеса заменены на почвенные фрезы, необходимая скорость движения достигается дополнительным сопротивлением передвигению, создаваемым ножом, глубина хода которого регулируется оператором по потребности.

Основные передачи энергосредства предназначены для выполнения большинства сельскохозяйственных операций. Несмотря на большое количество машин, агрегируемых, например, с универсально-пропашными тракторами, основные скорости лежат в диапазоне 1,8...4,2 м/с. Минимальные значения скорости движения определяются из условия создания номинального тягового усилия при допустимом буксовании и полной загрузке двигателя. Они предназначены для выполнения энергоемких сельскохозяйственных работ, основная из которых вспашка, поэтому эта операция является определяющей при расчете максимальной эксплуатационной массы, мощности двигателя, номинального тягового усилия и скорости движения. Максимальные скорости движения основного диапазона пе-

редач определяются уровнем развития технологий сельскохозяйственного производства и сельскохозяйственного машиностроения.

Основной диапазон скоростей может быть перекрыт несколькими ступенями в коробке перемены передач. Число основных передач определяется стремлением получить максимально возможную загрузку двигателя во всем диапазоне основных скоростей, что приводит при использовании двигателей с типовыми характеристиками к увеличению числа ступеней и усложнению КПП. Поэтому число передач ограничивается четырьмя - пятью, особенно в коробках перемены передач с передвижными шестернями, когда на процесс переключения затрачивается большое время, и прирост производительности машинно-тракторного агрегата, получаемого за счет более полного использования мощности двигателя, теряется из-за увеличения затрат времени на переключение передач. Увеличение числа передач возможно при совершенствовании механизмов переключения передач, но в тракторах наименьшей стоимости (сюда относятся и малогабаритные энергосредства) это мероприятие не применяется.

Распределение скоростей в основном диапазоне может быть осуществлено несколькими способами – рядами: гармоническим, геометрическим и арифметическим. Наиболее эффективным с точки зрения использования показателей двигателя является геометрический ряд, на практике же чаще применяется арифметический ряд, который легче реализовать в ступенчатых коробках перемены передач.

Необходимое число передач в основном ряду определяется, исходя из характеристик двигателя и скоростного диапазона основного ряда. При использовании стеновой скоростной характеристики двигателя число передач определится следующим образом (рис. 6.4). Оптимальным режимом работы двигателя будет являться зона характеристики, прилегающая к точке номинального крутящего момента. Так как двигатель не приспособлен к длительной работе на корректорной ветви характеристики, то минимальное значение крутящего момента двигателя будет находиться на регуляторной ветви характеристики и будет определяться допустимым увеличением расхода топлива, снижением мощности, и, как следствие, ухудшением показателей работы машинно-тракторного агрегата. Для этого введен коэффициент использования крутящего момента  $\epsilon_M$ , и минимальный крутящий момент определится следующим образом.

$$M_{\min} = \epsilon_M M_{\text{ном}} \quad (6.13)$$

В пределах тягового диапазона трактора, какая бы ни была приложена к нему сила внешнего сопротивления, в коробке перемены передач должна быть передача с таким передаточным числом, чтобы крутящий момент двигателя, достаточный для преодоления момента внешнего сопротивления, находился в пределах от  $M_{\min}$  до  $M_{\text{ном}}$ . Это позволяет опре

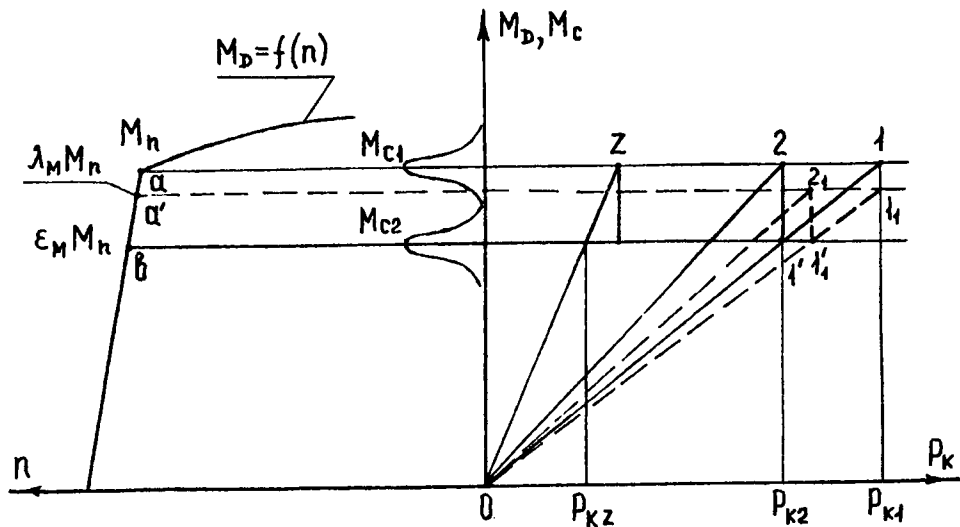


Рис. 6.4. Схема определения числа передач трансмиссии энергосредства, оснащенного двигателем с типовой характеристикой.

делить алгоритм переключения передач. Предположим, что трактор работает на первой в основном диапазоне передаче, развивая при номинальном крутящем моменте двигателя касательную силу тяги, достаточную для создания номинального тягового усилия на крюке (точка 1, рис. 6.4). При снижении внешней нагрузки уменьшается и крутящий момент двигателя, потребный для преодоления внешней нагрузки. Очевидно, что при достижении точки 1' для восстановления эффективности работы двигателя необходимо переключение на повышенную передачу и переход в точку 2 характеристики. Таким образом, касательная сила тяги  $R_{K2}$  может быть получена при работе трактора на первой передаче при минимальном крутящем моменте, или при работе на второй передаче при номинальном крутящем моменте. Отсюда

$$M_{\min} / M_{\text{ном}} = i_{T2} / i_{T1} = \varepsilon_M, \quad (6.14)$$

где  $i_{T1}$  и  $i_{T2}$  – передаточные числа трансмиссии трактора на первой и второй передачах.

Известно [105], что

$$\delta v_0 \approx \varepsilon_M \delta_T; \quad (6.15)$$

$$\delta v_0 = q^{z-1}, \quad (6.16)$$

где  $\delta v_0$  – диапазон номинальных основных скоростей, равный отношению высшей скорости основного диапазона при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя к низшей скорости основного диапазона;  $\delta_T$  – тяговый диапазон трактора, равный отношению номинальной силы тяги на крюке трактора к минимальной силе тяги в пределах диапазона основных скоростей;  $q$  – знаменатель геометрической прогрессии ряда передаточных чисел коробки перемены передач, равный отношению скоростей движения на смежных высшей и низшей передачах или отношению передаточных чисел смежных низшей и высшей передач. Принимая во внимание последнее отношение и выражение (6.14),  $q = 1 / \varepsilon_M$ ;  $z$  – число передач.

Принимая во внимание выше сказанное, а также выражения (6.14) и (6.15), выражение (6.16) можно записать так.

$$\varepsilon_M \delta_T = (1 / \varepsilon_M)^{z-1}. \quad (6.17)$$

Решение выражения (6.17) относительно  $z$  с учетом выражения (6.14) даст следующий результат.

$$z = \frac{\ln \delta_T}{\ln \left( \frac{M_{\text{ном}}}{M_{\min}} \right)} = \frac{\ln \delta_T}{\ln \varepsilon_M}. \quad (6.18)$$

Выражение (6.18) справедливо для статического режима, когда внешний момент сопротивления не имеет переменной вероятностной составляющей. При наличии этой составляющей характеристики двигателя изменяются, особенно в точках излома. Так, если среднее значение момента сопротивления  $M_{C1}$ , имеющего вероятностную составляющую, будет равно номинальному крутящему моменту двигателя, то часть времени двигатель будет работать на корректорной ветви, при этом произойдет снижение частоты вращения коленчатого вала, мощности, экономичности и, как следствие, рабочей скорости и производительности машинно-тракторного агрегата. Для оценки этого влияния введены вероятностные коэффициенты [1]. Для того, чтобы уменьшить отрицательное влияние вероятностной составляющей нагрузки, необходимо подбором передаточного числа соответствующей передачи выполнить равенство

$$M_{C1} = \lambda_M M_{ном}, \quad (6.19)$$

где  $\lambda_M$  – вероятностный коэффициент, учитывающий изменение крутящего момента двигателя при вероятностном характере внешней нагрузки.

Выполнение равенства (6.19) – компромиссная задача. С одной стороны, уменьшение момента сопротивления ниже номинального ведет к улучшению характеристик двигателя, с другой стороны, режим работы двигателя переходит из точки а скоростной характеристики в точку а', что приводит к снижению мощности двигателя, ухудшая его характеристики. Положение точки b на характеристике при наличии вероятностной составляющей момента сопротивления  $M_{C2}$  не меняется, так как этот участок характеристики линейный и не имеет точек излома.

Очевидно, что касательная сила тяги, например, для первой передачи будет достигаться при другом ее передаточном числе, а точка 1 переместится по вертикали в точку 1<sub>1</sub>. Изменяется число передач для перекрытия основного диапазона и их передаточные числа. Подставляя в выражение (6.18) новые значения границ изменения крутящего момента двигателя и выражая их через известные коэффициенты и номинальный крутящий момент двигателя, получим.

$$z' = \frac{\ln \delta_T}{\ln \left( \frac{\lambda_M M_{ном}}{\varepsilon_M M_{ном}} \right)} = \frac{\ln \delta_T}{\ln \lambda_M - \ln \varepsilon_M}. \quad (6.20)$$

Таким образом, число передач коробки перемены передач трактора, имеющего двигатель с типовыми характеристиками, определяется не только тяговым диапазоном трактора и коэффициентом использования крутя-

шего момента, но и наличием колебаний внешней нагрузки, причем, как показывает выражение (6.20), чем больше коэффициент вариации внешней нагрузки, тем большее число ступеней должна иметь коробка перемены передач.

В случае установки на энергосредство двигателя постоянной мощности алгоритм переключения передач останется прежним, но число передач будет определяться другими параметрами (рис. 6.5). Особенностью двигателя постоянной мощности является большой запас крутящего момента и возможность длительной работы на корректорной ветви характеристики. Приращение крутящего момента в точке максимума составляет 35...45 %. Максимальный крутящий момент в пределах участка постоянной мощности характеристики связан с номинальным выражением

$$M_{\max} = k_M M_{\text{ном}} \quad (6.21)$$

При этом из условия постоянства мощности

$$k_M = M_{\max} / M_{\text{ном}} = k_n = n_{\text{ном}} / n_{M\max}, \quad (6.22)$$

где  $k_M$  – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту;  $k_n$  – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения.

Для определения числа передач определим связь между диапазоном номинальных основных скоростей и тяговым диапазоном трактора. При минимальной скорости основного диапазона должна быть обеспечена полная загрузка двигателя на максимальный в пределах участка постоянной мощности крутящий момент при работе трактора с номинальной силой тяги на крюке. При этом эксплуатационная масса трактора должна быть максимальной. При максимальной скорости основного тягового диапазона трактор должен развивать минимальную силу тяги на крюке  $P_n / \delta_T$  при минимальной эксплуатационной массе, двигатель при этом должен развивать номинальный крутящий момент. Эти условия можно записать в виде следующих уравнений.

$$(P_n + f_1 m_{e\max} g) r_k = k_M M_n i_{T1} \eta_T; \quad (6.23)$$

$$(P_n / \delta_T + f_2 m_{e\min} g) r_k = M_n i_{TZ} \eta_T, \quad (6.24)$$

где  $i_{T1}$  и  $i_{TZ}$  – передаточные числа трансмиссии трактора соответственно на нижней и высшей передачах основного диапазона;  $f_1$  и  $f_2$  – коэффициенты сопротивления качению трактора соответственно при работе с номинальной и минимальной силами тяги на крюке;  $\eta_T$  – коэффициент полезного действия трансмиссии трактора;  $r_k$  – радиус качения ведущего колеса.

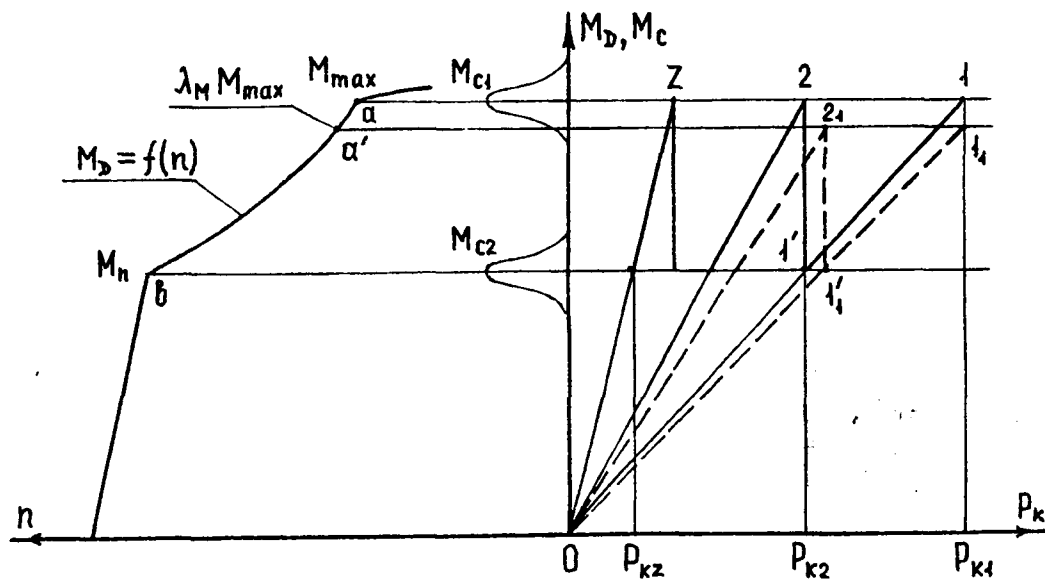


Рис. 6.5. Схема определения числа передач трансмиссии энергосредства, оснащенного двигателем постоянной мощности



Разделим выражение (6.23) на (6.24), учитывая, что кинематическая схема трансмиссии при переключении передач основного диапазона не меняется, то есть к.п.д. трансмиссии для описанных режимов работы одинаков, и отношение передаточного числа низшей передачи к передаточному числу высшей передачи основного диапазона есть диапазон номинальных основных скоростей.

$$\delta_{v0} = \frac{\delta_T}{k_M} \left( \frac{P_n + f_1 m_{e \max} g}{P_n + f_2 \delta_T m_{e \min} g} \right). \quad (6.25)$$

Для многих видов работ отношение, заключенное в скобки в выражении (6.25), примерно равно единице, поэтому

$$\delta_{v0} \approx \delta_T / k_M. \quad (6.26)$$

Так как переключение передач осуществляется по алгоритму, описанному выше, то

$$M_{nom} / M_{max} = i_{T2} / i_{T1} = 1 / k_M. \quad (6.27)$$

С учетом выражений (6.16) и (6.27) выражение (6.18) запишется следующим образом.

$$z = \frac{\ln \delta_T}{\ln \left( M_{max} / M_{nom} \right)} = \frac{\ln \delta_T}{\ln k_M}. \quad (6.28)$$

Выражение (6.28) справедливо при статической нагрузке, не имеющей вероятностной составляющей. При вероятностном характере внешней нагрузки среднее значение внешнего момента сопротивления должно быть меньше максимального крутящего момента двигателя. В противном случае часть времени двигатель будет работать с перегрузкой (за точкой **a** скоростной характеристики, рис.6.5), что приведет к снижению его мощности и экономичности. Предельное среднее значение внешнего момента сопротивления при наличии колебаний внешней нагрузки определится так.

$$M_{C1} = \lambda_M M_{max}. \quad (6.29)$$

В точке **b** скоростной характеристики среднее значение внешнего момента сопротивления может быть равно номинальному крутящему моменту двигателя, так как точка излома соединяет две рабочие ветви харак-

теристики – регуляторную и корректорную с участком постоянной мощности. Поэтому

$$z' = \frac{\ln \delta_T}{\ln \left( \frac{M_{\max} \lambda_M}{M_{\text{ном}}} \right)} = \frac{\ln \delta_T}{\ln k_M + \ln \lambda_M}. \quad (6.30)$$

Таким образом, наличие вероятностной составляющей внешней нагрузки приводит к необходимости увеличения числа ступеней в коробке перемены передач, причем чем больше коэффициент вариации внешней нагрузки, тем больше ступеней должно быть в коробке.

Сравнение выражений (6.18) и (6.28), а также (6.20) и (6.30) показывает, что независимо от характера внешней нагрузки число передач трансмиссии энергосредства с двигателем постоянной мощности меньше, чем число передач у энергосредства, оборудованного двигателем с типовыми характеристиками.

#### 6.4. Пути совершенствования двигателей внутреннего сгорания для малогабаритных энергосредств

Анализ показателей дизельных и карбюраторных двигателей с различными типами характеристик при воздействии внешней нагрузки, имеющей вероятностный характер, показал, что наиболее приемлемыми для установки на малогабаритные энергосредства являются двигатели с характеристикой постоянной мощности. Эти двигатели позволяют существенно упростить трансмиссию энергосредства путем уменьшения числа передач, повысить эффективность использования машинно-тракторного агрегата на его базе за счет самонастройки энергосредства на нужный скоростной режим и уменьшения количества переключений передач во время работы.

Создание двигателей постоянной мощности для малогабаритных энергосредств на базе поршневых двигателей, работающих по циклу Отто (карбюраторных и с впрыском топлива на линии впуска со сжатием горючей смеси), приводит к существенному их усложнению. Основным условием создания режима постоянной мощности является изменение крутящего момента в широких пределах без снижения экономичности двигателя. Так как на этих двигателях применяется искровое зажигание, то состав горючей смеси может изменяться в очень узких пределах. Для достижения стабильного зажигания горючей смеси электрической искрой и последующего развития процесса горения в цилиндре коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  смеси должен находиться в пределах от 0,9 до 1,05, причем горючая смесь с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 0,9 \dots 1,0$  используется только для

получения режимов максимальной мощности. Таким образом, нужную характеристику крутящего момента у этих двигателей можно получить только за счет изменения количества горючей смеси в цилиндрах. Количественное регулирование, осуществляемое дросселированием потока горючей смеси, приводит к снижению реальной степени сжатия и индикаторного к.п.д. двигателя и, как следствие, существенному увеличению эффективно-го расхода топлива.

Применение других типов зажигания, таких, например, как форкамерное, расширяет пределы воспламеняемости бензо-воздушных смесей до коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,3 \dots 1,8$ , но существенно усложняет конструкцию двигателей, что для малогабаритных энергосредств неприемлемо. Идея создать обогащенную горючую смесь в зоне запальной свечи привела к созданию двигателей с расслоением заряда, однако осуществить этот процесс в поршневых двигателях удается только в узких режимах работы с целью повышения экономичности. Более приспособлен к процессу расслоения горючей смеси роторно-поршневой двигатель Ванкеля. В этом двигателе за счет центробежных сил пары топлива, имеющие большую плотность, чем воздух, а также капли не успевшего испариться топлива отбрасываются к корпусу, где располагается запальная свеча, и создают зону обогащенной смеси, хорошо поджигающейся электрической искрой. В результате роторно-поршневой двигатель может работать на горючей смеси с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 1,1 \dots 1,2$ , что повышает его экономичность, но этого недостаточно для получения режима постоянной мощности. Двигатель Ванкеля для привода малогабаритных энергосредств нецелесообразно использовать и из-за его сложности в сравнении с одно- двухцилиндровыми карбюраторными двигателями.

Как уже было сказано выше, создание двигателей постоянной мощности для малогабаритных энергосредств на базе дизельных двигателей в настоящее время возможно только за счет ограничения цикловой подачи топлива на номинальном режиме работы с последующей коррекцией по закону, близкому к гиперболическому. Исходный дизельный двигатель должен иметь запас рабочего объема не менее 40 %, что приводит к существенному увеличению его массы и габаритов. Малогабаритные энергосредства имеют ограничения по этим параметрам, поэтому решить задачу конвертированием существующих малогабаритных дизелей в двигатели постоянной мощности не удается.

Большие потенциальные возможности для решения поставленной задачи имеют двухтактные двигатели, к которым в последнее время проявляется повышенный интерес. Широко известны двухтактные карбюраторные двигатели, но они в силу недостатков, присущих всем двигателям, работающим по циклу Отто, не могут быть базой для создания двигателей постоянной мощности. Менее известны конструкции дизельных двухтактных двигателей. В настоящее время на энергосредствах больших тяговых

классов они полностью вытеснены четырехтактными дизелями, на малогабаритных энергосредствах применяются эпизодически. Возникновение интереса к двухтактным двигателям вообще и к двухтактным дизелям в частности объясняется замедлением роста удельных параметров четырехтактных двигателей, и их дальнейший рост достигается все большей ценой. Стандартным стало применение таких технических решений как многоклапанные головки цилиндров, турбонаддув, промежуточное охлаждение воздуха, электронное управление подачей топлива. Тем не менее, двухтактные двигатели для привода малогабаритных энергосредств, разработанные несколько десятилетий назад, имели удельные показатели, сравнимые с соответствующими показателями существующих ныне четырехтактных дизелей того же назначения, при более простой конструкции. Так, двухтактный одноцилиндровый дизель с кривошипно-камерной продувкой 1D-90-ТА трактора TZ-4-K-14, разработанный более 30 лет назад, имеет удельный расход топлива 256 г/кВт·ч и удельную массу 10,5 кг/кВт при частоте вращения коленчатого вала 2200 мин<sup>-1</sup>, а двухцилиндровый дизель B2C9,2/8,8 [79] имеет соответствующие параметры 258 г/кВт·ч и 7,2 кг/кВт при 3000 мин<sup>-1</sup>. Если двигатель 1D-90-ТА форсировать по частоте вращения до 3000 мин<sup>-1</sup>, то его мощность возрастет с 9,5 кВт до 13 кВт, а удельная масса снизится до 7,7 кг/кВт, то есть его параметры будут примерно равны соответствующим параметрам двигателя B2C9,2/8,8 при существенно менее сложной конструкции.

Дальнейшее улучшение параметров двухтактных дизельных двигателей связано с отказом от кривошипно-камерной продувки, не позволяющей ввести циркуляционную смазку подшипников кривошипно-шатунного механизма. В этом случае традиционным решением осуществления газообмена является применение продувочных насосов, усложняющих конструкцию двигателя и увеличивающих его массу и габариты, поэтому на малогабаритных двигателях оно не применяется. Проблема может быть решена путем разделения функций кривошипной камеры: подпоршневое пространство используется как продувочный насос, а в остальном объеме кривошипной камеры осуществляется циркуляционная смазка кривошипно-шатунного механизма. Практической реализацией этого решения является поршневая машина с разгрузкой поршня от боковых сил со следующей формулой [92].

Поршневая машина, содержащая картер с размещенным в нем коленчатым валом, цилиндр, закрепленный на картере, и поршень со штоком, размещенный в цилиндре и подсоединенный к коленчатому валу через механизм разгрузки поршня от действия боковых сил, и шатун, отличающаяся тем, что механизм разгрузки поршня от действия боковых сил выполнен в виде двух прикрепленных шарнирно к нижней части штока и катящихся по направляющим без скольжения опорных секторов, причем оси вращения опорных секторов совпадают с осью пальца, соединяющего

шток и шатун, или разнесены в стороны перпендикулярно штоку, а отсутствие скольжения достигается применением известных синхронизирующих, например, зубчатых реечно-секторных механизмов.

Схема двухтактного двигателя, выполненного на основе этой формулы, приведена на рис. 6.6.

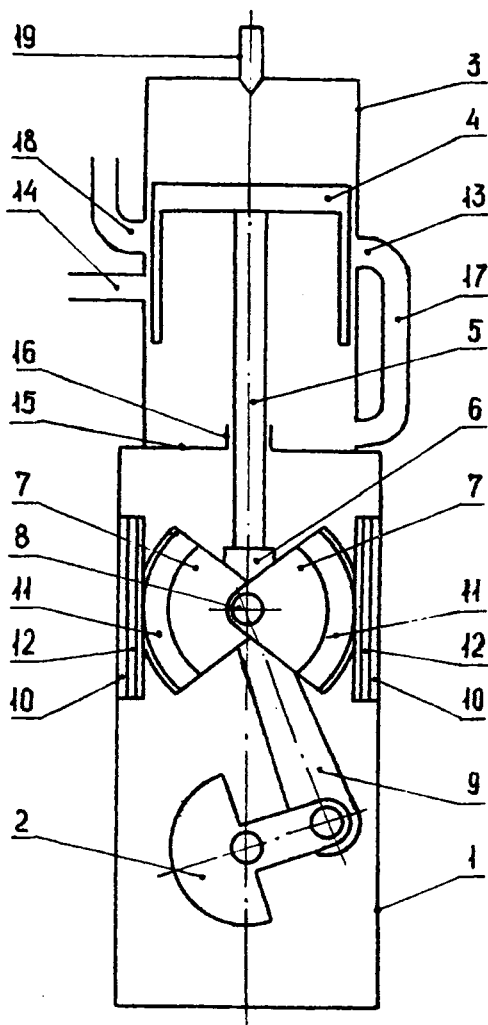


Рис. 6.6. Схема двухтактного двигателя с разгрузкой поршня от боковых сил.

Двигатель имеет картер 1 с размещенным в нем коленчатым валом 2, цилиндр 3, в котором размещен поршень 4 со штоком 5 и проушиной 6, два опорных сектора 7, шарнирно установленные на пальце 8, соединяющем проушину 6 штока 5 и шатун 9, и катящиеся без скольжения по направляющим 10. Отсутствие скольжения достигается зацеплением зубчатых секторов 11, укрепленных на опорных секторах 7, с зубчатыми рейками 12, укрепленными на направляющих 10. Для осуществления процесса газообмена цилиндр имеет продувочные 13 и выпускные 14 окна. Для продувки цилиндра 3 в его нижней части установлена отделяющая подпоршневую полость А от кривошипной камеры перегородка 15 с уплотнением 16, через которое проходит шток 5. Подпоршневая полость А соединена с цилиндром продувочным каналом 17, а для заполнения воздухом имеет впускное окно 18. Для подачи топлива в цилиндр имеется форсунка 19.

При возвратно-поступательном движении поршня 4 в цилиндре и подпоршневой полости А совершается рабочий процесс, аналогичный процессу, происходящему в двухтактных дизельных двигателях с кривошипно-камерной продувкой. Возникающие при работе кривошипно-шатунного механизма боковые силы воспринимаются через опорные секторы 7 и направляющие 10 картером 1. При этом палец 8, соединяющий проушину 6 штока 5 с шатуном 9, совершает прямолинейное движение на величину, равную ходу поршня 4, а опорные секторы 7 совершают качательное без скольжения за счет зацепления зубчатых секторов 11 с зубчатыми рейками 12 движение.

Такое конструктивное решение позволяет при сохранении преимуществ двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой уменьшить механические потери в силовом механизме двигателя, применить циркуляционную смазку наиболее напряженных подшипников и уменьшить длину шатуна, что приведет к расширению фаз газораспределения без снижения мощности за счет потери рабочего объема двигателя.

Еще большие возможности для увеличения рабочего объема имеют роторные двигатели. Так, роторно-поршневой двигатель Ванкеля при одинаковом с поршневым двигателем рабочем объеме имеет примерно в три раза меньший габаритный объем. Однако, создание дизельного двигателя на основе роторно-поршневого невозможно по нескольким причинам. Во-первых, между корпусом двигателя и ротором имеется серповидное мертвое пространство. Отношение полного объема рабочей камеры к объему мертвого пространства дает максимальную степень сжатия 15,3 единицы. При наличии полости, выполняющей функции камеры сгорания, мертвый объем увеличивается, уменьшая степень сжатия до величин, неприемлемых для дизеля. Во-вторых, уплотнения, расположенные на ребрах ротора, соприкасаются с корпусом по линии и не могут эффективно разобщать соседние камеры с большими перепадами давления, характерными для дизелей. В-третьих, силовой вал роторно-поршневого двигателя проходит че-

рез трубчатую шестерню малого диаметра, предназначенную для создания вращательного движения ротора, поэтому имеет малый диаметр и не может воспринимать высокие нагрузки, свойственные дизельным двигателям.

Решением проблемы увеличения рабочего объема двигателя без увеличения габаритов и массы моторной установки может быть применение роторно-лопастных двигателей, в которых совмещены положительные качества четырехтактных поршневых двигателей и роторно-поршневых двигателей Ванкеля. Эти двигатели могут быть созданы на основе машин, имеющих общую формулу следующего содержания.

Роторно-лопастная машина, содержащая цилиндрический корпус, боковые крышки, две крестообразно и коаксиально корпусу расположенные лопасти, вал и силовой механизм, осуществляющий связь лопастей с валом и преобразующий вращательное движение вала во вращательно-колебательное движение лопастей, отличающаяся тем, что в качестве силового механизма применен механизм в виде двух зубчатых передач, соединяющих лопасти с валом, причем каждая из зубчатых передач содержит хотя бы одну зубчатую пару, составленную из некруглых зубчатых колес.

На рис. 6.7 приведены продольный и поперечный разрезы четырехкамерного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, который может работать как по циклу Отто, так и по циклу Дизеля. Он содержит корпус 1 с боковыми крышками 2 и 3, в котором крестообразно и коаксиально корпусу 1 расположены лопасти 4 и 5, каждая из лопастей 4 и 5 связана с выходным валом 6 зубчатыми передачами, каждая из которых состоит как минимум из двух некруглых зубчатых колес 7 и 8, 9 и 10. В корпусе 1 имеются впускное 11 и выпускное 12 окна, а в зоне минимального объема рабочей камеры в зависимости от примененного цикла установлена запальная свеча или форсунка 13.

Двигатель работает следующим образом. Пусть лопасти 4 и 5, связанные с силовым валом 6 зубчатыми передачами, составленными из зубчатых колес 7, 8 и 9, 10, находятся в положении, показанном на сечении А-А, и делят полость корпуса на четыре камеры а, б, в и г равного объема, зубчатые колеса 7, 8 и 9, 10 находятся в исходном положении, показанном на сечениях соответственно Б-Б и В-В, а текущие радиусы делительных линий зубчатых колес 7, 8 и 9, 10 равны. Силовой вал 6 и связанные с ним зубчатые колеса 8 и 10 равномерно вращаются по часовой стрелке. При вращении вала 6 от исходного положения из-за разности значений текущих радиусов зубчатых колес лопасть 5 движется с большей угловой скоростью, а лопасть 4 – с меньшей, в результате камеры а и в увеличиваются, а камеры б и г – уменьшаются, при этом камера г перемещается к зоне расположения запальной свечи или форсунки 13. В камерах происходят следующие процессы: камера а – впуск свежего заряда; камера г – сжатие;

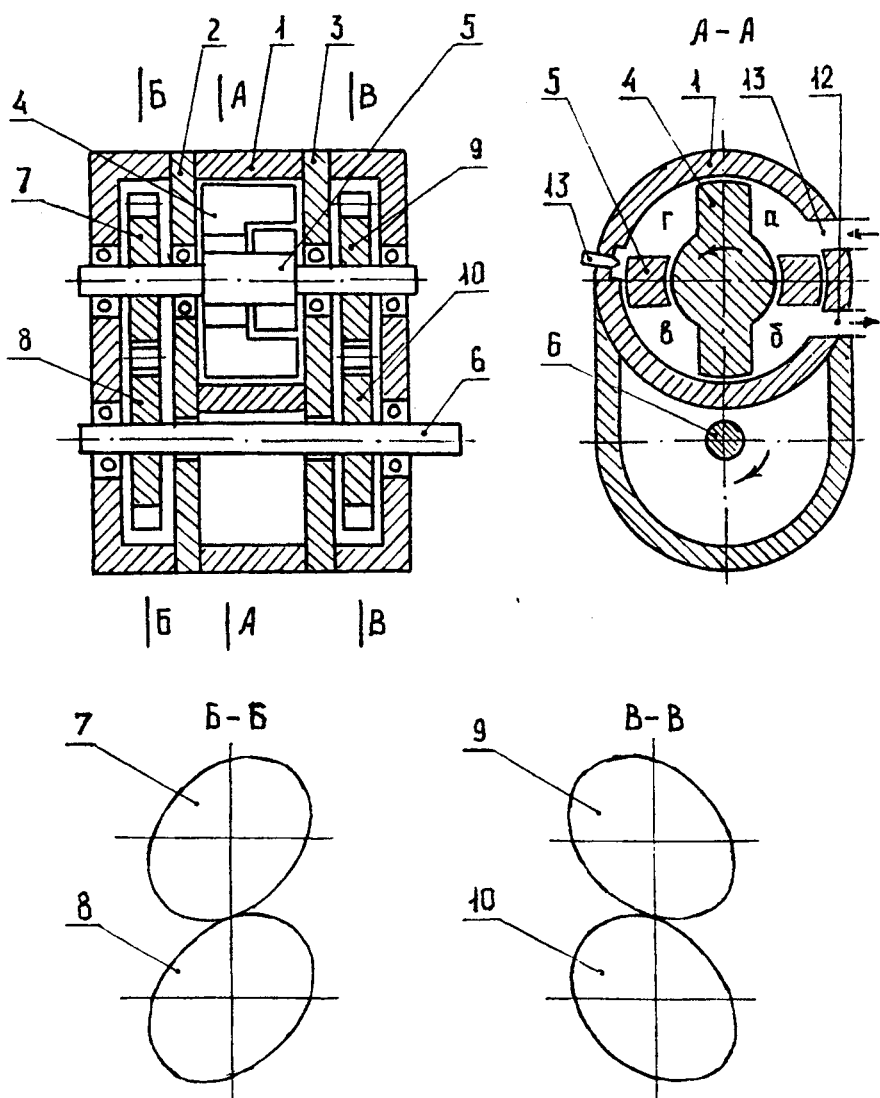


Рис. 6.7. Схема роторно-лопастного двигателя.



камера в – расширение продуктов сгорания; камера б – выпуск отработавших газов. При дальнейшем вращении силового вала б камера б, в которой закончился процесс выпуска, соединяется с впускным каналом 11, в ней начинается процесс впуска, камера а отсоединяется от впускного канала 11, в ней начинается процесс сжатия, в камере г происходит электрический разряд или впрыск топлива, в ней начинается процесс сгорания топлива с последующим расширением продуктов сгорания, камера в соединяется с выпускным каналом 12, в ней начинается процесс выпуска и т. д. Таким образом, за один оборот силового вала во всех четырех камерах осуществится четырехтактный цикл.

По сравнению с поршневым роторно-лопастной двигатель существенно меньше по габаритам при том же рабочем объеме, у него отсутствует газораспределительный механизм, а центробежные силы, силы инерции, моменты от центробежных сил и сил инерции полностью компенсированы в силовом механизме без дополнительных противовесов и механизмов.

По сравнению с роторно-поршневым двигателем роторно-лопастной двигатель имеет цилиндрическую рабочую камеру, уплотнения лопастей, работающие по плоскости и состоящие из нескольких последовательно расположенных пластин подобно поршневым кольцам на поршне, степень сжатия и форма камеры сгорания рабочих камер определяется выемками на лопастях и может быть выполнена оптимальной для различных типов рабочих процессов, силовой механизм двигателя (зубчатые колеса, валы, подшипники, лопасти) может быть рассчитан на нагрузки, характерные как для двигателей со сжатием горючей смеси, так и для дизельных двигателей.

### *Выводы*

Анализ изменения характеристик дизельных и карбюраторных двигателей показал, что характеристики последних менее подвержены изменению под действием колебаний внешней нагрузки. Там, где вопросы экономичности уходят на второй план, применение карбюраторных двигателей предпочтительнее, чем дизелей. Под действием колебаний нагрузки характеристики двигателей постоянной мощности также меняются. Сокращаются пределы изменения крутящего момента, где сохраняется режим постоянной мощности.

Число передач трансмиссии энергосредства должно увеличиваться по мере увеличения коэффициента вариации внешней нагрузки. Наибольшее число передач трансмиссии при условии одинаковых потерь от недоиспользования мощности двигателя будут иметь энергосредства, оснащенные дизельными двигателями, наименьшее – энергосредства с двигателями постоянной мощности.

Создание двигателей постоянной мощности для малогабаритных энергосредств возможно путем совершенствования двухтактных дизелей или создания принципиально новых двигателей, например, например, двигателей с роторно-лопастным силовым механизмом.

## **7. Контроль функционирования машинно-тракторных агрегатов на базе малогабаритных энергосредств**

Функционирование машинно-тракторных агрегатов осуществляется в условиях изменяющихся внешних воздействий, которые обусловлены физико-механическими свойствами почвы, рельефом поверхности движения, свойствами обрабатываемых растений, переменными параметрами машинно-тракторного агрегата, техническим состоянием его узлов и др. Вопросы контроля функционирования машинно-тракторных агрегатов изучались многими авторами, классическими работами в этой области можно считать работы И. П. Полканова, С. А. Иофинова, М. М. Арановского [4, 46, 47, 84] и др.

Под контролем функционирования машинно-тракторного агрегата чаще всего понимают процесс измерения одного или нескольких параметров, отражающих работу контролируемых узлов трактора и сельскохозяйственной машины, а также трактора и тракторного агрегата в целом, с целью принятия решения и осуществления какого-либо управляющего воздействия, направленного на поддержание технических, технологических, агротехнических и других показателей работы машинно-тракторного агрегата (МТА). Для того, чтобы осуществить контроль функционирования МТА, необходимо выбрать основные показатели, описывающие функционирование МТА с достаточной степенью достоверности, определить информационные параметры, связанные определенным образом с показателями функционирования, разработать средства измерения информационных параметров, алгоритмы принятия решения на основе результатов измерения и их аппаратные или программные аналоги при применении микропроцессоров, средства вывода информации для принятия окончательного решения оператором о необходимости совершения управляющего воздействия. Для машинно-тракторных агрегатов на базе энергонасыщенных тракторов средства вывода информации могут быть заменены или дополнены исполнительными механизмами, осуществляющими управляющие воздействия в автоматическом режиме. В настоящее время применение систем автоматического управления функционированием МТА на базе малогабаритных энергосредств не является актуальным, поэтому эти системы не рассматриваются.

### **7.1. Показатели функционирования и контролируемые параметры**

Контроль функционирования машинно-тракторных агрегатов осуществляется по целому комплексу показателей, которые могут быть разбиты на несколько групп. Это технологические, энергетические, экономические, экологические, эргономические показатели и показатели надежности. Пе-

речень конкретных показателей зависит от вида МТА. Так, например, технологическими показателями для пахотного агрегата будут глубина обработки почвы, гребнистость, степень крошения пласта, для посевного агрегата – норма высева семян, глубина заделки, равномерность распределения семян в рядке, то есть выделяются те показатели конкретного агрегата, которые оказывают наибольшее влияние на его производительность и качество работы.

Информация о состоянии показателей может быть получена как их прямым измерением, так и измерением параметров, прямо или косвенно связанных с показателями. Так, глубина хода корпусов плуга может быть определена путем измерения расстояния дна борозды от поверхности почвы, но в системе автоматического регулирования положения навесной машины трактора МТЗ-80 в режиме силового регулирования используется косвенный параметр – усилие на центральной тяге механизма навески, косвенно отражающее глубину хода не только рабочих органов плуга, но и рабочих органов других почвообрабатывающих машин.

При создании устройств непрерывного контроля функционирования МТА, размещаемых непосредственно на агрегате, с одной стороны, стремятся выбирать параметры, обладающие наибольшей информативностью. Путем последующего логического анализа результатов измерения выбранных параметров при некоторых допущениях удастся выделить информацию о состоянии агрегата, характеризуемом сразу несколькими показателями. С другой стороны, выбранный контролируемый параметр должен позволять создание достаточно дешевых устройств контроля. Для агрегатов на базе малогабаритных энергосредств последнее соображение является решающим.

Известные устройства контроля функционирования агрегатов выполняются по одной схеме: датчики контроля параметров располагаются в точках контроля, которые могут находиться как на энергосредстве, так и на агрегируемой с ним машине, блоки обработки и вывода информации – в зоне рабочего места оператора. Иногда встречаются отклонения от общепринятой схемы, когда датчик и устройство вывода информации объединяются в одно устройство. Это характерно для простейших встроенных диагностических средств. Так, например, устроен указатель засоренности воздухоочистителя трактора.

Требования минимальной стоимости машинно-тракторных агрегатов на базе малогабаритных энергосредств резко сокращают возможности выбора контролируемых показателей, так как увеличение их числа приводит к увеличению стоимости системы контроля. Чаще всего выбирают такие контролируемые параметры, которые позволяли бы контролировать взаимно связанные энергетические и экономические показатели – расход энергии или затраты мощности на выполнение известного объема работы, производительность и оптимальные режимы функционирования.

Для оценки производительности машинно-тракторного агрегата может быть использована тяговая мощность энергосредства. Зная тяговую мощность и удельное по ширине захвата сопротивление сельскохозяйственной машины, можно не только оценить производительность агрегата, но и правильность его комплектования и выбора рабочей скорости. На практике стремятся к тому, чтобы производительность машинно-тракторного агрегата была максимальной. Это возможно только тогда, когда тяговая мощность энергосредства будет максимальной, а мощность его двигателя – номинальной. Определение максимума тяговой мощности, а значит, и максимума производительности машинно-тракторного агрегата в процессе его работы затруднительно, так как изменению подвержены все составляющие баланса мощности агрегата, зависящие от конструкции энергосредства, состояния почвы и других факторов. Если принять, что рабочие скорости движения машинно-тракторных агрегатов лежат в области максимальных значений коэффициента полезного действия трактора, то задача определения максимума производительности может быть сведена к определению мощности двигателя трактора. Поэтому для оценки функционирования агрегата и правильности его комплектования необходимо знать мощность, развиваемую двигателем энергосредства, при том условии, что рабочая скорость агрегата будет находиться в диапазоне рабочих скоростей энергосредства.

Степень использования энергетических возможностей энергосредства часто обозначают термином «загрузка», под которым понимается несколько энергетических показателей – мощность, развиваемая двигателем и измеренная в абсолютных единицах, эта же мощность, но отнесенная к номинальной мощности двигателя, крутящий момент, развиваемый двигателем при работе агрегата, и этот же крутящий момент, отнесенный к номинальному крутящему моменту. Определение загрузки энергосредства по крутящему моменту признается более рациональным, так как у большинства двигателей коэффициент запаса крутящего момента невелик, поэтому независимо от скоростного режима двигателя текущие значения крутящего момента можно сравнивать с номинальным. На частичных режимах это приводит к появлению неучтенного запаса крутящего момента двигателя. Наличие этого запаса нельзя считать недоиспользованием энергетических возможностей энергосредства, так как машинно-тракторный агрегат постоянно работает в условиях неустановившейся нагрузки, а динамические характеристики двигателя ухудшаются с понижением его скоростного режима [123].

В настоящее время известно большое число экспериментальных образцов устройств, позволяющих определять энергетические возможности энергосредств. В качестве контролируемых параметров использовались как прямые, так и косвенные параметры. Рядом авторов было предложено измерять реактивный момент, действующий на двигатель, путем измере-

ния реактивных сил в опорах [14], устанавливая в разрыв кинематической цепи трансмиссии трактора устройства, измеряющие развиваемый двигателем крутящий момент [18, 51, 120], размещать между трактором и агрегатируемой с ним машиной силоизмерительные или иные регистрирующие устройства [14]. Устройства, в основу которых положено измерение перечисленных параметров, применялись в основном при проведении научных исследований и не получили распространения на практике.

Из параметров, косвенно связанных с нагрузкой двигателя, использовалось давление газа, отбираемое из цилиндров двигателя через дроссель [5, 88, 122 и др.], частота вращения коленчатого вала двигателя [42], температура выхлопных газов [87], цикловая подача топлива и часовой расход топлива.

Цикловую подачу топлива прямыми методами измерить невозможно, но так как она зависит от величины активного хода плунжера топливного насоса высокого давления, то она может быть косвенно измерена по продолжительности впрыска топлива, положению рейки или дозатора топливного насоса и других элементов, связанных с ними и определяющих величину активного хода плунжера [7, 19, 24].

Часовой расход топлива может быть определен с помощью расходомеров различного типа [52, 108, 117]. В основном это приборы, ведущие учет расхода топлива нарастающим итогом, а для определения нагрузки двигателя по мощности требуется измерять мгновенный расход топлива, что при малых величинах расхода и, как правило, в пульсирующих потоках является сложной задачей.

Подробный анализ преимуществ и недостатков тех или иных устройств, в основу работы которых положено измерение параметров, прямо или косвенно связанных с работой энергосредства в составе машинно-тракторного агрегата, приведен в работе [93]. Работа по поиску новых технических решений в этой области продолжается до сих пор, что говорит о сложности поставленной задачи. Современная элементная база электронных средств позволяет создавать достаточно сложные информационные, информационно-советующие и управляющие устройства, которые имеют признаки бортовых автоматизированных систем (БАС). На европейском рынке известны БАС фирм RDS (Великобритания), Muller Elektronik (ФРГ) и др. Например, фирма Renault-Agri (Франция) производит БАС «ASSET», позволяющую управлять положением рабочих органов орудий, контролировать скорость движения МТА, частоту вращения коленчатого вала двигателя и вала отбора мощности, площадь обработанной поверхности, общее время работы и поддерживать оптимальным расход топлива. Фирмы RDS и Muller Elektronik производят БАС «CERES-2», которая специализирована для самоходных машин и позволяет кроме контроля перечисленных выше параметров создавать карты урожайности поля [107]. Подобные уст-

ройства производятся и некоторыми американскими фирмами (Dickey John, Elektra NX и др.).

## 7.2. Использование параметров потока выхлопных газов для контроля функционирования МТА

В основу работы большинства устройств контроля функционирования МТА положено измерение параметров, косвенно отражающих загрузку двигателя. Одним из них может быть скорость потока отработавших газов, измеренная в одном из сечений выпускной системы двигателя внутреннего сгорания энергосредства [89]. Представим двигатель энергосредства как некоторое устройство, имеющее определенные входы и выходы (рис. 7.1).

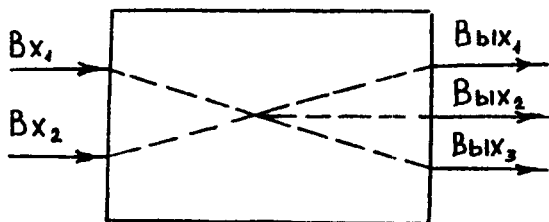


Рис. 7.1. Схема двигателя внутреннего сгорания для расчета скорости движения выхлопных газов.

Входами являются  $Vx_1$  – поток воздуха, проходящий через систему впуска сечением  $S_0$  с параметрами: массовый расход воздуха  $m_0$ , давление  $p_0$ , температура  $T_0$ , и  $Vx_2$  – поток энергии, заключенной в подводимом к двигателю топливе, который может определяться как массовым расходом топлива  $G_T$ , так и подводом энергии  $Q_T$  в единицу времени. Для входов можно записать, что

$$m_0 = f(n_D); \quad (7.1)$$

$$G_T = f(n_D, M_D). \quad (7.2)$$

Поток энергии распределяется между выходами  $Вых_1$ ,  $Вых_2$  и  $Вых_3$ , которые отражают: изменение скоростного режима и крутящего момента двигателя; изменение потерь тепла излучением и через систему охлаждения; изменение параметров потока выхлопных газов, проходящих через

выпускную систему сечением  $S_r$ : массового расхода выхлопных газов  $m_r$ , давления  $p_r$  и температуры  $T_r$ .

Скорость движения выхлопных газов в выпускном трубопроводе определится следующим образом:

$$u_b = \frac{m_b}{\rho_b S_b}. \quad (7.3)$$

Определяя плотность выхлопных газов из уравнения состояния газа  $\mu_b p_b v_b = RT_b$ , получим:

$$u_b = \frac{m_b RT_b}{p_b S_b \mu_b}. \quad (7.4)$$

Скорость движения воздуха во впускном трубопроводе запишется аналогично.

$$u_0 = \frac{m_0 RT_0}{p_0 S_0 \mu_0}. \quad (7.5)$$

Так как скорость движения газов зависит от скоростного режима двигателя, то необходимо исследовать отношение  $u_b/u_0$ .

$$\frac{u_b}{u_0} = \frac{m_b}{m_0} * \frac{T_b}{T_0} * \frac{\mu_0}{\mu_b} * \frac{p_0}{p_b} * \frac{S_0}{S_b}. \quad (7.6)$$

Отношения, входящие в правую часть выражения (7.6) у дизельных двигателей непосредственно зависят от цикловой подачи топлива, косвенно – от загрузки двигателя. Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания [30, 59] позволяет выразить эти отношения через известные коэффициенты и величины. Проведенное нами исследование показало, что

$$\frac{m_b}{m_0} = 1 + \frac{1}{\alpha l_0}; \quad (7.7)$$

$$\frac{\mu_b}{\mu_0} = \left(1 + \frac{k_r}{\alpha}\right) \left(\frac{\alpha l_0}{1 + \alpha l_0}\right); \quad (7.8)$$



$$\frac{T_b}{T_0} = \frac{k_b}{\alpha l_0} + 1, \quad (7.9)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $l_0$  – теоретически необходимое для сгорания одного килограмма топлива количество воздуха в кг/кг;  $k_b$  – коэффициент, зависящий от конструкции двигателя и места измерения температуры выхлопных газов в выпускном тракте;  $k_T$  – коэффициент, зависящий от состава топлива. Для двигателей, работающих на жидком топливе [9],  $k_T = (H/4 + O/32) / L_0$ , где  $L_0$  – теоретически необходимое для сгорания одного килограмма топлива количество воздуха в кмоль/кг.

Если после сечения, в котором производится измерение скорости, в выпускном тракте нет местных сопротивлений, то

$$\frac{p_0}{p_b} = 1. \quad (7.10)$$

Отношение  $S_0 / S_b$  постоянно и зависит только от конструктивных особенностей двигателя.

Подставляя значения отношений (7.7), (7.8), (7.9), (7.10) в выражение (7.6), заменив величину  $1/l_0$  на  $k_0$  и выполнив простейшие математические операции, получим

$$\frac{u_b}{u_0} = \frac{S_0}{S_b} \left( 1 + \frac{k_T + k_b k_0}{\alpha} + \frac{k_T k_b k_0}{\alpha^2} \right). \quad (7.11)$$

Скорость движения воздуха во впускном тракте можно определить, исходя из геометрических и режимных параметров двигателя.

$$u_0 = \frac{\eta_v V_d n_d}{\tau S_0}, \quad (7.12)$$

где  $\eta_v$  – коэффициент наполнения двигателя;  $V_d$  – рабочий объем двигателя;  $n_d$  – частота вращения коленчатого вала двигателя;  $\tau$  – коэффициент тактности двигателя.

Тогда скорость движения выхлопных газов будет равна:

$$u_b = \frac{\eta_v V_d n_d}{\tau S_b} \left( 1 + \frac{k_T + k_b k_0}{\alpha} + \frac{k_T k_b k_0}{\alpha^2} \right). \quad (7.13)$$

Выражение (7.13) показывает, что скорость движения выхлопных газов зависит не только от частоты вращения коленчатого вала, но и от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и коэффициента наполнения  $\eta_v$ . В зависи-

мости от типа двигателя эти коэффициенты косвенно отражают его загрузку. Так, для дизельного двигателя характерна работа с коэффициентом избытка воздуха, изменяющимся в широких пределах, так как регулирование нагрузки этого двигателя производится только изменением цикловой подачи топлива. Для карбюраторных двигателей, которые широко применяются на малогабаритных энергосредствах, характерно количественное регулирование загрузки, когда в широких пределах изменяется коэффициент наполнения, а коэффициент избытка воздуха для большинства рабочих режимов двигателя остается постоянным, и только в режиме максимальной мощности уменьшается до  $0,85 \dots 0,9$ .

Измерение скорости движения газа производится различными способами, но наиболее распространенный способ – измерение динамического давления потока газа с последующим преобразованием результата измерения в скорость потока. В случае измерения динамического давления инерционными приборами результаты измерения несут в себе информацию не только о средней скорости движения газа, но и о характере движения газа. Поток выхлопных газов имеет выраженный пульсирующий характер, пульсации потока формируются во время открытия выпускного клапана и при движении по выпускному трубопроводу изменяют свою форму. Экспериментальными исследованиями [93] установлено влияние на динамическое давление пульсирующего потока выхлопных газов местных сопротивлений выпускной системы, наличия в ней ресиверов, труб различной длины. Поэтому при использовании динамического давления выхлопных газов как информационного параметра вместо скорости движения место измерения динамического давления в выпускной системе должно быть точно зафиксировано. Рациональнее место измерения динамического давления располагать в выпускном тракте до узлов, сглаживающих пульсации потока – глушителей и турбокомпрессоров по двум причинам. Во-первых, при одинаковых режимах работы двигателя абсолютная величина динамического давления пульсирующего потока газов в несколько раз больше динамического давления сглаженного глушителем или турбиной турбокомпрессора потока, что позволяет применять для измерения менее чувствительные приборы. Во-вторых, при сглаживании пульсаций теряется часть информации, которая может быть использована для диагностических целей [94]. Так, угол максимума динамического давления по углу поворота коленчатого вала линейно зависит от угла начала открытия выпускного клапана. Эта зависимость дает возможность определять величину тепловых зазоров механизма газораспределения и величину износа кулачкового вала. Анализ формы импульсов, генерируемых отдельными цилиндрами, дает возможность диагностировать работу топливной аппаратуры. Частота пульсаций пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя, что позволяет в сложных приборах контроля по одному параметру оп-

ределять не только нагрузочные, но и скоростные режимы работы машинно-тракторного агрегата.

На основе измерения динамического давления потока выхлопных газов был разработан указатель загрузки трактора Т-25А. В основу была положена экспериментальная зависимость динамического давления потока выхлопных газов от скоростных и нагрузочных режимов двигателя Д-21А (рис. 7.2). Экспериментальные данные показывают, что динамическое давление потока изменяется не только в связи с изменением крутящего момента, развиваемого двигателем (рис. 7.2, линия изменения крутящего момента «а б») и линия изменения динамического давления «а' б'»), но и при изменении скоростного режима (рис. 7.2, линия постоянного крутящего момента «в г») и линия изменения динамического давления «в' г'»). Таким образом, для того, чтобы определить загрузку двигателя, необходимо измерить приращение динамического давления выхлопных газов и связать это приращение с изменением скоростного режима двигателя.

Указатель загрузки двигателя – дифференциальный манометр с корректировкой измерения по скоростному режиму. Он состоит из (рис. 7.3) измерительной шайбы 1, в которой укреплены трубки полного 2 и статического 3 давления. Измерительная шайба установлена между выпускным трубопроводом 4 и глушителем 5 двигателя и соединена трубопроводами 6 с дифференциальным манометром, состоящим из сильфонов 7, водила 8, рычага 9, тяги 10, оси 11 с установленным на ней зубчатым сектором 12, шестерни 13, стрелки 14 и шкалы 15. Для корректировки измерения к оси 11 прикреплена компенсационная пружина 16, затяжка которой производится подвижным упором 17, приводимым в действие механизмом корректировки, установленным на всережимном регуляторе 18 топливного насоса высокого давления. Механизм корректировки включает в себя гибкий трос в оболочке 19, соединенный с рычагом 20, укрепленным на корпусе регулятора, передающий перемещение рычага 20 на подвижный упор 17. Положение рычага 20 задается через упор 21 кулачком 22, жестко соединенным с рычагом настройки 23 всережимного регулятора.

Указатель загрузки двигателя работает следующим образом. При работе двигателя в трубках полного 2 и статического 3 давлений создаются различные по величине давления, которые через трубопроводы 6 передаются в сильфоны 7, соединенные между собой водилом 8. Так как силы сильфонов направлены в разные стороны, то водило 8 будет перемещаться в соответствии с разностью полного и статического давлений, или динамическим давлением потока выхлопных газов. Перемещаясь, водило 8 посредством рычага 9, тяги 10, зубчатого сектора 12 и шестерни 13 отклоняет стрелку 14 указателя. Отклонение стрелки от нулевого положения без применения в указателе корректировки будет происходить уже при работе двигателя на холостом ходу, так как в выпускном трубопроводе газ движется с вполне определенной скоростью, и измерительная шайба 1 выдает

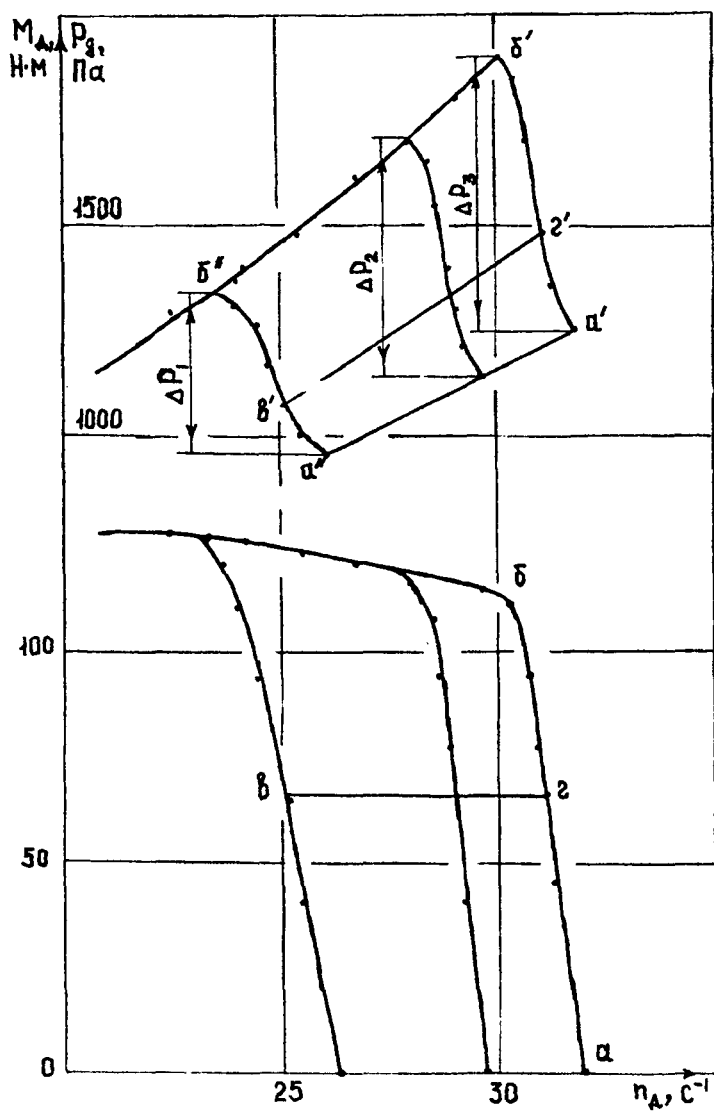


Рис. 7.2. Экспериментальная зависимость динамического давления потока выхлопных газов двигателя Д-21А.

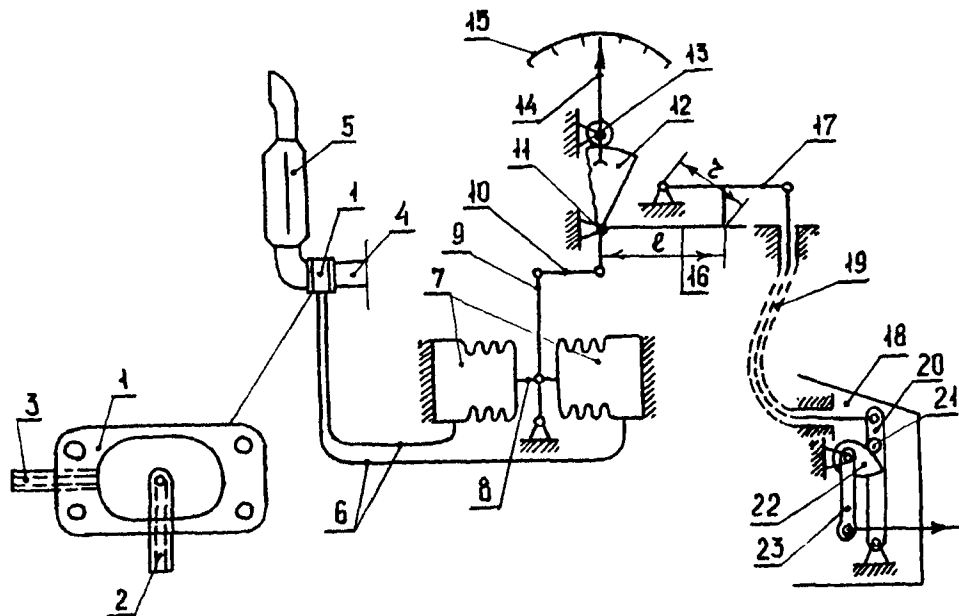


Рис. 7.3. Принципиальная схема указателя загрузки двигателя трактора Т-25А.

конкретное, связанное со скоростным режимом двигателя, начальное динамическое давление. Двигатель в режиме холостого хода не совершает полезной работы, поэтому стрелка указателя должна устанавливаться на нуль. Для того, чтобы выполнялось это условие, компенсационная пружина 16 должна быть затянута в соответствии с начальным динамическим давлением, зависящим только от скоростного режима двигателя. Поэтому затяжка компенсационной пружины производится от рычага настройки 23 всережимного регулятора, положение которого определяет скоростной режим двигателя, посредством кулачка 22 через упор 21, рычаг 20, гибкий трос 19 и подвижный упор 17.

Анализ зависимости динамического давления выхлопных газов от загрузки двигателя (рис. 7.2) показывает, что не только начальное динамическое давление изменяется с изменением скоростного режима двигателя (линия «а'а'), но и приращение динамического давления при загрузке двигателя по моменту от нуля до номинального на данном скоростном режиме значения с повышением скоростного режима увеличивается ( $\Delta p_3 > \Delta p_2 > \Delta p_1$ ). Если в указателе применить только корректировку начального динамического давления, то окажется, что стрелка указателя будет отклоняться на различных скоростных режимах при одинаковых значениях загрузки на различный угол. Это не дает возможности проградуировать шкалу прибора в относительных величинах загрузки. Нужно добиться того, чтобы на любых скоростных режимах при одних и тех же значениях загрузки стрелка отклонялась на соответствующий значениям угол. Это возможно лишь в том случае, когда жесткость измерительной системы дифференциального манометра будет изменяться в соответствии с установленными скоростными режимами двигателя. Для того, чтобы выполнить это условие, радиус вращения  $r$  подвижного упора 17 (рис. 7.3) существенно меньше активной части I компенсационной пружины 16. Такое несоответствие приводит к тому, что при вращении подвижного упора 17 по часовой стрелке (соответствует переводу двигателя с пониженного скоростного режима на повышенный) компенсационная пружина будет не только затягиваться, но и уменьшать свою активную часть I, что приводит к увеличению жесткости измерительной системы дифференциального манометра. Радиус вращения  $r$  подвижного упора, положение его центра вращения, а также длина активной части I компенсационной пружины подобраны таким образом, чтобы одновременно с компенсацией начального динамического давления происходило необходимое увеличение жесткости измерительной системы указателя загрузки двигателя.

Указатель загрузки двигателя был подвергнут испытаниям в заводской исследовательской лаборатории тракторов Владимирского тракторного завода по методике, разработанной совместно НАТИ, ГСКБ ВТЗ и ВМИ. Целью испытаний было установление некоторых метрологических характеристик указателя, а также проверка конструктивной вписываемости

его в трактор Т-25А. Испытаниями установлено, что предельная абсолютная погрешность разового измерения загрузки двигателя указателем зависит от скоростного режима двигателя и лежит в пределах 4...6 %. Также была отмечена повышенная вибрация стрелки указателя на внешнем скоростном режиме работы двигателя, что объясняется отсутствием демпфера в измерительной системе. Этот недостаток привел к затруднениям в визуальном отсчете загрузки и увеличению погрешности измерения указателя при некоторых положениях стрелки. Подробно результаты испытаний изложены в [35].

Создание указателей загрузки двигателя механического типа было продиктовано требованиями малой стоимости, когда аналогичные электронные устройства не были конкурентноспособны. Механические устройства имеют существенный недостаток – они не обладают универсальностью. Например, уже при модернизации двигателя с целью увеличения мощности путем увеличения частоты вращения и среднего эффективного давления необходимо изменять параметры измерительной системы указателя в связи с изменившейся скоростью движения отработавших газов. Невозможно применение указателей, разработанных для одних энергосредств, на других. Невозможно использование механического преобразователя давления из-за его большой инерционности для анализа технического состояния двигателя по форме импульса динамического давления.

Дальнейшее развитие использования скорости движения выхлопных газов в качестве информационного параметра связано с внедрением малоинерционных преобразователей давления в электрический сигнал. Так, фирма “General Motors” использует в системе одноточечного прерывистого впрыска низкого давления “GM” [97] для определения расхода воздуха датчик давления, представляющий собой микросхему с пьезоэлементом площадью 3 мм<sup>2</sup> и толщиной 0,25 мм. Напряжение питания датчика 5 В, коэффициент преобразования 50 мВ/кПа. Получение полного информационного сигнала в виде электрического аналога дает возможность при дальнейшей его обработке выделить информацию не только о скоростных и нагрузочных режимах, но и техническом состоянии двигателя энергосредства.

### **7.3. Использование параметров расхода топлива для контроля функционирования МТА.**

В качестве информационного параметра загрузки энергосредства могут выступать две взаимосвязанные величины расхода топлива двигателя – цикловая подача и часовой расход топлива. Цикловая подача определяет количество выделившейся в цилиндре двигателя энергии и тесно связана с эффективным давлением и крутящим моментом двигателя [60].

$$p_e = k_p g_u \eta_i \eta_m, \quad (7.14)$$

где  $p_e$  – эффективное давление в цилиндрах двигателя;  $g_u$  – цикловая подача топлива;  $\eta_i$  – индикаторный к.п.д. двигателя;  $\eta_m$  – механический к.п.д. двигателя;  $k_p$  – коэффициент пропорциональности между приращениями эффективного давления и цикловой подачи топлива.

Так как крутящий момент двигателя однозначно связан с эффективным давлением, то выражение (7.14) можно записать так:

$$M_d = k_m g_u \eta_i \eta_m, \quad (7.15)$$

где  $M_d$  – коэффициент пропорциональности между приращениями крутящего момента и цикловой подачи топлива.

При изменении скоростных и нагрузочных режимов двигателя изменяются как индикаторный и механический коэффициенты полезного действия, так и цикловая подача топлива, но их изменение таково [67], что в допустимых пределах зависимость крутящего момента от цикловой подачи топлива стабильна и линейна в широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя. Таким образом, цикловую подачу топлива можно считать аналогом крутящего момента двигателя.

Цикловая подача связана с часовым расходом топлива соотношением

$$G_\tau = 0,12 g_u i n_d / \tau, \quad (7.16)$$

где  $G_\tau$  – массовый расход топлива;  $i$  – число цилиндров двигателя;  $n_d$  – частота вращения коленчатого вала;  $\tau$  – коэффициент тактности.

Определяя  $g_u$  из выражения (7.15), можно записать

$$G_\tau = 0,12 M_d i n_d / k_m \eta_i \eta_m \tau. \quad (7.17)$$

Выражение (7.17) показывает, что с некоторыми допущениями часовой расход топлива является аналогом мощности, развиваемой двигателем, так как в него входит произведение величин  $M_d$  и  $n_d$ .

Выше уже отмечалось, что для измерения массового расхода топлива используются различные типы расходомеров. Наиболее распространенными являются объемные расходомеры, но они могут быть применены только для учета расхода топлива нарастающим итогом и лишь при малых рабочих объемах измерительных камер для оценки загрузки двигателя. Цикловую подачу топлива прямыми методами измерить невозможно, поэтому до настоящего времени в указателях загрузки использовались косвенные методы измерения цикловой подачи, основанные на измерении продолжи-



тельности импульса давления топлива в трубопроводах высокого давления или положения рейки или дозатора насоса высокого давления и других элементов, связанных с ними и определяющих величину активного хода плунжера.

Для измерения цикловой подачи топлива могут быть применены и объемные расходомеры, если их цикл измерения расхода топлива синхронизировать с частотой коленчатого вала двигателя. На этой основе предложен способ контроля степени загрузки двигателя и устройство для его реализации [95]. Способ основан на измерении частоты вращения коленчатого вала двигателя и параметров, связанных с расходом топлива, причем измеряется расход топлива за рабочий цикл и по величине части сигнала датчика частоты вращения, пропорциональной расходу топлива за рабочий цикл, определяется степень загрузки двигателя.

Устройство для осуществления способа контроля загрузки двигателя внутреннего сгорания включает в себя датчик расхода топлива 1 (рис. 7.4), конструкция которого аналогична топливopодкачивающей помпе. Привод его осуществляется с помощью эксцентрика 2 приводного вала 3, связанного с коленчатым валом двигателя 4 через редуктор 5, передаточное число которого для четырехтактных двигателей равно двум, для двухтактных – единице. Шток 6 под действием пружины 7 прижимает толкатель 8 к эксцентрику 2. Пружина 9 прижимает поршень 10, движущийся в неэлектропроводной или металлической, но изолированной от корпуса гильзе 11, к штоку 6. Второй конец пружины 9 упирается в контакт 12, изолированный от корпуса датчика вставкой 13. На входе и выходе из полости А датчика установлены всасывающий 14 и нагнетательный 15 клапаны.

В качестве датчика частоты вращения использован генератор импульсов 16, подключенный через блок фазовой автоподстройки частоты 17 к контакту 12.

Выход генератора импульсов 16 соединен через электронный ключ 18, управляющий вход которого подсоединен к контакту 12, со входом счетчика импульсов 19, вход установки на ноль которого соединен с блоком фазовой автоподстройки частоты 17. Выход счетчика импульсов 19 подсоединен через дешифратор 20 к световым индикаторам 21, составляющим световую шкалу указателя.

Датчик расхода топлива работает следующим образом. При вращении двигателем 4 приводного вала 3 датчика толкатель 8 и шток 6 совершают возвратно-поступательное движение под действием эксцентрика 2 и пружины 7. Так как пружина 7 все время прижимает толкатель 8 к эксцентрику 2, то шток 6 движется по косинусоидальному закону (рис. 7.5, линия 1). При движении штока 6 в сторону эксцентрика 2 поршень 10 под действием пружины 9 вытесняет топливо из полости Б в двигатель. В полости А датчика создается разрежение, под действием которого топливо через всасывающий клапан 14 поступает в полость А. Движение поршня 10 в сто-

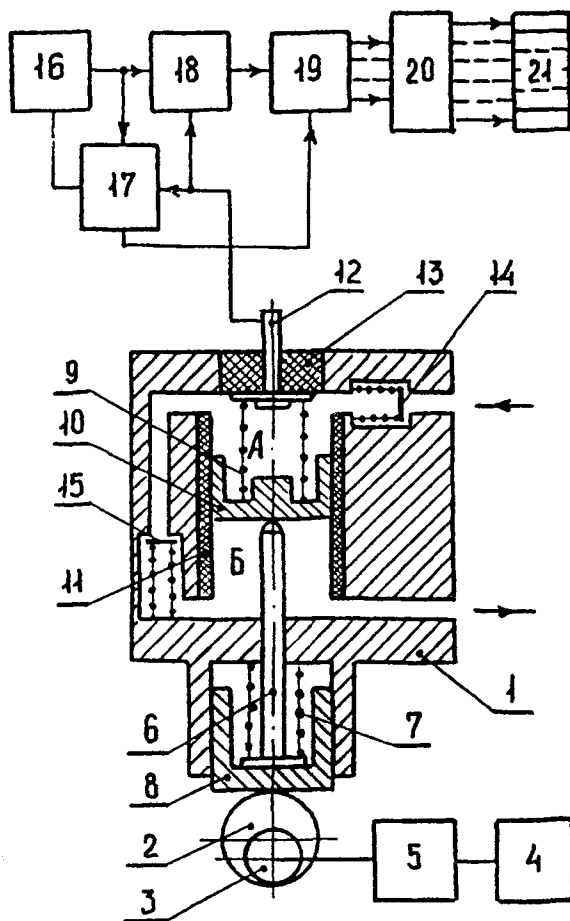


Рис. 7.4. Устройство для контроля загрузки двигателя внутреннего сгорания по мгновенному расходу топлива.

рону эксцентрика 2 ограничено расходом топлива через двигатель за два или один оборот коленчатого вала, поэтому поршень 10 движется медленнее, чем шток 6. Таким образом, шток 6, двигаясь в сторону эксцентрика 2, не соприкасается с поршнем 10, контакт 12 изолирован от корпуса датчика и имеет напряжение высокого уровня (рис. 7.5, линия 2).

При движении штока 6 в сторону, противоположную эксцентрику 2, поршень 10 продолжает под действием пружины 9 вытеснять топливо из полости Б в двигатель, но наступает момент, когда поршень 10 упирается в шток 6 и возвращается в исходное положение (верхнюю мертвую точку) за определенный угол  $\phi$  поворота эксцентрика 2. С момента касания в точке А (рис. 7.5) шток 6 и поршень 10 движутся вместе, контакт 12 соединен с корпусом датчика и имеет напряжение низкого уровня (рис. 7.5, линия 2). Угол поворота  $\phi$  эксцентрика 2 функционально связан (связь определяется профилем эксцентрика 2 или кулачка) с активным ходом поршня 10, который определяется расходом топлива за два или один оборот коленчатого вала в зависимости от тактности двигателя. Так как за два оборота коленчатого вала в четырехтактных или за один оборот в двухтактных двигателях происходит по одной цикловой подаче топлива в каждый цилиндр, то активный ход поршня 10 прямо пропорционален суммарной цикловой подаче топлива, которая однозначно связана с нагрузкой двигателя. Чем больше нагрузка двигателя, тем больше цикловая подача топлива и активный ход поршня 10. Это приводит и к увеличению угла  $\phi$ , при котором шток 6 соприкасается с поршнем 10, а на контакте 12 имеется напряжение низкого уровня. На рис. 7.5 обозначениям с индексом 1 соответствует низкий, а с индексом 2 – высокий уровень нагрузки двигателя.

Датчик частоты вращения работает следующим образом. Генератор импульсов 16 вырабатывает последовательность импульсов, частота следования которых пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя. Для выполнения этого условия управление частотой генератора 16 производится блоком фазовой автоподстройки частоты 17, управляющий сигнал которого, подведенный к генератору 16 и изменяющий его частоту, определяется разностью фаз импульса, сформированного в момент появления напряжения высокого уровня на контакте 12 (момент отхода штока 6 от поршня 10), и последнего импульса в серии импульсов К, которая вырабатывается генератором 16 за один оборот эксцентрика 2. Число импульсов К определяется, исходя из требуемого уровня погрешности измерения указателя. Чем больше число импульсов К, тем точнее указатель, а при большом числе К можно считать, что основным источником погрешности измерения является только механическая часть прибора. Таким образом, частота следования импульсов генератора 16 прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя, а число импульсов К, вырабатываемых генератором 16 за один оборот эксцентрика 2 (угол  $360^\circ$ ), постоянно.

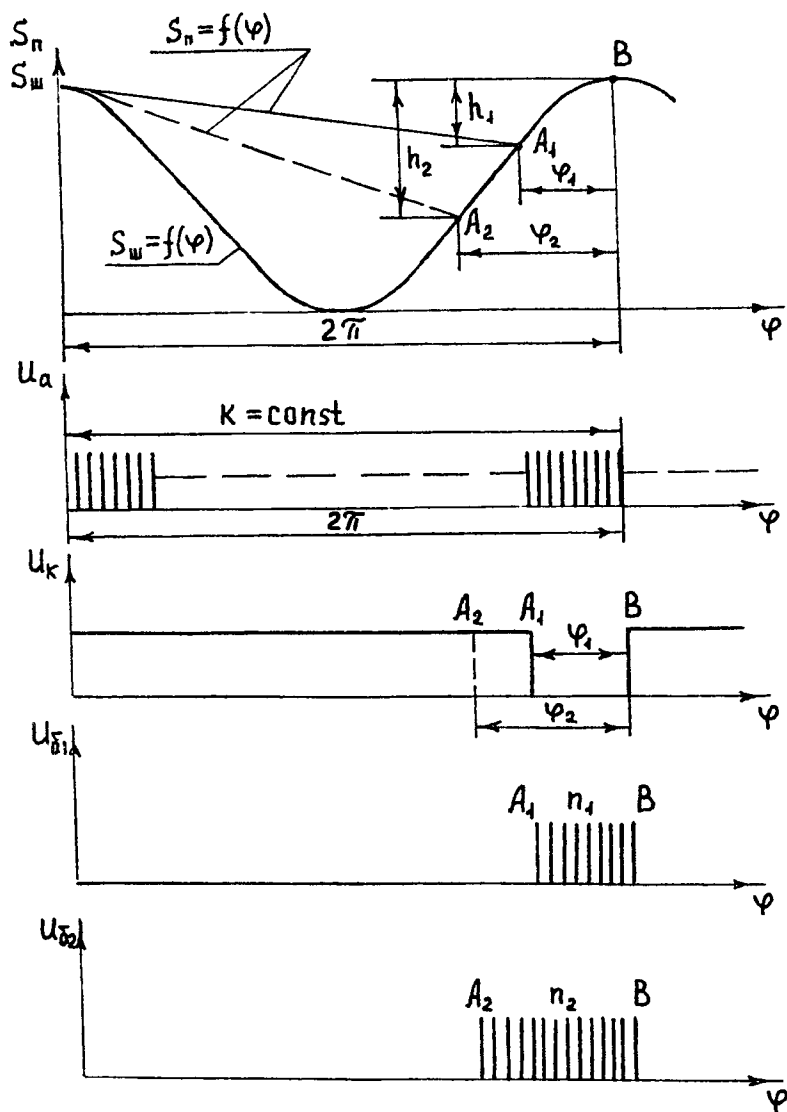


Рис. 7.5. Перемещения деталей и диаграммы напряжений в различных точках датчика расхода топлива.

В целом устройство контроля степени загрузки двигателя работает следующим образом. Импульсы от генератора 16, частота следования которых пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя и изменяется блоком фазовой подстройки частоты 17, подаются на вход электронного ключа 18, который пропускает импульсы на вход счетчика 19 только при наличии напряжения низкого уровня на контакте 12, подключенном к управляющему входу электронного ключа 19. Так как длительность импульса напряжения низкого уровня пропорциональна углу  $\varphi$ , определяемому суммарной цикловой подачей топлива в цилиндры двигателя, то число импульсов  $n$ , приходящих на вход счетчика 19, также пропорционально углу  $\varphi$ . Чем больше загрузка двигателя, тем больше импульсов поступает на вход счетчика 19. Счетчик импульсов 19 действует периодически. Сброс предыдущего состояния счетчика 19 осуществляется импульсом, сформированным в момент появления напряжения низкого уровня на контакте 12 (момент касания штока 6 и поршня 10). Сразу после установки на нуль счетчика 19 начинается счет числа импульсов  $n$ , поступивших от электронного ключа 18 за период, пропорциональный углу поворота  $\varphi$  эксцентрика 2. Так как угол поворота  $\varphi$  значительно меньше  $360^\circ$ , то счетчик 19 большую часть времени находится в состоянии, соответствующем числу импульсов  $n$ , поступивших на его вход. Состояние счетчика анализируется дешифратором 20, после чего сигнал от дешифратора 20 подается на индикаторы 21, составляющие световую шкалу указателя загрузки.

Предлагаемый способ и устройство для его осуществления измеряет текущее значение загрузки двигателя, что позволяет использовать его не только для визуального контроля загрузки, но и в составе систем автоматического управления нагрузкой двигателя и как основу для создания более сложных приборов непрерывного контроля функционирования машинно-тракторных агрегатов. Был разработан комплексный прибор непрерывного контроля функционирования машинно-тракторного агрегата, который позволял определять загрузку двигателя с выводом ее на информационно-советующее табло, расход топлива за фиксированный промежуток времени, определяемый оператором, расход топлива нарастающим итогом и оценивать эффективность использования машинно-тракторного агрегата. Последняя функция выполнялась вычислением отношения времени работы агрегата с нагрузкой, выше минимально допустимой, к общему времени работы агрегата. Минимально допустимая нагрузка агрегата могла быть установлена оператором, исходя из вида выполняемой работы и необходимого запаса мощности двигателя для преодоления временного увеличения сопротивления машины. Это отношение при правильном комплектовании машинно-тракторного агрегата и выборе порога минимальной нагрузки приближается к коэффициенту использования времени смены.

Для измерения суммарной цикловой подачи были разработаны две конструкции расходомерной части прибора. Первая конструкция представляла собой автономный блок, состоящий из электродвигателя постоянного тока, редуктора и непосредственно расходомера, выполненного по схеме, приведенной на рис. 7.4. Существенным отличием было то, что вместо эксцентрика, работающего в паре с плоским толкателем и реализующего косинусоидальный закон перемещения, был применен рассчитанный по методике [6] кулачок, обеспечивающий в большом диапазоне линейную связь между углом поворота кулачка и перемещением толкателя. Это позволило расширить динамический диапазон расходомера при сохранении допустимого уровня погрешности измерения с целью применения расходомера на различных типах двигателей без внесения конструктивных изменений. Частота вращения вала электродвигателя синхронизировалась с частотой вращения коленчатого вала двигателя блоком, аналогичным блоку фазовой подстройки частоты 17, описанному выше. Опорным сигналом для этого блока был импульс напряжения, получаемый от контактного датчика, установленного вместо пробки нагнетательной пружины топливopодкачивающего насоса, в момент прихода поршня подкачивающего насоса в верхнюю мертвую точку.

Вторая конструкция расходомера была разработана с учетом особенностей конструкции топливopодкачивающих насосов, применяемых на большинстве отечественных тракторов. Расходомер, установленный на подкачивающий насос вместо пробки нагнетательной пружины, изображен на рис. 7.6. Детальми подкачивающего насоса являются корпус 1, поршень 2, возвращаемый в верхнюю мертвую точку штоком 3, нагнетательная пружина 4. Для возвратно-поступательного движения штока имеется роликовый толкатель 16 и эксцентрик 17 (на рисунке не показан). Подкачивающий насос имеет надпоршневую всасывающую полость А и подпоршневую нагнетательную полость В. Расходомер состоит из корпуса, собранного из трех деталей – основания 5, цилиндра 6 и пробки 7, направляющей 8, в которой движется шток 9 с возвратной пружиной 10, поршня 11 с перепускным клапаном 12, нагнетательной пружины 13, контактной пластины 14, впускного клапана 15, штуцера 16, подводящего топливо во всасывающую полость С расходомера. Схема включения расходомера в систему питания двигателя приведена на рис. 7.7. Позиции, относящиеся к расходомеру и топливopодкачивающему насосу те же, что и на рис. 7.6. Кроме того, на рис. 7.7 изображены роликовый толкатель 17 подкачивающего насоса, эксцентрик 18, расположенный на кулачковом валу топливного насоса высокого давления, топливный бак 19, фильтр грубой очистки 20, фильтр тонкой очистки 21, топливный насос высокого давления 22, форсунки 23.

Топливо в системе питания движется следующим образом. Из топливного бака 19 топливо движется под действием разрежения через фильтр

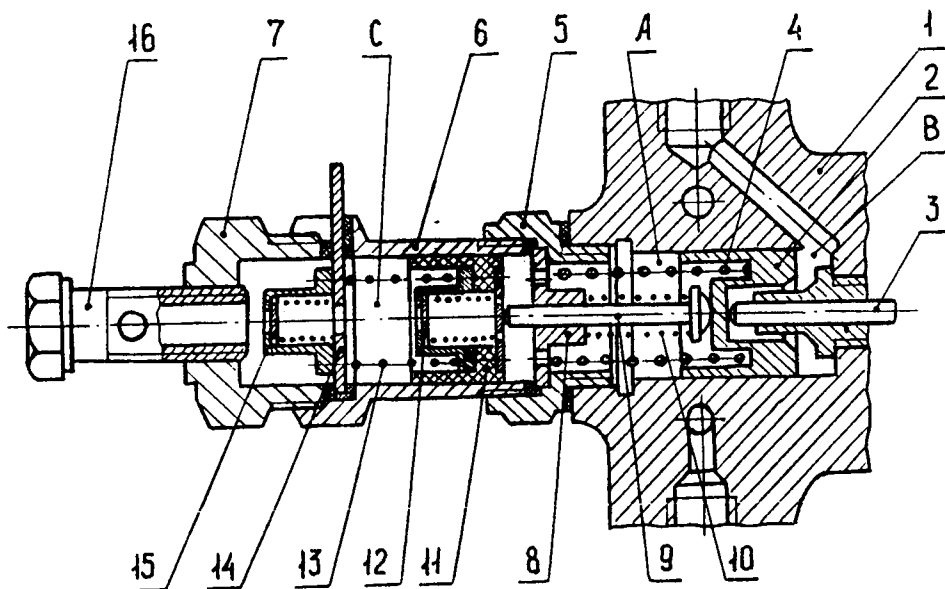


Рис. 7.6. Поршневой расходомер с приводом от топливopодкачивающего насоса.

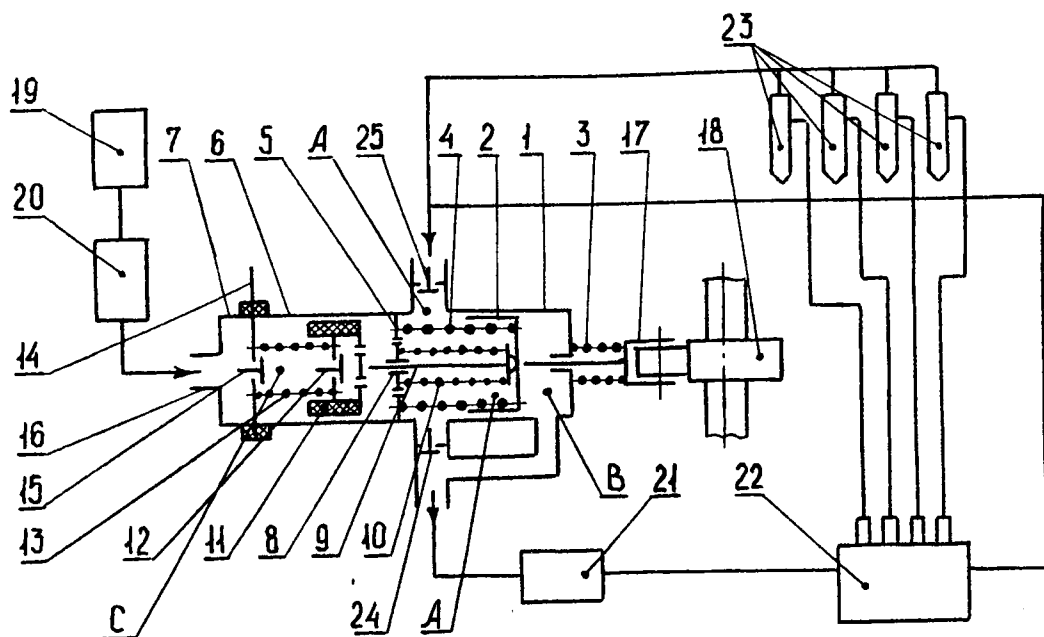


Рис. 7.7. Схема включения расходомера в систему питания дизельного двигателя.

грубой очистки 20 и впускной клапан 15 во всасывающую полость С расходомера, через перепускной клапан 12 при движении поршня 11 расходомера к верхней мертвой точке и отверстия в направляющей 8 во всасывающую полость А подкачивающего насоса, через нагнетательный клапан 24 при движении поршня 2 подкачивающего насоса к верхней мертвой точке в нагнетательную полость В и далее в фильтр тонкой очистки 21, топливный насос высокого давления 22. Часть топлива, соответствующая нагрузке двигателя, поступает в цилиндры через форсунки 23, остальное топливо по сливной магистрали через впускной клапан 25 возвращается во всасывающую полость А подкачивающего насоса. В эту же полость поступает и дренажное топливо форсунок. Таким образом, через расходомер проходит только топливо, поступающее затем в цилиндры двигателя, а дренажное топливо и избыток топлива из П-образного канала топливного насоса высокого давления движется, минуя расходомер, по замкнутому контуру, осуществляя циркуляцию в головке топливного насоса высокого давления.

Расходомер работает следующим образом. Исходное положение поршней 11 расходомера и 2 подкачивающего насоса – в верхней мертвой точке (крайнее левое положение на рис. 7.6 и 7.7). Пружины 4, 10 и 13 сжаты, контактная пластина 14 через пружину 13, металлические части поршня 11, и шток 9 связана с корпусом расходомера и имеет низкий потенциал. При вращении кулачка 18 освобождается роликовый толкатель 17, детали подкачивающего насоса и расходомера начинают двигаться вправо. При этом топливо под действием поршня 2 и нагнетательной пружины 4 из нагнетательной полости В, преодолевая гидравлическое сопротивление фильтра тонкой очистки 21, поступает в топливный насос высокого давления, откуда одна часть его дозами, отмеренными в соответствии с нагрузкой, поступает в форсунки, а другая – через перепускной клапан головки топливного насоса 22 через впускной клапан 25 во всасывающую полость А подкачивающего насоса, замедляя движение поршня 11 расходомера. Поршень 11 отстает от поршня 2, и так как шток 9 под действием пружины 10 движется вместе с поршнем 2, то размыкается контакт между металлическими частями поршня 11 и штоком 9, а контактная пластина 14 не связана с корпусом расходомера и имеет высокий потенциал. Таким образом, поршень 2 смещается на расстояние, пропорциональное объему топлива, равному сумме объемов цикловых подач топлива за два оборота коленчатого вала двигателя и объему возвратного топлива, поступающего из П-образного канала головки топливного насоса 22, а поршень 11 – на расстояние, пропорциональное сумме объемов цикловых подач.

При движении деталей подкачивающего насоса и расходомера влево под действием эксцентрика 18 и толкателя 17 в первую очередь соприкасаются и начинают двигаться как одно целое шток 3 и поршень 2. При этом поршень 11 неподвижен, объем полости А уменьшается, топливо из



полости А вытесняется через клапан 24 в полость В. Этот процесс происходит до тех пор, пока шток 9, поджатый пружиной 10 к поршню 2, не коснется поршня 11. С этого момента толкатель 17, шток 3, поршень 2, шток 9, поршень 11 движутся совместно до верхней мертвой точки, топливо из полости С, открыв клапан 12, перетекает в полость В, а контактная пластина 14 соединена с корпусом через пружину 13, металлические части поршня 11, шток 9 и имеет низкий потенциал. При достижении верхней мертвой точки эти детали занимают исходное положение, и процесс повторяется. Контактная пластина 14 периодически замыкается на корпус расходомера, при этом время замкнутого состояния зависит от частоты вращения эксцентрика и величины зазора между поршнем 11 и штоком 9, определяемого суммарной цикловой подачей топлива, а скажность импульса замкнутого состояния, то есть отношение времени замкнутого состояния к длительности цикла измерения – только от суммарной цикловой подачи топлива.

Расходомеры были подвергнуты испытаниям. Для этого на основе стенда для регулировки топливной аппаратуры КИ-22205 была смоделирована система питания дизельного двигателя Д-240 трактора МТЗ-80 в соответствии со схемой, приведенной на рис. 7.7. В качестве измерительного прибора использовался микроамперметр М 906. Так как стрелочные микроамперметры имеют большую инерционность, а средний ток в электрических цепях, по которым проходит импульсный ток прямоугольной формы, при постоянной амплитуде импульсов определяется только скажностью импульсов, то показания микроамперметра определяются суммарной цикловой подачей топлива. Связь между показаниями микроамперметра и цикловой подачей топлива при частоте вращения кулачкового вала топливного насоса высокого давления  $1000 \text{ мин}^{-1}$  приведена на рис. 7.8. Линия 1 отражает связь между цикловой подачей и показаниями микроамперметра и получена в результате испытания расходомера, выполненного по первой схеме и имеющего в приводе кулачок линейного профиля. Линия 2 получена в результате испытания расходомера, устанавливаемого на топливоподкачивающий насос вместо пробки нагнетательной пружины. Результаты испытаний показывают, что расходомер первого типа имеет практически линейную зависимость показаний прибора от цикловой подачи, у второго расходомера начальный участок характеристики нелинейный. Этот недостаток нельзя считать существенным, так как современная элементная база импульсных (цифровых) устройств позволяет линеаризовать полученные зависимости, кроме того нелинейность проявляется только на начальном участке характеристики, охватывающем цикловые подачи, с которыми дизельный двигатель работает только на холостом ходу. Так, для дизельного двигателя Д-240 цикловая подача топлива на холостом ходу составляет  $26 - 27 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ , примерно с этих значений начинается и линейный участок характеристики расходомера. В результате испытаний вы

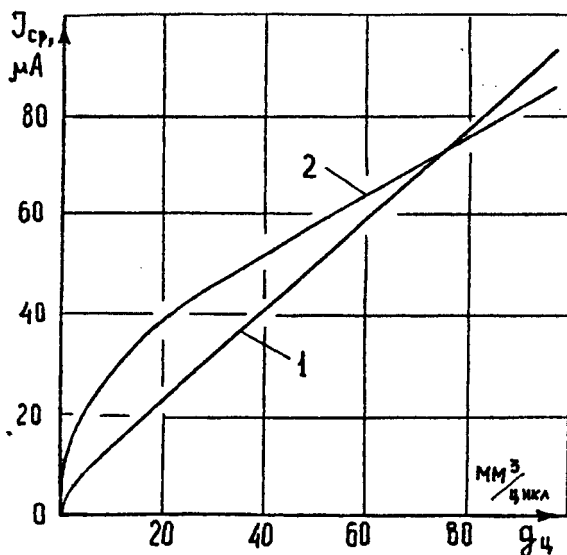


Рис. 7.8. Передаточные функции расходомеров с приводом от кулачка линейного профиля (1) и эксцентрика (2).

явлена некоторая зависимость показаний расходомеров от скоростного режима: для расходомера второго типа при увеличении скоростного режима топливного насоса с  $500 \text{ мин}^{-1}$  до  $1000 \text{ мин}^{-1}$  показания прибора при цикловой подаче  $75 \text{ мм}^3/\text{цикл}$  уменьшаются с  $75 \text{ мА}$  до  $72 \text{ мА}$ . Это объясняется инерционными свойствами пластинчатых клапанов расходомеров.

### Выводы

Экспериментально установлено, что применение средств контроля функционирования машинно-тракторных агрегатов, созданных на основе тракторов тяговых классов 1,4 и выше, приводит в среднем к повышению производительности на 10...13 % и уменьшению расхода топлива на 4 %. Применение средств контроля работы МТА на базе малогабаритных энергосредств также позволяет поднять эффективность их использования.

Как показали проведенные исследования, более перспективным для контроля функционирования энергосредств, в том числе и малогабаритных является использование мгновенного расхода топлива. Этот параметр не только позволяет определить оптимальные скоростные и нагрузочные режимы энергосредства, но и оценить затраты энергии на выполнение работ и эффективность использования этой энергии.

## **8. Концепция многофункционального малогабаритного трактора для Севера Нечерноземной зоны РФ**

### **8.1. Условия эксплуатации малогабаритных энергосредств на Севере Нечерноземной зоны РФ**

Нечерноземная зона России является крупнейшим сельскохозяйственным регионом и производителем сельскохозяйственной продукции. В зоне производится почти четверть общего объема зерна России, половина картофеля, более 30 % овощей, мяса и молока [127]. Нечерноземная зона, занимая территорию 282,3 млн. га, отличается разнообразными природными условиями, определяющими направление ведения сельскохозяйственного производства, формы хозяйствования. На основе типичных климатических условий, почв, размеров полей, рельефа и т. п. Нечерноземная зона разделена в свою очередь на несколько характерных зон и подзон. Так, зона 1 включает в себя Северный (Архангельская, Вологодская, Мурманская области, республики Карелия и Коми) и Северо-Западный (Ленинградская, Псковская и Новгородская области) экономические районы. Зона 1 характеризуется умеренным климатом, подзолистыми и дерново-подзолистыми почвами с удельным сопротивлением 38...58 кН/м<sup>2</sup>, малыми участками пашни – большинство участков размером до 3 га.

Наличие крупных промышленных центров, таких как С.-Петербург, областные центры, города, подобные Череповцу, создало специфические особенности развития сельского хозяйства за последнее десятилетие. Успешно работают крупные сельскохозяйственные предприятия, имеющие собственную кормовую базу и налаженный сбыт продукции. Важным условием является близкое расположение к центрам потребления продукции и наличие автомобильных дорог с твердым покрытием. Там же, где эти условия отсутствуют, сельскохозяйственные предприятия существуют лишь номинально или объявлены банкротами и являются основой для развития фермерских и личных подсобных хозяйств. По сравнению с фермерскими (крестьянскими) личные подсобные хозяйства развиваются весьма интенсивно. Так, в 1998 году в Вологодской области валовое производство сельскохозяйственной продукции составило: в личных подворьях – 59,2 %; в фермерских (крестьянских) хозяйствах – 2,1 %; в сельскохозяйственных предприятиях – 38,7 %. С несущественными отклонениями подобная ситуация наблюдается во всех областях Северного и Северо-Западного районов Нечерноземной зоны.

Производство продукции в малоразмерных хозяйствах, в том числе и личных подсобных ведется с большой долей ручного труда, но выполнение энергоемких работ производится с применением энергосредств. В личных подсобных хозяйствах эти работы выполняются техникой, чаще всего принадлежащей более крупным предприятиям [121] и не приспособ-

ленной для работы на малых площадях. О том, что техники, предназначенной для работы на малых площадях, недостаточно, говорит тот факт, что энергонасыщенность фермерских хозяйств с площадью пашни до 50 га находится в пределах 150...400 кВт/100 га [64], то есть производство ведется с применением тракторов тягового класса 1,4 и выше. Наиболее приспособленными для работы в личных подсобных и малоразмерных крестьянских хозяйствах являются тракторы класса 0,6, приближающиеся по своим характеристикам к малогабаритным тракторам.

Для определения перечня работ, выполняемых в личных подсобных и других малоразмерных хозяйствах, в ряде районов Вологодской и Архангельской областей было проведено анкетирование. Респондентами являлись владельцы личных подсобных хозяйств, одновременно работающие в более крупных сельскохозяйственных предприятиях, и предприятиях, обслуживающих население в сельской местности. Наиболее часто применяющиеся энергосредства – тракторы Т-25А, Т-16М (83 %) и Т-40М, Т-40АМ (17 %). Почти половину времени тракторы использовались на транспортных работах, связанных в основном с обслуживанием скота, содержащегося в личных подворьях. До 40 % времени занимали работы по обработке почвы, возделыванию и уборке пропашных культур, в основном картофеля, заготовке кормов (сена). Практически каждый владелец трактора использовал его на подсобных работах, например, для привода стационарных машин (сварочные агрегаты, генераторы тока повышенной частоты для привода электроинструмента, деревообрабатывающие станки, станки для распиловки и колки дров и др.) и работах, связанных со строительством, для чего тракторы оснащались грузовыми стрелами, ковшами, бульдозерами. Нужно отметить, что почти все указанные выше агрегаты, станки и приспособления были изготовлены кустарно с применением имеющихся в наличии необходимых узлов, например, гидронасосов и гидромоторов, генераторов, редукторов, компрессоров и т.д., причем наиболее сложные вопросы возникали при стыковке разработанных устройств с тракторами.

Анализ использования тракторов Т-25А на различных работах и с различными устройствами выявил неудовлетворительную приспособленность к агрегатированию, обусловленную классической компоновкой, поэтому было сделано предложение о разработке концепции многофункционального малогабаритного трактора для использования в условиях Севера и Северо-Запада Нечерноземной зоны России. До настоящего времени ни один тракторный завод не освоил выпуск тракторов, удовлетворяющих условиям работы в личных подсобных и малоразмерных крестьянских хозяйствах. Рекомендуемые для этих целей малогабаритные тракторы тягового класса 0,2 (Т-012, АМЖК-8 и др.) не имеют существенных преимуществ по технологическим параметрам перед мотоблоками, но значительно превос-

ходят их по сложности и стоимости, поэтому применение их на Севере Черноземной зоны РФ не прогнозируется.

## 8.2. Основные положения концепции малогабаритного трактора

Анализ развития существующих конструкций тракторов класса 0,6 показывает, что вновь разработанные тракторы этого класса, например, тракторы Т-30А (Владимирский тракторный завод) и К-20 (ПО «Кировский завод») следует отнести к более высокому тяговому классу. Краткие сведения по тракторам класса 0,6 приведены в таблице 8.1.

Таблица 8.1

Краткие технические характеристики тракторов класса 0,6

Показатели	Т-25А	Т-30А	К-20
Заявленный тяговый класс, т.с (кН)	0,6 (6)	0,6 (6)	0,6 (6)
Мощность двигателя, кВт	18,4	22,1	25,8
Заявленное номинальное тяговое усилие, кН	6,38	11,8	-
Расчетное тяговое усилие, кН	6,38	12,7	12,8
Масса трактора конструкционная, кг	1730	2300	2350

Переход тракторов Т-30А и К-20 из заявленного в более высокий тяговый класс можно объяснить двумя причинами.

Во-первых, тракторным заводам выгодно, не меняя технологического оборудования, за счет увеличения мощности и массы изделия производить трактор более высокого тягового класса, цена которого будет выше, чем предшественника.

Во-вторых, в связи с внедрением новой системы корпусов плугов (30, 35, 40 см захвата вместо 25, 30, 35 см) и увеличением плотности почвы с  $49 \text{ кН/м}^2$  до  $59 \text{ кН/м}^2$ , вызванным интенсивным использованием техники, настойчиво проводится мысль о замене ряда тяговых классов сельскохозяйственных тракторов по ГОСТ 27021-86 (0,2; 0,6; 0,9; 1,4; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0 т.с) на ряд 4; 11; 18; 25; 40; 55; 70 кН. Таблица 8.1 показывает, что тракторы Т-30А и К-20 следует отнести либо к классу 0,9 по ГОСТ 27021-86, либо к классу 11 кН нового ряда тяговых классов.

Таким образом, в тяговых классах 0,6 или 4 кН образуется ниша, заполнить которую в настоящее время не готов ни один из работающих тракторных заводов. Остаточное в этом тяговом классе самоходное шасси Т-16М не решает возникшей проблемы, так как это специализированный трактор, не способный производить многие работы, выполняемые тракторами Т-25А, Т-30А и К-20. Ситуация в классе 0,6 усложняется и тем, что трактор Т-30А является переходной моделью к трактору ВТЗ-45АТ, который предназначен для работы с сельскохозяйственными машинами, агрегатируемыми с тракторами классов 0,9 и 1,4.

При выборе тягового класса концептуального трактора принималось во внимание то, что большинство операций, выполняемых агрегатами на базе трактора Т-25А, требуют тягового усилия 4 кН, и только энергоемкие работы, например, вспашка требуют более высокого тягового усилия. Поэтому для малогабаритного трактора номинальное тяговое усилие может быть выбрано равным 6 кН. С одной стороны, выбор такой силы тяги позволит обеспечить весь комплекс работ в условиях личных подсобных и малоразмерных крестьянских хозяйств, с другой стороны – работать малогабаритному трактору с орудиями, предназначенными для агрегатирования с трактором Т-25А.

Одной из регламентирующих сельскохозяйственных операций является вспашка, однако даже в условиях Севера НЗ РФ, где большинство площадей пашни это участки размером до 3 га, использование малогабаритных тракторов на вспашке – самой энергоемкой операции, определяющей эксплуатационную массу трактора, – будет непродолжительным. На менее энергоемких, но по времени самых продолжительных операциях трактор будет иметь избыточную массу и, как следствие, пониженные эксплуатационные характеристики. Для устранения этого недостатка необходимо применять глубокое балластирование. Минимальная эксплуатационная масса должна обеспечивать тяговое усилие 4 кН, а максимальная – 6 кН. Так как масса балласта в этом случае будет не менее 300 кг, то на тракторе должно быть предусмотрено место для его размещения так, чтобы балласт не мешал выполнению технологических операций. Балласт может быть размещен в разных точках конструкции, но наиболее рационально сконцентрировать балласт на одном из мостов трактора.

Нагрузочные режимы работы машинно-тракторного агрегата на базе малогабаритного трактора существенно отличаются от соответствующих режимов работы МТА с тракторами высоких тяговых классов, так как относительная вариация тягового сопротивления машин с малым числом рабочих органов выше по сравнению с такими же машинами, имеющими большое число рабочих органов. При значительной нелинейности коэффициента буксования для сохранения рабочей скорости на заданном уровне по этой причине необходимо дополнительно увеличивать массу трактора. Чтобы избежать чрезмерного увеличения массы, малогабаритный трактор должен быть полноприводным хотя бы при выполнении энергоемких операций.

Требование полноприводности и, по возможности, одинакового размера колес переднего и заднего мостов трактора для получения максимально возможных тяговых усилий при заданной эксплуатационной массе делает компоновку с шарнирно-сочлененной рамой наиболее предпочтительной. При других компоновках при минимальной колее 1200...1400 мм и передних управляемых колесах диаметром 850...1000 мм невозможно обеспечить необходимые минимальные радиусы поворота. Кроме того, в

трансмиссии появляются два сложных узла привода управляемых колес. Применение четырех ведущих управляемых колес одинакового размера (как это сделано у трактора К-20) еще более усложняет кинематическую схему трактора и рулевой механизм.

Компоновочная схема трактора с шарнирно-сочлененной рамой применяется как для тракторов больших тяговых классов, так и для малогабаритных тракторов. При этой компоновке двигатель, муфта сцепления, реверс-редуктор (может быть установлен как дополнительное оборудование), коробка перемены передач, ведущие валы главных передач и промежуточные соединения размещены последовательно друг за другом и имеют расположение валов, совпадающее с продольной осью трактора.

Такая компоновочная схема имеет следующие недостатки. Габарит по длине последовательно расположенных узлов трактора больше, чем расстояние между передними и задними колесами, поэтому выступающий за передний мост двигатель не позволяет располагать рабочие органы сельскохозяйственных машин впереди трактора, а остальные узлы трансмиссии не позволяют располагать рабочие органы и в пределах колесной базы. Из-за выступающего вперед двигателя уменьшается обзорность с поста управления (кабины). У малогабаритных тракторов пост управления находится над задним мостом, что не позволяет разместить на тракторе грузовую платформу или иное технологическое оборудование, например, емкости для жидких удобрений и др.

Для устранения указанных недостатков был предложен вариант компоновки полноприводного колесного трактора с шарнирно-сочлененной рамой со следующей формулой [90].

Компоновочная схема полноприводного колесного трактора с шарнирно-сочлененной рамой, содержащая двигатель, муфту сцепления, реверс-редуктор, коробку перемены передач, передний и задний ведущие мосты с главными передачами и промежуточные соединения, отличающаяся тем, что, с целью расширения возможностей агрегатирования трактора и упрощения его трансмиссии за счет поперечного расположения двигателя и составленного из конических шестерен реверс-редуктора, коленчатый вал двигателя, ведомый вал муфты сцепления, ведущий вал реверс-редуктора расположены перпендикулярно, а валы коробки перемены передач, ведущие валы главных передач и промежуточные соединения – параллельно продольной оси трактора.

На рис. 8.1 показана предлагаемая компоновочная схема. На ней изображены смещенный в сторону от продольной оси трактора двигатель 1, муфта сцепления 2, реверс-редуктор 3, ведущая шестерня 4 которого расположена на поперечном валу 5, а ведомые шестерни прямого 6 и заднего 7 ходов – на расположенном продольно первичном валу 8 коробки перемены передач 9. Вторичный вал 10 коробки перемены передач 9, являющийся ведущим валом главной передачи 11 переднего ведущего моста

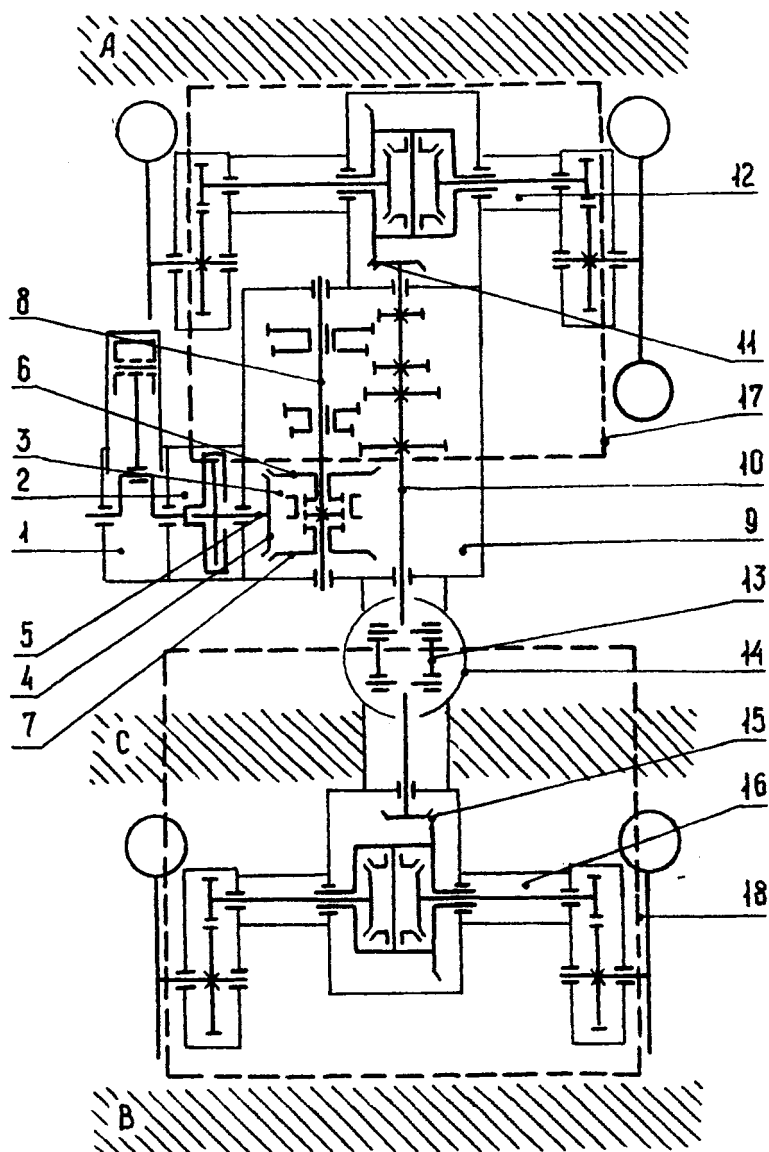


Рис. 8.1. Компонентовая схема полноприводного реверсивного трактора с шарнирно-сочлененной рамой.



12, через сдвоенный карданный шарнир 13, расположенный в центре шарнира 14 шарнирно-сочлененной рамы, подсоединен к главной передаче 15 заднего ведущего моста 16.

Использование этой компоновочной схемы позволяет разместить пост управления (кабину) 17 над передним ведущим мостом 12, грузовую платформу 18 или иное технологическое оборудование – над задним мостом 16, рабочие органы сельскохозяйственных машин – впереди (зона А), сзади (зона В) и между мостами (зона С) трактора. Реверсирование трактора достигается установкой только одной дополнительной конической шестерни 7, а смещение двигателя 1 в сторону позволяет расширить зону обзора с поста управления (кабины) за работой агрегатируемых с трактором машин. Применение компоновки с шарнирно-сочлененной рамой позволяет сделать полноприводной трактор с упрощенной кинематической схемой трансмиссии, где вал привода заднего моста используется для привода синхронного или при отключении заднего моста независимого валов отбора мощности.

В то же время компоновка с шарнирно-сочлененной рамой имеет недостатки – уменьшение боковой устойчивости трактора при повороте и занос орудия при корректировке направления движения. Эти недостатки могут быть уменьшены рациональным распределением массы трактора по мостам и смещением шарнира рамы к переднему мосту.

Требование минимальной стоимости трактора при широкой универсальности использования однозначно определяет тип его ходовой части: это колесная безрессорная ходовая часть формулы 4х4 с колесей 1400 мм, колесной базой 1800 мм и агротехническим просветом не менее 500 мм. Колея выбрана, исходя из основного для Севера нечерноземной зоны РФ размера междурядья 700 мм при возделывании картофеля.

### **8.3. Параметры малогабаритного трактора ТМ-0,6/15**

На основе предложенной компоновочной схемы был разработан многофункциональный малогабаритный трактор ТМ-0,6/15 с шарнирно-сочлененной рамой и приводом на все колеса. Трактор может быть применен для механизации работ в хозяйствах площадью 4...6 га без использования тракторов более высоких тяговых классов и в хозяйствах площадью 80...100 га при использовании на энергоемких работах тракторов класса 1,4 и выше, а также для обслуживания молочно-товарных ферм до 50 голов и возделывания кормовых культур в прифермских севооборотах. Трактор может агрегатироваться со всеми машинами и орудиями, выпускаемыми для трактора Т-25А и частью машин, предназначенных для агрегатирования с трактором Т-16М.

По сравнению с трактором Т-25А трактор ТМ-0,6/15 может выполнять большее число операций. Оно увеличено за счет возможности работы

с комбинированными агрегатами, выполнения погрузочно-разгрузочных, бульдозерных и других специализированных работ. Трактор может быть применен для трелевки леса и длинномерных грузов, на транспортных работах с грузовой платформой грузоподъемностью 1000 кг, устанавливаемой над задним мостом, полуприцепом типа ППТС-2, в составе транспортного поезда общей массой 4000 кг как седельный тягач.

Краткая техническая характеристика трактора ТМ-0,6/15 и соответствующие показатели тракторов Т-25А и Т-16М приведены в таблице 8.2.

Таблица 8.2

Сравнительная техническая характеристика тракторов

Показатели	ТМ-0,6/15	Т-25А	Т-16М
Класс трактора по тяговому усилию, кН	4(6)	6	6
Марка двигателя	В2С9,2/ 8,8	Д-21А	Д-21
Номинальная мощность, кВт	14,7	18,4	14,7
Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	3000	1800	1600
Часовой расход топлива, кг / ч	3,8	4,75	3,8
Удельный расход топлива, г / кВт·ч	258	250	250
Габаритные размеры, мм: - длина	3000	3180	3700
- ширина	1550	1470	1550
- высота	2300	2477	2500
База трактора, мм	1800	1775	2500
Ширина колеи, мм	1400	1110...1800	1200...1800
Агротехнический просвет, мм	520	450	560
Наименьший радиус поворота, м	2,4	2,2	3,3
Диапазон скоростей движения, км / ч	2,5...20	1,3...22	1,5...23
Число передач: - вперед	6	8	6
- назад	6	6	1
Масса трактора без балласта, кг	800	1600	1425

Общий вид трактора приведен на рис. 8.2. Трактор имеет колесную формулу 4х4 и шарнирно-сочлененную компоновку. Основным является передний ведущий мост. Передний полуостов состоит из переднего моста, реверсивной коробки перемены передач и вертикального шарнира. На нем размещен двигатель и пост управления. Задний полуостов состоит из горизонтального шарнира, несущей трубы и заднего моста. на нем размещены валы отбора мощности и гидрофицированный механизм навески. Механизм навески может быть установлен и на передний полуостов.

Двигатель модели В2С9,2/8,8 – двухцилиндровый четырехтактный дизель жидкостного охлаждения с V-образным расположением цилиндров, производимый АО «Уралтрак», г. Челябинск.

Трансмиссия механическая, состоит из муфты сцепления и коробки перемены передач. Сцепление фрикционное сухое двухдисковое. Коробка



Рис. 8.2. Общий вид многофункционального малогабаритного трактора ТМ-0,6/15 (проект).

перемены передач реверсивная с четырьмя рабочими, одной транспортной и одной замедленной передачами.

Главные передачи – коническая пара, ведомая шестерня установлена на корпусе дифференциала. Дифференциалы свободного хода самоблокирующиеся. Конечные передачи – одноступенчатый редуктор с прямозубыми цилиндрическими шестернями. Ходовая часть – передние и задние колеса одинакового диаметра с размером шин 8.5-20. Рабочее оборудование – синхронный и независимый передний и задний валы отбора мощности, раздельно-агрегатная гидросистема и трехточечный механизм навески.

Конструкция трактора унифицирована по основным узлам с соответствующими узлами тракторов Т-25А и Т-40АМ. Унифицированы колеса в сборе, колесные редукторы, дифференциалы, главные передачи, наборы шестерен коробки перемены передач, реверс-редуктор, тормозные механизмы, часть узлов рулевого управления, раздельно-агрегатная гидросистема и трехточечный механизм навески.

Для осуществления реверсирования на тракторе предусмотрен реверсивный пост управления, имеющий двоемные педали управления муфтой сцепления, тормозами и подачей топлива, легкоъемную рулевую колонку, два замка для подсоединения рулевой колонки к рулевому механизму, поворотное сиденье. Реверсированию трактора способствует и крепление механизма навески, который смонтирован на плите. Плита с помощью проушин и пальцев может крепиться как на заднем, так и на переднем мостах трактора.

На основе технических характеристик были определены некоторые экономические показатели трактора ТМ-0,6/15 и сопоставлены с соответствующими характеристиками трактора Т-25А, принятого за аналог. Так, расход топлива на условный эталонный гектар по сравнению с аналогом снижен на 21 %, при выполнении энергоемких работ – на 14 %, при выполнении транспортных работ – на 16 %. Подетальный анализ конструкции показывает, что в случае одинаковых условий производства и программы выпуска стоимость трактора ТМ-0,6/15 составила бы 65 % стоимости трактора Т-25А.

Таким образом, если учитывать особенности выбора эксплуатационных параметров малогабаритных энергосредств, то можно создать малогабаритный multifunctional трактор, имеющий тяговый класс 0,6 и превосходящий по всем параметрам аналог – трактор Т-25А.

# СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие .....	3
1. Классификация энергосредств .....	4
1.1. Системы классификации энергосредств .....	4
Тяговые классы и номинальные тяговые усилия .....	4
1.2. Место малогабаритных энергосредств в существующих классификациях .....	6
2. Конструкция малогабаритных энергосредств .....	9
2.1. Мотоблоки и мотоорудия .....	9
2.1.1. Компоновка мотоблоков и мотоорудий .....	16
2.1.2. Двигатели мотоблоков и мотоорудий .....	17
2.1.3. Трансмиссии мотоблоков и мотоорудий .....	21
2.2. Малогабаритные тракторы .....	28
3. Условия работы малогабаритных энергосредств .....	47
3.1. Вероятностные характеристики нагрузки машинно-тракторных агрегатов .....	47
3.2. Рабочие органы и орудия .....	48
3.3. Зависимость вероятностных характеристик нагрузки от конструкции и режимов работы машин .....	50
4. Анализ факторов, формирующих вероятностный характер нагрузки МТА .....	57
4.1. Зависимость вероятностного характера тягового сопротивления машин от числа рабочих органов .....	57
5. Анализ факторов, вызывающих колебания тягового усилия энергосредства .....	74
5.1. Динамика силы тяги и колебания энергосредства .....	74
5.2. Колебания силы тяги от буксования .....	90
5.3. Исследование колебательного характера процесса буксования .....	102
6. Вероятностные характеристики колебаний нагрузки и эксплуатационные показатели моторно-трансмиссионной установки энергосредства .....	109
6.1. Колебания нагрузки и эксплуатационные показатели двигателей с типовыми характеристиками .....	109
6.2. Колебания нагрузки и эксплуатационные показатели двигателей с характеристикой постоянной мощности .....	116
6.3. Колебания нагрузки, характеристики двигателей и плотность ряда коробки перемены передач малогабаритного энергосредства .....	121
6.4. Пути совершенствования двигателей внутреннего сгорания для малогабаритных энергосредств .....	129
7. Контроль функционирования машинно-тракторных агрегатов на базе малогабаритных энергосредств .....	138

7.1. Показатели функционирования и контролируемые параметры .....	138
7.2. Использование параметров потока выхлопных газов для контроля функционирования МТА .....	142
7.3. Использование параметров расхода топлива для контроля функционирования МТА. ....	150
Выводы .....	162
8. Концепция многофункционального малогабаритного трактора для Севера Нечерноземной зоны РФ.....	163
8.1. Условия эксплуатации малогабаритных энергосредств на Севере Нечерноземной зоны РФ.....	163
8.2. Основные положения концепции малогабаритного трактора .....	165
8.3. Параметры малогабаритного трактора ТМ-0,6/15.....	169
ЛИТЕРАТУРА.....	173