

## ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 630\*377

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ  
ПРИ АГРЕГАТИРОВАНИИ С ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫМ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ОБОРУДОВАНИЕМ

А. В. ЖУКОВ, А. Р. ГОРОНОВСКИЙ, М. К. АСМОЛОВСКИЙ

Белорусский технологический институт

В настоящее время за рубежом широкое распространение получили колесные лесозаготовительные машины. Их основными преимуществами по сравнению с гусеничными являются лучшая управляемость и маневренность, более высокие скоростные показатели, эргономические качества и надежность, относительно низкая металлоемкость, меньшие затраты на обслуживание и эксплуатацию.

Однако в нашей стране колесные лесные тракторы не получили должного распространения. Это связано с их недостаточным выпуском и низким уровнем технико-эксплуатационных показателей, что в значительной степени обусловлено несоответствием параметров машин предъявляемым требованиям.

Выбор базового шасси в сочетании с технологическим оборудованием зависит от множества факторов и возможен только при всестороннем обосновании компоновочной схемы машины, ее параметров и характеристик, технологической привязке к существующим и перспективным системам машин. При этом важно выбрать критерии эффективности трактора как базу для создания лесозаготовительных машин.

Как правило, в качестве обобщенного критерия эффективности лесозаготовительных машин используют их экономические оценки, в основном производительность машины и расход топлива. При этом техническая производительность является функцией конструкции и параметров как рабочего оборудования, так и самого базового шасси. Кроме того, на ее величину значительно влияют условия эксплуатации: время рабочего цикла в равной степени зависит от скоростей рабочего и холостого хода, являющихся функциональными показателями базового трактора, а также от среднего расстояния трелевки и характеристик дорожной поверхности, отражающих принятую технологию и эксплуатационные условия.

Отсюда очевидна сложность в выборе единого критерия, с помощью которого можно было бы оценить роль базового шасси. Традиционная оценка трактора по мощности на крюке неправомерна, так как при циклическом характере работы лесозаготовительных машин значительная часть времени приходится на холостой пробег, маневрирование и работу технологического оборудования. В этом случае эффективность лесозаготовительной машины не прямо пропорциональна мощности на крюке  $N_{кр}$ . Полезную работу машины  $A$  в единицу времени можно выразить по формуле [1, 2]

$$A = P_{кр} v_{р\tau},$$

где  $P_{кр}$  — сила тяги на крюке;

$v_p$  — скорость рабочего хода;  
 $\tau$  — коэффициент использования времени.

Для лесозаготовительных машин, выполняющих переместительные операции, время цикла работы  $T_{ц}$  в общем виде находим как

$$T_{ц} = T_{p.x} + T_{x.x} + T_{ост},$$

где  $T_{p.x}$ ,  $T_{x.x}$ ,  $T_{ост}$  — время рабочего, холостого хода и остановок соответственно.

С учетом известных зависимостей для определения времени рабочего и холостого хода получаем следующие выражения для определения  $\tau$  и  $A$  при выполнении переместительных операций:

$$\tau = \frac{1}{1 + (1/v_{x.x} + T_{ост}/S_{p.x}) v_p};$$

$$A = \frac{N_{кр}}{1 + (1/v_{x.x} + T_{ост}/S_{p.x}) v_p},$$

где  $S_{p.x}$  — расстояние рабочего хода;  
 $v_{x.x}$  — скорость холостого хода.

В данном случае величина  $A$  определяет энергетический потенциал производительности (ЭПП) [1, 2]. Она представляет собой энергию, передаваемую трактором на рабочее оборудование в процессе рабочего элемента цикла, отнесенную ко времени полного технологического цикла. Очевидно, что ЭПП в том виде, как он получен для промышленных тракторов, не может быть использован при оценке эффективности работы лесных машин, у которых значительная часть времени рабочего цикла приходится на выполнение операций, не связанных с перемещениями.

Критерием их эффективности может служить полезная часть мощности двигателя, расходуемая на привод рабочих агрегатов технологического оборудования. Для ее определения нами разработана номограмма агрегатирования лесных машин (рис. 1).

Она состоит из четырех квадрантов. В I квадранте приведены зависимости подачи насосов пяти марок гидросистемы машины  $Q$  от мощ-

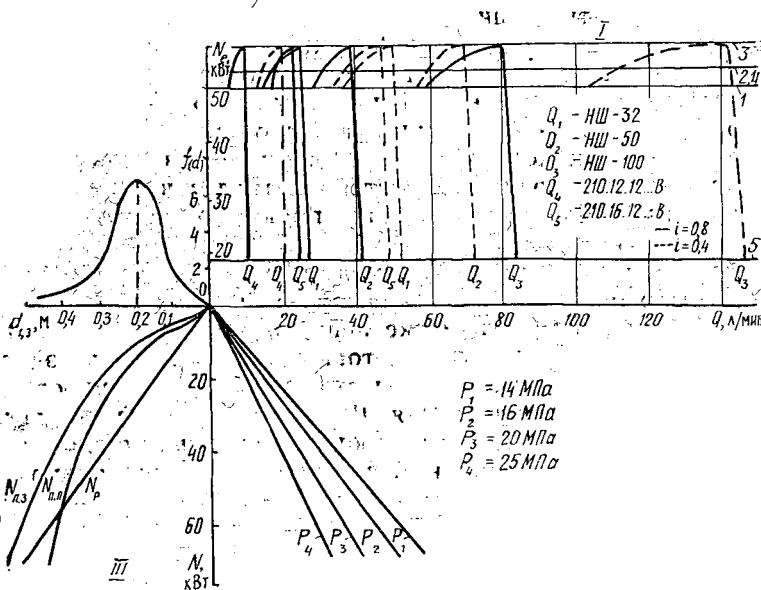


Рис. 1.

ности двигателя  $N_e$ . Они получены с помощью регуляторной характеристики двигателя для различных типов насосов с учетом возможных вариантов передаточных отношений привода  $i$ , основанных на анализе кинематической схемы трансмиссии базового шасси.

Во II квадранте номограммы помещена кривая плотности распределения деревьев  $f(d)$  в зависимости от их диаметра  $d_{1,3}$ . При этом принят нормальный закон распределения для конкретного лесозаготовительного района.

В III квадранте построены графики необходимых затрат мощности  $N$  в зависимости от диаметра деревьев  $d_{1,3}$  при пакетировании поваленных деревьев  $N_{п.з}$ ; пакетировании деревьев, переносимых от пня до места укладки  $N_{п.л}$ ; срезании деревьев  $N_p$ .

Квадрант IV служит для связи подачи насосов привода технологического оборудования лесозаготовительной машины  $Q$  с мощностью  $N$ , развиваемой исполнительными гидроманипуляторами или гидромоторами, при различном давлении в гидромоторе  $P$ .

В качестве базы для создания лесных машин рассмотрены тракторы Минского, Липецкого, Владимирского, Харьковского и Кировского тракторных заводов. На первом этапе работы анализировали конструктивные схемы объектов исследований и возможности создания на их основе лесных машин различного назначения. Для этого был сформирован банк данных по параметрам моторно-трансмиссионных установок и ходовой части базовых шасси, а также параметрам технологического оборудования и характеристикам условий эксплуатации. Эту структурированную информацию использовали в качестве исходных данных при построении, с помощью специально разработанного комплекса программ для ЭВМ, тяговых диаграмм и номограмм агрегатирования.

Анализ номограмм агрегатирования позволил установить необходимые значения мощности, затрачиваемой для выполнения различных технологических операций. Так, при пакетировании деревьев с земли до места укладки необходимые значения мощности лежат в пределах 25...40 кВт, а при пакетировании от пня до места укладки достигают 60 кВт. В соответствии с полученными результатами были приняты следующие значения потребной мощности  $N_n$ , которую должен развивать привод технологического оборудования: при валке, срезании сучьев и раскряжке  $N_{п.в} = 70$  кВт; при подборке деревьев и укладке их в коник или другое формировочное устройство  $N_{п.п} = 40$  кВт.

На основании принятых значений  $N_n$  и в соответствии с номограммами агрегатирования рекомендованы рациональные параметры гидросистем по вариантам агрегатирования базовых шасси с различным технологическим оборудованием. При этом, с учетом стандартных диапазонов давления в гидросистемах, определены типы насосов, подача и передаточные отношения привода.

Анализируя полученные результаты в целом, следует отметить, что в гидросистеме привода технологического оборудования наиболее приемлемы шестеренчатые насосы НШ-50-2 и аксиально-поршневой типа 260.16.11.01. Передаточное число трансмиссии от двигателя к ведущему валу насоса гидросистемы варьирует в пределах 0,2...0,8.

Анализ энергетических потенциалов производительности лесных машин на базе тракторов Т-25, Т-16, Т-40АМ, МТЗ-82, Т-102, Т-150К, К-701 подтвердил возможность формирования типажа машин по основным показателям. На рис. 2 приведена общая схема типажа лесных машин типа 4К4 на базе МТЗ-82. В него входят трелевочная машина с тросочкерным оборудованием 1, валочно-трелевочная 2, валочно-

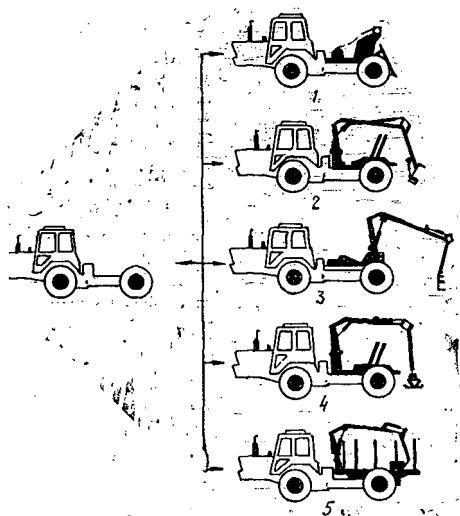


Рис. 2

сучкорезно-раскряжевочная 3, а также машина с манипулятором для бесчokerной трелевки 4 и сортиментовоз 5.

Основные параметры энергетического модуля 4К4, являющегося базой для создания перечисленных типов машин, изменяются в следующих рациональных пределах:

Масса эксплуатационная, кг . . . . .	6900 . . . 7400
Удельная конструктивная масса, кг/кВт . . . . .	80 . . . 100
Скорость, км/ч:	
переднего хода . . . . .	2,5 . . . 33,0
заднего хода . . . . .	5,0 . . . 9,0
Число передач:	
вперед . . . . .	9
назад . . . . .	2
Эксплуатационная мощность, кВт . . . . .	62 . . . 77
Допустимая масса технологического оборудования и груза, % от эксплуатационной массы шасси . . . . .	90 . . . 100
Допустимая нагрузка на ведущий мост прицепной активной оси, кН . . . . .	70 . . . 80
Распределение эксплуатационной массы по осям, %:	
передней . . . . .	65
задней . . . . .	35
База, мм . . . . .	2500 . . . 2900
Предельные углы подъема и спуска, град . . . . .	20
Размер шин, дюйм . . . . .	23,1 . . . 26,0
Максимальная расчетная мощность насосов гидросистемы для привода технологического оборудования, % от эксплуатационной мощности двигателя . . . . .	40 . . . 80
Давление в гидросистеме, МПа . . . . .	18

Таким образом, разработанная методика позволяет увязывать затраты мощности двигателя базового трактора и его весовые и размерные параметры с показателями рабочих циклов лесозаготовительных операций, параметрами технологического оборудования, предметами труда, условиями движения и внешнего воздействия. При этом должны соблюдаться ограничения по условиям работы операторов, сохранности окружающей среды, требованиям ГОСТ и ОСТ.

Полученные параметры машин, входящих в типаж, должны дополнительно уточняться по критерию таких эксплуатационных показателей, как плавность хода, динамическая нагруженность, устойчивость и управляемость, маневренность и опорная проходимость.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Мелиоративные, строительные и лесные тракторы / А. В. Жуков, Ю. И. Провоторов, В. А. Скотников и др.—Минск: Ураджай, 1989.—335 с. [2]. Промышленные тракторы / Ю. В. Гинзбург, А. И. Швед, А. И. Парфенов.—М.: Машиностроение, 1986.—296 с.

Поступила 29 апреля 1991 г.

УДК 621.316.34

**О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ КОММУТАЦИИ  
КОСИНУСНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ  
НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ЛЕСНОЙ ОТРАСЛИ**

**В. М. АЛЯБЬЕВ, Н. М. ГОРБАТОВ, Г. П. ЗНАМЕНСКИЙ**

Ленинградская лесотехническая академия

В настоящее время в системах электроснабжения предприятий лесной отрасли широко применяются мощные косинусные конденсаторные установки. Их назначение — уменьшить потери электроэнергии, стабилизировать напряжение на зажимах нагрузки и оптимизировать режим электроснабжения. Существенные изменения электрических нагрузок, вызванные особенностями технологических процессов и специфическими свойствами обрабатываемых материалов, требуют установки автоматических устройств для обычного дискретного переключения косинусных конденсаторов. В связи с этим возникает необходимость исследовать режимы коммутации мощных косинусных конденсаторных устройств в целях уменьшения потерь электроэнергии при коммутациях.

Рассмотрим процессы коммутации одного из конденсаторов трехфазной батареи. Простейшая схема его электрической цепи представлена на рис. 1, где приняты следующие обозначения:

$R_p$  — разрядное сопротивление конденсатора, определенное по известным правилам;

$R$  — активное сопротивление, характеризующее потери в конденсаторе,  $R = X_c \operatorname{tg} \delta = \operatorname{tg} \delta / (2\pi f C)$ ;

$C$  — емкость конденсатора.

В этих обозначениях

$X_c$  — реактивное сопротивление конденсатора;

$\operatorname{tg} \delta$  — тангенс угла потерь современных отечественных конденсаторов, равный 0,002...0,004;

$f$  — частота напряжения в сети.

Под действием синусоидального напряжения сети  $u = V_m \sin(\omega t + \psi_u)$  в конденсаторе при замыкании ключа  $K$  возникает принужденный ток

$$i = I_m \sin(\omega t + \psi_i),$$

где  $I_m$  — амплитуда принужденного тока;  $I_m = V_m / \sqrt{R^2 + \frac{1}{2\pi f C}}$ ;

$\omega$  — угловая частота;

$\psi_i$  — начальная фаза тока,  $\psi_i = \psi_u - \varphi$ ;

$V_m$  — амплитуда напряжения сети;