Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

«Воронежский государственный технический университет»

Ю.М. Бузин В.Л. Тюнин

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА САМОХОДНЫХ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Монография

Воронеж 2017

Рецензенты:

О.И. Поливаев, д-р техн. наук, профессор Воронежского государственного аграрного университета им. императора Петра I; А.В. Ковалёв, д-р физ.-мат. наук, профессор Воронежского государственного университета

Бузин, Ю.М.

Б904 **Прикладная механика самоходных землеройно-транспортных** машин: монография / Ю.М. Бузин, В.Л. Тюнин. – Воронеж : ВГТУ, 2017. – 245 с.

ISBN 978-5-7731-0511-4

В монографии проанализирована физическая картина процессов функционирования технической системы «землеройно-транспортная машина – грунт» и её отдельных подсистем. С использованием основных положений (принципов, постулатов, законов и теорем) теоретической механики рассмотрены математические модели их функционирования, на основе которых уточнены некоторые результаты теории землеройно-транспортных машин, переведя их в разряд прикладных для непосредственной реализации.

Изложенный материал базируется на результатах теоретических и экспериментальных исследований авторов, широко представленных в научнотехнических изданиях.

Монография предназначена для научных и инженерно-технических работников, аспирантов, занимающихся исследованием и проектированием самоходных землеройно-транспортных машин, а также может быть использована в учебном процессе студентов.

Ил. 56. Табл. 8. Библиогр.: 168 назв.

УДК 621.878:621.01 ББК 38.623:34.41

Рекомендовано к изданию учебно-методическим советом ВГТУ

ISBN 978-5-7731-0511-4

© Бузин Ю.М., Тюнин В.Л., 2017 © Оформление. ВГТУ, 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
ГЛАВА 1. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА	
ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ САМОХОДНЫХ ЗЕМЛЕРОЙНО-	
ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН (ЗТМ)	8
1.1. Структура процесса разработки грунта ЗТМ	9
1.1.1. Физическая модель процесса разработки грунта ЗТМ.	9
1.1.2. Стадии процесса разработки грунта ЗТМ	10
1.1.3. Феноменологическая модель процесса разработки	
грунта ЗТМ	14
1.2. Функционирование процесса разработки грунта ЗТМ	16
1.2.1. Иерархическая модель рабочего процесса ЗТМ	17
1.2.2. Функциональные элементы системы «ЗТМ – грунт»	19
1.2.3. Анализ структурных элементов иерархической модели	
рабочего процесса ЗТМ	19
1.2.4. Соотношение вектор-функций параметров	
иерархической модели рабочего процесса ЗТМ	21
1.3. Системный подход к процессу разработки грунта ЗТМ	22
1.3.1. Техническая система «ЗТМ – грунт»	22
1.3.2. Принципы системотехники	22
1.3.3. Концепция системотехники	24
1.3.4. Эффективность функционирования технической	
системы	26
1.4. Энергетика процесса разработки грунта ЗТМ	27
1.4.1. Энергетика – основа функционирования материальной	
системы	27
1.4.2. Трансформация энергетического потока технической	
системы «ЗТМ – грунт»	28
1.4.3. Параметры функционирования энергетического	
потока технической системы «ЗТМ – грунт»	30
ГЛАВА 2. МЕХАНИКА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ	
ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ЗТМ – ГРУНТ»	35
2.1. Статика самоходной колёсной ЗТМ	35
2.1.1. Анализ схем силовой загрузки колёсных машин	35
2.1.2. Силовая загрузка ведущего и ведомого колёс машин	37
2.1.3. Уточнённая схема силовой загрузки ЗТМ для	
определения нормальных реакций опорной поверхности	
на её колёса	41
2.2. Функционирование силовой установки ЗТМ	46
2.2.1. Функциональная схема дизельного двигателя	46
2.2.2. Физическая модель функционирования дизельного	4.0
двигателя	48

2.2.3. Математические модели структурных элементов и
дизельного двигателя в целом
2.2.4. Оценка эффективности функционирования дизельного
двигателя
2.3. Функционирование колёсного движителя ЗТМ
2.3.1. Функционирование ведущего колеса с пневматической
шиной
2.3.2. Функционирование двухосного колёсного движителя с
блокированным приводом
2.3.3. Функционирование двухосного колёсного движителя с
балансирной подвеской колёс и с блокированным
приводом
2.3.4. Функционирование двухосного колёсного движителя с
балансирной подвеской колёс и с индивидуальным
приводом
2.3.5. Оптимизация работы движителя 3TM
2.4. Функционирование тягового привода ЗТМ
2.4.1. Место тягового привода в системе «3TM – грунт»
2.4.2. Функционирование передаточного механизма в
тяговом приводе ЗТМ
2.4.2.1. Функционирование колёсного движителя в
передаточном механизме тягового привода 31М
2.4.2.2. Функционирование гидромеханической коробки
передач в передаточном механизме тягового
привооа 31М
2.4.2.3. Функционирование механической корооки переоач
2.4.2.4. Энергетика переоаточного механизма тягового
привови 5114 тривови 5114
2.4.5. Силовия нигруженность тягового привоои $51M$
2.4.4. Оценки нигруженности тягового привоои 51M 2.5. Процесс функционирования рабонего органа 3TM с
2.5. Процесс функционирования рабочего органа 51 м с
251 $\Omega_{contraction}$ $n_{contraction}$ n_{c
2.5.1. Особенности процесси функционирования рабочего опгана ЗТМ с груптом
252 Texhildeckag nouseodumenthocmb $3TM = negotherman$
процесса функционирования рабочего органа с
2.5.3. Энергетика проиесса функционипования пабочего
органа ЗТМ с грунтом
1 1 1 1

ГЛАВА 3. УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ	
САМОХОДНЫХ ЗТМ	178
3.1. Тяговой и мощностной балансы самоходной колёсной ЗТМ.	178
3.2. Тяговая характеристика ЗТМ	185
3.2.1. Построение тяговой характеристики ЗТМ	185
3.2.2. От тяговой характеристики ЗТМ к характеристикам	
процесса разработки грунта	190
3.3. Режимы функционирования ЗТМ	199
3.4. Анализ методов управления процессом	
функционирования ЗТМ	206
3.5. Математическая основа управления процессом	
функционирования ЗТМ	216
3.6. Автоматизация управления процессом функционирования	
3TM	227
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	233
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	234

введение

Принципиальной особенностью землеройно-транспортных машин (3TM), в отличие от землеройных и транспортных, является то, что они сочетают в себе одновременно функции обоих машин.

ЗТМ ведут разработку грунта в процессе их движения со скоростью υ_{d} за счёт силы тяги T_{K} , развиваемой движителей и реализуемой через тяговую или толкающую раму на рабочем органе в виде силы тяги T_{p} мощностью $N_{r.p} = T_{p}\upsilon_{d}$. То есть рабочим режимом ЗТМ является тяговый, который осуществляется за счёт механической энергии, генерируемой силовой установкой и реализуемой через передаточный механизм, включающий трансмиссию, движитель, тяговую или толкающую раму, на рабочем органе мощностью $N_{r.p}$ в разработанный грунт, являющийся объектом функционирования ЗТМ.

Таким образом, процесс функционирования ЗТМ представляет собой техническую систему «ЗТМ – грунт», в основе которого лежит механическая энергия.

А это требует рассмотрения всего энергетического тракта ЗТМ от генерации механической энергии в силовой установке до её реализации через движитель на рабочем органе в разработанный грунт.

Механика – наука о машинах и механическом движении материальных тел и происходящих при этом взаимодействиях между ними, так её трактует физический энциклопедический словарь [158]. Прикладная механика является научной базой исследования и проектирования конкретных машин.

Как показали исследования авторов, результаты которых представлены в их ранее опубликованных работах из библиографического списка, имеющиеся место некорректные подходы к использованию законов механики приводили к неточностям в формулировках некоторых основополагающих выводов в теории самоходных ЗТМ.

Наоборот, корректные и уместные приложения основных положений (принципов, постулатов, законов и теорем) теоретической механики позволили уточнить и решить ряд технических задач в теории этих машин, переведя их в разряд прикладных для конкретных реализаций.

Монография состоит из трёх глав.

В первой главе рассмотрены физические основы процесса функционирования самоходных ЗТМ, в основу которых положен системный подход и энергетическая концепция в их развёрнутом понимании.

Во второй главе уточнена статика самоходной колёсной ЗТМ, являющаяся основой для её тяговой динамики; рассмотрены научные основы механики функциональных элементов технической системы «ЗТМ – грунт», формирующих её энергетический тракт – это силовая установка, колёсный движитель, передаточный механизм, рабочий орган. Здесь же даны оценки нагруженности этих элементов при передаче механической энергии.

Третья глава посвящена управлению процессом функционирования ЗТМ.

Научная новизна монографии заключается в системном подходе и энергетической концепции к процессу функционирования самоходных ЗТМ на базе основных положений теоретической механики.

Основу монографии составляют исследования авторов, выполненные в период с 1979 по 2016 годы. Экспериментальные исследования проведены в рамках договоров с заводами-изготовителями ЗТМ и Межвузовской научнотехнической программы «Строительство» Государственного комитета Российской Федерации по высшему образованию.

Авторы надеются, что монография внесёт достойный вклад в развитие теории ЗТМ.

ГЛАВА 1. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ САМОХОДНЫХ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН (ЗТМ)

Грунт служит объектом функционирования самоходных ЗТМ. Являясь элементом внешней среды, грунт одновременно выполняет функцию рабочей среды, когда на него целенаправленно воздействует ЗТМ. Таким образом, процесс разработки грунта, т.е. процесс функционирования ЗТМ, представляет собой техническую систему «ЗТМ – грунт» со всеми вытекающими из этого принципами системотехники. В первую очередь это означает, что подход к анализу и синтезу процесса разработки грунта должен быть системным и как следствие этого – показатели и критерии эффективности процесса в целом и функционирования отдельных его подсистем должны быть системными.

Основой функционирования любой материальной системы, в том числе процесса разработки грунта, является энергия.

Энергия [158] – общая количественная мера движения и взаимодействия всех видов материи. Энергия не возникает из ничего и не исчезает, она может только переходить из одной формы в другую (закон сохранения энергии). Понятие «энергии» связывает воедино все явления природы. В соответствии с различными формами движения материи рассматривают различные формы энергии: химическую, тепловую, механическую, электромагнитную, ядерную и др. Академик Л.И. Седов [137] так определил понятие энергии «Во всех физических теориях для всех физических объектов энергия основная характеристика состояния и протекающих процессов». Энергия системы однозначно зависит от параметров, характеризующих состояние системы. То есть энергия является однозначным показателем состояния материальной системы – системообразующим фактором.

Одним из основных принципов системотехники является *принцип физичности*, который утверждает, что всякой системе (независимо от ее природы) присущи физические законы (закономерности), возможно уникальные, определяющие внутренние причинно – следственные связи, существование и функционирование. Никаких других законов (кроме физических) для объяснения действия систем любой природы не требуется.

Для ЗТМ, использующих механический способ разрушения грунтов, приоритетное значение имеют законы механики.

Таким образом, на современном этапе развития техники физическими основами процесса разработки грунта ЗТМ следует считать системный подход, энергетическую концепцию, принципы и законы механики [66].

1.1. Структура процесса разработки грунта ЗТМ

Поскольку процесс разработки грунта ЗТМ представляет собой техническую систему «ЗТМ – грунт», то его подсистемами являются – ЗТМ и разрабатываемый грунт.

Для данного типа машин разработка грунта осуществляется за счет механической энергии.

Современная машина, в том числе и ЗТМ, представляет, по определению акад. И.И. Артоболевского [3], развитое машинное устройство в виде машинного агрегата, включающего в себя энергетическую машину (двигатель) – источник механической энергии, рабочую машину, предназначенную для преобразования материала, передаточные механизмы, управляющие устройства.

ЗТМ являются автономными машинами, поэтому в качестве основного силового двигателя у них используется двигатель внутреннего сгорания (ДВС), как правило, дизельный.

1.1.1. Физическая модель процесса разработки грунта ЗТМ

Так как физической основой функционирования системы «ЗТМ – грунт» является энергия, то физическая модель процесса разработки грунта представляет собой энергетический поток [43, 46, 78] от генерации механической энергии в двигателе до реализации ее в разработанный грунт в полном соответствии с законом сохранения энергии [47, 48, 66]:

$$m_{\rm T}(t) => E_{\rm T}(t) => E_{\rm M,IIB}(t) => E_{\rm M,IIM}(t) => E_{\rm M,PO}(t) => m_{\Gamma \rm P}(t),$$
 (1.1)

где $m_{\rm T}(t)$ — масса углеводородного топлива, сжигаемого в ДВС в данный момент времени t, кг; $E_{\rm T}(t)$ — величина тепловой энергии, получаемая от сжигания в ДВС углеводородного топлива массой $m_{\rm T}(t)$ в данный момент времени, Дж; $E_{\rm M, ДB}(t)$ — величина механической энергии, развиваемой на валу ДВС в данный момент времени, Дж; $E_{\rm M, IIM}(t)$ — величина механической энергии, поступающая в передаточный механизм в данный момент времени за вычетом величины механической энергии $E_{\rm M,OTE}(t)$, отбираемой на привод исполнительных механизмов управления рабочим органом $E_{\rm M, UM}(t)$ и вспомогательных механизмов $E_{\rm M,BM}(t)$, Дж; $E_{\rm M,PO}(t)$ — величина механической энергии, подведенная от двигателя с помощью передаточного механизма к рабочему органу технологической машины в данный момент времени и расходуемая непосредственно на разработку грунта, Дж; $m_{\rm \GammaP}(t)$ — масса грунта, разработанного ЗТМ в данный момент времени, кг.

$$E_{\mathrm{M.\Pi M}}(t) = E_{\mathrm{M.JB}}(t) - E_{\mathrm{M.OTE}}(t);$$

$$E_{\mathrm{M.OTE}}(t) = E_{\mathrm{M.HM}}(t) + E_{\mathrm{M.BM}}(t).$$
(1.2)

1.1.2. Стадии процесса разработка грунта ЗТМ

Энергетический поток (1.1) проходит две преобразовательные стадии: в двигателе (энергетической машине) $m_{\rm T}(t) => E_{\rm T}(t) => E_{\rm M, ДB}(t)$, где при сгорании углеводородного топлива массой $m_{\rm T}(t)$ его химическая энергия переходит в тепловую $E_{\rm T}(t)$ и далее в механическую величиной $E_{{\rm M, PO}}(t)$, и в технологической машине (на рабочем органе) $E_{{\rm M, PO}}(t) => m_{\Gamma P}(t)$, где механическая энергия величиной $E_{{\rm M, PO}}(t)$, подведенная от двигателя с помощью передаточного механизма, конвертируется в разработанный грунт массой $m_{\Gamma P}(t)$, а также передаточную стадию в передаточном механизме $E_{{\rm M, PO}}(t)$, осуществляющем передачу механической энергии от энергетической машины к технологической.

Энергия – однозначная функция состояние системы, она может переходить из одной формы в другую.

Для данной ЗТМ, режима ее работы и конкретного грунта все три компонента энергетического потока $m_{\rm T}$, $E_{\rm M.i}$, $m_{\rm rp}$ эквиваленты друг другу в соответствии с законом сохранения энергии и положениями теории А. Эйнштейна [73, 78, 100, 114], в которой он доказал, что сама масса [6, 7] является формой энергии $E=mC^2$ (C – скорость процесса преобразования m=>E; в теории относительности – это скорость света).

Таким образом, в основе процесса функционирования ЗТМ лежат процессы преобразования *m*<=>*E*.

А. Эйнштейн пришёл к фундаментальному выводу: общая энергия тела (системы тел) из каких бы видов она ни состояла (кинетической, электрической, химической и т.д.) связана с массой этого тела соотношением $E=mC^2$ [100]. Эта формула выражает один из наиболее фундаментальных законов природы – закон взаимосвязи (пропорциональность) массы *m* и полной энергии *E* тела. Масса тела, которая в нерелятивистской механике выступала как мера инертности (во втором законе Ньютона) или как мера гравитационности действия (в законе всемирного тяготения) теперь выступает в новой форме – как мера энергосодержания тела. Даже покоящее тело, согласно теории относительности, обладает энергией – энергией покоя. Изменение полной энергии тела сопровождается эквивалентным изменением его массы $\Delta m = \Delta E/C^2$ и наоборот.

Масса и энергия представляют собой различные проявления одной и той же реальности. Масса – это энергия, так сказать, в «замороженном состоянии», а то, что в обиходе именуем энергией (тепло, свет, электричество, движение) – это проявление материи в «текущей» форме [114].

Согласно теории относительности нет существенного различия между массой и энергией. Энергия имеет массу, а масса представляет собой энергию [165].

Как утверждает уравнение $E=mC^2$ [7]: «*E*» может превращаться в «*m*», а «*m*» в «*E*». Число «*C*» есть просто – на просто коэффициент преобразования,

показывающий как работает эта связь. А. Эйнштейн установил, что энергия и масса могут «естественным» образом переходить одна в другую, а связывающим их коэффициентом преобразования является «С». Масса является просто конечным видом сконденсированной или сконцентрированной энергии. И наоборот: энергия – это то, что при правильных условиях изливается из массы. Рассуждения привели А. Эйнштейна к выводу о том, что масса и энергия едины. При определённых обстоятельствах физическое тело должно приобретать способность выделять энергию, производя её из собственной массы.

Соотношение $E=mC^2$ утверждает, что какие бы взаимопревращения форм энергии и массы не происходили в природе всегда между ними существует это соотношение [116].

Масса *m* и энергия *E*, как доказано современной физикой, связаны неразрывно. Они всегда выступают вместе, при необходимости заменяя друг друга. Наблюдаются как переходы $m \rightarrow E$, так и обратные $E \rightarrow m$ [6].

Выражение $E=mC^2$ позволяет заметить не только пропорциональную связь между массой в состоянии покоя и внутренней энергией, но и, в более общем виде, между массой и полной энергией, заключённой в теле, если принять гипотезу, что какой бы то ни было энергии должна соответствовать масса, связанная с ней этим соотношением, и, напротив, массе *m* соответствует количество энергии mC^2 [111]. Подобные гипотезы помогают и при других рассуждениях и приводят к картине важного философского значения, когда энергия и материя могут рассматриваться как различные проявления одной и той же сущности, которая проявляется как обычная материя, если она, так сказать, достаточно сконцентрирована, в то время как она же предстает в более изменчивой форме энергии, если у неё нет ядра конденсации.

Согласно принципу относительности А. Эйнштейна [100], все законы природы должны быть инвариантны по отношению к инерциальным системам отсчёта. Другими словами математические формулировки законов должны иметь один и тот же вид во всех этих системах отсчёта. В частности, это относится и к законам механики, так как специальная теория относительности (СТО), которая строится для инерциальных систем отсчёта, рассматривает классическую (нерелятивистскую) механику как частный случай.

На основании вышеизложенного, можно дать следующую интерпретацию формуле А. Эйнштейна $E=mC^2$ применительно к задачам классической механики: формула $E=mC^2$ связывает массу тела (системы тел) m с его энергией E через скорость C протекания процессов преобразования m <=>E, предельное значение которой, согласно постулата СТО, равно скорости света в вакууме.

Так, например, тело массой *m*, движущееся со скоростью v, приобретает кинетическую энергию $E_{\rm K} = m C_{\rm K}^2$, где скорость процесса преобразования $m => E_{\rm K}$ будет равна $C_{\rm K} = v/\sqrt{2}$, то есть $E_{\rm K} = mv^2/2$ как устанавливает классическая механика. А тело массой *m*, поднятое на высоту *h*, приобретает потенциальную

энергию $E_{\Pi} = m C_{\Pi}^2$, где скорость процесса преобразования $m => E_{\Pi}$ будет равна $C_{\Pi} = \sqrt{qh}$ (где q – гравитационное ускорение), то есть $E_{\Pi} = mgh$ как устанавливает классическая механика. Здесь E_{K} и E_{Π} характеризуют способность тела массой m совершать работу при изменении своего механического состояния.

Структура формул $E_{\rm K}$ и $E_{\rm \Pi}$ в рамках классической механики полностью соответствует формуле А. Эйнштейна $E=mC^2$, что подтверждает её фундаментальность.

Используя эти два начала – системный подход и энергетическую концепцию, рассмотрим функционирование технической системы «ЗТМ – грунт» в процессе разработки грунта.

Как следует из абстрактно-математической теории ДВС [66], при полном сгорании на установившемся режиме углеводородного топлива массой $m_{\rm T}$ (кг) его внутренняя химическая энергия переходит в тепловую величиной $E_{\rm T}$ (Дж)

$$E_{\rm T} = H_{\rm H} m_{\rm T}, \tag{1.3}$$

где *H*_И – удельная теплота сгорания топлива, Дж/кг.

Величина механической энергии, развиваемая на валу двигателя на установившемся режиме работы, будет равна

$$E_{\mathrm{M},\mathrm{ZB}} = \xi_{\mathrm{ZB}} E_{\mathrm{T}},\tag{1.4}$$

где $\xi_{\text{ДВ}} = \eta_i \eta_{\text{м}} -$ коэффициент, учитывающий "потери" тепловой энергии – индикаторные (тепловые) через КПД η_i и механические через КПД $\eta_{\text{м}}$.

Развернутый на микроуровне показатель $H_{\rm H}$ по физическому смыслу представляет собой квадрат скорости $C_{\rm T}^2$ протекания теплового процесса в двигателе, связанного с преобразованием $m_{\rm T} => E_{\rm T}$, так как $H_{\rm H} \rightarrow \Lambda / \kappa \Gamma = {\rm H} \cdot {\rm M} / \kappa \Gamma = {\rm K} \Gamma ({\rm M} / {\rm c}^2) {\rm M} / \kappa \Gamma = ({\rm M} / {\rm c})^2 \rightarrow C_{\rm T}^{-2}$.

Таким образом, формула (1.3) после ее приведения к виду

$$E_{\rm T} = m_{\rm T} C_{\rm T}^{2},$$
 (1.5)

где $C_{\rm T} = \sqrt{H_{\rm u}}$ (м/с) по своей структуре представляет формулу А. Эйнштейна $E = mc^2$, отражающую взаимосвязь массы и энергии тела.

Выражения (1.4) с учетом (1.5) примет вид

$$E_{\mathrm{M,B}} = m_{\mathrm{T}} C^2_{\mathrm{AB}}, \qquad (1.6)$$

где $C_{\text{ДB}} = \sqrt{\xi_{\text{ДB}}} C_{\text{T}}$ – скорость протекания в двигателе процесса преобразования $m_{\text{T}} = E_{\text{M, ДB}}$.

Для неустановившегося режима работы двигателя выражения (1.5) и (1.6) запишем в виде

$$E_{T}(t) = m_{T}(t)C_{T}^{2}(t);$$

$$E_{M,AB}(t) = m_{T}(t)C_{AB}^{2}(t),$$

$$r_{AB}(t) = \sqrt{\xi_{AB}(t)} C_{T}(t).$$
(1.7)

По аналогии с выражением (1.7) запишем для процесса преобразования $E_{\text{M.PO}}(t) = > m_{\Gamma P}(t)$

$$m_{\Gamma P}(t) = E_{\text{M.PO}}(t) / C_{\Gamma P}^{2}(t), \qquad (1.8)$$

где $C_{\rm rp}(t)$ – скорость протекания процесса преобразования $E_{\rm M.PO}(t) => m_{\Gamma P}(t)$.

Формула $E=mc^2$ является инвариантной относительно преобразований m=>E и E=>m. Так, при сообщении массе *m* скорости поступательного движения *v* получаем кинетическую энергию величиной $E_{\rm K}=m\upsilon^2/2$. При сжигании энергоносителя (топлива) массой $m_{\rm T}$ получаем тепловую энергию величиной $E_{\rm T}=m_{\rm T}C_{\rm T}^2$ (1.5).

При воздействии на исходный грунт механической энергией величиной $E_{\rm M}$ получаем разработанный грунт массой $m_{\Gamma P} = E_{\rm M}/C_{\Gamma P}^{2}$ (1.8).

Для установившегося процесса функционирования ЗТМ, когда $C_T = const$ и $C_{\Gamma P} = const$, существующая теория ДВС дает следующее обобщенное значение скорости C_T для дизельного топлива с плотностью тепловой энергии $H_{\rm H} = 42,5 \cdot 10^6$ Дж/кг: $C_{\rm T} = \sqrt{H_{\rm H}} = 6,52 \cdot 10^3$ м/с. Теория землеройно-транспортных машин непрерывного действия позволяет получить следующие зависимости:

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = F_{\mathrm{P}} \upsilon_{\mathrm{J}}(t) \ \gamma_{\mathrm{\Gamma}\mathrm{P}}, \ N_{\mathrm{TP}}(t) = T_{\mathrm{P}} \upsilon_{\mathrm{J}}(t) = F_{\mathrm{P}} k_{\mathrm{K}} \upsilon_{\mathrm{J}}(t).$$

Тогда $\Pi_{\mathrm{T}}(t) = N_{\mathrm{TP}}(t) \gamma_{\mathrm{\Gamma}\mathrm{P}} / k_{\mathrm{K}}.$
(1.9)

Из (1.8) $m_{\Gamma P}(t) = E_{M,PO}(t)/C_{\Gamma P}^{2}$. Продифференцировав это выражение, получим

$$dm_{\Gamma P}(t)/dt = 1/C_{\Gamma P}^{2} (dE_{M,PO}(t)/dt)$$
или
 $\Pi_{T}(t) = N_{T,P}(t)/C_{\Gamma P}^{2}.$
(1.10)

Приравняв выражения (1.9) и (1.10)

 $\Pi_{\rm T}(t) = N_{\rm TP}(t)\gamma_{\rm \Gamma P}/k_{\rm K} = N_{\rm T.P}(t)/C_{\rm \Gamma P}^2,$

получим

$$C_{\Gamma P} = \sqrt{k_{\rm K} / \gamma_{\Gamma P}} \,. \tag{1.11}$$

При копании суглинистого грунта отвальным рабочим органом с удельным сопротивлением $k_{\rm K} = 300$ кПа и объемной массой $\gamma_{\Gamma P} = 1.8$ т/м³ скорость процесса преобразования $E_{\rm M.P0} => m_{\Gamma P}$ имеет значение $C_{\Gamma P} = 13$ м/с.

Физический процесс, протекающий на рабочем органе ЗТМ и определяемый выражением (1.8), является обратным процессу, протекающему в ДВС и описываемому выражением (1.7). Оба эти процесса являются преобразовательными, но протекают они в обратных направлениях, что соответствует фундаментальному закону сохранения энергии, то есть как масса топлива $m_{\rm T}$, реализуемая в двигателе, так и масса разработанного грунта $m_{\rm \GammaP}$ выступают как меры энергосодержания, являясь энергоносителями.

1.1.3. Феноменологическая модель процесса разработки грунта ЗТМ

При решении задач, связанных с управлением процесса функционирования технической системы, целесообразно исследовать поведение системы в целом, а не движение ее отдельных подсистем (элементов). В этом случае предпочтение должно быть отдано феноменологическому подходу [56, 63], основанному на изучении физических величин и закономерностей, относящихся ко всей системе.

В механическом движении энергия характеризует силовое действие в пространстве (Дж = H·м), а мощность, являясь по физическому смыслу скоростью (интенсивностью) передачи энергии (Вт = Дж/с = H·м/с), характеризует силовое действие в пространстве и времени, таким образом представляет собой пространственно-временную силовую конфигурацию.

Поскольку разработка грунта ЗТМ осуществляется в пространстве и времени, то процесс функционирования системы «ЗТМ – грунт» должен быть представлен пространственно-временной энергетической моделью, то есть процессом. Для этого нужно продифференцировать по текущему времени энергетический поток (1.1):

$$G_{\rm T}(t) => N_{\rm T}(t) => N_{\rm IB}(t) => N_{\rm IIM}(t) => N_{\rm PO}(t) => \Pi_{\rm T}(t),$$
 (1.12)

где $G_{\rm T}(t)=dm_{\rm T}(t)/dt$ – величина подачи энергоносителя (углеводородного топлива) в ДВС, кг/ч; $N_{\rm T}(t) = dE_{\rm T}(t)/dt$ – мощность тепловой энергии при сгорании в двигателе углеводородного топлива, Вт; $N_{\rm ДB}(t)=dE_{\rm M, ДB}(t)/dt$ – эффективная мощность механической энергии, развиваемая двигателем на выходном валу, Вт; $N_{\rm IIM}(t) = dE_{\rm M, IIM}(t)/dt$ – мощность механической энергии, передаваемой от двигателя в передаточный механизм с учетом отбора ее части $N_{\rm ДB, OTE}(t) = dE_{\rm M, OTE}(t)/dt$, Вт; $N_{\rm PO}(t)=dE_{\rm M, PO}(t)/dt$ – мощность механической энергии, подводимая от двигателя через передаточный механизм к рабочему органу технологической машины для разработки грунта, Вт; $\Pi_{\rm T}(t)=dm_{\rm \GammaP}(t)/dt$ – техническая производительность ЗТМ при разработке грунта, т/ч или м³/ч – количество грунта, разработанного в единицу времени.

Таким образом, на установившемся режиме работы общий коэффициент полезного действия ЗТМ будет равен [32, 43, 90]

$$\eta = N_{\rm PO}/N_{\rm T},\tag{1.13}$$

в отличие от используемого выражения $\eta = N_{PO}/N_{AB}$ [107, 143, 150], которое исключает потери тепловой энергии в двигателе из затратного ресурса машины.

Модель (1.12) полностью отображает физическую основу процесса функционирования технической системы «ЗТМ – грунт», представляющего собой пространственно-временной энергетический процесс с входной координатой $G_{\rm T}(t)=dm_{\rm T}(t)/dt$ и с выходной – $\Pi_{\rm T}(t)=dm_{\rm FP}(t)/dt$ в точном соответствии с законом сохранении энергии.

Проанализируем работу подсистем, обеспечивающих рабочий процесс разработки грунта.

В энергетической машине – двигателе генерируется механическая энергия по схеме $G_{\rm T}(t) =>N_{\rm T}(t) =>N_{\rm HB}(t) =>N_{\rm HM}(t)$.

Из выражения $N_{\text{ДB}}(t) = dE_{\text{M},\text{ДB}}(t)/dt$ с учетом (1.7) получим

$$N_{\text{ДB}}(t) = G_{\text{T}}(t)C_{\text{ДB}}^{2}(t) + 2m_{\text{T}}(t)W_{\text{ДB}}(t)C_{\text{ДB}}(t).$$

С учетом того, что процессы преобразования $m_{\rm T}(t) =>E_{\rm T}(t) =>E_{\rm M, ДB}(t)$ и в конечном счете $G_{\rm T}(t) => N_{\rm ДB}(t)$ идут с торможением из–за внутренней диссипации энергии, т. е. $W_{\rm ДB}(t) < 0$, имеем

$$N_{\text{ДB}}(t) = G_{\text{T}}(t)C_{\text{ДB}}^{2}(t) - 2\Delta N_{\text{ДB}}(t);$$

$$\Delta N_{\text{ДB}}(t) = m_{\text{T}}(t)C_{\text{ДB}}(t)|W_{\text{ДB}}(t)|,$$
(1.14)

где $W_{\text{ДB}}(t) = dC_{\text{ДB}}(t)/dt$ – ускорение, с которым идет процесс преобразования энергии $G_{\text{T}}(t) => N_{\text{ДB}}(t)$, м/с²; $\Delta N_{\text{ДB}}(t)$ – мощность, с которой идет торможение процесса преобразования $G_{\text{T}}(t) => N_{\text{ДB}}(t)$, Вт.

В технологической машине на рабочем органе механическая энергия $N_{\rm PO}(t)$ конвертируется в разработанный грунт с технической производительностью $\Pi_{\rm T}(t)$ по схеме $N_{\rm PO}(t) => \Pi_{\rm T}(t)$.

Из выражения $\Pi_{T}(t) = dm_{\Gamma P}(t)/dt$ с учетом (1.8) получим

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = [N_{\mathrm{PO}}(t) - 2\Delta N_{\mathrm{\Gamma}\mathrm{P}}(t)]/C^{2}_{\mathrm{\Gamma}\mathrm{P}}(t) \quad (\mathrm{K}\mathrm{\Gamma}/\mathrm{c}) \to (\mathrm{T}/\mathrm{Y}) \tag{1.15}$$

ИЛИ

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = [N_{\mathrm{PO}}(t) - 2\Delta N_{\Gamma\mathrm{P}}(t)] / [\gamma_{\Gamma\mathrm{P}} C^{2}_{\Gamma\mathrm{P}}(t)] (\mathbf{M}^{3}/\mathbf{c}) \rightarrow (\mathbf{M}^{3}/\mathbf{u});$$

$$\Delta N_{\Gamma\mathrm{P}}(t) = m_{\Gamma\mathrm{P}}(t) C_{\Gamma\mathrm{P}}(t) | W_{\Gamma\mathrm{P}}(t)| (\mathrm{B}\mathrm{T}), \qquad (1.16)$$

где $C_{\Gamma P}(t)$ и $W_{\Gamma P}(t)$ – скорость и ускорение, с которыми идет процесс преобразования энергии $N_{PO}(t) = >\Pi_T(t)$, м/с и м/с²; $\Delta N_{\Gamma P}(t)$ – мощность, с которой идет торможение процесса преобразования $N_{PO}(t) = >\Pi_T(t)$, Вт; $\gamma_{\Gamma P}$ – объемная масса грунта, кг/м³; $m_{\Gamma P}$ – масса разрабатываемого грунта, кг.

Если предположить, что для замкнутой технической системы «ЗТМ – грунт» с дозированной (фиксированной) подачей исходного энергоносителя $m_{\rm T}(t)$ или $G_{\rm T}(t)$ в данный момент времени t и наличии внутренней диссипации энергии

преобразовательные процессы $G_{\rm T}(t) => N_{\rm T}(t) => N_{\rm IB}(t)$ и $N_{\rm PO}(t) => \Pi_{\rm T}(t)$ не носят интенсифицирующий характер, т.е. не могут идти с возрастающими координатами $N_{\rm T}(t)$ и $\Pi_{\rm T}(t)$, что противоречило бы в противном случае закону сохранения энергии, то вторые слагаемые в выражениях (1.14) и (1.15) должны быть или равными нулю при ускорениях $W_{\Pi B}(t)=0$ и $W_{\Gamma P}(t)=0$, или отрицательными при ускорениях $W_{\Pi B}(t) \le 0$ и $W_{\Gamma P}(t) \ge 0$. А это означает, что скорости протекания этих преобразовательных процессов либо постоянные $C_{\rm T}(t) = C_{\rm T} = const$ И $C_{\Gamma P}(t) = C_{\Gamma P} = const$, либо переменные $C_{\Gamma}(t) = varia$ и $C_{\Gamma P}(t) = varia$. При этом скорость $C_{\rm T}(t)$ уменьшается, а необходимая скорость $C_{\rm TP}(t)$ увеличивается, тем самым преобразовательные процессы в двигателе и на рабочем органе затормаживаются.

На установившихся режимах энергетических процессов, когда $C_{\rm T} = const$, $C_{\rm ДB} = const$ и $C_{\rm \Gamma P} = const$, из (1.7) и (1.16) имеем

$$N_{\rm T}(t) = G_{\rm T}(t)C^{2}_{\rm T};$$

$$N_{\rm AB}(t) = \xi_{\rm AB}G_{\rm T}(t)C^{2}_{\rm T};$$

$$\Pi_{\rm T}(t) = N_{\rm PO}(t)/[\gamma_{\Gamma \rm P}C^{2}_{\rm \Gamma \rm P}].$$

$$(1.17)$$

Из выражений (1.17) видно, что процесс преобразования в двигателе $G_{\rm T}(t) => N_{\rm T}(t) => N_{\rm AB}(t)$ желательно вести с большей скоростью $C_{\rm T}$, так как в этом случае исходная масса энергоносителя (углеводородного топлива) $m_{\rm T}(t)$ с подачей его в двигатель $G_{\rm T}(t)$ дает большую механическую энергию $E_{\rm T}(t)$ с текущей мощностью $N_{\rm T}(t)$ и большую механическую энергию $E_{\rm M,AB}(t)$ с мощностью $N_{\rm AB}(t)$. А процесс преобразования на рабочем органе $N_{\rm PO}(t) => \Pi_{\rm T}(t)$ желательно так организовать, чтобы для его реализации требовалась меньшая скорость $C_{\rm \GammaP}$, то есть меньшее сопротивление грунта копанию $k_{\rm K}$. В этом случае исходная величина энергии на рабочем органе $E_{\rm M,PO}(t)$ с текущей мощностью $N_{\rm PO}(t)$ позволит разработать большее количество грунта $m_{\rm \GammaP}(t)$ или $V_{\rm \GammaP}(t)$ с текущей производительностью $\Pi_{\rm T}(t)$.

1.2. Функционирование процесса разработки грунта ЗТМ

Итак, процесс разработки грунта ЗТМ представляет собой техническую систему «ЗТМ – грунт». Чтобы рассмотреть функционирование рабочего процесса разработки грунта, необходимо представить структуру системы «ЗТМ – грунт» с ее функциональными элементами (подсистемами) и их структурными связями. Эту функцию выполняет в полном объеме иерархическая модель системы.

Особенность рабочего процесса ЗТМ состоит в том, что она ведет разработку грунта в процессе движения со скоростью $\upsilon_{d}(t)$ за счет силы тяги $T_{P}(t)$, развиваемой на рабочем органе с помощью движителя, то есть за счет механической энергии с тяговой мощностью на рабочем органе $N_{T,P}(t)=T_{P}(t)\upsilon_{d}(t)$. В этом случае грунт, являясь рабочей средой, выполняет одновременно функции грунтового массива и поверхности движения. Сила тяги $T_P(t)$, развиваемая движителем на рабочем органе ЗТМ, создается в результате взаимодействия его с опорной грунтовой поверхностью.

1.2.1. Иерархическая модель рабочего процесса ЗТМ

Система [58] – это целенаправленное множество взаимосвязанных элементов (подсистем), обладающее выраженным «системным» свойством (свойствами), которого не имеет ни одна из частей системы при любом способе членения и которая не выводится из свойств частей. Подсистемы – части системы, имеющие аналогичные свойства. Таким образом, система – это организованное целое с сохраняющимися причинно-следственными связями между её элементами.

Структурную идентификацию системы можно выполнить только на базе ее *иерархической модели* (рис. 1.1) [38, 45], которая четко отражает процедуру декомпозиции системы на исполнительные (иерархические) уровни – *страты*, включающие в себя соответствующие функциональные элементы (подсистемы), их связи, внешние и управляющие воздействия, входные и выходные координаты. Иерархический принцип построения модели рабочего процесса ЗТМ определяется, главным образом, *целесообразной организацией* потоков информации, которая используется для разработки математических моделей функционирования всей системы или ее подсистем для решения задач анализа и синтеза.

Иерархическая модель в зависимости от заданного исполнительного уровня позволяет сформировать необходимую структуру исследуемого объекта. Ее принципиальной особенностью является *системный подход*. К старшему (нулевому) уровню относятся координаты и процессы, непосредственно влияющие на решение главной задачи – достижения конечной цели данного этапа функционирования системы.

Применительно к 3TM – это процесс разработки грунта с выходной координатой – объем $V_{\Gamma P}(t)$, м³ или масса $m_{\Gamma P}(t)$, т разработанного за определенное время грунта или техническая производительность $\Pi_{T}(t)$, м³/ч (т/ч) – количество разработанного в единицу времени грунта, которые являются продуктом реализации на рабочем органе механической энергии с тяговой мощностью $N_{T,P}(t)$, кВт, то есть ее эквивалентом для конкретной машины, грунта и рабочего процесса. Входная координата – подача энергоносителя в двигатель $G_{T}(t)$ (для ДВС топлива, кг/ч), так как рабочий процесс ЗТМ является управляемым энергетическим процессом.

В отличие от существующих моделей рабочего процесса ЗТМ в предлагаемой модели роль входных и выходных координат системы, подсистем и отдельных функциональных элементов выполняют энергетические показатели в виде текущей мощности механической энергии $N_i(t)$ или ее эквивалентов – $G_{\rm T}(t)$ и $V_{\rm \Gamma P}(t)$ или $\Pi_{\rm T}(t)$, т.к. $G_{\rm T}(t) =>N_{\rm AB}(t) =>N_{\rm T.P}(t) =>\Pi_{\rm T}(t)$.





1.2.2. Функциональные элементы системы «ЗТМ – грунт»

Основные функциональные элементы системы «ЗТМ – грунт»:

- 1) двигатель (силовая установка с вспомогательными механизмами BM) источник механической энергии;
- передаточный механизм (трансмиссия, движитель и рама, соединяющая движитель с рабочим органом), обеспечивает передачу механической энергии от двигателя к рабочему оборудованию;
- рабочее оборудование (рабочий орган и исполнительный механизм управления им) преобразует механическую энергию тягового привода в продукт функционирования ЗТМ – разрабатываемый грунт;
- 4) модуль управления (блок датчиков, модулей выработки и выдачи управляющих воздействий), включающий в себя и оператора машины;
- 5) грунт внешняя среда и объект функционирования ЗТМ, т.е. рабочая среда (грунтовый массив и поверхность движения машины).

Двигатель с передаточным механизмом составляют тяговый привод 3TM, обеспечивающий рабочий орган механической энергией для разработки грунта, процесс которого ведётся, как раз на тяговом режиме функционирования 3TM.

1.2.3. Анализ структурных элементов иерархической модели рабочего процесса ЗТМ

Структура – это упорядоченное множество элементов и их отношений.

Проанализируем структурные отношения элементов иерархической модели рабочего процесса ЗТМ (см. рис. 1.1), то есть рабочего процесса разработки грунта. Вектор-функция параметров состояния процесса (системы):

$$Z(t) = [\{Z_i(t)\}, S(t)],$$
(1.19)

где $Z_i(t)$ – вектор-функция параметров *i*-го функционального элемента ЗТМ:

$$Z_{i}(t) = \{ Z_{iB\Pi}(t), \ Z_{i\Phi\Pi}(t) \},$$
(1.20)

включающая в себя внутренние параметры $Z_{iB\Pi}(t)$ и фазовые переменные $Z_{i\Phi\Pi}(t)$ (фазовые координаты, характеризующие состояние элемента в процессе его функционирования, – обобщенные координаты и их производные – скорость, ускорение).

Вектор-функция параметров состояния рабочей среды (грунта):

$$S(t) = \{S_{\Gamma M}(t), S_{\Pi \square}(t)\}, \qquad (1.21)$$

где $S_{\Gamma M}(t)$, $S_{\Pi Z}(t)$ вектор-функции параметров состояния разрабатываемого грунтового массива ГМ и поверхности движения ПД. Вектор–функция внешних силовых воздействий (реакций) со стороны рабочей среды на ЗТМ:

$$X(t) = \{P_1(t), P_2(t), P_3(t), P_f(t)\} = \{P_{1,2,3}(t), P_f(t)\},$$
(1.22)

где $P_{1,2,3}(t)$ – горизонтальная, вертикальная и боковая составляющие реакции разрабатываемого грунтового массива на рабочий орган; $P_f(t)$ – сопротивление передвижению машины по опорной поверхности (реакция поверхности движения на движитель).

Вектор-функция управляющих воздействий на функциональные элементы ЗТМ:

$$U(t) = \{\psi_i(t)\},$$
 (1.23)

где $\psi_i(t)$ – управляющее воздействие на *i*-й элемент ЗТМ (двигатель $\psi_{GT}(t)$, коробку передач $\psi_{K\Pi}(t)$, рабочее оборудование $\psi_{PO}(t)$ и др.).

Вектор-функция показаний контролируемых функциональных элементов 3TM:

$$U_{\rm I}(t) = \{ U_{\rm I}(t) \}, \tag{1.24}$$

где $U_{Дi}(t)$ – показания датчика *i*-го элемента.

Вектор-функция выходных параметров системы «ЗТМ-грунт»:

$$Y(t) = \{ Y_i(t) \},$$
(1.25)

где $Y_i(t)$ – вектор-функция *i*-го функционального элемента (подсистемы), среди которых энергетические параметры в виде мощности $N_i(t)$ или её эквивалентов $V_{\Gamma P}(t)$, $\Pi_{T}(t)$ и составляющих энергетических параметров (скоростных и силовых).

Параметры установки рабочего органа: $h_{\rm P}$ – глубина резания; $\gamma_{\rm p}$ – угол резания и др.

Силовые воздействия (сопротивления) в виде крутящих моментов $M_{jC}(t)$ на j-й элемент тягового привода как результат воздействия X(t) на динамическую подсистему ЗТМ будут следующие: $M_{K.C}(t)$ – на движитель; $M_{TP.C}(t)$ – на трансмиссию; $M_{\text{ДВ.C}}(t)$ – на двигатель; $M_{\text{ДОП}}(t)$ – от дополнительных механизмов.

На основании текущей информации о воздействиях X(t), условиях работы ЗТМ [$Z_{3TM.\Phi\Pi}(t)$] и выходных параметрах Y(t) модуль управления выдает требуемые управляющие воздействия $U(t)=f[X(t), Z_{3TM.\Phi\Pi}(t), Y(t)]$, которые должны изменить выходные параметры таким образом, чтобы система функционировала с заданными параметрами. В процессе разработки грунта у ЗТМ, как правило, оперативным управляющим воздействием является воздействие на рабочий орган $\psi_{PO}(t)$, а именно глубина резания $h_P(t)$. Для ЗТМ грунт представляет рабочую среду в виде разрабатываемого грунтового массива и поверхности движения. Замкнутость системы «ЗТМ – грунт» обеспечивается функционированием обратной связи подачи в двигатель энергоносителя $\psi_{GT}(t)$ по вектор-функции воздействия рабочей среды X(t) на ЗТМ, что обусловлено конструкцией машины и спецификой выполнения ею рабочего процесса (разработка грунта за счет силы тяги на рабочем органе $T_P(t)$, развиваемой движителем и передаваемой через раму, соединяющую движитель с рабочим органом). Автономность системы «ЗТМ – грунт» обеспечивается отсутствием других внешних воздействий на нее. Грунт в замкнутой автономной системе «ЗТМ – грунт» – это объект функционирования (воздействия) ЗТМ и ответная реакция (нагрузка) на нее со стороны разрабатываемой среды в виде вектора–функции воздействий X(t), являющихся результатом функциональной связи параметров состояния ЗТМ $Z_{3TM}(t)$ с параметрами состояния грунта S(t), то есть

$$X(t) = f[Z_{3TM}(t), S(t)].$$
(1.26)

Рабочий процесс ЗТМ возможен тогда, когда подсистема ЗТМ и грунт объединяются в единую систему «ЗТМ – грунт», при этом каждая из подсистем оказывает друг на друга взаимное влияние, то есть образуется замкнутая автономная техническая система. Это означает, что в Z(t) вместе с $Z_{3TM}(t)$ и S(t), их связями $N_{T,P}(t)$ и X(t) входят входная $G_T(t)$ и выходная $V_{\Gamma P}(t)$ или $\Pi_T(t)$ координаты энергетического потока, обеспечивающего физическую основу рабочего процесса. Поведение автономной системы «ЗТМ – грунт» определяется силами, зависящими только от внутренних параметров системы Z(t).

1.2.4. Соотношения вектор-функций параметров иерархической модели рабочего процесса 3TM

 $X(t) = \{ P_{1,2,3}(t), P_f(t) \}.$ $U(t) = \{ \psi_{\text{T\Pi}}(t), \psi_{\text{PO}}(t) \}; \psi_{\text{T\Pi}} = \{ \psi_{\text{ПM}}, \psi_{\text{AP}} \}; \psi_{\text{ПM}} = \psi_{\text{TP}} = \psi_{\text{K\Pi}}.$ $Y(t) = \{ Y_i(t) \}.$ $Z(t) = \{ Z_{3\text{TM}}(t), S(t), N_{\text{T.P}}(t), X(t), G_{\text{T}}(t), \psi_{G_{\text{T}}}(t), V_{\text{\GammaP}}(t) \text{ или } \Pi_{\text{T}}(t) \}.$

В *Z_i(t) i*-го функционального элемента входят параметры состояния функциональных элементов нижнего иерархического уровня и их прямые межэлементные связи, являющиеся выходными параметрами элементов более низкого уровня.

 $Z_{3TM}(t) = \{ Z_{T\Pi}(t), Z_{PO}(t), Z_{MY}(t), U(t), N_{T.P}(t) \}.$ $Z_{T\Pi}(t) = \{ Z_{AB}(t), Z_{\Pi M}(t), N_{AB}(t), \Delta_{AB}(t), N_{T.P}(t) \},$ $T_{AB}(t) = N_{TP}(t) / N_{AB}(t).$ $Z_{PO}(t) = \{ Z_{P.OP\Gamma}(t), Z_{MM}(t) \}.$ $Z_{MY}(t) = \{ Z_{AAT}(t), Z_{M.B.Y.B}(t), Z_{M.BbIA.Y.B}(t), u_{A}(t) \}.$ $Z_{AB}(t) = \{ Z_{COB.AB}(t), Z_{TH}(t), Z_{AP}(t), \omega_{AB}(t), \psi_{P}(t) \}.$

 $Z_{\Pi M}(t) = \{ Z_{TP}(t), Z_{\Pi B K}(t), Z_{PM}(t), N_{K}(t), N_{T.K}(t) \}.$ $Z_{TP}(t) = \{ Z_{K\Pi}(t), Z_{BM}(t), N_{K\Pi}(t) \}.$

1.3. Системный подход к процессу разработки грунта ЗТМ

Проблема повышения эффективности процесса разработки грунта ЗТМ связана, прежде всего, с максимальным учетом всех факторов, влияющих на его формирование, а это возможно только на основе системного подхода. *Системный подход* [88] – методология познания частей на основании целого и целостности, в отличие от классического подхода, ориентированного на познание целого через части.

1.3.1. Техническая система «ЗТМ – грунт»

Грунт служит объектом функционирования ЗТМ. Являясь для ЗТМ элементом внешней среды, грунт одновременно выполняет функцию рабочей среды, когда на него целенаправленно воздействует ЗТМ. Поэтому процесс разработки грунта, то есть процесс функционирования ЗТМ, представляет собой техническую систему «ЗТМ – грунт» со всеми вытекающими из этого принципами системотехники.

Система [88] — это целенаправленное множество взаимосвязанных элементов (подсистем), обладающее выраженным «системным» свойством (свойствами), которого не имеет ни одна из частей системы при любом способе членения и которое не выводится из свойств частей. Система — это организованное целое с сохраняющимися причинно-следственными связями между ее элементами.

1.3.2. Принципы системотехники

Опыт исследования объектов различного состава, содержания и области применения позволяет сформулировать три *основных принципа системотехники*, которые можно положить в основу исследования, использования и создания сложных систем [88]:

- 1) принцип физичности;
- 2) принцип моделируемости;
- 3) принцип целенаправленности.

Принцип физичности: всякой системе (независимо от ее природы) присущи физические законы (закономерности), возможно уникальные, определяющие внутренние причинно-следственные связи, существование и функционирование. Никаких других законов (кроме физических) для объяснения действия систем любой природы не требуется.

Принцип физичности включает несколько постулатов. Постулат целостности: сложная система должна рассматриваться как единое целое.

Система (как целое) обладает особым, системным свойством (свойствами), которого нет у подсистем (элементов) при любом способе декомпозиции. *Постулат автономности:* сложные системы имеют автономную пространственно-временную метрику (группу преобразований) и внутрисистемные автономные законы сохранения (например, закон сохранения энергоресурса и закон сохранения энергоинформативности), определяемые физическим содержанием и устройством системы и не зависящие от внешней среды.

Принцип моделируемости: сложная система представима конечным множеством моделей, каждая из которых отражает определенную грань ее сущности. Этот принцип дает возможность исследовать определенное свойство или группу свойств сложной системы при помощи одной или нескольких упрощенных (узкоориентированных) моделей. Модель, ориентированная на определенную группу свойств сложной системы, всегда проще самой системы. Создание полной модели для сложной системы вообще бесполезно, так как в силу теоремы Тьюринга, такая модель будет столь же сложной, как и система.

Принцип моделируемости включает следующие постулаты. Постулат dononhumenьhocmu: сложные системы, находясь в различных средах (ситуациях), могут проявлять различные системные свойства, в том числе альтернативные (то есть несовместимые ни в одной из ситуаций по отдельности). Впервые физическую основу дополнительности для микромира сформулировал H. Бор: электрон в одних видах взаимодействия проявляет себя как частица (упругие столкновения), в других – как волна (дифракция). Реальность едина и процессы физического взаимодействия едины; только в силу ограниченности средств познания это единство расчленяется. Единство свойств может быть описано обобщающей теорией (метатеорией). Применительно к микромиру таковой является квантовая механика, но она не охватывает релятивистских свойств, следовательно, она также недостаточно обща.

Итак, *сложная система* во взаимодействии со средой может проявлять различные свойства в различных ситуациях, несовместимые ни в одной из них.

Постулат действия: для изменения поведения системы требуется прирост воздействия, превосходящего некоторое пороговое значение, т. е. реакция системы на внешнее воздействие имеет пороговый характер.

Постулат неопределенности: повышение точности определения (измерения) какого-либо количественно описываемого свойства сложной системы сверх некоторого предела влечет за собой понижение возможной точности определения (измерения) другого свойства – одновременно измерить значение двух (или более) параметров с точностью, превышающей определенный уровень, невозможно. Иначе говоря, существует область неопределенности, в пределах которой свойства могут быть описаны только вероятностными характеристиками. Итак, максимальная точность определения (измерения) свойств системы зависит от присущей данной системе области неопределенности, внутри которой повышение точности определения (измерения) одного свойства влечет за собой снижение точности определения другого (других). Принцип целенаправленности: понимается как функциональная тенденция, направленная на достижение системой некоторого состояния либо на усиление (сохранение) некоторого процесса. При этом система оказывается способной противостоять внешнему воздействию, а также использовать среду и случайные события.

Следствием принципа целенаправленности является *постулат выбора*: сложные системы обладают областью выбора и способностью выбирать поведение, то есть реакцию на внешнее воздействие в зависимости от внутренних критериев целенаправленности; никакое априорное знание не позволяет ни надсистеме, ни самой системе однозначно предсказать этот выбор.

Принципы физичности, моделируемости, целенаправленности достаточно полно отражают методологию системного подхода.

Принцип физичности предписывает причинно-следственные связи объектам любой природы и системам, построенным из этих объектов. Формализация связей и определяемых ими *автономных законов* позволяет выразить на едином языке многоязычное описание объектов (подсистем). Если автономных законов нет, совокупность объектов не образует системы, тогда это хаотический набор компонентов.

Принцип моделируемости обеспечивает возможность использования в системотехнике упрощённых моделей, отражающих только те грани сущности сложной системы, которые интересуют исследователя. Отражение сложной системы в целом обеспечивается взаимодействием упрощённых моделей.

Принцип целенаправленности распространяет практическую сторону человеческой деятельности на системы любой природы.

Принцип целенаправленности позволяет сопоставить сложной системе любого содержания некоторый функционал, описывающий её существование как целое. Поскольку модель системы отражает точку зрения исследователя, то этот функционал отражает и её (например, учитывает полезность системы).

В системе всё взаимосвязано, но это не мешает её рассмотрению с разных точек зрения. Системотехника – прикладная наука, а в практических задачах упрощения посредством сужения модели – большое преимущество.

1.3.3. Концепция системотехники

Концепция системотехники состоит в представлении реальных (существующих) или воображаемых (создаваемых) сложных систем посредством упрощенных описаний, то есть моделей, отражающих определенные, наиболее важные грани сущности сложной системы, и исследовании таких моделей. Формирование моделей осуществляется на основании тех данных, которые можно получить о сложной системе различными средствами. Теория имеет дело с идеализацией реальности, модель – с самой реальностью.

Один из способов исследования систем состоит в том, чтобы заменить сложную систему несколькими более простыми. Такая подмена неадекватна,

искусственна и может рассматриваться как сильное упрощение, допустимость которого следует каждый раз проверять.

Модель позволяет проверять идеи, выдвигаемые в процессе разработки, методы и средства их реализации и оценивать предполагаемый результат. Но не только. Модель – это самостоятельно действующая система, хотя и упрощенная. Она уступает теории в общности, зато превосходит ее в конкретности и ясности получаемых данных, целенаправленности, она точно ориентирует мысль разработчика в том направлении, которое соответствует замыслу.

В системотехнике вместо классического вопроса: «что происходит?» на первый план выступает вопрос: «что нам нужно узнать о том, что происходит?».

Части и целое выступают в диалектическом единстве и взаимоопределяемости. Для объекта, рассматриваемого как система, снимется проблема «что из чего состоит». Декомпозиция и композиция, анализ и синтез, познание частей через целое и целое через части выступает в единстве. Главная практическая задача системотехники состоит в том, чтобы, обнаружив и описав сложность, обосновать такие дополнительные физические реализуемые связи, которые бы, будучи наложенными на сложную систему, сделали ее управляемой в требуемых пределах, сохранив при этом такие области самостоятельности (следовательно, слабой предсказуемости), которые способствуют повышению эффективности системы.

Системный подход объединяет естественнонаучный метод, основанный на эксперименте, формальном выводе и количественной оценке, с умозрительным методом, опирающимся на образное восприятие окружающего мира и качественный синтез.

В исследовании любой проблемы можно выделить несколько главных подпроблем.

- 1. Выделение проблемы: учесть все, что нужно, и отбросить то, что не нужно.
- 2. Описание: выразить на едином языке, разнородные по физической природе явления и факторы.
- 3. Установление критериев: определить, что значит «хорошо» и «плохо» для сравнения альтернатив.
- 4. Идеализация: ввести рациональную идеализацию проблемы, упростить ее до допустимого предела.
- 5. Декомпозиция: найти способ разделения целого на части, не теряя свойств целого.
- 6. Композиция: найти способ объединения частей в целое, не теряя свойств частей.
- 7. Решение: найти решение проблемы.

Традиционно эти подпроблемы рассматриваются как этапы решения; предполагается осуществить их в той или иной, но строгой последовательности и получить решение. Процедура может быть многократной, циклической, но обязательно поэтапной. Системный подход состоит в многосвязанности процесса решения на основе развития и уточнения исходной модели посредством взаимодействия ее составных частей. Подпроблемы рассматриваются совместно, во взаимосвязи и диалектическом единстве. Раскрытие сущности проблем возможно только посредством изучения диалектики взаимодействия подпроблем.

1.3.4. Эффективность функционирования технической системы

Эффект – результат, следствие каких–либо причин, действий. Эффективный – дающий эффект, действенный. Отсюда – эффективность, результативность.

Эффективность [88] – нормированный к затратам ресурсов результат действия или деятельности системы на определенном интервале времени (отношение эффекта к затраченному ресурсу, разность между ними, эффект при ограниченном ресурсе, функционал, учитывающий эффект и затраченный ресурс).

Внешние (надсистемные) критерии эффективности определяются принципами, которые на языке системотехники можно сформулировать следующим образом [88]:

- 1. Критерий оценки эффективности должен быть объективно определим. Следовательно, он должен быть физически измеримой величиной.
- 2. Оценка эффективности требует цельного охвата системы. Деление целого на части или на функции с оценкой каждой из них и последующим объединением частных оценок воедино при помощи априорного правила в принципе не может дать оценки эффективности системы, поскольку адекватный способ объединения зависит от частных оценок и ситуации. Следовательно, процедура оценки эффективности должна идти от целого к частному сверху вниз. Она может быть как формализованной (математической), так и эвристической (экспертной).
- 3. Эффективность подсистем любого уровня иерархии должна оцениваться по критерию надсистемы. Следовательно, критерии оценки системы и всех ее подсистем должны быть связаны прямой зависимостью.

Фундаментальными и наиболее общими и употребительными критериями являются время (экономия времени), энергия и энергоинформативность. Об энергоинформативности необходимо сказать особо. Различные виды энергии имеют разный уровень организации, или, как принято говорить, качества. Наиболее высокое качество имеют механическая и электрическая энергии; наинизшее качество – тепловая. Преобразование (генерирование) энергии сопровождается потерями; при переходе от энергии низшего качества к высшему потери больше, чем наоборот. Скорость передачи энергии по назначению, то есть для выполнения определенных функций, связанных с *деятельностью системы*, определяет меру ее организации. Ясно, что организация структурированного потока электронов в проводах выше, чем неупорядоченное движение молекул нагретого тела, поэтому передать для использования энергию

электрического тока легче, чем температуру топки парового котла. Этот факт можно количественно представить как скорость передачи энергии (при равных затратах на передачу), придав такому показателю информационный смысл и информационную меру.

Критерием, пригодным для характеристики практически любой целенаправленной системы, является ее полезная или свободная энергия – внутренняя или отдаваемая (в том качестве, которое требуется надсистеме) либо функционалы от нее. Энергетические показатели физически измеримы, универсальны и удобны для описания взаимодействия.

Преобразования одного вида (качества) энергии в другой записывается в виде известного соотношения $E_1 = \eta E$, где E – энергия, η – КПД преобразований, который определяется устройством системы, то есть в конечном итоге ее внутренней информацией $I: \eta = \eta(I)$.

Эффективность может быть представлена оператором

$$\Im = \psi_1(E_1) = \psi_1(\eta E) = \psi(I, E).$$
 (1.27)

Выбрав соответствующую меру информации, запишем эффективность через оператор от произведения:

$$\Im = \psi(I, E) = \psi(\xi), \ \xi = IE.$$
(1.28)

Рассмотрим критерий эффективности для транспортной системы, перевозящей груз массой *G* со скоростью *v*:

$$\Im = \int_{0}^{1} \left[G(t) v^{2}(t) / 2\omega(t) \right] dt , \qquad (1.29)$$

где $\omega(W, t)$ – эксплуатационные затраты (зарплата, горючее, ремонт), зависящие от стоимости системы W и изменяющиеся во времени; t_1 – интервал времени. Подынтегральное выражение есть удельная (на единицу затрат) энергия движущихся грузов. Любое мероприятие, приводящее к увеличению Э, совершенствует систему.

1.4. Энергетика процесса разработки грунта ЗТМ

1.4.1. Энергетика – основа функционирования технической системы

Энергия от греческого слова "energeia" обозначает действие, деятельность. По определению физического энциклопедического словаря [158], энергия – общая количественная мера движения и взаимодействия всех видов материи. Понятие «энергия» связывает воедино все явления природы. Система представляет собой объект любой природы (либо совокупность взаимодействующих объектов любой, в том числе различной природы), обладающий

выраженным системным свойством (свойствами), т.е. свойством, которого не имеет ни одна из частей системы при любом способе членения и не выводимым из свойств частей. Таким образом, взаимодействие элементов материальной системы происходит только энергетическим путем, то есть основой функционирования материальной системы является энергетика.

Техническая система, как и биологическая, социальная и др., является частным случаем материальной системы, так как материя — это объективная реальность в виде предметов, явлений, процессов.

1.4.2. Трансформация энергетического потока технической системы «ЗТМ – грунт»

Энергетику технической *системы* «ЗТМ – грунт» при разработке грунта представим в виде энергетического потока [43, 46, 78]:

$$m_{\rm T}(t) => E_{\rm T}(t) => E_{\rm M, IB}(t) => E_{\rm M, IIM}(t) => E_{\rm M, PO}(t) => m_{\Gamma \rm P}(t).$$
 (1.30)

Так как разработка грунта осуществляется в пространстве и времени, то энергетический поток (1.30) представим в виде энергетического процесса, где параметром его является не энергия E(t), а мощность N(t), т.е. скорость (интенсивность) передачи энергии N(t)=dE(t)/dt:

$$G_{\rm T}(t) => N_{\rm T}(t) => N_{\rm AB}(t) => N_{\rm IIM}(t) => N_{\rm PO}(t) => \Pi_{\rm T}(t).$$
(1.31)

Обозначение к выражениям (1.30) и (1.31) подробно даны в подразделе 1.1.

Поток (1.30) и процесс (1.31) полностью соответствуют закону сохранения энергии: энергия не возникает из ничего и не исчезает, она может только переходить из одной формы в другую, то есть трансформироваться.

Входной координатой энергетического потока и процесса является энергоноситель в виде углеводородного топлива для ДВС массой $m_{\rm T}(t)$ и величиной подачи его в двигатель $G_{\rm T}(t)$, обладающий химической энергией. У землеройных машин (3M) с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) первичной энергией является химическая в виде углеводородного топлива (как правило, дизельное).

В ДВС химическая энергия при сгорании углеводородного топлива трансформируется в тепловую энергию $m_{\rm T}(t) => E_{\rm T}(t)$ или $G_{\rm T}(t) => N_{\rm T}(t)$, а затем в механическую энергию $E_{\rm T}(t) => E_{\rm M, ДB}(t)$ или $N_{\rm T}(t) => N_{\rm ДB}(t)$. То есть в двигателе происходит процесс трансформации химической энергии через тепловую в механическую $m_{\rm T}(t) => E_{\rm T}(t) => E_{\rm M, ДB}(t)$. Этот этап трансформации потока энергии представим в виде модифицированной формулы А. Эйнштейна [46, 78]:

$$E_{\rm T}(t) = m_{\rm T}(t)C^{2}_{\rm T}(t);$$

$$E_{\rm M, \rm AB}(t) = m_{\rm T}(t)C^{2}_{\rm AB}(t);$$

$$C_{\rm AB}(t) = \sqrt{\xi_{\rm AB}(t)} C_{\rm T}(t),$$
(1.32)

где $C_{\rm T}(t)$ – скорость процесса преобразования $m_{\rm T}(t) => E_{\rm T}(t)$; $C_{\rm ДB}(t)$ – скорость процесса преобразования $m_{\rm T}(t) => E_{\rm M, ДB}(t)$; $\xi_{\rm ДB}(t)$ – коэффициент, учитывающий «потери» тепловой энергии в процессе $E_{\rm T}(t) => E_{\rm M, ДB}(t)$. Подробно формулы (1.32) проанализированы в подразделе 1.1.

Для энергетического процесса (1.31) этап трансформации энергии в двигателе представим следующим выражением:

$$N_{\text{ДB}}(t) = G_{\text{T}}(t)C_{\text{ДB}}^{2}(t) - 2\Delta N_{\text{ДB}}(t), \Delta N_{\text{ДB}}(t) = m_{\text{T}}(t)C_{\text{ДB}}(t)|W_{\text{ДB}}(t)|.$$
(1.33)

Пояснения к формулам (1.33) даны в подразделе 1.1.

На установившемся режиме энергетического процесса в двигателе, когда $C_{\rm T}(t) = const$ и $\xi_{\rm дB} = const$, имеем

$$N_{\rm T}(t) = G_{\rm T}(t)C^{2}_{\rm T};$$

$$N_{\rm AB}(t) = \xi_{\rm AB} G_{\rm T}(t) C^{2}_{\rm T}.$$
(1.34)

Этап $E_{\text{M.ДB}}(t) => E_{\text{M.ПM}}(t)$ или $N_{\text{ДB}}(t) => N_{\text{ПM}}(t)$ связан с отбором от двигателя части механической энергии $E_{\text{M.OTE}}(t) = E_{\text{M.UM}}(t) + E_{\text{M.BM}}(t)$ мощностью $N_{\text{ДВ.ОТE}}(t) = N_{\text{ИM}}(t) + N_{\text{BM}}(t)$ на привод исполнительных механизмов управления рабочим органом ИМ и вспомогательных механизмов ВМ.

Окончательная трансформация потока энергии происходит на рабочем органе в процессе разработки грунта. Здесь механическая энергия $E_{\text{M.PO}}(t)$ мощностью $N_{\text{PO}}(t)$ конвертируется в разработанный грунт массой $m_{\Gamma P}(t)$ с технической производительностью $\Pi_{\text{T}}(t)$. Этот этап трансформации $E_{\text{M.PO}}(t) => m_{\Gamma P}(t)$ или $N_{\text{PO}}(t) => \Pi_{\text{T}}(t)$ представим в виде модифицированной формулы А. Эйнштейна:

$$m_{\Gamma P}(t) = E_{M,PO}(t) / C^{2}_{\Gamma P}(t)$$
 (1.35)

ИЛИ

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = [N_{\mathrm{PO}}(t) - 2 \Delta N_{\Gamma\mathrm{P}}(t)]/C^{2}{}_{\Gamma\mathrm{P}}(t) \rightarrow (\mathrm{T/\Psi});$$

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = [N_{\mathrm{PO}}(t) - 2\Delta N_{\Gamma\mathrm{P}}(t)]/[\gamma_{\Gamma\mathrm{P}}C^{2}{}_{\Gamma\mathrm{P}}(t)] \rightarrow (\mathrm{M}^{3}/\mathrm{\Psi});$$

$$\Delta N_{\Gamma\mathrm{P}}(t) = m_{\Gamma\mathrm{P}}(t)C_{\Gamma\mathrm{P}}(t)W_{\Gamma\mathrm{P}}(t).$$
(1.36)

Пояснения к формулам (1.35) и (1.36) даны в подразделе 1.1.

На установившемся режиме энергетического процесса на рабочем органе, когда $C_{\Gamma P} = const$, имеем

$$\Pi_{\rm T}(t) = N_{\rm PO}(t) / [\gamma_{\Gamma \rm P} C^2_{\Gamma \rm P}(t)] \to ({\rm m}^{3}/{\rm q}).$$
(1.37)

Анализ выражений (1.33), (1.34) и (1.36), (1.37) позволяет выбрать направления интенсификации процессов работы энергетической машины (двигателя), технологической машины (процесса взаимодействия рабочего органа с грунтом) и рабочего процесса разработки грунта машиной в целом.

1.4.3. Параметры функционирования энергетического потока технической системы «ЗТМ – грунт»

Механическая энергия, необходимая для функционирования технической системы, генерируется в энергетической машине – двигателе, где в качестве первичной энергии для ДВС является химическая энергия углеводородного топлива массой $m_{\rm T}(t)$ с величиной подачи ее в двигатель $G_{\rm T}(t)$. Далее механическая энергия от двигателя передается с помощью передаточного механизма к технологической машине, где на ее рабочем органе реализуется в продукт функционирования данной технической системы.

У землеройной машины это будет разработанный грунт массой $m_{\Gamma P}(t)$ или объемом $V_{\Gamma P} = m_{\Gamma P}(t)/\gamma_{\Gamma P}$ с технической производительностью $\Pi_{T}(t)$.

Итак, входной координатой энергетического потока технической системы является энергоноситель массой $m_{\rm T}(t)$ с величиной подачи $G_{\rm T}(t)$, а выходной – эквивалент реализованной механической энергии – разработанный грунт массой $m_{\rm \Gamma P}(t)$ с технической производительностью $\Pi_{\rm T}(t)$.

В соответствии с принципами системотехники показателем эффективности функционирования технической системы «3TM – грунт», то есть процесса разработки грунта, является энергетический показатель процесса $\Im_{\Pi}(t)$ [39, 78]:

$$\Im_{\Pi}(t) = \Pi_{\mathrm{T}}(t) / G_{\mathrm{T}}(t). \tag{1.38}$$

Показатель $\Im_{\Pi}(t) [(M^3/4)/(K\Gamma/4)=M^3/K\Gamma]$ представляет собой нормированный к затратам ресурсов (энергоносителя) результат действия системы (техническая производительность машины) на определенном интервале времени. Он характеризует в данный момент времени количество готовой продукции (разработанного грунта), произведенной на единицу энергоносителя.

Являясь отношением выходной координаты энергетического процесса к входной, энергетический показатель рабочего процесса Э_п(t) характеризует эффективность использования энергетического потенциала системы «ЗТМ – грунт» и ее подсистем и представляет собой мультипликативную функцию:

$$\mathfrak{P}_{\Pi}(t) = \prod_{i=1}^{n} \mathfrak{P}_{\Pi,i}(t), \qquad (1.39)$$

где Э_{П.*i*}(*t*) – энергетический показатель *i*–го функционального элемента (подсистемы) системы «ЗТМ – грунт».

Критерий эффективного функционирования системы и подсистем

$$\Im_{\Pi}(t) = \prod_{i=1}^{n} \Im_{\Pi,i}(t) \Longrightarrow \max.$$

В соответствии со структурой 3TM энергетические показатели подсистем отражают либо преобразовательную функцию энергетического процесса системы «3TM – грунт» – для двигателя (энергетической машины) $\Im_{\Pi, ДB}(t) = N_{\text{ДB}}(t)/G_{\text{T}}(t)$ (BT/(кг/ч)) и для процесса взаимодействия рабочего органа с грунтом (технологической машины) $\Im_{\Pi, \Gamma P}(t) = \Pi_{\text{T}}(t)/N_{\text{PO}}(t)$ (M³/BT·ч). Либо передаточную функцию для передаточного механизма $\Im_{\Pi, \Pi M}(t) = N_{\text{PO}}(t)/N_{\Pi M}(t)$.

С учетом выражений (1.33)

$$N_{\text{ДB}}(t) = G_{\text{T}}(t)C^{2}_{\text{ДB}}(t) - 2\Delta N_{\text{ДB}}(t),$$
$$\Delta N_{\text{ДB}}(t) = m_{\text{T}}(t)C_{\text{ДB}}(t)|W_{\text{ДB}}(t)|.$$

получим

$$\Im_{\Pi, \text{дB}}(t) = N_{\text{дB}}(t) / G_{\text{T}}(t) = C^2_{\text{дB}}(t) - 2\Delta N_{\text{дB}}(t) / G_{\text{T}}(t).$$
(1.40)

При $C_{\text{ДB}}(t) = C_{\text{ДB}} = const$ имеем

$$\Theta_{\Pi, \mathcal{A}\mathcal{B}} = C^2_{\mathcal{A}\mathcal{B}} = const. \tag{1.41}$$

Энергетические показатели 3ТМ при копании грунта представлены в табл. 1.1 [39].

С учетом выражений (1.16)

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = [\mathrm{N}_{\mathrm{PO}}(t) - 2\Delta \mathrm{N}_{\Gamma\mathrm{P}}(t)] / [\gamma_{\Gamma\mathrm{P}} C^{2}_{\Gamma\mathrm{P}}(t)],$$
$$\Delta N_{\Gamma\mathrm{P}}(t) = m_{\Gamma\mathrm{P}}(t) C_{\Gamma\mathrm{P}}(t) W_{\Gamma\mathrm{P}}(t),$$

получим

$$\Im_{\Pi,\Gamma P}(t) = \Pi_{T}(t) / N_{PO}(t) = [1 - 2\Delta N_{\Gamma P}(t) / N_{PO}(t)] / [\gamma_{\Gamma P} C^{2}_{\Gamma P}(t)].$$
(1.42)

При $C_{\Gamma P}(t) = C_{\Gamma P} = \text{const}$ имеем

$$\Im_{\Pi,\Gamma P} = 1/[\gamma_{\Gamma P} C^2_{\Gamma P}] = const.$$
(1.43)

Таблица 1.1.

Энергетические показатели землеройно-транспортной машины при копании суглинистого грунта

	\Im_{Π}	M ³ /KГ		14,8	17,4	16,55	15,9	16,7	19,8	57,93	40,34
игэл	$\Im_{\mathrm{II}\mathrm{rp}}$	$\frac{3}{M}$	кВт	5,7	6,4	6,5	5,3	5,85	7,66		18,4
Эксплуатационные показат	$\Im_{\Pi, 3TM}$	<u>kBT</u>	KI/4	2,6	2,7	2,5	3,0	2,86	2,58		2,2
	Π_{r}	м ³ /ц		209,0	237,25	288,0	373,5	342,3	559,5	950	2390
	$N_{ m r.p.}$	ĸВт		36,8	37,0	44,1	71,0	58,5	73,0		130,0
	G_{r}	$\mathbf{K}\Gamma/\mathbf{H}$		14,1	13,6	17,4	23,5	20,47	28,3	16,4	59,25
	V_{x}	M/C		0,83	0,97	1,43	1,34	0,94	1,16	0,46	0,6
	W,%			10-12	19-20	18-24	19-20	20-26	20-26	15-19	
Γp	C_{ya}			6-14	9-20	4-8	9-15	6-10	5-10	5-8	9-15
	КП, пере-	дача		МКП, 1-я	МКП, 1-я	ГМКП, 1-я	ГМКП,1-я	МКП, 1-я	МКП,2-я	МКП, 1-я	ГМКП, 1-я
	$\Im_{\Pi, \mu B}$	<u>kBT</u>	$\mathbf{K} \mathbf{\Gamma} / \mathbf{H}$	4,0	4,0	4,0	4,3	4,1	4,1	4,2	4,6
Двигатель	Марка;	$N_{{ m _{ZB.H}}}$ KBT		А-41,66кВт	А-41,66кВт	A-01M,99kBT	А-01Т,125кВт	А-11Т,129кВт	А-11Т,129кВт	Д-130,103кВт	6V396T, 272кВт
		$G/G_{ m cut}$		91,7/65,2	118,6/85,0	131,2/90,0	140,63/91,8	154,7/107,6	154,7/107,6	142,65	439,06
3TM		модель		Д3-99	ДЗ-148-9	Д3-122А	ДЗ-146	Д3-146	Д3-146	Д3-27С наТ-130	Д 3-158 на Т-25.01
	класс			160 100 KIRC					10	50	
		пит qэдйэqтотаА						Бульдозер			

Обозначения показателей: G и G_{c4} – общий и сцепной вес (сила тяжести) машины; N_{дем} – номинальная мощность двигателя; КП – коробка передач (МКП и ГМКП – механическая и гидромеханическая КП соответственно); С_{уд} – число ударов динамического плотнометра ДорНИИ, W – массовая влажность грунта При $C_{\Gamma P}(t)=varia$ и $W_{\Gamma P}(t)=dC_{\Gamma P}(t)dt < 0$ процесс преобразования $N_{PO}(t) => \Pi_{T}(t)$ получает прирост производительности

$$\Delta \Pi_{\mathrm{T}}(t) = 2[m_{\Gamma\mathrm{P}}(t)/\gamma_{\Gamma\mathrm{P}}]|W_{\Gamma\mathrm{P}}(t)|/C_{\Gamma\mathrm{P}}(t) = 2V_{\Gamma\mathrm{P}}(t)|W_{\Gamma\mathrm{P}}(t)|/C_{\Gamma\mathrm{P}}(t).$$
(1.44)

Этот прирост происходит за счет уменьшения необходимой скорости $C_{\Gamma P}(t)$, вызванной, например, уменьшением удельного сопротивления грунта копанию ($C_{\Gamma P}=\sqrt{k_{\rm K}}/\gamma_{\Gamma P}$ для 3TM непрерывного действия), а также за счет дополнительной внутренней энергии, вызванной инерцией разрабатываемого грунта массой $m_{\rm rp}(t)$ в результате замедления процесса с ускорением $W_{\Gamma P}(t)$. Величина текущего приращения $\Delta \Pi_{\rm T}(t)$ определяется объемом разработанного в этот момент времени грунта $V_{\Gamma P}(t)=m_{\Gamma P}(t)/\gamma_{\Gamma P}$ и соотношением ускорения и скорости процесса преобразования $|W_{\Gamma P}(t)|/C_{\Gamma P}(t)$.

В случае непрерывной среды вводится понятие *плотности* энергии ρ_E , то есть энергии *E* в единице объема *V*,

$$\rho_E = E/V (\square m/m^3 = H \cdot m/m^3 = H/m^2 = \Pi a),$$
 (1.45)

которая для механической энергии представляет собой удельную нагрузку или напряжение в данном сечении элемента системы.

Так как энергия E перемещается вместе с возмущением со скоростью v_E , вводится понятие потока энергии. Это количество энергии dE, переносимое волной возмущения через определенную поверхность площадью S в единицу времени dt, то есть это мощность энергии:

$$N = dE/dt (\exists \mathbf{x}/\mathbf{c} = BT).$$
(1.46)

Поток энергии (мощность) в разных точках среды может иметь разную интенсивность. Для характеристики этого обстоятельства вводят понятие *плотности потока энергии* $\rho_{\bar{E}}$. Это поток энергии (то есть мощность) dN через единичную площадку dS, перпендикулярную к направлению потока энергии (то есть это удельная мощность энергии):

$$\rho_{\bar{E}} = dN/dS \text{ (BT/M}^2). \tag{1.47}$$

Из выражений (1.46) и (1.47) получим

$$\rho_{\overline{F}} = dN/dS = dE/(dt \cdot dS) = [dE/(dt \cdot dS)] \cdot dl/dl = (dE/dV) \cdot dl/dt = \rho_E \cdot v_E, \quad (1.48)$$

где dl – элементарный участок перемещения возмущения за время dt; dV=dSdl – элементарный объём перемещения возмущения за время dt.

Таким образом, плотность потока энергии $\rho_{\bar{E}}$ одновременно представляет собой произведение плотности энергии ρ_E на скорость ее перемещения v_E .

Вот такие два подхода (1.47) и (1.48) имеют место для характеристики перемещающейся энергии по непрерывной материальной среде в ее конечном показателе – *плотности* потока энергии $\rho_{\bar{F}}$.

Во всех физических теориях для всех материальных объектов энергия – основная характеристика состояния протекающих процессов.

Итак, основой рабочего процесса разработки грунта является энергия в виде потока с входной координатой – подача энергоносителя в двигатель $G_{\rm T}(t)$ и с выходной – эквивалент реализуемой на рабочем органе энергии в виде количества разработанного грунта $m_{\rm \Gamma P}(t)$ (т) или $V_{\rm \Gamma P}(t)$ (м³) с технической производительностью $\Pi_{\rm T}(t)$ (м³/ч или т/ч). Показателем эффективности этого процесса является энергетический показатель потока энергии $\Im_{\Pi}(t) = \Pi_{\rm T}(t)/G_{\rm T}(t)$ (м³/кг), а критерием эффективности – его максимум $\Im_{\Pi}(t) => max$. Показатель

 $\Im_{\Pi}(t)$ является мультипликативной функцией $\Im_{\Pi}(t) = \prod_{i=1}^{n} \Im_{\Pi,i}(t)$.

Приняв энергетический процесс (1.31) за модель процесса разработки грунта, то есть за модель функционирования технической системы «ЗТМ – грунт», где параметром является скорость (интенсивность) передачи энергии – мощность энергии $N_E(t)$, необходимо в соответствии с постулатом целостности системотехники и механическую нагруженность элементов этой системы оценивать по тому же параметру, то есть мощности механической энергии $N_E(t)$, что и сделано в показателе $\rho_F(t)$ (1.48).

Удельные сопротивления резанию $k_{\rm P}$ и копанию $k_{\rm K}$ (2.9) грунтов рабочим органом ЗТМ определяют не только удельные нагрузки (кH/м²) на рабочие органы этих машин, отнесённые к площади поперечного сечения срезанного слоя грунта, но и энергоёмкость этих процессов (кДж/м³ = кH·м/м³ = кH/м²), то есть затраты энергии, отнесённые к объёму разработанного грунта, что является адекватным [119].

В настоящее время оценка нагруженности деталей машин [1] и рабочей среды – грунта [119] производится по удельной нагрузке (напряжениям), действующей в расчетном элементе: $\tau(t)=M_{\kappa p}/W_p$ (H·м/м³=H/м²=Па) или $\sigma=F/S$ (H/м²); $M_{\mu}/W(\text{H·m/m}^3=\text{H/m}^2=\Pi a)$, то есть по плотности энергии $\rho_E=E/V(\mbox{Дж/m}^3=\mbox{H-m}^3=\mbox{H/m}^2=\mbox{Па})$, где исходным параметром является энергия, сосредоточенная в расчетном элементе объемом V.

Предлагается [65,78] оценивать нагруженность элементов функционирующей технической системы показателем плотности потока механической энергии $\rho_{\bar{E}} = \rho_E v_E$, который учитывает одновременно и скорость её перемещения v_E .

При превышении в процессе функционирования системы допустимых значений показателей $[\rho_E]$ и $[\rho_{\bar{E}}]$ происходит разрушение соответствующего элемента системы.

ГЛАВА 2. МЕХАНИКА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ЗТМ – ГРУНТ»

2.1. Статика самоходной колёсной ЗТМ

Главной задачей статики самоходной колёсной машины является определение нормальных реакций опорной поверхности на её колёса.

Величина нормальных реакций поверхности движения на колёса влияет на тяговые, тормозные и скоростные качества, а также на устойчивость самоходной колёсной машины и прочность ряда её узлов и деталей. Определяется она величиной силы тяжести машины, её компоновкой, режимом и условиями работы.

При работе тягово-транспортной машины (TTM) и особенно ЗТМ в тяговом режиме под действием тяговых усилий и сил сопротивления на рабочем органе происходит перераспределение силы тяжести машины по мостам и отдельным колёсам, что приводит к соответствующему изменению величины нормальных реакций опорной поверхности на колёса машины.

Методика определения нормальных реакций на колёса самоходных ТТМ (автомобилей, тракторов, тягачей) [98, 107, 112, 143] и ЗТМ [87, 95, 155] основана на законах и аксиомах статики твердого тела [113, 135], рассматривающих равновесие твёрдого тела под действием активных и реактивных сил.

2.1.1. Анализ схем силовой загрузки самоходных колёсных машин

Рассмотрим прямолинейное равномерное движение самоходной колёсной машины по горизонтальной опорной поверхности.

Типовая расчётная схема для определения нормальных реакций на колёса равномерно движущейся по горизонтальной поверхности ЗТМ, в данном случае скрепера с передним ведущим мостом [155], приведена на рис. 2.1. В отличие от ЗТМ, у ТТМ вместо реакций P_1 , P_2 приложена тяговая нагрузка P_T к сцепному устройству.

Внешние силы, действующие на самоходную колёсную машину (рис. 2.1) могут быть разделены на две группы: гравитационные – сила тяжести G (активная) и её реакции R_1 , R_2 и силы, возникающие в процессе движения машины, – активные (их на данной схеме нет) и реактивные, в данном случае, P_1 , P_2 , P_{f2} , T_1 .

Анализ схемы на рис. 2.1, а также подобных схем в работах [87, 95, 98, 107, 112, 143, 155] позволяет сделать следующие принципиальные замечания [62, 64].

1. Тангенциальная реакция опорной поверхности на ведущие колёса T_1 , так называемая «сила тяги», отнесена к разряду активных сил, хотя в действительности – это реакция. Тяговая сила (сила тяги) машины не может быть приложена в точке ведущего колеса, поступательная скорость которой



Рис. 2.1. Схема силовой загрузки скрепера с передним ведущим мостом при копании грунта: *G* – сила тяжести машины с грунтом в ковше: *R*₁, *R*₂ – нормальные реакции опорной поверхности на передние и задние колеса; *T*₁ – сила тяги скрепера; *P*_{f2} – сила сопротивления качению ведомых колес; *P*₁, *P*₂ – реакции сопротивления грунта копанию; *h*_P – глубина резания грунта; *a*₁, *a*₂ – плечи сноса реакций *R*₁, *R*₂ с центральной опорной точки шин колес; *v*_п – скорость движения машины.

равна нулю или имеет противоположное направление при его буксовании.

2. На схемах отсутствует активный силовой фактор в виде крутящего момента на ведущих колесах, который обеспечивает поступательное движение машины, а значит и появление тангенциальных реакций со стороны поверхности движения. То есть, в данном случае не соблюдается третий закон Ньютона. По закону равенства действия и противодействия реакции связей действуют на несвободное твёрдое тело лишь тогда, когда к нему приложены активные силы. Основой функционирования самоходной машины является механическая энергия, генерируемая в двигателе и передаваемая через трансмиссию к движителю крутящим моментом, который на этих схемах не показан. Являясь носителем механической энергии (это видно из его размерности Н'м = Дж), крутящий момент одновременно представляет собой силовое воздействие.

3. Рассматриваемые на схемах ТТМ и ЗТМ не являются единым твердым телом, а представляют собой сочленение трех тел – рамы, передних и задних колёс. Система твёрдых тел находится в равновесии тогда, когда в равновесии находится каждое из этих тел. Поэтому, прежде чем применить общие уравнения равновесия машины – равенство нулю главного вектора и главного момента приложенных сил, необходимо выполнить принцип (аксиому) «затвердевания»
всей сложной системы, то есть привести в равновесие каждое из отдельных тел, тем самым обеспечить невозможность изменения положения их относительно друг друга. А именно, обеспечить невозможность поворота колес относительно рамы машины. Для ведомых колес это условие выполняется, а для ведущих – нет.

На основании сделанных замечаний следует вывод, что применяемые в настоящее время расчётные схемы для определения нормальных реакций на колёса самоходных машин являются некорректными и требуют уточнения.

2.1.2. Силовая загрузка ведущего и ведомого колёс машин

Рассмотрим работу ведущего колеса, как механизма, преобразующего вращательное движение в поступательное и подведённого от двигателя крутящего момента в реальную силу тяги.

Схема силовой загрузки ведущего колеса представлена на рис. 2.2: $G_{\rm K}$ – вертикальная нагрузка на ось колеса с учётом его силы тяжести; R – вертикальная (нормальная) реакция опорной поверхности на колесо; $F_{\rm K}$ – горизонтальная реакция оси колеса на колесо (сила внешнего сопротивления); $M_{\rm K}$ – крутящий (вращательный) момент колеса – активный силовой фактор; $\omega_{\rm K}$ – угловая скорость вращения колеса; $\upsilon_{\rm KД}$ – действительная скорость поступательного движения оси колеса; $r_{\rm C}$ – силовой или динамический радиус колеса; $a_{\rm K}$ – снос реакции R с центральной опорной точки колеса (коэффициент трения качения); T – горизонтальная (тангенциальная) реакция поверхности качения на колесо.





Рис. 2.2. Схема силовой загрузки ведущего колеса с пневматической шиной

Схема на рис. 2.2, *а* [98, 155] является классической общепризнанной. Из уравнения равновесия колеса получим:

$$R = G_{\rm K}; \ T = F_{\rm K};$$

$$M_{\rm K} = Tr_{\rm C} + Ra_{\rm K}.$$
(2.1)

Из выражений (2.1) получим:

$$P_{\rm K} = T + P_f, \tag{2.2}$$

где $P_{\rm K} = M_{\rm K}/r_{\rm C}$ – окружная сила, развиваемая колесом; $P_f = Ra_{\rm K}/r_{\rm C} = Rf$ – фиктивная сила сопротивления качению колеса [98, 155]; $f = a_{\rm K}/r_{\rm C}$ – коэффициент сопротивления качению колеса (приведённый коэффициент качению колеса [98]).

При этом

$$\upsilon_{K,I} = \upsilon_{KT}(1-\delta), \qquad (2.3)$$

где $\upsilon_{\text{KT}} = \omega_{\text{K}} r_{\text{C}}$ – теоретическая (окружная) скорость колеса; δ – коэффициент буксования колеса.

При $\delta = 0$ скорость поступательного движения колеса в центральной опорной точке *O* равна нулю $\upsilon_O = 0$, то есть точка *O* в данном случае является мгновенным центром скоростей МЦС и по теореме Эйлера может рассматриваться как мгновенный центр вращения МЦВ колеса в плоском движении. В этом случае скорость движения оси колеса будет равна $\upsilon_{O_k} = \upsilon_{KZ} = \upsilon_{KT} = \omega_{KT} c$. При $\delta = 1$: $\upsilon_O = -\upsilon_{KT}$, $\upsilon_{KZ} = 0$. Из этого следует, что сила тяги, то есть движущая сила ведущего колеса, не может быть приложена в центральной опорной точке колеса *O*, как это считается в настоящее время в теории самоходных колесных машин [87, 95, 98, 107, 112, 143, 155].

Сила, движущая самоходную машину, возникает в результате взаимодействия ведущих колес с опорной поверхностью, обусловленного крутящим моментом $M_{\rm K}$, передаваемым от двигателя к ведущим колесам [98].

Так как же, из внутреннего для машины активного крутящего момента $M_{\rm K}$, подведённого к ведущим колёсам, возникает активная внешняя сила тяги T, обеспечивающая поступательное движение машины.

Необходимо, однако, отметить, что активный крутящий момент является производной механической энергии, которая генерируется внутри машины в двигателе. Но первичным источником механической энергии является в данном случае химическая энергия углеводородного топлива, вводимого в машину извне. Поэтому крутящий момент, как производную энергии, в принципе можно считать внешним силовым фактором.

Из выражения (2.1) активный крутящий момент $M_{\rm K}$ представим суммой моментов

38

$$M_{\rm K} = M_{\rm KT} + M_{\rm KR},\tag{2.4}$$

где $M_{KT} = Tr_C$ – активный крутящий момент, обуславливающий возникновение опорной реакции *T* согласно третьего закона Ньютона; $M_{KR} = P_f r_C = Ra_K$ – активный крутящий момент, преодолевающий сопротивление качению колеса, обусловленное сносом реакции *R* на плечо a_K .

На основании аксиомы статики «о присоединении уравновешенной системы сил» [113, 135]: «равновесие твёрдого тела не нарушится от присоединения к нему или отбрасыванию от него уравновешенной системы сил», в центральную точку колеса $O_{\rm K}$ приложим уравновешенные горизонтальные силы T, а в центральную опорную точку колес O приложим уравновешенные вертикальные силы R (рис. 2, δ). Тогда пара реакций T с плечом $r_{\rm C}$ образуют реактивный момент $M_{\rm PT} = Tr_{\rm C}$, а пара реакций R с плечом $a_{\rm K}$ образуют реактивный момент $M_{\rm PR} = Ra_{\rm K}$. Таким образом, теперь на колесо действуют: уравновешивающие друг друга моменты – активный $M_{\rm K} = M_{\rm KT}+M_{\rm KR}$ и реактивный $M_{\rm P} = M_{\rm PT}+M_{\rm PR}$, а также нормальная реакция опорной поверхности Rв точке O и свободная, приложенная к оси колеса в точке $O_{\rm K}$, горизонтальная сила T, которая через ось колеса передаётся раме машины, обеспечивая ее поступательное движение и действительно являясь силой тяги.

Рассмотрим другой подход к работе ведущего колеса. На основе законов механики [113, 135] представим активный крутящий момент $M_{\rm K}$ суммой моментов пары горизонтальных сил $P_{\rm ДBЖ} \equiv T$ с плечом $r_{\rm C}$ (одна из сил $P_{\rm дBж}$ приложена в центральной точке колеса $O_{\rm K}$, другая $P_{\rm ДBЖ}$ в центральной опорной точке O), то есть моментом пары $M_{\rm KT} = P_{\rm ДBЖ}r_{\rm C}$, и моментом пары вертикальных сил R с плечом $a_{\rm K}$ (одна из сил R приложена в точке O, другая в точке C колеса), то есть моментом пары $M_{\rm KR} = Ra_{\rm K}$ (рис. 2.2, e):

$$M_{\rm KT} = M_{\rm KT} + M_{\rm KR};$$

$$M_{\rm KT} = P_{\rm ABK} r_{\rm C}; \quad M_{\rm KR} = Ra_{\rm K};$$

$$P_{\rm ABK} \equiv T.$$
(2.5)

Таким образом, теперь на колесо действуют: уравновешивающие друг друга в центральной опорной точке O горизонтальные силы $P_{\text{ДВЖ}} = T$ и уравновешивающие друг друга в точке C вертикальные силы R, а также нормальная реакция R в точке O и свободная, приложенная в центральной точке колеса O_{K} , движущая сила $P_{\text{ДВЖ}} \equiv T$.

Итак, сила $P_{\text{ДВЖ}} \equiv T$ становится движущей, то есть реальной силой тяги, приложенной к оси колеса, только при наличии горизонтальной реакции опорной поверхности *T*, приложенной в точке *C*. Реакция *T*, приложенная в точке *C*, служит как бы упором, от которого отталкивается ведущее колесо при взаимодействии с опорной поверхностью, обеспечивая себе поступательное движение со скоростью v_{KZ} и переводя тем самым силу $P_{ZBW} \equiv T$ в разряд активных внешних сил, ибо реакция *T* является внешней силой.

Статика [84, 113, 135] изучает преобразование системы сил, приложенных к твёрдому телу, в системы ей эквивалентные и условия взаимной уравновешенности этих сил на основе специальных аксиом.

Эквивалентная схема силовой загрузки ведущего колеса по результатам схем на рис. 2.2, *б*, *в* представлена на рис. 2.2, *г* [62, 64]. На этой схеме активный крутящий момент $M_{\rm K}$, подведённый в ведущему колесу, реализован в движущую (тяговую) силу *T*, приложенную к оси колеса в точке $O_{\rm K}$, и в преодоление сопротивления качению колеса, обусловленного сносом реакции *R* с центральной опорной точки. При этом

$$T = M_{\rm K}/r_{\rm C} - Rf. \tag{2.6}$$

Так как $R = G_K$, $T = F_K$, то необходимая величина крутящего момента, подводимого к ведущему колесу, будет равна

$$M_{\rm K} = F_{\rm K} r_{\rm C} + G_{\rm K} f r_{\rm C}. \tag{2.7}$$

Необходимость уточнения точки приложения реальной силы тяги ведущего колеса отмечалась ранее в работах А.М. Бабачкова и др. (1971 г.), Я.М. Пиковского и Б.И. Филиппова (1973 г.), а также в 2007 году в работе М.А. Подригало [129]. Однако до преобразования системы сил, приложенных к ведущему колесу, в систему ей эквивалентную для решения задач статики самоходной колёсной машины, как единого твёрдого тела, дело не дошло. В работе [129] такая попытка была сделана, но по ней есть ряд замечаний.

Силовая загрузка ведомого колеса представлена на рис. 2.3, а.

Активные силы – $G_{\rm K}$, $P_{\rm K}$. Реакции – R, P_f . Из равновесия колеса: R - G : P - P:

$$R = G_{K}; P_{K} = P_{f};$$

из $\sum M_{O} = 0$ имеем $P_{K}r_{C} - Ra_{K} = 0,$
откуда $P_{K} = Ra_{K}/r_{C} = Rf = P_{f}.$ (2.8)

На основании аксиомы статики «о присоединении уравновешенной системы сил» [84, 113, 135] в центральную точку колеса $O_{\rm K}$ приложим горизонтальные уравновешенные силы P_f , а в центральную опорную точку колеса O приложим вертикальные уравновешенные силы R (рис. 2.3, δ). Теперь на ведомое колесо действуют: уравновешивающие друг друга моменты – активный $M_{\rm A} = P_{\rm K}r_{\rm C}$, так как $P_f \equiv P_{\rm K}$, и реактивный $M_{\rm P} = Ra_{\rm K}$, а также нормальная реакция опорной поверхности R в точке O и сила сопротивления качению P_f в точке $O_{\rm K}$.

Эквивалентная (схеме на рис. 2.3, *a*) схема силовой загрузки ведомого колеса представлена на рис. 2.3, *в* [62, 64].



Рис. 2.3. Схема силовой загрузки ведомого колеса с пневматической шиной

Высказанные замечания к существующим расчетным схемам [87, 95, 98, 107, 112, 143, 155] и к схеме на рис. 2.1 касаются силовой загрузки ведущих колес, а именно отсутствию в них активного силового фактора в виде крутящего момента $M_{\rm K}$, который введен в схему на рис. 2.4, *a* [62, 64].

2.1.3. Уточнённая схема силовой загрузки ЗТМ для определения нормальных реакций опорной поверхности на её колёса

С учетом результатов проведенных исследований по механике ведущего и ведомого колес, представленных эквивалентными схемами на рис. 2.2, *г* и рис. 2.3, *в*, предлагаемая расчётная схема для определения нормальных реакций на колеса скрепера с передним ведущим мостом приведена на рис. 2.4, *б* [62, 64].

Из уравнений равновесия машины, как твёрдого тела, определим значения нормальных реакций опорной поверхности на колёса скрепера R_1 и R_2 по схемам на рис. 2.1 (существующей) и на рис. 2.4, δ (предлагаемой) и проанализируем их.

При принятых допущениях [155]: $\rho = P_2/P_1 = \text{const}; r_{C1} = r_{C2} = r_C;$ величинами P_f , a_1 , a_2 пренебрегаем в виду их сравнительной малости, имеем.

Для схемы на рис. 2.1 [155]:

$$R_{1} = R_{10} - T_{1} [\rho(L-e) - h_{\rm P}]/L,$$

$$R_{10} = G(L-a)/L;$$

$$R_{2} = R_{20} - T_{1} (\rho e + h_{\rm P})/L,$$

$$R_{20} = Ga/L.$$
(2.9)



Рис. 2.4. Расчетные схемы для определения нормальных реакций на колеса скрепера с передним ведущим мостом

Для схемы на рис. 2.4, б:

$$R_{1} = R_{10} - T_{1} \left[\rho(L - e) - h_{\rm P} - r_{\rm C} \right] / L,$$

$$R_{10} = G(L - a) / L;$$

$$R_{2} = R_{20} - T_{1} (\rho e + h_{\rm P} + r_{\rm C}) / L,$$

$$R_{20} = Ga / L.$$
(2.10)

При расчете нормальных реакций по схеме на рис. 2.4, δ (2.10) величина R_1 больше, а R_2 меньше, чем по схеме на рис. 2.1 (2.9), из-за наличия силового радиуса колёс $r_{\rm C}$ в числителе. Более существеннее эта разница будет для

самоходной колёсной машины с крупногабаритными шинами и большой тяговой нагрузке, так как

$$R_{1(9)} - R_{1(10)} = -T_1 r_C / L;$$

$$R_{2(9)} - R_{2(10)} = T_1 r_C / L.$$
(2.11)

Тяговые испытания были проведены на скрепере Д3–11П по схеме силовой загрузки, представленной на рис. 2.5.



Рис. 2.5. Схема силовой загрузки скрепера ДЗ–11П при тяговых испытаниях

Нагрузка $P_{\rm P}$ создавалась с помощью второго скрепера через стальной канат, который крепился поочередно в следующих точках: а) за кромку ножа ковша с $h_{\rm P} = 0,1$ м $< r_{\rm C1} = 0,82$ м; б) за задний буфер с $h_{\rm P} = r_{\rm C1} = 0,82$ м; в) за задний буфер с $h_{\rm P} = 1,25$ м $> r_{\rm C1}$.

Данные по скреперу: G = 20,4 т (199,9 кН); $R_{10} = G_{K1} = 12,4$ т (121,5 кН);

 $R_{20} = G_{\text{K2}} = 8$ т (78, 4 кН); L = 6,15 м; a = 2,41 м; $r_{\text{C1}} = r_{\text{C2}} = r_{\text{C}} = 0,82$ м.

Осциллограммы тяговых испытаний представлены на рис. 2.6. На них фиксировались тяговая нагрузка $P_{\rm P}$, сила тяги ведущих колёс T_1 и нормальная реакция опорной поверхности на ведомые колеса заднего моста R_2 . Как видно из осциллограмм качественная картина изменения реакции R_2 следующая: при $h_{\rm P} = 0,1$ м < $r_{\rm C}$ реакция $R_2 < R_{20}$; при $h_{\rm P} = r_{\rm C} = 0,82$ м $R_2 = R_{20}$; при $h_{\rm P} = 1,25$ м > $r_{\rm C}$ $R_2 > R_{20}$.



Рис. 2.6. Осциллограммы тяговых испытаний скрепера ДЗ-11П

На рис. 2.7 представлены графики изменения нормальных реакций $\Delta R_2 = f(h_P, P_P)$, рассчитанные по формулам (2.9) и (2.10) при $\rho = 0$, то есть $P_2 = 0$, $P_1 = P_P$ и замене h_P на – h_P , что позволило совместить схемы копания грунта (рис. 2.1 и рис. 2.4, δ), когда h_P имеет отрицательное значение ($h_P < 0$), и схему тяговых испытаний (рис. 2.5), когда h_P имеет положительные значения ($h_P > 0$). При $h_P < 0$ скрепер выполняет функцию ЗТМ, а при $h_P > 0$ функцию ТТМ. В этом случае для силовой загрузки ведомых колёс заднего моста по существующей схеме [87, 95, 98, 107, 112, 143, 155] (рис. 2.1) из выражения (2.9) получим:

$$R_{2} = R_{20} + \Delta R_{2};$$

$$R_{20} = Ga/L, \ \Delta R_{2} = P_{\rm P}h_{\rm P}/L.$$
(2.12)

Для силовой загрузки колёс по предлагаемым схемам (рис. 2.4, б и рис. 2.5) из выражения (2.10) получим:

$$R_{2} = R_{20} + \Delta R_{2};$$

$$R_{20} = Ga/L, \ \Delta R_{2} = P_{\rm P}(h_{\rm P} - r_{\rm C})/L.$$
(2.13)



Рис. 2.7. Графики изменения нормальных реакций ΔR_2 скрепера ДЗ–11П: 1 – по ф-ле (2.12), 2 – по ф-ле (2.13); (1) – при $P_P = 10$ кH, (2) – при $P_P = 50$ кH, (3) – при $P_P = 70$ кH

Характер изменения графиков $\Delta R_2 = f(h_P, P_P)$ (рис. 2.7) подтверждается данными тяговых испытаний (рис. 2.6):

при $h_{\rm P} < 0$: $R_2 < R_{20}$, так как $\Delta R_2 < 0$; при $r_{\rm C} > h_{\rm P} \ge 0$: $R_2 < R_{20}$, так как $\Delta R_2 < 0$; при $h_{\rm P} = r_{\rm C}$: $R_2 = R_{20}$, так как $\Delta R_2 = 0$; при $h_{\rm P} > r_{\rm C}$: $R_2 > R_{20}$, так как $\Delta R_2 > 0$.

Разница между $\Delta R_{2(12)}$, подсчитанной по формуле (2.12), и $\Delta R_{2(13)}$, подсчитанной по формуле (2.13), существенно зависит от прикладываемой нагрузки $P_{\rm P}$ и силового радиуса ведущих колёс $r_{\rm C}$

$$\Delta R_{2(12)} - \Delta R_{2(13)} = P_{\rm P} r_{\rm C} / L. \tag{2.14}$$

Эта разница особенно существенна для тяжелых ЗТМ и ТТМ с крупногабаритными шинами, работающих в тяговом режиме с большими значениями *P*_P.

В результате проведённых исследований существующие схемы силовой загрузки самоходных колёсных машин для определения нормальных реакций опорной поверхности на их колёса и мосты подлежат уточнению в соответствии с законами и аксиомами статики твёрдого тела.

2.2. Функционирование силовой установки ЗТМ

В настоящее время в качестве силовой установки ЗТМ находят широкое применение дизельные двигатели с всережимным механическим регулятором подачи топлива прямого действия и автономным газотурбинным наддувом.

2.2.1. Функциональная схема дизельного двигателя

Функциональная схема двигателя приведена на рис. 2.8 [30, 49], где: 1 – собственно двигатель; 2 – топливный насос высокого давления с механическим приводом от коленчатого вала двигателя через редуктор с передаточным отношением $i_{\rm H}$; 3 – впускной коллектор; 4 – выпускной коллектор; 5 – компрессор, 6 – газовая турбина, образующие автономный турбокомпрессор (ТК); 7 – автоматический регулятор (АР) с механическим приводом от коленчатого вала двигателя через редуктор с передаточным i_p . Автоматический регулятор топливоподачи АР связан с топливным насосом через рычажный механизм с передаточным отношением i_7 .

Принятые обозначения параметров:

 $G_{\rm T}$ – расход (подача в двигатель) топлива (энергоносителя), кг/ч; $N_{\rm e}$ – эффективная мощность двигателя, кВт; $g_{\rm II}$ – цикловая подача топлива в двигатель; ω_e - угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя; N – нагрузка на валу двигателя (настройка потребителя), которая характеризуется мощностью N_C и крутящим моментом M_C сопротивления, приведенными к валу двигателя; $G_{\rm BB}$, $G_{\rm BK}$, $G_{\rm BJ}$ – подача воздуха в компрессор, подача воздуха компрессором в впускной коллектор и непосредственно в цилиндры двигателя;



Рис. 2.8. Функциональная схема дизельного двигателя

 $G_{\Gamma A}$, $G_{\Gamma T}$, $G_{\Gamma B}$ – подача отработанных газов из цилиндров двигателя в выпускной коллектор, из коллектора в турбину и из турбины на выхлоп; $\omega_{\rm H}$, $\omega_{\rm K}$, $\omega_{\rm P}$ – угловые скорости вращения кулачкового вала топливного насоса, ротора турбокомпрессора и вала регулятора; $h_{\rm P}$, $h_{\rm K}$, $h_{\rm T}$ – положение органов управления подачей топлива (рейки топливного насоса), компрессором и турбиной (при регулируемом турбонаддуве); $h_{\rm P}^*$ – положение рейки, обеспечивающее максимальную цикловую подачу топлива $g_{\rm Hmax}$; ψ_P –

настройка регулятора (положение тарелки предварительного сжатия пружины регулятора); Z_P – положение чувствительного элемента регулятора (муфты регулятора); p_K , p_T – давление наддува (давление воздуха, поступающего в двигатель), давление газа в турбине (выхлопного газа двигателя).

Передаточные отношения:

$$i_{\rm Z} = \frac{h_{\rm P} - h_{\rm P}}{Z_{\rm P}}, \quad i_{\rm P} = \frac{\omega_{\rm P}}{\omega_{\rm e}}, \quad i_{\rm H} = \frac{\omega_{\rm H}}{\omega_{\rm e}}.$$

При свободном входе воздуха в компрессор и выпуске газа из турбины координаты $G_{\rm BB}$ и $G_{\rm \Gamma B}$ в функциональной схеме не учитываются.

Координаты функциональных элементов дизельного двигателя (рис. 2.8) даны в табл. 2.1.

Таблица 2.1

№ по схеме		Координаты элемента	
рис. 2.8	Функциональный элемент	Входные	Выходные
1	Собственно двигатель	$g_{ m II}(G_{ m T})$, $G_{ m BJ}$, N	$G_{\Gamma Д}$, $\omega_e(N_e)$
2	Топливный насос	$h_{ m p}$, $\omega_{ m H}$	$g_{\mathrm{II}}(G_{\mathrm{T}})$
3	Впускной коллектор	$G_{ m BK}$	$G_{ m BД}$
4	Выпускной коллектор	$G_{\Gamma m m /}$	$G_{\Gamma au}$
5	Компрессор	$\omega_{ ext{K}}, h_{ ext{K}}, G_{ ext{BB}}$	$G_{ m BK}$
6	Турбина	$G_{\Gamma \mathrm{T}}$, h_{T}	$\omega_{ ext{K}},~G_{ ext{GB}}$
7	Автоматический регулятор	ω _P , ψ _P	Z _P

Координаты функциональных элементов дизельного двигателя

2.2.2. Физическая модель функционирования дизельного двигателя

Дизельный двигатель представляет собой энергетическую машину [3], физическую основу функционирования которой составляет энергетический поток [43, 46, 78]:

$$m_{\mathrm{T}}(t) \Longrightarrow E_{\mathrm{T}}(t) \Longrightarrow E_{\mathrm{M}}(t), \qquad (2.15)$$

проходящий следующие преобразовательные стадии. Первая стадия связана с преобразованием массы энергоносителя (углеводородного топлива) $m_{\rm T}(t)$ (кг) в тепловую энергию $E_{\rm T}(t)$ (кДж) в результате сгорания его в цилиндрах двигателя, т.е. $m_{\rm T}(t) => E_{\rm T}(t)$. Вторая стадия связана с преобразованием

тепловой энергии сгоревшего топлива $E_{\rm T}(t)$ в механическую энергию $E_{\rm M}(t)$ вращения вала двигателя, т.е. $E_{\rm T}(t) => E_{\rm M}(t)$.

Динамика процесса характеризуется скоростью (интенсивностью) его протекания, поэтому, продифференцировав выражение (2.15), получим энергетический поток рабочего процесса двигателя в виде [47]:

$$G_{\rm T}(t) => N_{G_{\rm T}}(t) => N_{\rm e}(t),$$
 (2.16)

где $G_{\rm T}(t) = dm_{\rm T}(t)/dt$ – величина подачи (расхода) топлива в двигатель, кг/с или кг/ч; $N_{G_{\rm T}}(t) = dE_{\rm T}(t)/dt$ – мощность тепловой энергии (кВт = кДж/с) от сгорания топлива в цилиндрах двигателя; $N_{\rm e}(t) = dE_{\rm M}(t)/dt$ – мощность механической энергии (кВт) на выходном валу двигателя (эффективная мощность двигателя).

2.2.3. Математические модели структурных элементов и дизельного двигателя в целом

Введем безразмерные относительные координаты: двигатель с топливным насосом – $\varphi = \Delta \omega_e / \omega_{eo}$, $\varepsilon = \Delta h_P / h_{PO}$, $\rho = \Delta p_K / p_{KO}$; турбокомпрессор – $\varphi_K = \Delta \omega_K / \omega_{KO}$, $\xi = \Delta p_T / p_{TO}$; автоматический регулятор – $\eta = \Delta Z_P / Z_{PO}$, $\alpha_P = \Delta \psi_P / \psi_{PO}$; настройка потребителя – $\alpha_A = \Delta N / N_O$, которые представляют собой относительное отклонение текущего значения координаты от ее значения в выбранном равновесном режиме.

Между параметрами работы дизельного двигателя в установившемся режиме существуют определённые функциональные зависимости, определяемые теорией рабочих процессов двигателя. Обобщённая формула этих зависимостей:

$$N_{\rm eo} = f\left(M_{\rm eo}, \omega_{\rm eo}, p_{\rm KO}, \alpha_{\rm O}, \ldots\right), \tag{2.17}$$

где M_e – крутящий момент, развиваемый на коленчатом валу двигателя; ω_e – угловая скорость вращения коленчатого вала; p_K – давление наддува; α – коэффициент избытка воздуха.

Последовательная совокупность установившихся режимов при постоянстве одного из выбранных параметров образует соответствующую статическую характеристику.

Единственным и исчерпывающим признаком появления в процессе работы двигателя неустановившихся режимов является изменение во времени одного, нескольких или всех параметров, входящих в функциональную зависимость (2.17). Таким образом, при неустановившихся режимах значения параметров, входящих в выражение (2.17), оказываются зависимыми от времени:

$$N_{\rm e} = f\left(M_{\rm e}, \omega_{\rm e}, p_{\rm K}, \alpha, \dots, t\right). \tag{2.18}$$

В зависимость (2.18) входят, таким образом, мгновенные значения параметров.

Выражение (2.17) является частным случаем выражения (2.18) при условиях $dM_e/dt = 0$, $d\omega_e/dt = 0$, $dp_K/dt = 0$, $d\alpha/dt = 0$ и т.д., свидетельствующих о постоянстве во времени соответствующих параметров, характеризующих работу двигателя.

При неустановившемся режиме нарушаются условия статического равновесия в результате чего в двигателе оказывается избыточное или недостаточное количество энергии.

Дифференциальные уравнения функционирования элементов дизельного двигателя, как динамических звеньев, при неустановившемся режиме имеют следующий вид [30, 105].

<u>Собственно двигатель</u> с топливным насосом (в дальнейшем такое сочетание будем называть двигателем)

$$T_{\Pi} \left(d\varphi/dt \right) + k_{\Pi} \varphi = \varepsilon + \Theta_{\rho} \rho - \Theta_{\Pi} \alpha_{\Pi}.$$
(2.19)

Постоянная времени двигателя

$$T_{\mathcal{A}} = J_{e}\omega_{eo}/[(\partial M_{e}/\partial h_{P})h_{Po}],$$

где *J_e* – приведённый момент инерции двигателя и связанных с ним агрегатов.

Безразмерный коэффициент самовыравнивания

$$k_{\mathrm{A}} = F_{\mathrm{A}} \omega_{\mathrm{eo}} / \left[\left(\partial M_{\mathrm{e}} / \partial h_{\mathrm{P}} \right) h_{\mathrm{Po}} \right],$$

где $F_{\rm A}$ – фактор устойчивости двигателя (при $F_{\rm A}$ > 0 режим работы устойчив, при $F_{\rm A}$ \leq 0 - неустойчив),

$$F_{\rm A} = \left(\partial M_{\rm C} / \partial \omega_{\rm e}\right) - \left(\partial M_{\rm e} / \partial \omega_{\rm e}\right).$$

Безразмерный коэффициент усиления по наддуву

$$\Theta_{\rm p} = \left(\partial M_{\rm e} / \partial p_{\rm K} \right) p_{\rm KO} / \left[\left(\partial M_{\rm e} / \partial h_{\rm P} \right) h_{\rm Po} \right].$$

Безразмерный коэффициент усиления по нагрузке двигателя

$$\Theta_{\mathrm{d}} = \left(\partial M_{\mathrm{C}} / \partial N \right) N_{\mathrm{O}} / \left[\left(\partial M_{\mathrm{e}} / \partial h_{\mathrm{P}} \right) h_{\mathrm{PO}} \right].$$

<u>Турбокомпрессор</u>

$$T_{\rm T} \left(d\varphi_{\rm K}/dt \right) + k_{\rm T} \varphi_{\rm K} = \xi + \Theta_{\rm h} \varepsilon - \Theta_{\rm P} \rho \,. \tag{2.20}$$

Постоянная времени турбокомпрессора

$$T_{\rm T} = J_{\rm K} \omega_{\rm KO} / \left[\left(\partial M_{\rm T} / \partial p_{\rm T} \right) p_{\rm TO} \right],$$

где *J*_К – приведённый момент инерции ротора турбокомпрессора. Коэффициент самовыравнивания

$$k_{\mathrm{T}} = F_{\mathrm{K}} \omega_{\mathrm{KO}} / \left[\left(\partial M_{\mathrm{T}} / \partial p_{\mathrm{T}} \right) p_{\mathrm{TO}} \right],$$

где фактор устойчивости

$$F_{\rm K} = \left(\partial M_{\rm K} / \partial \omega_{\rm K}\right) - \left(\partial M_{\rm T} / \partial \omega_{\rm K}\right).$$

Коэффициент усиления по ходу рейки

$$\Theta_{h} = \left(\partial M_{\mathrm{T}} / \partial h_{\mathrm{P}} \right) h_{\mathrm{PO}} / \left[\left(\partial M_{\mathrm{T}} / \partial p_{\mathrm{T}} \right) p_{\mathrm{TO}} \right].$$

Коэффициент усиления по давлению наддува

$$\Theta_{\mathrm{P}} = \left(\partial M_{\mathrm{K}} / \partial p_{\mathrm{K}} \right) p_{\mathrm{KO}} / \left[\left(\partial M_{\mathrm{T}} / \partial p_{\mathrm{T}} \right) p_{\mathrm{TO}} \right].$$

Впускной коллектор

$$T_{\rm B}(d\rho/dt) + k_{\rm B}\rho = \varphi_{\rm K} - \Theta_{\rm B}\varphi. \qquad (2.21)$$

Постоянная времени впускного коллектора

$$T_{\rm B} = V_{\rm B} p_{\rm KO} / \left[\left(R_{\rm B} T_{\rm B}^{\rm o} \right) \left(\partial G_{\rm BK} / \partial \omega_{\rm K} \right) \omega_{\rm KO} \right],$$

где $V_{\rm B}$ – объём впускного коллектора; $R_{\rm B}$ – газовая постоянная; $T_{\rm B}^{\rm o}$ – температура воздуха в коллекторе (при невысоких значениях $p_{\rm K}$ и малых отклонениях от режима можно принять $T_{\rm B}^{\rm o} \approx const$).

Коэффициент самовыравнивания

$$k_{\rm B} = F_{\rm B} p_{\rm KO} / \left[\left(\partial G_{\rm BK} / \partial \omega_{\rm K} \right) \omega_{\rm KO} \right],$$

где фактор устойчивости

$$F_{\rm B} = \left(\partial G_{\rm BK} / \partial p_{\rm K} \right) - \left(\partial G_{\rm BJ} / \partial p_{\rm K} \right).$$

Коэффициент усиления по угловой скорости вала двигателя

$$\Theta_{\rm B} = \left(\partial G_{\rm BJI} / \partial \omega_{\rm e} \right) \omega_{\rm eo} / \left[\left(\partial G_{\rm BK} / \partial \omega_{\rm K} \right) \omega_{\rm KO} \right].$$

Выпускной коллектор

$$T_{\Gamma}(d\xi/dt) + k_{\Gamma}\xi = \varphi + \Theta_{\Gamma}\rho - \Theta_{\varepsilon}\varepsilon. \qquad (2.22)$$

Постоянная времени выпускного коллектора

$$T_{\Gamma} = V_{\Gamma} \rho_{\Gamma} / \left[\left(\partial G_{\Gamma \Xi} / \partial \omega_{e} \right) n_{\Gamma} \omega_{eo} \right],$$

где V_{Γ} – объём выпускного коллектора; ρ_{Γ} – плотность газа; n_{Γ} – показатель политропы сжатия или расширения газа в выпускном коллекторе (n_{Γ} = const и тогда $p_{\Gamma}\rho_{\Gamma}^{-n_{\Gamma}} = const$).

Коэффициент самовыравнивания

$$k_{\Gamma} = F_{T} p_{TO} / \left[\left(\partial G_{\Gamma \Pi} / \partial \omega_{e} \right) \omega_{eo} \right],$$

где фактор устойчивости коллектора

$$F_{\mathrm{T}} = \left(\partial G_{\mathrm{\Gamma}\mathrm{T}} / \partial p_{\mathrm{T}}\right) - \left(\partial G_{\mathrm{\Gamma}\mathrm{A}} / \partial p_{\mathrm{T}}\right),$$

где $p_{\rm T}$ – давление газа в коллекторе.

Коэффициент усиления по давлению наддува

$$\Theta_{\Gamma} = \left(\partial G_{\Gamma \Pi} / \partial p_{\mathrm{K}} \right) p_{\mathrm{KO}} / \left[\left(\partial G_{\Gamma \Pi} / \partial \omega_{\mathrm{e}} \right) \omega_{\mathrm{eo}} \right].$$

Коэффициент усиления по ходу рейки топливного насоса

$$\Theta_{\varepsilon} = \left(\partial G_{\Gamma \Pi} / \partial h_{\rm P} \right) h_{\rm PO} / \left[\left(\partial G_{\Gamma \Pi} / \partial \omega_{\rm e} \right) \omega_{\rm eo} \right].$$

Автоматический регулятор прямого действия

$$T_{\rm P}^2 \left(d^2 \eta / dt^2 \right) + T_{\rm K} \left(d\eta / dt \right) + \delta_Z \eta = \varphi - \Theta_{\rm P} \alpha_{\rm P}.$$
(2.23)

Постоянная времени чувствительного элемента регулятора

$$T_{\rm P} = \sqrt{\mu Z_{\rm PO} / (2E_{\rm O})},$$

где μ – приведённая к муфте масса чувствительного элемента и связанных с ней деталей регулятора и топливного насоса; E_O – начальное значение восстанавливающей силы, определяемое предварительной деформацией пружины ($E_O = i_{\Pi}b\Delta\psi_P$, где i_{Π} – передаточное отношение механизма, связывающего муфту с пружиной; b – жёсткость пружины; $\Delta\psi_P$ – предварительная деформация пружины, устанавливаемая оператором).

Постоянная времени, характеризующая силы гидравлического трения регулятора

$$T_{\rm K} = \nu Z_{\rm PO} / (2E_{\rm O}),$$

где v – фактор торможения;

Сила гидравлического трения при движении муфты регулятора

$$F_{\Gamma} = \nu \big(d\Delta Z_{\rm P} / dt \big),$$

где $d\Delta Z_{\rm P}/dt$ – скорость перемещения муфты.

Степень неравномерности регулятора

$$\delta_{\rm Z} = \left(Z_{\rm PO} / \omega_{\rm PO} \right) \left(d \omega_{\rm P} / d Z_{\rm P} \right) = F_{\rm P} Z_{\rm PO} / \left(2 E_{\rm O} \right),$$

где фактор устойчивости

$$F_{\rm P} = \left(\frac{\partial E}{\partial Z_{\rm P}}\right) - \omega_{\rm P}^2 \left(\frac{dA}{dZ_{\rm P}}\right),$$

где $E = f(Z_p)$ – восстанавливающая сила, обеспечивающаяся сдеформированной пружиной; поддерживающая сила чувствительного элемента $A\omega_p^2$ обеспечивается центробежной силой грузов регулятора, при этом $A = f(Z_p)$.

Коэффициент усиления по настройке скоростного режима

$$\Theta_{\rm P} = \left(\frac{\partial E}{\partial \psi_{\rm P}}\right) \psi_{\rm PO} / \left(2E_{\rm O}\right).$$

При исследовании переходных процессов, определении частотных характеристик и решении задач устойчивости динамических систем удобнее пользоваться дифференциальными уравнениями этих систем в операторной записи.

Дифференциальное уравнение двигателя (2.19) в операторной записи через передаточные функции входных координат примет вид:

$$\varphi = Y_{\mathcal{A}}^{\varepsilon}(p)\varepsilon + Y_{\mathcal{A}}^{\rho}(p)\rho + Y_{\mathcal{A}}^{\alpha}(p)\alpha_{\mathcal{A}}, \qquad (2.24)$$

где передаточная функция по ходу рейки топливного насоса

$$Y_{\mathrm{A}}^{\varepsilon}(p) = \frac{1}{d_{\mathrm{A}}(p)} = \frac{1}{T_{\mathrm{A}}p + k_{\mathrm{A}}};$$

передаточная функция по давлению наддува

$$Y^{\rho}_{\mathcal{A}}(p) = \frac{\Theta_{\rho}}{d_{\mathcal{A}}(p)} = \frac{\Theta_{\rho}}{T_{\mathcal{A}}p + k_{\mathcal{A}}};$$

передаточная функция по нагрузке

$$Y^{\alpha}_{\mathrm{J}}(p) = -\frac{\Theta_{\mathrm{J}}}{d_{\mathrm{J}}(p)} = -\frac{\Theta_{\mathrm{J}}}{T_{\mathrm{J}}p + k_{\mathrm{J}}};$$

собственный оператор двигателя

$$d_{\mathrm{A}}(p) = T_{\mathrm{A}}p + k_{\mathrm{A}};$$

оператор дифференцирования $p = \frac{d}{dt}$.

Дифференциальное уравнение турбокомпрессора (2.20) в операторной записи примет вид:

$$\varphi_{\rm K} = Y_{\rm K}^{\xi}(p)\xi + Y_{\rm A}^{\varepsilon}(p)\varepsilon + Y_{\rm K}^{\rho}(p)\rho, \qquad (2.25)$$

где собственный оператор

$$d_{\rm K}(p) = T_{\rm T}p + k_{\rm T};$$

передаточные функции этого уравнения:

$$Y_{\mathrm{K}}^{\xi}(p) = \frac{1}{T_{\mathrm{T}}p + k_{\mathrm{T}}}, \ Y_{\mathrm{K}}^{\varepsilon}(p) = \frac{\Theta_{\mathrm{h}}}{T_{\mathrm{T}}p + k_{\mathrm{T}}}, \ Y_{\mathrm{K}}^{\rho}(p) = -\frac{\Theta_{\mathrm{P}}}{T_{\mathrm{T}}p + k_{\mathrm{T}}}.$$

Дифференциальное уравнение впускного коллектора (2.21) в операторной записи примет вид:

$$\rho = Y_{\rm B}^{\phi_{\rm K}}\left(p\right)\phi_{\rm K} + Y_{\rm B}^{\phi}\left(p\right)\phi, \qquad (2.26)$$

где собственный оператор

$$d_{\rm B}(p) = T_{\rm B}p + k_{\rm B};$$

передаточные функции:

$$Y_{\rm B}^{\phi_{\rm K}}(p) = \frac{1}{T_{\rm B}p + k_{\rm B}}, \ Y_{\rm B}^{\phi}(p) = -\frac{\Theta_{\rm B}}{T_{\rm B}p + k_{\rm B}}.$$

Дифференциальное уравнение выпускного коллектора (2.22) в операторной записи примет вид:

$$\xi = Y_{\xi}^{\varphi}(p)\varphi + Y_{\xi}^{\rho}(p)\rho + Y_{\xi}^{\varepsilon}(p)\varepsilon, \qquad (2.27)$$

где собственный оператор

$$d_{\xi}(p) = T_{\Gamma}p + k_{\Gamma};$$

передаточные функции:

$$Y_{\xi}^{\varphi}(p) = \frac{1}{T_{\Gamma}p + k_{\Gamma}}, \ Y_{\xi}^{\varphi}(p) = \frac{\Theta_{\Gamma}}{T_{\Gamma}p + k_{\Gamma}}, \ Y_{\xi}^{\varepsilon}(p) = -\frac{\Theta_{\varepsilon}}{T_{\Gamma}p + k_{\Gamma}}$$

Дифференциальное уравнение автоматического регулятора прямого действия (2.23) в операторной записи примет вид:

$$\eta = Y_{\rm P}^{\varphi}(p)\varphi + Y_{\rm P}^{\alpha}(p)\alpha_{\rm P}, \qquad (2.28)$$

где собственный оператор чувствительного элемента регулятора

$$d_{\rm P}(p) = T_{\rm P}^2 p^2 + T_{\rm K} p + \delta_Z;$$

передаточные функции:

$$Y_{\rm P}^{\phi}(p) = \frac{1}{T_{\rm P}^2 p^2 + T_{\rm K} p + \delta_{\rm Z}}, \ Y_{\rm P}^{\alpha}(p) = -\frac{\Theta_{\rm P}}{T_{\rm P}^2 p^2 + T_{\rm K} p + \delta_{\rm Z}}.$$

Относительные координаты функциональных элементов дизельного двигателя и их передаточные функции представлены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

№ по	Фульклионалти	Координаты		Перецатонные	
схеме рис. 2.8	Функциональн ый элемент	Входные	Выходная	функции	
1 - 2	Двигатель	$\alpha_{\mathrm{A}}^{}, \rho, \varepsilon$	$\phi=\phi^{\alpha}+\phi^{\rho}+\phi^{\epsilon}$	$Y^{lpha}_{{ m I\!I}}ig(pig);Y^{ ho}_{{ m I\!I}}ig(pig);Y^{arepsilon}_{{ m I\!I}}ig(pig)$	
3	Впускной коллектор	ϕ, ϕ_{K}	$\rho = \rho^{\phi} + \rho^{\phi_{K}}$	$Y^{\mathrm{\phi}}_{\mathrm{B}}(p);Y^{\mathrm{\phi}_{\mathrm{K}}}_{\mathrm{B}}(p)$	
4	Выпускной коллектор	ρ,φ,ε	$\xi = \xi^{\rho} + \xi^{\varphi} + \xi^{\varepsilon}$	$Y^{\rho}_{\xi}(p);Y^{\varphi}_{\xi}(p);Y^{\varepsilon}_{\xi}(p)$	
5 - 6	Автономный турбокомпрес сор	ξ,ρ,ε	$\phi_{\rm K} = \phi_{\rm K}^{\xi} + \phi_{\rm K}^{\rho} + \phi_{\rm K}^{\epsilon}$	$Y_{\mathrm{K}}^{\xi}(p);Y_{\mathrm{K}}^{\rho}(p);Y_{\mathrm{K}}^{\varepsilon}(p);$	
7	Автоматическ ий регулятор	$\phi, \alpha_{\rm P}$	$\eta = \eta^{\phi} + \eta^{\alpha}$	$Y_{\mathrm{P}}^{\varphi}(p);Y_{\mathrm{P}}^{\alpha}(p)$	

Относительные координаты функциональных элементов дизельного двигателя и их передаточные функции

Двигатель в совокупности с впускным и выпускным коллекторами и турбокомпрессором, т.е. включающий в себя элементы 1–6 по функциональной схеме (рис. 2.8), назовем комбинированным. Динамические свойства такого

двигателя в целом определяются совокупностью динамических свойств всех входящих в него элементов, то есть совокупностью дифференциальных уравнений (2.19) – (2.22) или (2.24) – (2.27), составляющих систему.

Выходной координатой комбинированного двигателя является изменение угловой скорости коленчатого вала φ ($\varphi = \Delta \omega_e / \omega_{eo}$), а входными координатами – перемещение рейки топливного насоса ε ($\varepsilon = \Delta h_p / h_{PO}$) и изменение нагрузки α_{π} ($\alpha_{\pi} = \Delta N / N_O$).

Газотурбинный наддув влияет на динамические свойства двигателя. Автономный газотурбинный наддув при набросе нагрузки приводит к более продолжительному переходному процессу.

Совокупность двигателя и регулятора, обеспечивающего в процессе работы поддержание в заданных пределах значений регулируемого параметра двигателя, называется системой автоматического регулирования (САР) двигателя.

В существующих САР дизельного двигателя, как правило, используется принцип Ползунова-Уатта, по которому регулирование частоты вращения вала происходит путем изменения подачи топлива в двигатель. Выходная координата регулятора η ($\eta = \Delta Z_P/Z_{PO}$) непосредственно воздействует на орган управления двигателя – положение рейки топливного насоса ε .

Такая связь при увеличении угловой скорости вала двигателя ω_e должна привести к уменьшение цикловой подачи топлива ($\Delta g_{II} < 0$), что и обеспечивается в САР главной отрицательной обратной связью, характеризуемой условием: $\eta = -\varepsilon$.

Операторная запись дифференциального уравнения дает возможность получить передаточные функции элемента, характеризующие воздействия на него той или иной входной координаты. Число передаточных функций каждого элемента соответствует числу его входных координат.

Передаточные функции дают возможность перейти от функциональной схемы динамической системы к структурной, являющейся основой динамического анализа.

Вид структурной схемы будет определяться уровнем решаемых задач динамики.

Если требуется провести анализ работы каждого элемента системы, а это особенно важно при решении задач синтеза, то структурная схема системы должна быть представлена в развернутом виде, где четко отражен каждый ее функциональный элемент.

Развернутая структурная схема дизеля с автономным турбокомпрессором и САР частоты вращения его вала путем регулирования подачи топлива в соответствии с уравнениями (2.24) – (2.27), табл. 2.2 и с учетом главной отрицательной обратной связи $\eta = -\varepsilon$ приведена на рис. 2.9.

57



Рис. 2.9. Развёрнутая структурная схема дизеля с автономным турбокомпрессором и всережимным регулятором частоты вращения прямого действия

Дифференциальное уравнение комбинированного дизельного двигателя с турбонаддувом получим в результате решения системы уравнений (2.19) – (2.22) или (2.24) – (2.27), которое в обычной записи имеет вид:

$$T_{\mathcal{A}4}^{4} \frac{d^{4} \varphi}{dt^{4}} + T_{\mathcal{A}3}^{3} \frac{d^{3} \varphi}{dt^{3}} + T_{\mathcal{A}2}^{2} \frac{d^{2} \varphi}{dt^{2}} + T_{\mathcal{A}1} \frac{d\varphi}{dt} + k_{\mathcal{A}H} \varphi = T_{\varepsilon 3}^{3} \frac{d^{3} \varepsilon}{dt^{3}} + T_{\varepsilon 2}^{2} \frac{d^{2} \varepsilon}{dt^{2}} + T_{\varepsilon 1} \times \frac{d\varepsilon}{dt} + k_{\varepsilon} \varepsilon - T_{\alpha 3}^{3} \frac{d^{3} \alpha_{\mathcal{A}}}{dt^{3}} - T_{\alpha 2}^{2} \frac{d^{2} \alpha_{\mathcal{A}}}{dt^{2}} - T_{\alpha 1} \frac{d\alpha_{\mathcal{A}}}{dt} - k_{\alpha} \alpha_{\mathcal{A}}.$$

$$(2.29)$$

Здесь:

$$\begin{split} T_{A4}^{4} &= T_{A}T_{T}T_{B}T_{r}; \\ T_{A3}^{3} &= T_{r} \Big[T_{A} \Big(T_{T}k_{B} + T_{B}k_{T} \Big) + T_{T}T_{B}k_{A} \Big]; \\ T_{A2}^{2} &= T_{A} \Big[T_{T}k_{B}k_{T} + T_{B}k_{T}k_{T} + T_{r} \Big(k_{T}k_{B} + \Theta_{p} \Big) \Big] + T_{T} \Big[T_{B}k_{A}k_{T} + T_{r} \Big(k_{r}k_{B} + \Theta_{p}\Theta_{B} \Big) \Big]; \\ T_{A1}^{2} &= T_{A} \Big(k_{T}k_{B}k_{T} + \Theta_{p}k_{T} - \Theta_{T} \Big) + T_{r}k_{r} \Big(k_{A}k_{B} + \Theta_{p}\Theta_{B} \Big) + T_{B}k_{A}k_{r}k_{T} + \\ &+ T_{r} \Big[k_{A} \Big(k_{T}k_{B} + \Theta_{p} \Big) + \Theta_{p}\Theta_{B}k_{T} \Big]; \\ k_{B01}^{2} &= k_{A} \Big[k_{r} \Big(k_{B}k_{T} + \Theta_{p} \Big) - \Theta_{r} \Big] - \Theta_{p} \Big(1 - \Theta_{B}k_{T}k_{\Gamma} \Big); \\ T_{e3}^{3} &= T_{T}T_{B}T_{r}; \\ T_{e2}^{2} &= T_{T} \Big(T_{B}k_{T} + T_{r}k_{B} \Big) + T_{B}T_{r}k_{T}; \\ T_{e1}^{2} &= \Big(T_{T}k_{B} + T_{B}k_{T} \Big) k_{r} + T_{r} \Big(\Theta_{h}\Theta_{p} + \Theta_{p} + k_{T}k_{B} \Big); \\ k_{e}^{2} &= k_{r} \Big(k_{r}k_{B} + \Theta_{h}\Theta_{p} + \Theta_{p} \Big) - \Theta_{e}\Theta_{p} - \Theta_{r}; \\ T_{a3}^{3} &= T_{T}T_{B}T_{r}\Theta_{A}; \\ T_{e2}^{2} &= \Big[T_{T} \Big(T_{R}k_{r} + T_{r}k_{B} \Big) + T_{B}T_{r}k_{T} \Big] \Theta_{A}; \\ T_{e1}^{2} &= \Big[k_{r} \Big(t_{r}k_{B} + T_{B}k_{T} \Big) + T_{r}k_{r}k_{B} + T_{r}\Theta_{p} \Big] \Theta_{A}; \\ k_{a} &= \Theta_{A}k_{r} \Big(k_{r}k_{B} + \Theta_{p} \Big) - \Theta_{A}\Theta_{r}, \end{split}$$

где постоянные времени $T_{д1}$, T_{d2} , T_{d3} , T_{d4} , $T_{\varepsilon 1}$, $T_{\varepsilon 2}$, $T_{\varepsilon 3}$, $T_{\alpha 1}$, $T_{\alpha 2}$, $T_{\alpha 3}$ в секундах.

В операторной форме уравнение (2.29) имеет вид:

$$d_{\mathrm{dH}}(p)\varphi = S_{\mathrm{d}}(p)\varepsilon - U_{\mathrm{d}}(p)\alpha_{\mathrm{d}}, \qquad (2.30)$$

где собственный оператор двигателя с газотурбинным наддувом

$$d_{\rm dH}(p) = T_{\rm d4}^4 p^4 + T_{\rm d3}^3 p^3 + T_{\rm d2}^2 p^2 + T_{\rm d} p + k_{\rm dH};$$

оператор воздействия по перемещению органа управления (по управлению)

$$S_{\rm A}(p) = T_{{\rm e}3}^3 p^3 + T_{{\rm e}2}^2 p^2 + T_{{\rm e}1}p + k_{\rm e};$$

оператор воздействия по нагрузке (по возмущению)

$$U_{\rm A}(p) = T_{a3}^3 p^3 + T_{a2}^2 p^2 + T_{a1} p + k_{a}.$$

Через передаточные функции уравнение (2.30) выразится следующим образом

$$\varphi = Y_{\mathcal{A}H}^{\varepsilon}(p)\varepsilon + Y_{\mathcal{A}H}^{\alpha}(p)\alpha_{\mathcal{A}}, \qquad (2.31)$$

передаточные функции которого

$$Y_{\rm ZH}^{\varepsilon}\left(p\right) = \frac{S_{\rm Z}\left(p\right)}{d_{\rm ZH}\left(p\right)}, \ Y_{\rm ZH}^{\alpha}\left(p\right) = -\frac{U_{\rm Z}\left(p\right)}{d_{\rm ZH}\left(p\right)}.$$

Выходная координата комбинированного двигателя (двигателя с турбонадувом) – φ, входные координаты – ε, α_д.

Относительные координаты комбинированного дизельного двигателя и автоматического регулятора представлены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Относительные координаты комбинированного дизельного двигателя и автоматического регулятора

№ по	Функциональные	Координаты		Передаточные
схеме рис.	элементы	Входные	Выходная	функции
2.8				
1 - 6	Комбинированный	α,,ε	$\phi = \phi^{\alpha} + \phi^{\varepsilon}$	$Y^{\alpha}_{\mathrm{TH}}(p); Y^{\varepsilon}_{\mathrm{TH}}(p)$
	двигатель			
7	Автоматический	$\phi, \alpha_{\rm P}$	$\eta = \eta^{\varphi} + \eta^{\alpha}$	$Y^{\varphi}_{\scriptscriptstyle P}(p); \overline{Y^{\alpha}_{\scriptscriptstyle P}(p)}$
	регулятор		••••	

Свернутая структурная схема комбинированного дизельного двигателя (с автономным турбонаддувом) с автоматическим регулятором прямого действия и отрицательной обратной связью $\eta = -\varepsilon$ приведена на рис. 2.10. Данная схема и соответствующие ей математические модели (2.29) или (2.30), (2.31) и (2.23)

или (2.28) используются при анализе общей работы комбинированного дизельного двигателя и синтезе параметров автоматического регулятора в общей САР двигателя.



Рис. 2.10. Свёрнутая структурная схема дизеля с турбонаддувом и всережимным регулятором частоты вращения прямого действия

При исследовании динамики машинных агрегатов, когда двигатель как энергетическая машина, вместе с автоматическим регулятором входит единым функциональным элементом, САР двигателя должна быть представлена единым дифференциальным уравнением и соответствующей ему структурной схемой.

Совместное решение уравнений (2.29) и (2.23) или (2.30) и (2.28) с учетом отрицательной обратной связи $\eta = -\varepsilon$ позволяет получить дифференциальное уравнение САР двигателя, которое в операторной записи имеет вид:

$$D(p)\varphi = U(p)\alpha_{\rm P} - B(p)\alpha_{\rm A}, \qquad (2.32)$$

где собственный оператор САР

$$D(p) = d_{\mathrm{HH}}(p)d_{\mathrm{P}}(p) + S_{\mathrm{H}}(p);$$

а операторы воздействия –

$$U(p) = S_{\mathrm{A}}(p)\Theta_{\mathrm{P}}, B(p) = U_{\mathrm{A}}(p)d_{\mathrm{P}}(p).$$

Через передаточные функции уравнение (2.32) выразится в следующем виде:

$$\varphi = Y_{\text{CAP}}^{\text{P}}(p)\alpha_{\text{P}} + Y_{\text{CAP}}^{\text{P}}(p)\alpha_{\text{P}}, \qquad (2.33)$$

где передаточная функция САР по настройке регулятора

$$Y_{\rm CAP}^{\rm P}(p) = U(p)/D(p);$$

передаточная функция САР по нагрузке (возмущению) на двигатель

$$Y_{\mathrm{CAP}}^{\mathrm{A}}(p) = -B(p)/D(p).$$

Уравнение (2.32) в обычной записи имеет вид:

$$A_{6}\frac{d^{6}\varphi}{dt^{6}} + A_{5}\frac{d^{5}\varphi}{dt^{5}} + A_{4}\frac{d^{4}\varphi}{dt^{4}} + A_{3}\frac{d^{3}\varphi}{dt^{3}} + A_{2}\frac{d^{2}\varphi}{dt^{2}} + A_{1}\frac{d\varphi}{dt} + A_{0}\varphi = U_{3}\frac{d^{3}\alpha_{P}}{dt^{3}} + U_{2}\frac{d^{2}\alpha_{P}}{dt^{2}} + U_{1}\frac{d\alpha_{P}}{dt} + U_{0}\alpha_{P} - B_{5}\frac{d^{5}\alpha_{\Pi}}{dt^{5}} - B_{4}\frac{d^{4}\alpha_{\Pi}}{dt^{4}} - B_{3}\frac{d^{3}\alpha_{\Pi}}{dt^{3}} - B_{2}\frac{d^{2}\alpha_{\Pi}}{dt^{2}} - B_{1}\frac{d\alpha_{\Pi}}{dt} - B_{0}\alpha_{\Pi}, \qquad (2.34)$$

где

$$\begin{split} A_6 &= T_{{\rm A}4}^4 T_{\rm P}^2; \\ A_5 &= T_{{\rm A}3}^3 T_{\rm P}^2 + T_{{\rm A}4}^4 T_{\rm K}; \\ A_4 &= T_{{\rm A}2}^2 T_{\rm P}^2 + T_{{\rm A}3}^3 T_{\rm K} + T_{{\rm A}4}^4 \delta_{\rm Z}; \\ A_3 &= T_{{\rm A}1} T_{\rm P}^2 + T_{{\rm A}2}^2 T_{\rm K} + T_{{\rm A}3}^3 \delta_{\rm Z} + T_{{\varepsilon}3}^3; \\ A_2 &= T_{\rm P}^2 k_{\rm AH} + T_{{\rm A}1} T_{\rm K} + T_{{\rm A}2}^2 \delta_{\rm Z} + T_{{\varepsilon}2}^2; \end{split}$$

$$\begin{split} A_{1} &= T_{\mathrm{K}} k_{\mathrm{ZH}} + T_{\mathrm{ZI}} \delta_{\mathrm{Z}} + T_{\varepsilon^{1}}; \\ A_{0} &= k_{\mathrm{ZH}} \delta_{\mathrm{Z}} + k_{\varepsilon}; \\ U_{3} &= T_{\varepsilon^{3}}^{3} \Theta_{\mathrm{P}}; \\ U_{2} &= T_{\varepsilon^{2}}^{2} \Theta_{\mathrm{P}}; \\ U_{2} &= T_{\varepsilon^{2}}^{2} \Theta_{\mathrm{P}}; \\ U_{1} &= T_{\varepsilon^{1}} \Theta_{\mathrm{P}}; \\ U_{0} &= k_{\varepsilon} \Theta_{\mathrm{P}}; \\ B_{5} &= T_{\alpha^{3}}^{3} T_{\mathrm{P}}^{2}; \\ B_{4} &= T_{\alpha^{2}}^{2} T_{\mathrm{P}}^{2} + T_{\alpha^{3}}^{3} T_{\mathrm{K}}; \\ B_{3} &= T_{\alpha^{1}} T_{\mathrm{P}}^{2} + T_{\alpha^{2}}^{2} T_{\mathrm{K}} + T_{\alpha^{3}}^{3} \delta_{\mathrm{Z}}; \\ B_{2} &= T_{\mathrm{P}}^{2} k_{\alpha} + T_{\alpha^{1}} T_{\mathrm{K}} + T_{\alpha^{2}}^{2} \delta_{\mathrm{Z}}; \\ B_{1} &= T_{\mathrm{K}} k_{\alpha} + T_{\alpha^{1}} \delta_{\mathrm{Z}}; \\ B_{0} &= k_{\alpha} \delta_{\mathrm{Z}}. \end{split}$$

Структурная схема САР дизельного двигателя в соответствии с уравнением (2.33) приведена на рис. 2.11.

Координаты η и є для САР двигателя являются внутренними, поэтому на структурной схеме рис. 2.11 они отсутствуют в отличие от схем на рис. 2.9 и 2.10.



Рис. 2.11. Свёрнутая структурная схема САР дизельного двигателя

2.2.4. Оценка эффективности функционирования дизельного двигателя

Эффективность работы дизельного двигателя [86] оценивается на установившемся режиме следующими показателями: эффективной мощностью N_e (кВт), развиваемой на коленчатом валу; эффективным коэффициентом полезного действия η_e ; часовым G_T (кг/ч) и эффективным удельным $g_e = 1000G_T/N_e$ [г/(кВт·ч)] расходами топлива. При этом влияние на КПД динамики процесса нагружения не учитывается. В связи с интенсификацией рабочих процессов машин в последнее время в ряде публикаций [130, 133, 134] и др. на этот факт обращается внимание, вплоть до того, что предлагается ввести понятие динамического КПД [134], определяемого с учётом неустановившегося характера нагружения машины и её функциональных элементов. Но в этом случае теряется изначальный смысл, вложенный в понятие КПД [3, 109]. Да, и комплексный оценочный показатель g_e не отвечает в полной мере принципам системотехники.

Необходимо заметить, что установившийся режим работы двигателя является частным случаем неустановившегося режима. Поэтому задача оценки эффективности работы дизельного двигателя является актуальной и требует для своего решения новых подходов, основанных на принципах системотехники и энергетической концепции [49].

Системный подход к функционированию любой машины характеризуется следующими принципами [88]:

1. Критерий оценки эффективности должен быть объективно определяемой и физически измеримой величиной.

2. Оценка эффективности требует цельного охвата системы. Процедура оценки эффективности должна идти от целого к частному - сверху вниз.

3. Эффективность подсистемы любого уровня иерархии должна оцениваться по критерию надсистемы. Критерии оценки системы и всех её подсистем должны быть связаны прямой зависимостью.

4. Эффективность – нормированный по отношению к затратам ресурсов результат действия системы на определённом интервале времени.

Результатом функционирования двигателя является эффективная мощность $N_{\rm e}(t)$, а затратным ресурсом – расход (подача) топлива $G_{\rm T}(t)$. Таким образом, в соответствии с принципами системотехники в качестве показателя эффективности функционирования двигателя должна быть принята удельная мощность

 $N_{\rm yg}(t) = N_{\rm e}(t)/G_{\rm T}(t)$, характеризующая величину эффективной мощности, развиваемой двигателем, на единицу затраченного энергоносителя (топлива).

Поскольку физической основой функционирования двигателя является в соответствии с законом сохранения энергии [47] управляемый энергетический поток (2.16), то показатель эффективности должен иметь энергетическую

основу. Показатели $G_{\rm T}(t)$ и $N_{\rm e}(t)$ являются одновременно координатами рабочего процесса двигателя и его энергетического потока, поэтому они определяют в целом энергетический показатель рабочего процесса двигателя $\Im_{\rm п.дB}(t)$. В качестве критерия эффективности рабочего процесса дизельного двигателя, т.е. и его целевой функции, примем максимум энергетического показателя [47]:

$$\begin{aligned} \Im_{\Pi, \text{ДB}}(t) &= \Phi \Big[G_{\text{T}}(t), N_{\text{e}}(t) \Big] = N_{\text{e}}(t) / G_{\text{T}}(t) \equiv \\ &\equiv N_{\text{yg}}(t) \ [\kappa \text{BT}/(\kappa \Gamma/\Psi) = 3600 \kappa \text{Дж/kr}] \Longrightarrow \text{max}, \end{aligned}$$
(2.35)

характеризующий в данный момент времени максимальную удельную мощность, т.е. максимальную величину эффективной механической энергии на валу двигателя, произведённой на единицу затраченного энергоносителя (топлива).

Являясь отношением выходной координаты энергетического потока к входной, выразим энергетический показатель системы «дизельный двигатель» $\Im_{\Pi, \text{дB}}(t)$ в соответствии с преобразовательными стадиями энергетического потока (2.16) [49]:

$$\begin{aligned} \Im_{\Pi, \text{дB}}(t) &= \Im_{\Pi, \text{TД}}(t) \Im_{\Pi, \text{KIIIM}}(t); \\ \Im_{\Pi, \text{TД}}(t) &= N_{G_{\text{T}}}(t) / G_{\text{T}}(t) [\kappa \text{BT/} (\kappa \Gamma / \Psi) = 3600 \, \text{кДж/ Kr}]; \\ \Im_{\Pi, \text{KIIIM}}(t) &= N_{\text{e}}(t) / N_{G_{\text{T}}}(t). \end{aligned}$$

$$(2.36)$$

Энергетический показатель термодинамического процесса двигателя $\Im_{\Pi.TД}(t)$ характеризует в данный момент времени количество тепловой энергии, генерируемой в двигателе при сгорании единицы углеводородного топлива; $\Im_{\Pi.KШM}(t)$ – энергетический показатель кривошипно-шатунного механизма двигателя, характеризующий в данный момент времени количество механической энергии на валу двигателя, произведённой на единицу тепловой энергии сгоревшего в цилиндрах двигателя углеводородного топлива.

У дизельного двигателя процесс сгорания углеводородного топлива, в результате чего химическая энергия переходит в тепловую, и превращение при этом тепловой энергии в механическую энергию происходит внутри цилиндра. Кривошипно-шатунный механизм, состоящий из цилиндров, поршней, шатунов и коленчатого вала, воспринимает давление газов (тепловую энергию) и преобразует возвратно-поступательное движение поршней во вращательное движение коленчатого вала (механическую энергию). На установившемся режиме работы двигателя при угловой скорости вращения коленчатого вала $\omega_e = \text{const}$, т.е. $d\omega_e/dt = 0$ и отсутствии инерционных сил и моментов, имеем:

$$N_{G_{TO}} = G_{TO} H_{H} / 3600 (\kappa BT);$$

$$\eta_{e} = N_{eO} / N_{G_{TO}} = \eta_{M} \eta_{i};$$

$$\Im_{\Pi.TДO} = N_{G_{TO}} / G_{TO} = H_{H} (\kappa Дж / \kappa \Gamma);$$

$$\Im_{\Pi.KIIIMO} = N_{eO} / N_{G_{TO}} = \eta_{e};$$

$$\Im_{\Pi.ДBO} = \Im_{\Pi.TДO} \Im_{\Pi.KIIIMO} = H_{H} \eta_{e} (\kappa Дж / \kappa \Gamma)$$

$$unu \ \Im_{\Pi.ДBO} = N_{eO} / N_{G_{TO}} [\kappa BT / (\kappa \Gamma / \Psi)] =$$

$$= 3600 \kappa Дж / \kappa \Gamma] = 10^{-3} g_{eO}^{-1} [\Gamma / (\kappa BT \cdot \Psi)]^{-1},$$

(2.37)

где $H_{\rm H}$ – удельная теплота сгорания углеводородного топлива, т.е. плотность его энергии, кДж/кг (для дизельного топлива $H_{\rm H}$ = 41900...42500 кДж/кг [86]); $\eta_{\rm e}$, η_{i} , $\eta_{\rm M}$ – эффективный, индикаторный и механический КПД двигателя.

На основе системного подхода и энергетической концепции предложен новый показатель эффективности работы дизельного двигателя и его подсистем (2.36) – энергетические показатели $\Im_{\Pi, \text{дB}}(t)$, $\Im_{\Pi, \text{TД}}(t)$, $\Im_{\Pi, \text{КШМ}}(t)$, значение которых на установившемся режиме представлены в выражении (2.37), где удельная теплота сгорания углеводородного топлива является частным случаем термодинамического энергетического показателя $H_{\text{и}} = \Im_{\Pi, \text{тД O}}$, эффективный КПД – частным случаем энергетического показателя кривошипно-шатунного механизма $\eta_{\text{e}} = \Im_{\Pi, \text{КШМ O}}$, удельный эффективный расход топлива – частным случаем обратной величины энергетического показателя двигателя $g_{\text{eo}} = 10^{-3}/\Im_{\Pi, \text{дв O}}$, а также $\eta_{\text{e}} = \Im_{\Pi, \text{дв O}}/H_{\text{и}}$.

Анализ дифференциальных уравнений (2.19) – (2.34) и структурных схем 2.11 позволяет проследить процесс трансформации рис. 2.9, 2.10. математической модели дизельного двигателя в зависимости от задач исследования динамики машинных агрегатов. Эти уравнения и структурные схемы отражают функционирование дизельного двигателя как сложной динамической системы. Но нельзя забывать, что функциональное назначение дизельного двигателя как энергетической машины – быть источником механической энергии. В этом случае его входной координатой является подача энергоносителя (расход топлива G_т, кг/ч), а выходной – эффективная мощность (мощность на валу двигателя N_e, кВт), которые связаны между собой функциональной зависимостью (2.35):

$$N_{\rm e} = G_{\rm T} \mathcal{P}_{\Pi,\rm ZB}, \qquad (2.38)$$

где Э_{пдв} – энергетический показатель двигателя, кВт/(кг/ч) = 3600кДж/кг.

Используя основные зависимости из теории двигателей внутреннего сгорания [86], было получено следующее выражение Э_{П,ДВ О} для установившегося режима работы:

$$\Theta_{\Pi,\text{ДBO}} = \frac{\eta_e H_{\text{H}}}{3600} \,\text{kBt/(kr/ч)} = \eta_e H_{\text{H}}(\text{k}\text{Д}\text{ж/k}\text{r}), \qquad (2.39)$$

где η_e – эффективный КПД двигателя; H_{μ} – удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Выражения (2.38), (2.39) характеризуют энергетический процесс двигателя, а выражение (2.33) отражает динамику его функционирования как системы. Оба выражения (2.33) и (2.38) имеют самую компактную запись связи входных и выходной координат двигателя.

Совместный анализ этих выражений позволяет рассмотреть энергетику двигателя с учётом структуры его динамической системы и режима нагружения.

Расход топлива двигателем равен [86]:

$$G_{\rm T} = g_{\rm II} n_{\rm II} ({\rm K} \Gamma / {\rm Y}), \qquad (2.40)$$

где g_{\downarrow} – цикловая подача топлива в двигатель, кг; n_{\downarrow} – число рабочих циклов двигателя за час работы, ч⁻¹.

У четырёхтактного двигателя число рабочих циклов за час в два раза меньше числа оборотов коленчатого вала за тоже время, т.е.

$$n_{\rm II} = \frac{n_{\rm e}}{2} = \frac{1}{2} \frac{30\omega_{\rm e}}{\pi} \, 60 \approx 300\omega_{\rm e} \, ({\rm q}^{-1}),$$
 (2.41)

где угловая скорость коленчатого вала двигателя ω_e в с⁻¹.

$$g_{\mathrm{II}} = f\left(h_{\mathrm{p}}\right) = k_{\mathrm{g}_{\mathrm{II}}}h_{\mathrm{p}}(\mathrm{K}\mathrm{\Gamma}), \qquad (2.42)$$

где $k_{g_{\mathcal{U}}}$ – параметр топливного насоса, кг/мм; h_p – перемещение рейки топливного насоса, управляющей цикловой подачей топлива, мм.

Из выражений (2.40), (2.41), (2.42) получим:

$$G_{\rm T} \approx 300 k_{g_{\rm II}} h_{\rm p} \omega_{\rm e} ({\rm Kr/ \Psi}). \tag{2.43}$$

С учётом главной отрицательной обратной связи в САР ($\varepsilon = -\eta$) имеем:

$$h_{\rm p} = h_{\rm p}^* - i_Z z_{\rm p}. \tag{2.44}$$

Если принять во внимание, что $M_{\rm C} = f(\omega_{\rm e}, N)$, где настройка N потребителя является главным параметром изменения нагрузки и при этом $\alpha_{\rm d} = \Delta N/N_{\rm O}$ является входной координатой САР со стороны внешней среды, то можно принять

$$\Delta M_{\rm C}/M_{\rm CO} \approx \Delta N/N_{\rm O} = \alpha_{\rm A}$$
.

Текущие значения показателей двигателя:

$$M_{\rm C} = M_{\rm CO} + \Delta M_{\rm C} = (1 + \alpha_{\rm A}) M_{\rm CO};$$

$$\omega_{\rm e} = \omega_{\rm eo} + \Delta \omega_{\rm e} = (1 + \varphi) \omega_{\rm eo};$$

$$N_{\rm e} = \omega_{\rm e} M_{\rm C} = N_{\rm eo} + \Delta N_{\rm e} = (1 + \beta) N_{\rm eo};$$

$$h_{\rm P} = h_{\rm PO} + \Delta h_{\rm P} = (1 + \varepsilon) h_{\rm PO};$$

$$Z_{\rm P} = Z_{\rm PO} + \Delta Z_{\rm P} = (1 + \eta) Z_{\rm PO};$$

$$\varepsilon = -\eta,$$

$$(2.45)$$

где $\alpha_{\rm d} = \Delta N/N_{\rm o}$, $\varphi = \Delta \omega_{\rm e}/\omega_{\rm eo}$, $\varepsilon = \Delta h_{\rm p}/h_{\rm PO}$, $\eta = \Delta Z_{\rm P}/Z_{\rm PO}$, $\alpha_{\rm p} = \Delta \psi_{\rm P}/\psi_{\rm PO}$, $\beta = \Delta N_{\rm e}/N_{\rm eo}$.

Для выбранного равновесного (установившегося) режима нагружения $M_{eo} = M_{CO} = const$ значения ω_{eo} , G_{TO} , N_{eo} , $\partial_{\Pi, IBO}$ при работе двигателя на регуляторной ветви внешней характеристики $M_{eo} = 0...M_{eHO}$ (M_{eHO} – номинальный крутящий момент двигателя при установившемся режиме нагружения) будут равны:

$$\begin{split} & \omega_{eo} = \omega_{eX} - \alpha_{\omega} M_{CO} \ (c^{-1}); \\ & G_{TO} = G_{TX} + \alpha_{G} M_{CO} \ (\kappa z/y); \\ & N_{eo} = \omega_{eo} M_{CO} = \omega_{eX} M_{CO} - \alpha_{\omega} M_{CO}^{2} \ (\kappa Bm); \\ & \Im_{\Pi, ДB0} = N_{eo} / G_{TO} = \frac{\omega_{eX} M_{CO} - \alpha_{\omega} M_{CO}^{2}}{G_{TX} + \alpha_{G} M_{CO}} [\kappa Bm/(\kappa z/y) = 3600 \kappa \mathcal{I}_{\mathcal{I}\mathcal{I}} \kappa \mathcal{I}_{\mathcal{I}}; \\ & \eta_{e} = 3600 \Im_{\Pi, \mathcal{I}BO} / H_{H}, \end{split}$$

$$(2.46)$$

где ω_{eX} , G_{TX} – угловая скорость коленчатого вала и расход топлива на режиме холостого хода (при $M_e = M_C = 0$); α_{ω} – параметр регуляторной ветви характеристики $\omega_{eo} = f(M_{eo})$, (кН·м·с)⁻¹; α_G – параметр регуляторной ветви характеристики $G_{TO} = f(M_{eo})$, (кГ/ч)(кН·м)⁻¹; η_{eo} – эффективный КПД двигателя для выбранного равновесного режима нагружения; Э_{П.ДВО} в кВт/(кг/ч), а H_{μ} в кДж/кг.

С учётом выражения (2.44) для выбранного установившегося режима нагружения имеем:

$$h_{\rm po} = h_{\rm p}^* - i_Z z_{\rm P0}. \tag{2.47}$$

Расход топлива, с учётом зависимостей (2.43) и (2.45), будет равен:

$$G_{\rm T} = 300k_{g_{\rm II}}h_{\rm PO}\left(1+\varepsilon\right)\left(1+\phi\right)\omega_{\rm eo} = G_{\rm TO}\left(1-\eta\right)\left(1+\phi\right),\tag{2.48}$$

где $G_{\rm TO} = 300 k_{g_{\rm II}} h_{\rm PO} \omega_{\rm eo}$ – расход топлива в выбранном равновесном режиме.

Текущие значения выходных показателей двигателя при динамическом (неустановившемся) режиме нагружения $M_{\rm C} = (1 + \alpha_{\rm A}) M_{\rm CO}$:

$$\begin{split} \omega_{e} &= \left[1 + Y_{CAP}^{P}(p) \alpha_{P} + Y_{CAP}^{\Pi}(p) \alpha_{\Pi} \right] \omega_{eo}; \\ N_{e} &= \left[1 + Y_{CAP}^{P}(p) \alpha_{P} + Y_{CAP}^{\Pi}(p) \alpha_{\Pi} \right] (1 + \alpha_{\Pi}) N_{eo}; \\ G_{T} &= \left[1 + Y_{CAP}^{P}(p) \alpha_{P} + Y_{CAP}^{\Pi}(p) \alpha_{\Pi} \right] \times \\ \times \left\{ 1 - \left[Y_{P}^{\alpha}(p) + Y_{P}^{\phi}(p) Y_{CAP}^{P}(p) \right] \alpha_{P} - Y_{P}^{\phi}(p) Y_{CAP}^{\Pi}(p) \alpha_{\Pi} \right\} G_{TO}; \\ \Im_{\Pi, \Pi B} &= \left(1 + \alpha_{\Pi} \right) \Im_{\Pi, \Pi BO} / \left\{ 1 - \left[Y_{P}^{\alpha}(p) + \right. \right. \\ &+ Y_{P}^{\phi}(p) Y_{CAP}^{P}(p) \right] \alpha_{P} - Y_{P}^{\phi}(p) \alpha_{\Pi} \right\}. \end{split}$$

$$(2.49)$$

Внешними постоянно действующими возмущениями на САР двигателя являются нагрузка $\alpha_{\rm d}$ и управляющее воздействие $\alpha_{\rm p}$ (настройка регулятора), которые и представляют собой входные координаты. Выходной координатой САР двигателя является изменение φ угловой скорости коленчатого вала $\omega_{\rm e}$, а её производной – развиваемая (эффективная) мощность $N_{\rm e}$, изменение которой оценивается безразмерным коэффициентом $\beta = \Delta N_{\rm e}/N_{\rm eo}$.

Если настройка регулятора в процессе работы остаётся неизменной ($\psi_{\rm P}=\psi_{\rm PO}=const$), то $\alpha_{\rm P}=0$.

При установившейся нагрузке на двигатель $(M_{\rm C} = M_{\rm CO} = {\rm const})$ имеем $\alpha_{\rm p} = 0.$

Динамическое нагружение двигателя $(\alpha_{d} \neq 0)$, вызывающее неустановившийся режим работы, связано со следующими видами внешних возмущений:

1. Ступенчатое нагружение – при $t \le 0$ $\alpha_{\pi}(t) = 0$, при t > 0

 $\alpha_{\rm d}(t) = \alpha_{\rm do} = {\rm const.}$ При $\alpha_{\rm d} = +1,0$ – наброс нагрузки от холостого хода до выбранного равновесного режима при N_0 (+ $\Delta N = N_0$). При $\alpha_{\rm d} = -1,0$ – полный сброс нагрузки (- $\Delta N = N_0$).

2. Гармоническое возмущение $-\alpha_{d}(t) = \alpha_{dO} \cos \Omega t$, где α_{dO} - амплитуда колебаний входной координаты; Ω - частота возмущающего воздействия.

3. Монотонно возрастающее возмущение $-\alpha_{\rm A}(t) = \alpha_{\rm AO} t$, где $\alpha_{\rm AO}$ – интенсивность нарастания нагрузки.

4. Сложное периодическое возмущение $-\alpha_{\pi}(t) = f(t)$ с периодом колебаний $T = 2\pi/\Omega$, где Ω - частота этого возмущения.

5. Случайное возмущение $-\alpha_{\rm d}(t) = f(t)$ является случайной функцией времени, т.е. случайным процессом.

Эффективный КПД двигателя η_e характеризует степень использования тепловой энергии сгоревшего в цилиндрах двигателя углеводородного топлива (энергоносителя) с учётом всех потерь – как тепловых, так и механических. Он представляет собой отношение эффективной мощности механической энергии на валу двигателя к мощности тепловой энергии сгоревшего в цилиндрах двигателя углеводородного топлива на установившемся режиме работы.

Выражение (2.49) является для $\Im_{\Pi, ДB}$ обобщённым, так как отражает процессы не только в самом двигателе, но и в обслуживающей его САР, т.е. во всей функциональной системе «дизельный двигатель» с учётом действия внешних возмущений, что подтверждает системность подхода к решению задач анализа функционирования двигателя как сложной механической системы, являющейся генератором механической энергии. При $\alpha_{\rm p} = 0$ и $\alpha_{\rm d} = 0$

 $\Im_{\Pi, ДB O} = \frac{H_{\rm H} \eta_{\rm e}}{3600} [\kappa {\rm BT}/(\kappa {\rm r}/{\rm y})]$ или $\Im_{\Pi, ДB O} = H_{\rm H} \eta_{\rm e} (\kappa {\rm Д} {\rm k}/{\rm k}{\rm r}),$ т.е. $\eta_{\rm e}$ является частным случаем $\Im_{\Pi, ДB O} / H_{\rm H}.$

Итак, получено аналитическое выражение нового комплексного оценочного показателя эффективности работы дизельного двигателя при неустановившемся режиме нагружения – энергетического показателя Э_{пдв}, который, в отличие от эффективного КПД η_e , учитывает динамический характер работы всей функциональной системы «дизельный двигатель».

2.3. Функционирование колёсного движителя ЗТМ

Землеройно-транспортная машина осуществляет разработку грунта непосредственно в процессе движения. Вследствие этого колёсный движитель ЗТМ работает в тяжёлом тяговом режиме, обусловленном как особенностями своего функционального назначения, так и динамикой процесса нагружения.

Тяговые качества колёсного движителя ЗТМ определяются характеристикой буксования [155], представляющей зависимость коэффициента буксования δ от развиваемой им силы тяги *T*, или относительной силой тяги ψ ($\psi = T/R$, где *R* – нормальная реакция опорной поверхности) для данного типа движителя и опорной поверхности.

2.3.1. Функционирование ведущего колеса с пневматической шиной

Рассмотрим работу ведущего колеса с пневматической шиной при возрастающей силе тяги [13, 19, 153]:

$$T_{\rm K}(t) = T_{\rm K0} + A_{T_{\rm K}}t, \qquad (2.50)$$

где T_{K0} – начальное значение силы тяги колеса; A_{T_K} – интенсивность её возрастания; *t* – время процесса.

Тяговый режим (2.50) характерен для ЗТМ цикличного действия (бульдозер, скрепер, фронтальный погрузчик), а также имеет место у ЗТМ непрерывного действия (автогрейдер, грейдер-элеватор) на начальном участке врезания рабочего органа в грунта.

В тяговых расчётах колёсных ЗТМ принято считать, что текущее значение δ зависит только от абсолютной величины силы тяги колеса $T_{\rm K}$, а характер её изменения не учитывается.

Исходя из целевой функции колёсного движителя – передачи энергии от силовой установки к раме машины путём преобразования вращательного движения с угловой скоростью $\omega_{\rm K}$ в поступательное с линейной скоростью $\upsilon_{\rm d}$, а крутящего момента $M_{\rm K}$ в силу тяги $T_{\rm K}$, пару «ведущее колесо – опорная поверхность» рассмотрим как передаточный механизм, звенья которого обладают деформационными, диссипативными и инерционными свойствами. Динамическая модель системы «ведущее колесо – грунтовая опорная поверхность» при прямолинейном движении приведена на рис. 2.12, а. Здесь: 1 – диск с ободом; 2 – пневматическая шина; 3 – грунтовая опорная поверхность; 4 – рама; $F_{\rm K}$ – горизонтальная (тяговая) нагрузка на колесо; $G_{\rm K}$ – вертикальная нагрузка на колесо с учётом его собственного веса; $M_{\rm K}$ – крутящий момент, подводимый к колесу от силовой установки; $T_{\rm K}$ – горизонтальная реакция опорной поверхности, которая на рис. 2.12,6 трансформирована через крутящий момент $M_{\rm K}$ (см. рис. 2.2,а,г) в силу тяги $T_{\rm K}$, приложенную к оси колеса

71

противоположно нагрузке $F_{\rm K}$; $R_{\rm K}$ – нормальная реакция опорной поверхности; $M_{j{\rm K}}$ – момент сопротивления качению колеса, обусловленный рядом факторов, в том числе и смещением реакции $R_{\rm K}$ с вертикали, проходящей через ось колеса; $M_{j{\rm K}}$ – инерционный момент колеса; $P_{j{\rm K}{\rm X}}$, $P_{j{\rm K}{\rm Z}}$ – инерционные силы колеса в горизонтальном и вертикальном направлениях; $\omega_{\rm K}$ – угловая скорость колеса; $\upsilon_{\rm d}$ – скорость поступательного движения оси колеса с рамой; r_0 – радиус недеформированной шины; $r_{\rm d}$ – динамический радиус колеса; C_i , K_i – коэффициенты жесткости и демпфирования *i*-го элемента; $\lambda_{\rm m}$, $\lambda_{\rm r}$ – нормальная деформация шины и грунта.



Рис. 2.12. Модели системы «ведущее колесо – грунтовая опорная поверхность»

Исходные положения, принятые для рассматриваемой модели:

- колесо представлено двухмассовой системой, состоящей из жёсткого диска с ободом и пневматической шины, являющейся упруговязким элементом, в основу которого положена модель Кельвина – Фойгта (задержанная упругая реакция) с линейной жёсткостью C_{III} [138];
- грунтовая опорная поверхность рассматривается как упруговязкопластичная среда [97]. В её основу положена модель Кельвина – Фойгта с линейной жёсткостью C_Г, характеризуемой сопротивлением упругому и пластичному деформированию в общей упруговязкопластичной модели;
скольжение шины по опорной поверхности представлено моделью Сен-Венана с сухим трением [97] плоского элемента, состоящего из протекторной резины и защемлённого во впадинах протектора грунта [155].

Сила трения скольжения шины, согласно закону Амонтона – Кулона,

$$P_{\mu} = R_{\rm K} \mu_{\rm III}, \qquad (2.51)$$

где µ_ш – коэффициент внешнего трения шины.

Принципиальное отличие динамической модели (рис. 2.12, а) от модели [138] состоит в том, что в ней учитывается тангенциальная деформация грунтовой опорной поверхности x_{Γ} и скольжение шины x_{CK} , которые имеют существенное значение на тяговом режиме работы колёсного движителя ЗТМ. От модели [8] она отличается тем, что в ней учитываются вязкие свойства шины K_{III} , вязкие свойства грунта при горизонтальной (тангенциональной) деформации $K_{\Gamma x}$ и скольжение шины x_{CK} .

На основании модели (рис. 2.12, а) составим функцию положения передаточного механизма «ведущее колесо – грунтовая опорная поверхность», связывающую обобщённую координату ведомого звена (поступательное перемещение оси колеса) с обобщённой координатой ведущего звена (угол поворота диска с ободом β₀:

$$\Pi(\beta_0) = r_{\mathcal{A}}\beta_0 - \left[\left(\Delta x_{\mathcal{I}\mathcal{I}} + r_{\mathcal{A}}\Delta\beta_{\mathcal{I}\mathcal{I}} \right) + x_{\Gamma} + x_{\mathcal{C}\mathcal{K}} \right]$$

ИЛИ

$$\Pi(\beta_{0}) = (1 - \delta) r_{\mu}\beta_{0};$$

$$\delta = \frac{x_{\mu} + x_{\Gamma} + x_{CK}}{r_{\mu}\beta_{0}};$$

$$x_{\mu} = \Delta x_{\mu} + r_{\mu}\Delta\beta_{\mu},$$
(2.52)

где $\Delta x_{\rm III}, \Delta \beta_{\rm III}$ – продольная деформация и угол закрутки шины при повороте оси колеса на угол β_0 ; $x_{\rm III}, x_{\rm CK}$ – тангенциальные деформации шины, грунта и величина скольжения шины при повороте обода колеса на угол β_0 .

Анализ скорости, являющийся производной функции положения по координате ведущего звена, равен

$$\Pi'(\beta_0) = \frac{d\Pi(\beta_0)}{d\beta_0} = (1-\delta)r_{\mu}.$$

Скорость ведомого звена определится как

$$\upsilon_{\mathrm{d}} = \Pi'(\beta_0)\omega_{\mathrm{K}} = (1-\delta)r_{\mathrm{d}}\omega_{\mathrm{K}}.$$

Откуда

$$\delta = 1 - \frac{\upsilon_{\mathcal{I}}}{\upsilon_{K}},\tag{2.53}$$

здесь $\upsilon_{\rm K} = r_{\rm A} \omega_{\rm K}$.

Выражение (2.53), полученное из функции положения, представляет собой классическую формулу коэффициента буксования ведущего колеса. Таким образом, согласно выражению (2.52), коэффициент буксования ведущего колеса с пневматической шиной δ может быть определён аналитически через текущие значения $x_{\rm III}, x_{\rm T}$ и $x_{\rm CK}$:

$$\delta = \delta_{\mathrm{III}} + \delta_{\Gamma} + \delta_{\mathrm{CK}}; \delta_{\mathrm{III}} = x_{\mathrm{III}} / l_{\mathrm{K}}, \delta_{\Gamma} = x_{\Gamma} / l_{\mathrm{K}}; \delta_{\mathrm{CK}} = x_{\mathrm{CK}} / l_{\mathrm{K}}$$
 или $\delta_{\mathrm{CK}} = \dot{x}_{\mathrm{CK}} / \upsilon_{\mathrm{K}},$ (2.54)

где $\dot{x}_{\rm CK}$ – скорость скольжения шины; $l_{\rm K}$ – длина контакта шины, при этом $\beta_0 \cong l_{\rm K} / r_{\rm II}$.

При модуле деформации грунта $E_{\Gamma} > 5$ МПа $\lambda_{III} \gg \lambda_{\Gamma}$ [150] и в этом случае для ЗТМ

$$l_{\rm K} = 2k_l \sqrt{2r_0 \lambda_{\rm III}};$$

$$r_{\rm A} \cong r_{\rm CT} = r_0 - \lambda_{\rm III}; \ \lambda_{\rm III} = G_{\rm K} \ / \ E_{\rm III}, \}$$
(2.55)

здесь k_l – коэффициент, учитывающий тип шины; $E_{\rm III}$ – модуль нормальной жёсткости шины; $r_{\rm CT}$ – статический радиус колеса.

На рис. 2.12, б представлена расчётная модель для определения $x_{III}, x_{\Gamma}, x_{CK}$ или \dot{x}_{CK} , составленная на основании общей модели (рис. 2.12, а). Здесь $m_{IIIX}, m_{\Gamma X}$ – массы шины и грунта, деформируемые в тангенциальном направлении; m_{CK} – масса шины и защемлённого протектором грунта, скользящая относительно опорной поверхности; $C_{IIIX}, C_{\Gamma X}$ – коэффициенты тангенциальной жёсткости шины и грунта; $K_{IIIX}, K_{\Gamma X}$ – коэффициенты демпфирования шины и грунта в тангенциальном направлении. Коэффициент C_{IIIX} одновременно учитывает крутильную C_{IIIB} и продольную C'_{IIIX} жёсткости шины.

Расчётная модель представляет сложную цепную неразветвлённую динамическую схему, общее решение которой состоит из решений элементарных моделей, представленных системой дифференциальных уравнений:

$$m_{IIIX}\ddot{x}_{III} + K_{IIIX}\dot{x}_{III} + C_{IIIX}x_{III} = T_{K};$$

$$m_{\Gamma X}\ddot{x}_{\Gamma} + K_{\Gamma X}\dot{x}_{\Gamma} + C_{\Gamma X}x_{\Gamma} = T_{K}';$$

$$m_{CK}\ddot{x}_{CK} + P_{\mu} = T_{K}'',$$

$$(2.56)$$

где $T'_{\rm K} = T_{\rm K} - m_{\rm IIIX} \ddot{x}_{\rm III}; T''_{\rm K} = T'_{\rm K} - m_{\rm \Gamma X} \ddot{x}_{\rm \Gamma}; P_{\mu} = (G_{\rm K} \pm P_{\rm JKZ}) \mu_{\rm III}.$

На основании исследований И.В. Крагельского, Г.М. Бартенева [10] и других авторов структура коэффициента внешнего трения шины μ_{III} при возрастающей силе тяги может быть представлена функциональной зависимостью от скорости υ_{CK} и ускорения $\dot{\upsilon}_{CK}$ скольжения с учётом ненулевых начальных условий в виде коэффициента трения покоя μ_{III0} :

$$\mu_{\mathrm{III}} = \mu_{\mathrm{III0}} + \mu_{\mathrm{III}} \left(\upsilon_{\mathrm{CK}}, \ \dot{\upsilon}_{\mathrm{CK}} \right).$$

Для режима $T_{\rm K}(t) = A_{T_{\rm K}}t$ характеристика $\mu_{\rm III}$ по данным наших экспериментальных исследований имеет вид

$$\mu_{\rm III} = \mu_{\rm III0} + \left(\nu_2 \upsilon_{\rm CK}^{-0.5} - \nu_1\right) \upsilon_{\rm CK} + \alpha_{\mu} A_{T_{\rm K}} \dot{\upsilon}_{\rm CK}, \qquad (2.57)$$

где V_1 , V_2 , α_{μ} – параметры характеристики.

Исходные положения, принятые при решении математической модели (2.56) [13, 27]: 1) сила тяги, развиваемая ведущим колесом 3TM и приложенная к его оси (обоснование дано в параграфе 2.1.2), принимается детерминированной монотонно возрастающей функцией $T_{\rm K}(t) = T_{\rm K0} + A_{T_{\rm K}}t$, характер которой определяется главным образом сопротивлением грунта копанию; 2) вертикальная нагрузка $G_{\rm K}$ принимается квазистатической, так как в процессе разработки грунта интенсивность её изменения меньше, чем у $F_{\rm K}$ и $T_{\rm K}$; 3) для 3TM на тяговом режиме работы расчётным грунтовым условием [150] является срезанный суглинок нормальной влажности и естественной плотности $E_{\Gamma} = 5...10$ МПа и как следствие $\lambda_{\rm III} \gg \lambda_{\Gamma}$, поэтому нормальной деформацией грунта пренебрегаем по сравнению с деформацией шины); 4) влияние силовой установки и привода, т.е. характер изменения $\omega_{\rm K}$, на процесс буксования не исследуется.

Аналитическое решение уравнений системы (2.56) дано в работе [13] и повторно в работе [27].

Методика определения параметров $C_{\mu\nu}, K_{\mu\nu}, C_{\Gamma\nu}, K_{\Gamma\nu}, \alpha_{\mu}$ динамической модели системы «пневмоколёсный движитель – грунтовая опорная поверхность» изложена в работе [21].

Для режима $T_{\rm K}(t) = T_{\rm K0} + A_{T_{\rm K}}t$ с учётом того, что $m_{\rm IIIX}\ddot{\rm x}_{\rm III} \ll K_{\rm IIIX}\dot{\rm x}_{\rm III}$ и $m_{\rm FX}\ddot{\rm x}_{\rm \Gamma} \ll K_{\rm FX}\dot{\rm x}_{\rm \Gamma}$ (по результатам проведённых расчётов), а характер изменения $G_{\rm K}(t), R_{\rm K}(t), l_{\rm K}(t), V_{\rm K}(t)$ является квазистатическим, так как $G_{\rm K} \gg P_{\rm JKZ}, F_{\rm K} \gg P_{\rm JKX}, F_{\rm K}r_{\rm J} \gg M_{\rm JK}$, динамический коэффициент буксования ведущего колеса в результате решения системы (2.56) будет равен [13, 27]

$$\delta(t) = \delta - A_{T_{K}} \frac{1}{l_{K}(t)} \left(\frac{K_{IIIX}}{C_{IIIX}^{2}} + \frac{K_{\Gamma X}}{C_{\Gamma X}^{2}} \right) - A_{T_{K}}^{2} \frac{1}{\upsilon_{K}} \frac{1}{\tau_{K}(t) - \mu_{III0}} \frac{\alpha_{\mu}}{\nu_{I}} \times \left(\frac{\nu_{2} - \sqrt{\nu_{2}^{2} - 4\nu_{I}} \left[\frac{T_{K}(t)}{G_{K}(t)} - \mu_{III0} \right]}{2\nu_{I}} \right)^{2}.$$
(2.58)

Статический коэффициент буксования [13, 27]

$$\delta = \frac{1}{l_{\rm K}(t)} \left(\frac{1}{C_{\rm IIIX}} + \frac{1}{C_{\rm FX}}\right) T_{\rm K}(t) + \frac{1}{\nu_{\rm K}(t)} \left(\frac{\nu_2 - \sqrt{\nu_2^2 - 4\nu_1 \left[\frac{T_{\rm K}(t)}{G_{\rm K}(t)} - \mu_{\rm III0}\right]}}{2\nu_1}\right)^2.$$
(2.59)

В формулах (2.58), (2.59) $\delta(t), T_{K}(t), G_{K}(t), l_{K}(t), \upsilon_{K}(t)$ представляют собой абсолютные значения в данный момент времени *t*.

При
$$\frac{T_{\rm K}(t)}{G_{\rm K}(t)} \le \mu_{\rm III0}$$
: $\dot{\mathbf{x}}_{\rm CK} = 0$ и выражение $\frac{T_{\rm K}(t)}{G_{\rm K}(t)} - \mu_{\rm III0} = 0$.

тангенциальная деформация шины и грунта имеют место, т.е. $x_{\text{III}}(t) + x_{\Gamma}(t) > 0$ и $\delta_{\text{III}}(t) + \delta_{\Gamma}(t) > 0$ при $T_{\text{K}}(t) > T_{\text{K30}}$. Величина силы тяги, характеризующая запаздывание буксования на начальном участке характеристики $\delta(t) = f[T_{\text{K0}}, A_{T_{\text{K}}}]$ при $T_{\text{K0}} = 0$, будет

$$T_{\rm K30} = A_{T_{\rm K}} \frac{K_{\rm IIIX} / C_{\rm IIIX}^2 + K_{\Gamma X} / C_{\Gamma X}^2}{1 / C_{\rm IIIX} + 1 / C_{\Gamma X}}.$$
 (2.60)

Шина начинает скользить по опорной поверхности, т.е. $\dot{\mathbf{x}}_{CK}(t) > 0$ и $\delta_{CK}(t) > 0$, при $T_{K}(t) > T_{KCK}$, где

$$T_{\rm KCK} = \mu_{\rm III0} G_{\rm K}(t) + A_{T_{\rm K}}^2 \frac{\alpha_{\mu}}{\nu_1}.$$
 (2.61)

На предельные значения коэффициентов буксования накладываются ограничения: $\delta = 1$, $\delta(t) = 1$.

Расчётные характеристики динамического коэффициента буксования ведущего колеса с шиной размером 12,00-20 при $G_{\rm K} = 17$ кH = const на срезанном суглинистом грунте влажностью 23 % и плотностью по ударнику ДорНИИ 7...8 ударов ($E_{\Gamma} = 7$ МПа) с нанесёнными на них экспериментальными данными, полученными по результатам тяговых испытаний колёсного движителя 3TM, представлены на рис. 2.13. Монотонно возрастающая тяговая нагрузка $F_{\rm K}$ создавалась с помощью специального тормозного агрегата, при этом $T_{\rm KO} \cong 3$ кH.

Анализ выражения (2.58) и графических зависимостей на рис. 2.13 позволяет сделать следующий основной вывод. С увеличением интенсивности возрастания силы тяги A_{T_K} коэффициент буксования ведущего колеса ЗТМ $\delta(t)$ уменьшается при заданном конечном значении $T_K(t)$. В процессе работы ЗТМ интенсивностью A_{T_K} можно управлять путём изменения глубины резания или скорости вращения ведущих колёс в пределах заданной мощности двигателя. На величину уменьшения $\delta(t)$ влияют также параметры грунтовой поверхности и колеса. Статический режим нагружения движителя тяговой нагрузкой можно рассматривать как частный случай динамического $A_{T_K} = 0$.



Рис. 2.13. Характеристики буксования ведущего колеса при возрастающей силе тяги: $1 - A_{T_{K}} = 0$; $2 - A_{T_{K}} = 0,35$ кH/c; $3 - A_{T_{K}} = 0,875$ кH/c; $4 - A_{T_{K}} = 1,25$ кH/c.

Экспериментальные данные (рис. 2.13) подтверждают общие закономерности теоретических зависимостей $\delta(t) = f [T_{K0}, A_{T_K}]$. При $A_{T_K} = 1,25$ кH/с теоретическое значение $T_{K30} = 2,1$ кH. В эксперименте при возрастании $T_K(t)$ от $T_{K0} = 2,8$ кH до 5,2 с $A_{T_K} = 1,25$ кH/с $\delta(t) = \delta = 0,05 = \text{const}$, т.е. происходит задержка буксования, и $T_{K3} = 2,4$ кH $\cong T_{K30}$. Расхождение теоретических и экспериментальных значений для фиксированной величины силы тяги в диапазоне $T_K(t) = 2,5...12,5$ кH при $A_{T_K} = 0...1,25$ кH/с не превышает 5 %.

Полученные результаты углубляют теорию колёсного движителя землеройно-транспортных машин.

2.3.2. Функционирование двухосного колёсного движителя с блокированным приводом

Двухосный колёсный движитель с блокированным приводом в настоящее время широко используется в автогрейдерах, бульдозерах и других землеройнотранспортных машинах.

Известно, что окружные скорости отдельных колёс движителя могут отличаться друг от друга, в то время как их оси, связанные с рамой машины, двигаются с одинаковой скоростью. Вследствие этого неизбежно выравнивание скоростей поступательного движения ведущих колёс за счёт их пробуксовывания. Таким образом, при работе многоколёсного движителя с блокированным приводом могут иметь место два вида буксования ведущих колёс. Буксование, обусловленное действием на колёса силовых факторов, будем характеризовать силовым коэффициентом буксования δ_c , а вызываемое рассогласованием теоретических поступательных скоростей осей ведущих колёс движителя – кинематическим коэффициентом буксования δ_k . Такое разделение коэффициентов буксования ведущих колёс движителя – кинематическим ведущих колёс чётко отражает первопричину явлений и согласуется с «кинематическим» и «силовым» уводом последних при криволинейном движении [12].

Рассмотрим буксование двухосного четырёхколёсного движителя с блокированным приводом колёс при равномерном прямолинейном движении ЗТМ с целью получения в аналитической форме функциональной зависимости полных коэффициентов буксования колёс каждой оси движителя δ_1 , δ_2 и их составляющих δ_{c1} , δ_{c2} , δ_{K1} , δ_{K2} [15]. Индекс 1 относится к передней, а индекс 2 к задней оси движителя.

Для жёсткой замкнутой материальной системы, состоящей из двух твёрдых тел, у которой направления векторов поступательных скоростей обоих тел совпадают, количество движения (импульс системы) запишется в виде

$$K = K_1 + K_2. (2.62)$$

где K_1, K_2 – количество движения (импульсы) частей системы в виде двух твёрдых тел (передней и задней осей движителя) при их условном автономном движении; m – приведённая масса колёсного движителя; m_1, m_2 – приведённые массы движителя, приходящиеся соответственно на его переднюю и заднюю оси; $\upsilon_{\rm d}$ – действительная поступательная скорость движителя (скорость движения машины); $\upsilon_{\rm T1}, \upsilon_{\rm T2}$ – теоретические скорости поступательного движения передней и задней осей колёсного движителя при их условном автономном автономном движении.

Решив уравнение (2.62) с учётом выражений (2.63) и введя коэффициенты распределения приведённой массы движителя по его осям $k_{\rm m}$, $k_{\rm m1}$, $k_{\rm m2}$, получим

$$\upsilon_{\Pi} = k_{m1}\upsilon_{T1} + k_{m2}\upsilon_{T2}, \qquad (2.64)$$

где $k_{m1} = \frac{m_1}{m}, k_{m2} = \frac{m_2}{m}, k_m = \frac{k_{m2}}{k_{m1}} = \frac{m_2}{m_1}.$

Теоретические скорости поступательного движения осей движителя определим через окружные скорости колёс [150, 161]:

$$\begin{array}{l}
\upsilon_{T1} = \upsilon_{01} \left(1 - \delta_{C1} \right); \ \upsilon_{T2} = \upsilon_{02} \left(1 - \delta_{C2} \right); \\
\upsilon_{01} = \omega_{1} r_{Д1}, \ \upsilon_{02} = \omega_{2} r_{Д2}, \\
\end{array}$$
(2.65)

где $\upsilon_{01}, \upsilon_{02}$ – окружные скорости колёс передней и задней осей движителя; δ_{C1}, δ_{C2} – силовые коэффициенты буксования передних и задних колёс движителя; ω_1, ω_2 и $r_{д1}, r_{d2}$ – угловые скорости и динамические радиусы передних и задних колёс.

Коэффициент кинематического рассогласования теоретических поступательных скоростей колёс ведущих осей движителя равен [150, 161]

$$k_{\rm K} = \upsilon_{\rm T2} / \upsilon_{\rm T1}.$$
 (2.66)

В общем случае, когда сцепные качества передних и задних колёс движителя различны, т.е. $\delta_{C1} \neq \delta_{C2}$, имеем

$$k_{\rm K} = \frac{\upsilon_{02}}{\upsilon_{01}} \frac{1 - \delta_{\rm C2}}{1 - \delta_{\rm C1}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \frac{r_{\rm Z2}}{r_{\rm Z1}} \frac{1 - \delta_{\rm C2}}{1 - \delta_{\rm C1}}.$$
 (2.67)

Кинематические коэффициенты буксования колёс передней $\delta_{\rm K1}$ и задней $\delta_{\rm K2}$ осей движителя

$$\delta_{K1} = 1 - \frac{\upsilon_{\pi}}{\upsilon_{T1}} = 1 - (k_{m1} + k_{m2}k_{K});$$

$$\delta_{K2} = 1 - \frac{\upsilon_{\pi}}{\upsilon_{T2}} = 1 - (k_{m1} + k_{m2}k_{K})\frac{1}{k_{K}}.$$
(2.68)

Соответственно полные коэффициенты буксования колёс осей движителя

$$\begin{split} \delta_{1} &= 1 - \left(\upsilon_{\pi} / \upsilon_{01} \right) = 1 - \left(1 - \delta_{C1} \right) \left(1 - \delta_{K1} \right); \\ \delta_{2} &= 1 - \left(\upsilon_{\pi} / \upsilon_{02} \right) = 1 - \left(1 - \delta_{C2} \right) \left(1 - \delta_{K2} \right); \\ \delta_{1} &= 1 - k_{K} \frac{1 - \delta_{C1}}{1 - \delta_{C2}} \left(1 - \delta_{2} \right). \end{split}$$

$$\end{split}$$

$$(2.69)$$

В том случае, когда сцепные качества передних и задних колёс движителя одинаковы, т.е. $\delta_{C1} = \delta_{C2} = \delta_C$, имеем

$$k_{\rm K} = \frac{\upsilon_{02}}{\upsilon_{01}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \frac{r_{\rm H2}}{r_{\rm H1}};$$

$$\delta_1 = 1 - (1 - \delta_{\rm C})(1 - \delta_{\rm K1});$$

$$\delta_2 = 1 - (1 - \delta_{\rm C})(1 - \delta_{\rm K2});$$

$$\delta_1 = 1 - k_{\rm K}(1 - \delta_{\rm 2}).$$
(2.70)

При $\omega_2 = \omega_1 k_{\rm K} = \frac{r_{\rm Д2}}{r_{\rm Д1}}.$

Анализ выражений (2.69), (2.70) и рис. 2.14 показывает, что колеса одной из осей движителя катятся с буксованием (при $k_{\rm K} < 1$ – передней, т.е. $\upsilon_{\rm T1} > \upsilon_{\rm T2}$ и $\delta_1 > 0$) – ведущий режим. В то время как колеса другой оси (при $k_{\rm K} < 1$ – задней) в зависимости от условий движения (значений $\delta_{\rm C}$ и $k_{\rm K}$) катятся: в ведущем режиме при $\delta_2 > 0$, в свободном без буксования при $\delta_2 = 0$ или в тормозном при $\delta_2 < 0$. При $\delta_2 < 0$ имеет место циркуляция мощности в силовом приводе движителя от передней оси к задней.



Рис. 2.14. График режимов работы колёс оси движителя в зависимости от параметров $\delta_{\rm C}$ и $k_{\rm K}$: 1 – k_m = 0; 2 – k_m =1; 3 – k_m = ∞; 4 – автогрейдер ДЗ-99-2

Реальная область перехода колёс движителя самоходной колёсной ЗТМ из ведущего режима в тормозной небольшая — это область весьма малых значений коэффициента буксования δ_c и отличных от единицы значений коэффициента $k_{\rm K}$. Этим условиям отвечает движение машины с малой тяговой нагрузкой, колёса движителя которой существенно разного диаметра.

Линии 1 – 3 (рис. 2.14) представляют границу раздела областей ведущего $(\delta_2 > 0)$ и тормозного $(\delta_2 < 0)$ режимов работы колёс задней оси движителя при заданном значении коэффициента k_m . Кривая 4 характеризует ведущий режим работы ($\delta_2 > 0$) колёс задней оси движителя автогрейдера ДЗ-99-2, имеющего жёсткую симметричную балансирную подвеску ведущих колёс (k_m = 1, $\omega_1 = \omega_2$), в диапазоне изменения силы тяги $T_{\rm K} = 0...55,5$ кН при движении по суглинистой поверхности влажностью 21...23 % и показателем прочности 7...8 ударов ударника ДорНИИ. Кривая 4 построена по данным рис. 2.15, на котором представлены показатели буксования движителя при работе автогрейдера в режиме. Кинематическое рассогласование тяговом В данном случае обусловлено только изменением динамических радиусов передних и задних

колёс движителя $\left(k_{\rm K} = \frac{r_{\rm A2}}{r_{\rm A1}} < 1\right)$ в результате перераспределения вертикальной

нагрузки от силы тяжести автогрейдера *G* на них $\left(k_G = \frac{G_{K2}}{G_{K1}} > 1\right)$, так как

 $\omega_1 = \omega_2$ и $\delta_{C1} = \delta_{C2}$. Характеристика $\delta_C = \delta_C(T_K)$ является экспериментальной. Нагрузки G_{K1}, G_{K2} и соответствующие им значения радиусов $r_{Д1}, r_{Д2}$ рассчитаны по известным зависимостям [150]. Значения δ_{K1}, δ_{K2} определены по формулам (2.68), а δ_1, δ_2 по (2.70).

Как видно из рис. 2.15 и расчётов, $\delta_{\rm C} \cong \frac{1}{2} (\delta_1 + \delta_2)$, то есть перераспределение полных коэффициентов буксования δ_1, δ_2 происходит относительно среднего их значения, равного силовому коэффициенту буксования $\delta_{\rm C}$.



Рис. 2.15. Изменение параметров буксования двухосного колёсного движителя с блокированным приводом и балансирной подвеской автогрейдера ДЗ-99-2 в тяговом режиме на грунтовой опорной поверхности

Выводы. У самоходных колёсных ЗТМ с двухосным движителем и блокированным приводом на тяговом режиме в результате перераспределения вертикальной нагрузки на оси динамические радиусы ведущих колёс передней и задней осей становятся различными, что является причиной кинематического рассогласования их окружных скоростей и, как следствие, - перераспределения

буксования. При этом буксование колёс с большим радиусом увеличивается, а с меньшим – уменьшается.

При отсутствии кинематического рассогласования ($k_{\rm K} = 1$) сила тяги многоколёсного движителя с блокированным приводом распределяется по ведущим осям самоходных колёсных ЗТМ пропорционально величине вертикальной нагрузки на них, а при $k_{\rm K} \neq 1$ ещё и пропорционально величинам полных коэффициентов буксования ведущих колёс, определяемым по формулам (2.69) или (2.70).

2.3.3. Функционирование двухосного колёсного движителя с балансирной подвеской колёс и блокированным приводом

Схема силовой загрузки балансирного колесного движителя автогрейдера представлена на рис. 2.16. Она имеет некоторое отличие от схем, приведенных в работах [85, 141, 150]. На этой схеме T_{K1} , T_{K2} – это, прежде всего, тангенциальные реакции опорной поверхности на передние и задние колеса балансирного движителя. Отталкиваясь от опорной поверхности, ведущие колеса развивают на своих осях тяговые усилия, равные этим реакциям [62, 64, 79], которые через корпус балансира передаются на ось его подвески $O_{\rm E}$ к раме автогрейдера. $F_{\rm E}$ – тяговое сопротивление, передаваемое на ось балансира $O_{\rm E}$ от базовой машины и преодолеваемое суммарной силой тяги $T_{\rm K} = T_{\rm K1} + T_{\rm K2} = F_{\rm E}$.

Параметры загрузки балансира (см. рис. 2.16): $G_{\rm E}$ – сила тяжести автогрейдера, передаваемая на ось балансира $O_{\rm E}$; $F_{\rm E}$ – горизонтальная сила сопротивления от передвижения автогрейдера, преодолеваемая суммарной силой тяги движителя $T_{\rm K}$. Эти силы пассивные. Активным движущим фактором является крутящий момент $M_{\rm E}$, подводимый к балансиру с угловой скоростью $\omega_{\rm E}$, т.е. с мощностью $N_{\rm E}=M_{\rm E}\omega_{\rm E}$, и трансформируемый в силы тяги ведущих колес $T_{\rm K1}, T_{\rm K2}$ [62, 64, 79] через промежуточные передачи балансира с передаточным отношением $u_{\rm E}$ и механическим КПД $\eta_{\rm E}$.

Допущения:

1. Вертикальные реакции опорной поверхности на колеса R_{K1} и R_{K2} смещены в центральные опорные точки C_1 и C_2 колес с добавлением моментов сопротивления качению $M_{f1} = R_{K1}f_{K1}r_{C1}$ и $M_{f2} = R_{K2}f_{K2}r_{C2}$.

- 2. Силовые радиусы ведущих колес равны $r_{C1} = r_{C2} = r_{C.}$
- 3. Коэффициенты сопротивления качению колес равны $f_{K1} = f_{K2} = f_K$.



Рис. 2.16. Схема силовой загрузки симметричного балансира ведущих колес с блокированным приводом: *е* – эксцентриситет балансира; *b* – база балансира

Исходные зависимости:

$$M_{f1} = R_{K1}f_{K}r_{C}, M_{f2} = R_{K2}f_{K}r_{C}, M_{f} = M_{f1} + M_{f2};$$

$$R_{K} = R_{K1} + R_{K2} = G_{E}; T_{K} = T_{K1} + T_{K2} = F_{E}.$$
(2.71)

Крутящие моменты, подводимые к ведущим колесам,

$$M_{\rm K1} = (T_{\rm K1} + R_{\rm K1}f_{\rm K})r_{\rm C}; \ M_{\rm K2} = (T_{\rm K2} + R_{\rm K2}f_{\rm K})r_{\rm C}. \ (2.72)$$

Необходимый крутящий момент, подводимый к балансиру,

$$M_{\rm b} = \frac{M_{\rm K1} + M_{\rm K2}}{u_{\rm b}\eta_{\rm b}} = \frac{(T_{\rm K} + G_{\rm b}f_{\rm K})r_{\rm C}}{u_{\rm b}\eta_{\rm b}}.$$
 (2.73)

Относительная сила тяги, развиваемая колесным движителем,

$$\psi = \frac{T_{\rm K}}{R_{\rm K}} = \frac{T_{\rm K1} + T_{\rm K2}}{R_{\rm K1} + R_{\rm K2}} = \frac{T_{\rm K}}{G_{\rm B}}.$$
(2.74)

Из $\sum M_{C1} = 0$ имеем

$$R_{\rm K2}b - G_{\rm b}\frac{b}{2} - F_{\rm b}(r_{\rm C} + e) + M_{\rm b} - M_{f} = 0.$$

$$R_{\rm K2} = G_{\rm b}\left\{0, 5 + \frac{r_{\rm C}}{b}\left[\psi\left(1 + \frac{e}{r_{\rm C}}\right) - \frac{\psi + f_{\rm K}}{u_{\rm b}\eta_{\rm b}} + f_{\rm K}\right]\right\}.$$
(2.75)

Из $\sum M_{C2} = 0$ имеем

$$R_{\rm K1}b - G_{\rm B}\frac{b}{2} + F_{\rm E}(r_{\rm C} + e) - M_{\rm B} + M_{f} = 0.$$

$$R_{\rm K1} = G_{\rm B}\left\{0, 5 - \frac{r_{\rm C}}{b}\left[\psi\left(1 + \frac{e}{r_{\rm C}}\right) - \frac{\psi + f_{\rm K}}{u_{\rm E}\eta_{\rm E}} + f_{\rm K}\right]\right\}.$$
(2.76)

Формулы (2.75), (2.76) аналогичны формулам в работах [141, 150], однако их интерпретация выполнена некорректно. А именно, при $\psi = 0$

$$R_{\rm K1} = G_{\rm B} \left[0.5 - \frac{r_{\rm C}}{b} f_{\rm K} \left(1 - \frac{1}{u_{\rm B} \eta_{\rm B}} \right) \right], R_{\rm K2} = G_{\rm B} \left[0.5 + \frac{r_{\rm C}}{b} f_{\rm K} \left(1 - \frac{1}{u_{\rm B} \eta_{\rm B}} \right) \right],$$

а по графикам [141, 150] $R_{\rm K1} = R_{\rm K2} = 0.5G_{\rm E}$. Это возможно только при $\psi = 0$ и $u_{\rm E}\eta_{\rm E} = 1.0$.

Введем для передних и задних колес балансира относительные силы тяги

$$\psi_{1} = T_{K1} / R_{K1}; \psi_{2} = T_{K2} / R_{K2}.$$
(2.77)

Тогда

$$T_{K1} = \psi_1 R_{K1};$$

$$T_{K2} = \psi_2 R_{K2}.$$
(2.78)

Из выражения (2.74)

$$T_{\rm K} = \psi R_{\rm K} = \psi G_{\rm E}. \tag{2.79}$$

Так как $T_{\rm K} = T_{\rm K1} + T_{\rm K2}$, то $\psi G_{\rm b} = \psi_1 R_{\rm K1} + \psi_2 R_{\rm K2}$, откуда $G_{\rm b} = R_{\rm K1} + R_{\rm K2}$ только при $\psi_1 = \psi_2 = \psi$.

В этом случае:

$$M_{\rm K1} = (T_{\rm K1} + R_{\rm K1}f_{\rm K})r_{\rm C} = R_{\rm K1}(\psi + f_{\rm K})r_{\rm C};$$

$$M_{\rm K2} = (T_{\rm K2} + R_{\rm K2}f_{\rm K})r_{\rm C} = R_{\rm K2}(\psi + f_{\rm K})r_{\rm C};$$

$$M_{\rm K} = M_{\rm K1} + M_{\rm K2} = G_{\rm F}(\psi + f_{\rm K})r_{\rm C}.$$

Таким образом, при $G_{\rm 5}$, $f_{\rm K}$, $r_{\rm C} \approx {\rm const}$ функция $M_{\rm K} = f(\psi)$ близка к линейной, что подтверждается экспериментальными данными тяговых испытаний автогрейдера ДЗ – 40 А (Д – 598 А) [13].

Основным техническим документом самоходной ЗТМ является тяговая характеристика, в которой главной служит характеристика буксования движителя $\delta = f(\psi)$ (рис. 2.17). При $\psi = \varphi(\text{где } \varphi - \text{коэффициент сцепления})$ коэффициент буксования движителя $\delta = 1,0$ и ЗТМ стоит на месте.



Рис. 2.17. Характеристика буксования движителя $\delta = f(\psi)$

Если $\psi_1 \neq \psi_2$, то из характеристики $\delta = f(\psi)$ (рис. 2.17) имеем $\psi_1 \rightarrow \delta_1$, $\psi_2 \rightarrow \delta_2$, т.е $\delta_1 \neq \delta_2$. В этом случае при $\omega_{K1} = \omega_{K2} = \omega_K$ и $r_{C1} = r_{C2} = r_C$ теоретические скорости поступательного движения колес (при $\delta = 0$) будут $\upsilon_{T1} = \upsilon_{T2} = \omega_K r_C$, а действительные скорости движения (при $\delta \neq 0$) будут $\upsilon_{Д1} = \upsilon_T(1 - \delta_1)$ и $\upsilon_{Z2} = \upsilon_T(1 - \delta_2)$. Так как $\delta_1 \neq \delta_2$ из-за того, что $\psi_1 \neq \psi_2$, то и $\upsilon_{Z1} \neq \upsilon_{Z2}$. Но у двухосного движителя с жестко связанными балансиром колесами $\upsilon_{Z1} = \upsilon_{Z2} = \upsilon_L$. Т.е. в этом случае $\delta_1 = \delta_2$, а значит и $\psi_1 = \psi_2$.

У жестко связанных колес может быть $\upsilon_{T1} \neq \upsilon_{T2}$, когда $\omega_{K1} \neq \omega_{K2}$ (индивидуальный привод) или при блокированном приводе с $\omega_{K1} = \omega_{K2}$, когда $r_{C1} \neq r_{C2}$, но всегда обязательно будет $\upsilon_{Д1} = \upsilon_{Д2}$. На основании вышеизложенного сформулируем следующую теорему.

Теорема. Ведущие колеса с одинаковыми силовыми радиусами, соединённые жёсткой рамой и имеющие блокированный привод с равными угловыми скоростями, развивают силы тяги, пропорциональные нормальным реакциям на них опорной поверхности с одинаковым коэффициентом относительной силы тяги $\psi_1 = \psi_2 = \psi$.

Доказательство.

При $\psi_1 \neq \psi_2$: $\delta_1 \neq \delta_2$ и $\upsilon_{Д1} = \omega_K r_C (1 - \delta_1) \neq \upsilon_{Z2} = \omega_K r_C (1 - \delta_2)$. Но $\upsilon_{Z1} = \upsilon_{Z2}$, следовательно $\delta_1 = \delta_2$ и $\psi_1 = \psi_2$.

Анализ формул (2.75), (2.76) показывает, что для устранения перераспределения нормальных реакций опорной поверхности на колеса балансира $R_{\rm K1}$ и $R_{\rm K2}$ необходимо, чтобы эксцентриситет балансира был равен нулю (e = 0), и произведение передаточного отношения балансира на механический КПД должно быть равно $u_{\rm E}\eta_{\rm E} = 1$. Передаточное отношение балансира $u_{\rm E} = 1/\eta_{\rm E}$ в этом случае компенсирует влияние механического КПД и сопротивления качению [150].

Таким образом, при e = 0 и $u_{\rm b}\eta_{\rm b} = 1$ нормальные реакции опорной поверхности на колеса симметричного балансира всегда равны нагрузкам на оси колес независимо от относительной силы тяги и сопротивления качению, т.е. $R_{\rm K1} = R_{\rm K2} = G_{\rm b}/2$. Такой балансир называется полностью уравновешенным.

Однако, перераспределение нормальных реакций R_{K1} и R_{K2} вызывает автоматически перераспределение крутящих моментов M_{K1} , M_{K2} и мощностей N_{K1} , N_{K2} , подводимых к колесам балансира.

В этом случае:

$$T_{K1} = \psi R_{K1}, M_{K1} = (T_{K1} + R_{K1}f_{K})r_{C} = R_{K1}(\psi + f_{K})r_{C}, N_{K1} = M_{K1}\omega_{K} = R_{K1}(\psi + f_{K})r_{C}\omega_{E} / u_{E}; T_{K2} = \psi R_{K2}, M_{K2} = (T_{K2} + R_{K2}f_{K})r_{C} = R_{K2}(\psi + f_{K})r_{C}, N_{K2} = M_{K2}\omega_{K} = R_{K2}(\psi + f_{K})r_{C}\omega_{E} / u_{E}.$$

$$(2.80)$$

Объект исследований – легкий автогрейдер ДЗ – 40А [13] с колесной формулой 1×2×3 и механической трансмиссией, двигателем Д – 60К (мощностью 44 кВт), шинами размером 12.00 – 20, с балансирной подвеской ведущих колес заднего моста. Вес автогрейдера 89 кН. Вертикальная нагрузка на мосты в статике $G_{10} = 21$ кН, $G_{50} = 68$ кН. База балансира b = 1,295 м, эксцентриситет e = 0,15 м, передаточное отношение балансира $u_{\rm b} = 2$, механический КПД привода балансира $\eta_{\rm b} = 0,90$. Силовые радиусы ведущих колес без тяговой нагрузки на рабочем органе $r_{\rm C0} = 0,56$ м. Радиальная жесткость шин передних и задних колес балансира при давлении в них воздуха 0,35 МПа составила $E_1 = E_2 = 640x2 = 1280$ кН/м. Грунтовая опорная поверхность – срезанный суглинок плотностью 11...16 ударов плотномера ДорНИИ и массовой влажностью 5...6 %. Коэффициент сопротивления качению колес в свободном режиме $f_{K0} = 0,016$, на тяговом режиме работы $f_K = f_{K0} (1 + \Delta_f \psi), \Delta_f = 1,0$ [150].

В процессе тяговых испытаний автогрейдера с помощью тормозного агрегата вертикальная нагрузка на его мосты изменялась от тяговой нагрузки на отвале, при этом сумма ее оставалась постоянной и равной весу автогрейдера. При сопротивлении на отвале $P_{\rm O1} = 0...42,4$ кН нагрузка на передний мост изменялась в диапазоне $G_1 = 20,9...27,25$ кН, а на задний балансирный $G_{\rm E} = 68,1...61,75$ кН. При этом сила тяги движителя изменялась в диапазоне $T_{\rm K} = P_{\rm O1} + P_{f1} = 0,335...42,835$ кН (где $P_{f1} = G_1 f_{\rm K0}$) при относительной силе тяги движителя $\psi = T_{\rm K}/G_{\rm E} = 0,0049...0,694$, а $\omega_{\rm K} = 1,193...1,015$ с⁻¹ и $\upsilon_{\rm H} = 0,658...0$ м/с.

Теоретические зависимости R_{K1} , R_{K2} , R_{K} , $\beta_R = R_{K2}/R_{K1}$, M_{K1} , M_{K2} , M_K , $\beta_M = M_{K2}/M_{K1} = f(\psi)$ и экспериментальные δ^{\Im} , M^{\Im}_{K1} , M^{\Im}_{K2} , M^{\Im}_{K} , $\beta^{\Im}_{M} = f(\psi)$ представлены на рис. 2.18 [79].

У автогрейдера с балансирным двухосным колесным движителем и блокированным приводом ($\omega_{K1} = \omega_{K2} = \omega_K$) на тяговом режиме работы в результате перераспределения вертикальных реакций R_{K1} и R_{K2} силовые радиусы передних r_{C1} и задних r_{C2} колес становятся различными ($r_{C1} > r_{C2}$), что является причиной кинематического рассогласования их окружных скоростей $\upsilon_{O1} > \upsilon_{O2}$ и теоретических скоростей поступательного движения колес $\upsilon_{T1} > \upsilon_{T2}$, а, как следствие, – перераспределение коэффициентов буксования колес $\delta_1 \neq \delta_2$.

Таким образом, при работе многоколесного движителя с блокированным приводом могут иметь место два вида буксования ведущих колес. Буксование, обусловленное действием на колеса силовых факторов (относительной силы тяги $\psi = T_K/R_K$), характеризуем силовым коэффициентом буксования δ_C , а вызываемое рассогласованием теоретических поступательных скоростей движения колес – кинематическим δ_K . Подробно этот вопрос был рассмотрен в 1985 году [15] с использованием закона сохранения импульса для жесткой замкнутой материальной системы, состоящей из двух твердых тел, у которой направления векторов поступательных скоростей обоих тел совпадают.



Рис. 2.18. Графики теоретических функций R_{K1} , R_{K2} , R_K , β_R , M_{K1} , M_{K2} , M_K , $\beta_M = f(\psi)$ и экспериментальных δ^{\Im} , M^{\Im}_{K1} , M^{\Im}_{K2} , M^{\Im}_{K} , $\beta^{\Im}_M = f(\psi)$

Кинематические коэффициенты буксования передних δ_{K1} и задних δ_{K2} колес балансира будут следующие [15]:

$$\delta_{\mathrm{K1}} = 1 - \frac{\upsilon_{\mathrm{A}}}{\upsilon_{\mathrm{T1}}} = 1 - (k_{m1} + k_{m2}k_{\mathrm{K}});$$

$$\delta_{\mathrm{K2}} = 1 - \frac{\upsilon_{\mathrm{A}}}{\upsilon_{\mathrm{T2}}} = 1 - (k_{m1} + k_{m2}k_{\mathrm{K}})/k_{\mathrm{K}};$$

$$\upsilon_{\mathrm{A}} = k_{m1}\upsilon_{\mathrm{T1}} + k_{m2}\upsilon_{\mathrm{T2}};$$

$$\upsilon_{\mathrm{T1}} = \upsilon_{\mathrm{O1}}(1 - \delta_{\mathrm{C1}}); \upsilon_{\mathrm{T2}} = \upsilon_{\mathrm{O2}}(1 - \delta_{\mathrm{C2}});$$

$$\upsilon_{\mathrm{O1}} = \omega_{\mathrm{K1}}r_{\mathrm{C1}}; \upsilon_{\mathrm{O2}} = \omega_{\mathrm{K2}}r_{\mathrm{C2}}; k_{\mathrm{K}} = \frac{\upsilon_{\mathrm{T2}}}{\upsilon_{\mathrm{T1}}} = \frac{\omega_{\mathrm{K2}}}{\omega_{\mathrm{K1}}}\frac{r_{\mathrm{C2}}}{r_{\mathrm{C1}}}\frac{1 - \delta_{\mathrm{C2}}}{1 - \delta_{\mathrm{C1}}};$$

$$k_{m1} = \frac{m_{1}}{m}; k_{m2} = \frac{m_{2}}{m}; k_{m} = \frac{k_{m2}}{k_{m1}} = \frac{m_{2}}{m_{1}}; m = m_{1} + m_{2},$$

$$(2.81)$$

где *m*, m_1 , m_2 — приведенные массы, приходящиеся целиком на балансир и отдельно на передние и задние ведущие колеса; $v_{\rm d}$ — действительная поступательная скорость балансира (скорость движения автогрейдера); $v_{\rm T1}$, $v_{\rm T2}$ — теоретические скорости поступательного движения передних и задних колес балансира при их условном автономном движении; k_m , k_{m1} , k_{m2} — коэффициенты распределения приведенных масс по колесам балансира; $v_{\rm O1}$, $v_{\rm O2}$ — окружные скорости передних и задних колес; $\delta_{\rm C1}$, $\delta_{\rm C2}$ — силовые коэффициенты буксования передних и задних колес; $\omega_{\rm K1}$, $\omega_{\rm K2}$ и $r_{\rm C1}$, $r_{\rm C2}$ — угловые скорости и силовые радиусы передних и задних колес балансира.

Полные коэффициенты буксования передних δ_1 и задних δ_2 колес [15]:

$$\delta_{1} = 1 - \frac{\nu_{\pi}}{\nu_{01}} = 1 - (1 - \delta_{C1})(1 - \delta_{K1});$$

$$\delta_{2} = 1 - \frac{\nu_{\pi}}{\nu_{02}} = 1 - (1 - \delta_{C2})(1 - \delta_{K2}).$$
(2.82)

Для симметричного балансира: $m_1 = m_2 = 0,5 m$; $k_{m1} = k_{m2} = 0,5$; $k_m = 1$ и тогда:

$$\delta_{\rm K1} = 1 - 0.5(1 + k_{\rm K}); \delta_{\rm K2} = 1 - 0.5(1 + k_{\rm K}) / k_{\rm K}.$$
(2.83)

В том случае, если сцепные качества передних и задних колес балансира одинаковы, то есть $\delta_{C1} = \delta_{C2} = \delta_C$, а привод колес блокированный ($\omega_{K1} = \omega_{K2} = \omega_K$), имеем:

$$k_{\rm K} = r_{\rm C2} / r_{\rm C1}; \delta_1 = 1 - (1 - \delta_{\rm C})(1 - \delta_{\rm K1}); \delta_2 = 1 - (1 - \delta_{\rm C})(1 - \delta_{\rm K2}).$$
(2.84)

Кинематическое рассогласование в данном случае обусловлено только изменением силовых радиусов передних и задних колес балансира ($k_{\rm K} = r_{\rm C2}/r_{\rm C1} < 1$) в результате перераспределения вертикальной нагрузки $G_{\rm E}$ на них ($k_G = G_{\rm E2}/G_{\rm E1} > 1$), так как $\omega_{\rm K1} = \omega_{\rm K2} = \omega_{\rm K}$ и $\delta_{\rm C1} = \delta_{\rm C2} = \delta_{\rm C}$. Характеристика буксования $\delta_{\rm C} = \delta^9 = f(\psi)$ (см. рис. 2.18) является

Характеристика буксования $\delta_{\rm C} = \delta^3 = f(\psi)$ (см. рис. 2.18) является экспериментальной. Нагрузки $G_{\rm E1} = R_{\rm K1}$, $G_{\rm E2} = R_{\rm K2}$ рассчитаны по формулам (2.75), (2.76) и соответственно им значения силовых радиусов $r_{\rm C1}$ и $r_{\rm C2}$ по формулам (2.85) [150]:

$$\begin{array}{c} r_{\rm C1} = r_{\rm O1} - \lambda_1; \lambda_1 = R_{\rm K1} / E_1; \\ r_{\rm C2} = r_{\rm O2} - \lambda_2; \lambda_2 = R_{\rm K2} / E_2, \end{array}$$
 (2.85)

где r_{O1} , r_{O2} – силовые радиусы передних и задних колес балансира при $\psi = 0$; λ_1 , λ_2 – радиальная деформация шин передних и задних колес балансира; E_1 , E_2 – радиальная жесткость шин передних и задних колес балансира. Тангенциальную деформацию шин не учитываем, так как считаем, что они достаточно жестки в тангенциальном направлении [150].

Расчеты выполнены для значений $r_{O1}=r_{O2}=0,56$ м и $E_1=E_2=1280$ кH/м [150]. Значения δ_{K1} , δ_{K2} определены по формулам (2.83), а δ_1 , δ_2 по формулам (2.84).

По графику коэффициента буксования $\delta^{\Im} = \delta_{C} = f(\psi)$ (см. рис. 2.18) определим новые значения относительной силы тяги колес балансира: для $\delta_{1} \rightarrow \psi_{1}$, для $\delta_{2} \rightarrow \psi_{2}$.

Графики функций $k_{\rm K}$, $\delta_{\rm K1}$, $\delta_{\rm K2}$, $\delta_{\rm C}$, δ_1 , δ_2 , ψ_1 , $\psi_2 = f(\psi)$ представлены на рис. 2.19 [79]. Из них видно, что $\delta_{\rm K1} = -\delta_{\rm K2}$, $\delta_{\rm C} = (\delta_1 + \delta_2)/2$, $\psi_{\rm C} = (\psi_1 + \psi_2)/2$, то есть перераспределение полных коэффициентов буксования колес балансира δ_1 , δ_2 , и коэффициентов ψ_1 , ψ_2 происходит относительно их средних значений, равных силовым коэффициентам $\delta_{\rm C}$ и $\psi_{\rm C}$.

При $\psi = 0...0,694$ коэффициент кинематического рассогласования изменяется в диапазоне $k_{\rm K} = 1,0...0,96$, то есть на 4%.

Передние и задние колеса балансира работают в ведущем режиме (δ_1 , $\delta_2 > 0$). Однако у передних колес $\delta_1 > \delta_2$, так как $k_K < 1$, что приводит к перераспределению относительной силы тяги ведущих колес $\psi_1 > \psi_2$. В этом случае сила тяги будет распределяться по ведущим колесам балансирного движителя пропорционально вертикальным нагрузкам на них R_{K1} , R_{R2} и относительным силам тяги ψ_1 , ψ_2 :

$$\begin{array}{c}
T_{\mathrm{K1}}^{1} = \psi_{1}R_{\mathrm{K1}}; \\
T_{\mathrm{K2}}^{1} = \psi_{2}R_{\mathrm{K2}}; \\
T_{\mathrm{K}}^{1} = T_{\mathrm{K1}}^{1} + T_{\mathrm{K2}}^{1}.
\end{array}$$
(2.86)



Рис. 2.19. Графики функций $k_{\rm K}$, $\delta_{\rm K1}$, $\delta_{\rm K2}$, $\delta_{\rm C}$, δ_1 , δ_2 , ψ_1 , $\psi_2 = f(\psi)$

И, как следствие, $T_{K1}^1 > T_{K1}$. а $T_{K2}^1 < T_{K2}$, то есть буксование передних колес возрастает, а задних уменьшается, что обеспечивает поступательное движение жестко связанных балансиром ведущих колес с одинаковой скоростью v_{d} . При этом $T_K > T_K^1$.

Комплекс вопросов, связанных с явлением $k_{\rm K} = v_{\rm T2}/v_{\rm T1} \neq 1$, объединяется понятием циркуляция мощности [98, 159, 160].

Величина циркулирующей «паразитной» мощности $\Delta N_{\rm T}$ будет равна

$$\Delta N_{\rm T} = \Delta T_{\rm K} \upsilon_{\rm A};$$

$$\Delta T_{\rm K} = T_{\rm K} - T_{\rm K}^{\rm 1}.$$
(2.87)

Эта циркуляция идет от передних забегающих колес через опорную поверхность к задним отстающим колесам. При этом реальная сила тяги, развиваемая колесным движителем будет $T_{\rm K}^1 < T_{\rm K}$, а тяговая мощность

$$N_{\rm T}^1 = T_{\rm K}^1 \upsilon_{\rm I} < N_{\rm T}.$$

Графики функций T_{K1} , T_{K2} , T_K , $\beta_T = T_{K2}/T_{K1}$; T^1_{K1} , T^1_{K2} , T^1_K , $\beta_T^1 = T^1_{K2}/T^1_{K1}$; N_T , N^1_T , $\Delta N_T = f(\psi)$ представлены на рис. 2.20 [79].

При изменении относительной силы тяги в диапазоне $\psi = 0...0,694$ тяговые показатели балансирного колесного движителя автогрейдера ДЗ – 40A имеют следующие значения: $T_{K2} > T_{K1}$, $T_{K2}^1 > T_{K1}^1$, $T_{K1}^1 > T_{K1}$, $T_{K2}^1 < T_{K2}$, $T_K > T_K^1$, Величина циркулирующей мощности при $\psi = 0...0.395$ возрастает $\Delta N_T =$ =0...0.9кВт, а при $\psi = 0,395...0,694$ уменьшается $\Delta N_T = 0,9...0$ кВт. Максимальное значение $\Delta N_{Tmax} = 0,9$ кВт имеет место при $\psi = 0,395$, что соответствует силовому коэффициенту буксования $\delta_C = 0,07$, при котором характеристика буксования $\delta_C = f(\psi)$ (см. рис. 2.19) переходит с линейного участка на резко возрастающий криволинейный с резким падением скорости движения υ_A . При этом значения кинематических коэффициентов буксования колес $\delta_{K1} = 0,0115$, $\delta_{K2} = -0,0115$, а полных $\delta_1 = 0,08$, $\delta_2 = 0,06$, то есть $\delta_C =$ $=(\delta_1 + \delta_2)/2$.

Итак, у легкого автогрейдера ДЗ – 40А с балансирной подвеской ведущих колес при значении относительной силы тяги движителя $\psi = 0,694$ перераспределение нормальных реакций на задние и передние колеса составило $\beta_R = R_{K2}/R_{K1} = 2,677$, силовых радиусов $k_K = r_{C2}/r_{C1} = 0,96$, крутящих моментов $\beta_M^T = M_{K2}^T/M_{K1}^T = 2,58$ (теоретическое) и $\beta_M^{\Im} = M_{K2}^{\Im}/M_{K1}^{\Im} = 2,73$ (экспериментальное). Максимальная величина циркуляции мощности составила $\Delta N_{Tmax} = 0,9$ кВт ($\psi = 0,395$) при развиваемой движителем тяговой мощности $N_T^1 = 13,45$ кВт, что составляет порядка 7%.

Кинематику качения двух жестких спаренных на одном валу колес разного диаметра, катящихся в ведомом и ведущем режимах, впервые рассмотрел в 1905 году Н.Е. Жуковский [89]. В этой работе он сформулировал следующий принцип: «Если два, спаренных на одном валу наглухо, колеса имеют различные диаметры, то при движении экипажа внешней силой колесо большего диаметра катится без скольжения, а колесо меньшего диаметра скользит по пути; если же движение происходит от внутренних сил, вращающих вал спаренных колес, то, наоборот, колесо меньшего диаметра катится без скольжения, а колесо большего диаметра скользит по пути». Таким образом, Н.Е. Жуковский доказал, что выравнивание поступательных скоростей движения жестких сблокированных колес различного диаметра происходит за счет пробуксовки забегающих колес, имеющих больший диаметр.



Рис. 2.20. Графики функций $T_{K1}, T_{K2}, T_K, \beta_T, T^1_{K1}, T^1_{K2}, T^1_K, \beta^1_T, N_T, N^1_T, \Delta N_T = f(\psi)$

Дальнейшее развитие теория качения колес одной оси или разных осей автомобиля, жестко связанных одно с другим (при отсутствии или блокировке как межколесных, так и межосевых дифференциалов), имеющих одинаковые угловые скорости вращения, получила в трудах Е.А. Чудакова [159, 160], Г.В. Зимелева [98], Н.И. Коротоношко, А.С. Антонова, Д.А. Чудакова, В.А. Петрушова и др. При движении автомобиля могут возникнуть условия, при которых эти колеса стремятся двигаться с различными линейными скоростями, чему препятствует имеющаяся между ними жесткая связь. При прямолинейном движении это может быть вызвано, например, разницей радиусов качения связанных между собой колес. Качение колес в указанных условиях должно сопровождаться перемещением точек площади контакта шины по поверхности дороги (скольжение или буксование) [98]. Возникающее в этих условиях скольжение или буксование колес сопровождается перераспределением их сил тяги и непроизводительной затратой энергии двигателя на движение автомобиля, вызванное циркуляцией мощности между ведущими колесами.

В отличие от транспортных машин автогрейдеры, как землеройнотранспортные машины, работают в тяжелом тяговом режиме с значительным перераспределением вертикальных нагрузок на ведущие колеса балансира [41, 85, 150], что приводит к изменению силовых радиусов ведущих колес и к кинематическому рассогласованию их теоретических поступательных скоростей [150]. Шины колес автогрейдера считаются жесткими в тангенциальном направлении, а изменение силовых радиусов колес происходит из-за радиальной деформации шин $r_{\rm C} \approx r_0 - \lambda$, $\lambda = G_{\rm K}/E_{\rm III}$ ([150] с. 24, 309). У автомобилей тангенциальная деформация шин может частично способствовать выравниванию неодинаковых радиусов качения жестко связанных между собой ведущих колес и уменьшению дополнительных потерь мощности при движении $r_{\rm K} \approx r_0 - kT_{\rm K}$ или $r_{\rm K} \approx r_0 - \gamma M_{\rm K}$ ([98] с. 96 – 97).

Выводы.

У балансирного колесного движителя с блокированным приводом из-за разницы силовых радиусов колес в процессе движения автогрейдера могут возникнуть условия, при которых эти колеса стремятся двигаться с различными линейными скоростями, чему препятствует имеющаяся между ними жесткая связь. Колеса с большими силовыми радиусами будут забегающими, а с меньшими – отстающими. На тяговом режиме работы автогрейдера выравнивание поступательных скоростей колес возможно только за счет увеличения буксования забегающих и уменьшения буксования отстающих колес с передачей части увеличенной силы тяги забегающих колес отстающим. Таким образом, от забегающих колес через опорную поверхность организуется циркуляция потока мощности к отстающим колесам. Эта мощность будет «паразитной», так как она исключается из баланса тяговой мощности движителя, реализуемой на рабочем органе автогрейдера, дополнительно нагружая двигатель автогрейдера.

95

2.3.4. Функционирование двухосного колёсного движителя с балансирной подвеской колёс и с индивидуальным приводом

В конструкциях автогрейдеров используются различные типы приводов ведущих колес балансирного движителя.

Работа симметричного балансирного колесного движителя автогрейдера с групповым приводом ведущих колес через ось подвеса балансира с эксцентриситетом и бортовые редукторы рассмотрена в 2.3.3. Такая конструкция балансирного колесного движителя используется на автогрейдерах легкого типа класса 100 и среднего типа класса 160, а при отсутствии эксцентриситета и на автогрейдерах тяжелого типа класса 250.

Схема силовой загрузки варианта симметричного балансирного колесного движителя с эксцентриситетом и индивидуальным непосредственным приводом ведущих колес представлена на рис. 2.21 [80].



Рис. 2.21. Схема силовой загрузки симметричного балансирного колесного движителя с непосредственным приводом ведущих колес: *е* – эксцентриситет балансира; *b* – база балансира

В отличие от схем [141, 150], она имеет следующие особенности. T_{K1} , T_{K2} – это, прежде всего, тангенциальные реакции опорной поверхности на передние и задние колеса балансирного движителя. Отталкиваясь от опорной поверхности, ведущие колеса развивают на своих осях O_{K1} , O_{K2} тяговые усилия, равные этим реакциям [64], которые через корпус балансира передаются на его ось подвеса $O_{\rm b}$ к раме автогрейдера. $F_{\rm b}$ – тяговое сопротивление, передаваемое на ось балансира $O_{\rm b}$ от базовой машины и преодолеваемое суммарной силой тяги балансирного движителя $T_{\rm K} = T_{\rm K1} + T_{\rm K2} = F_{\rm b}$. $M_{\rm K1}$, $M_{\rm K2}$ – активные

крутящие моменты, подводимые непосредственно к ведущим колесам, которые трансформируются через реакции T_{K1} , T_{K2} в активные силы тяги, равные им и приложенные к осям O_{K1} , O_{K2} [64]. В работах [141, 150] эти моменты отсутствуют.

Параметры силовой загрузки балансирного движителя (см. рис. 2.21): $G_{\rm E}$ – сила тяжести автогрейдера, передаваемая на ось подвеса балансира $O_{\rm E}$; $F_{\rm E}$ – горизонтальная сила сопротивления (тяговое сопротивление) от передвижения автогрейдера. Эти силы пассивные. Активными движущими автогрейдер силовыми факторами являются крутящие моменты $M_{\rm K1}$, $M_{\rm K2}$, подводимые к ведущим колесам с угловой скоростью $\omega_{\rm K}$ (блокированный привод), т.е. с мощностями $N_{\rm K1} = M_{\rm K1}\omega_{\rm K}$ и $N_{\rm K2} = M_{\rm K2}\omega_{\rm K}$, и трансформируемые в силы тяги колес $T_{\rm K1}$, $T_{\rm K2}$, действующими на их оси $O_{\rm K1}$, $O_{\rm K2}$.

Допущения:

1. Нормальные реакции опорной поверхности на колеса R_{K1} , R_{K2} смещены в центральные опорные точки колес C_1 и C_2 с добавлением моментов сопротивления качению колес $M_{f1} = R_{K1}f_{K1}r_{C1}$ и $M_{f2} = R_{K2}f_{K2}r_{C2}$.

2. Силовые радиусы ведущих колес равны $r_{C1} = r_{C2} = r_{C}$.

3. Коэффициенты сопротивления качению колес равны $f_{K1} = f_{K2} = f_K$. *Исходные зависимости:*

$$M_{f1} = R_{K1}f_{K}r_{C}, M_{f2} = R_{K2}f_{K}r_{C}, M_{f} = M_{f1} + M_{f2} = (R_{K1} + R_{K2})f_{K}r_{C};$$

$$R_{K} = R_{K1} + R_{K2} = G_{5}; T_{K} = T_{K1} + T_{K2} = F_{5}.$$
(2.88)

Крутящие моменты, подводимые к ведущим колесам,

$$M_{K1} = (T_{K1} + R_{K1}f_{K})r_{C};$$

$$M_{K2} = (T_{K2} + R_{K2}f_{K})r_{C};$$

$$M_{K} = M_{K1} + M_{K2} = (T_{K} + G_{E}f_{K})r_{C}.$$
(2.89)

Относительная сила тяги, развиваемая балансирным колесным движителем,

$$\psi = \frac{T_{\rm K}}{R_{\rm K}} = \frac{T_{\rm K1} + T_{\rm K2}}{R_{\rm K1} + R_{\rm K2}} = \frac{F_{\rm B}}{G_{\rm B}}.$$
(2.90)

Она представляет собой нормированную к нормальной реакции опорной поверхности $R_{\rm K}$ силу тяги $T_{\rm K}$, развиваемую движителем, и «идентифицируется» с законом внешнего трения Амонтона.

Из $\sum M_{C1} = 0$ имеем:

$$R_{\rm K2}b - (M_{f1} + M_{f2}) - G_{\rm b}b/2 - F_{\rm b}(r_{\rm C} + e) + (M_{\rm K1} + M_{\rm K2}) = 0, \qquad (2.91)$$

откуда

$$R_{\rm K2} = G_{\rm E}(0, 5 + \psi \frac{e}{b}). \tag{2.92}$$

Из $\sum M_{C2} = 0$ имеем:

$$R_{\rm K1}b + (M_{f1} + M_{f2}) - G_{\rm B}b/2 + F_{\rm B}(r_{\rm C} + e) - (M_{\rm K1} + M_{\rm K2}) = 0, \qquad (2.93)$$

откуда

$$R_{\rm K1} = G_{\rm b}(0, 5 - \psi \frac{e}{b}). \tag{2.94}$$

Выполнив замену силовой загрузки ведущего колеса (рис. 2.22, а) с использованием аксиом статики [64] путем добавления в центральную опорную точку колеса O пары уравновешенных реакций $R_{\rm K}$, а в ось колеса $O_{\rm K}$ пары уравновешенных сил $T_{\rm K}$, получим его эквивалентную схему (рис. 2.22, б). Где действие активного крутящего момента $M_{\rm K}$ заменено действием активной силы тяги $T_{\rm K} = \frac{M_{\rm K}}{r_{\rm C}} - R_{\rm K} f_{\rm K}$ (при этом $f_{\rm K} = a_{\rm K}/r_{\rm C}$ и $a_{\rm K}$ – величина сноса нормальной

реакции $R_{\rm K}$ от центральной опорной точки O), приложенной к оси колеса $O_{\rm K}$.



Рис. 2.22. Схемы силовой загрузки ведущего колеса: a) – реальная схема; б) – эквивалентная схема

Используя эквивалентную схему (рис. 2.22, б) для решения задачи статики балансира, рассмотрим равновесие его корпуса (рис. 2.23), где действия колес на него заменены действиями сил $R_{\rm K1}$, $T_{\rm K1}$ в точке $O_{\rm K1}$ и $R_{\rm K2}$, $T_{\rm K2}$ в точке $O_{\rm K2}$. Из $\sum M_{O_{\rm K1}} = 0$ получим выражение $R_{\rm K2} = G_{\rm E}(0,5+\psi\frac{e}{b})$, а из $\sum M_{\rm O_{\rm K2}} = 0$

получим выражение $R_{\text{K1}} = G_{\text{b}}(0, 5 - \psi \frac{e}{b})$, которые идентичны формулам (2.92), (2.94).



Рис. 2.23. Схема силовой загрузки корпуса балансира

Итак, с увеличением тяговой нагрузки на балансир $F_{\rm b}$, т. е. относительной силы тяги $\psi = F_{\rm b}/G_{\rm b}$, развиваемой движителем, нормальные реакции на передние колеса балансира $R_{\rm K1}$ уменьшаются, а на задние $R_{\rm K2}$ увеличиваются. Причем это перераспределение реакций $R_{\rm K1}$, $R_{\rm K2} = f(\psi)$ носит линейный характер.

Коэффициент перераспределения нормальных реакций на колеса балансира будет равен:

$$\beta_{R} = \frac{R_{K2}}{R_{K1}} = \frac{0.5 + \psi \frac{e}{b}}{0.5 - \psi \frac{e}{b}}.$$
(2.95)

Сравним влияние типа привода ведущих колес балансирного движителя автогрейдера на величину перераспределения нормальных реакций опорной поверхности на его колеса.

В качестве примера возьмем данные по легкому автогрейдеру Д3 - 40A с e = 0,15м и b = 1,295м [79].

Графики функций $\beta_R^*, \beta_R^{**} = f(\psi)$ представлены на рис. 2.24. Здесь $\beta_R^* = \frac{R_{K2}}{R_{K1}}$ – коэффициент перераспределения реакций R_{K1}, R_{K2} для балансирного

движителя с приводом ведущих колес через ось подвеса балансира $O_{\rm E}$ с помощью крутящего момента $M_{\rm E}$ и бортовых редукторов с передаточными

отношениями $u_{\rm b} = 2$ и механическим КПД $\eta_{\rm b} = 0,90$ [79]; $\beta_{\rm R}^{**} = \frac{R_{\rm K2}}{R_{\rm K1}}$ (2.95) –

коэффициент перераспределения реакций $R_{\rm K1}$, $R_{\rm K2}$ для балансирного движителя с индивидуальным непосредственным приводом ведущих колес крутящими моментами $M_{\rm K1}$, $M_{\rm K2}$ (см. рис. 2.21).



При возрастании относительной силы тяги балансирного движителя в диапазоне $\psi = 0...0.7$ коэффициенты перераспределения нормальных реакций на его колеса увеличиваются в диапазонах $\beta_R^* = 1, 0...2, 68$, а $\beta_R^{**} = 1, 0...1, 38$.

В реальных конструкциях автогрейдеров индивидуальный привод ведущих колес балансирного движителя, как правило, осуществляется через колесные редукторы с передаточным отношением *и*_{К.Р} и механическим КПД $\eta_{K.P}$.

В этом случае крутящие моменты, подводимые непосредственно к ведущим колесам, в отличие от формул (2.89), будут равны:

$$M_{K1} = (T_{K1} + R_{K1}f_{K})r_{C} / (u_{K,P}\eta_{K,P});$$

$$M_{K2} = (T_{K2} + R_{K2}f_{K})r_{C} / (u_{K,P}\eta_{K,P});$$

$$M_{K} = M_{K1} + M_{K2} = (T_{K} + G_{F}f_{K})r_{C} / (u_{K,P}\eta_{K,P}).$$
(2.96)

Подставив выражения (2.96) в ранее представленные уравнения (2.91) и (2.93), получим в окончательном виде следующие формулы для нормальных реакций опорной поверхности на колеса этого балансирного движителя:

$$R_{\rm K1} = G_{\rm b} \left\{ 0.5 - \frac{r_{\rm C}}{b} \left[\psi(1 + \frac{e}{r_{\rm C}}) - \frac{\psi + f_{\rm K}}{u_{\rm K,P} \eta_{\rm K,P}} + f_{\rm K} \right] \right\}.$$
 (2.97)

$$R_{\rm K2} = G_{\rm E} \left\{ 0.5 + \frac{r_{\rm C}}{b} \left[\psi(1 + \frac{e}{r_{\rm C}}) - \frac{\psi + f_{\rm K}}{u_{\rm K.P} \eta_{\rm K.P}} + f_{\rm K} \right] \right\}.$$
 (2.98)

Формулы (2.97), (2.98) идентичны формулам (2.75), (2.76). Таким образом, наличие бортового редуктора в корпусе балансира или индивидуального в каждом колесе не влияет на величину реакций $R_{\rm K1}$ и $R_{\rm K2}$.

Необходимо отметить, что у балансирного колесного движителя автогрейдера с приводом ведущих колес через бортовые или индивидуальные колесные редукторы при соотношениях $u_{\rm E}\eta_{\rm E} = 1$ и $u_{\rm K,P}\eta_{\rm K,P} = 1$ формулы (2.75), (2.76) и (2.97), (2.98) переходят в формулы (2.92), (2.94).

Другие вопросы, связанные с перераспределением нормальных реакций опорной поверхности на колеса балансирного движителя автогрейдера, рассмотрены в 2.3.3.

Выводы:

– уточнена схема силовой загрузки балансирного колесного движителя автогрейдера с индивидуальным непосредственным приводом ведущих колес;

– у балансирных колесных движителей автогрейдеров с эксцентриситетом и групповым приводом ведущих колес через ось подвеса балансира и бортовые редукторы с $u_{\rm b}\eta_{\rm b} = 1$, а также с индивидуальным приводом ведущих колес через колесные редукторы с $u_{\rm K,P}\eta_{\rm K,P} = 1$ величины перераспределения нормальных реакций опорной поверхности на колеса $R_{\rm K1}$, $R_{\rm K2}$ зависят от величин относительной силы тяги ψ , эксцентриситета *e* и базы *b* балансира и определяются формулами (2.92), (2.94);

– как видно из рис. 2.24, применительно к автогрейдеру ДЗ – 40А, при ψ_{max} = 0,7 коэффициенты перераспределения нормальных реакций β_R для балансирного движителя с e = 0,15м и приводом колес через бортовые редукторы с $u_{\rm EP}$ = 2 и $\eta_{\rm E} = 0,9$ или через индивидуальные колесные редукторы с $u_{\rm K,P} = 2$ и $\eta_{\rm K,P}$ = 0,9 имеют значения $\beta_R^* = 2,68$, а для индивидуального непосредственного, т.е. безредукторного, привода колес и редукторного привода с $u_{\rm E}\eta_{\rm E} = u_{\rm K,P}\eta_{\rm K,P} = 1$ β_R^{**} = 1,38. Для редукторного с $u_{\rm E}\eta_{\rm E} = u_{\rm K,P} = 1$ и безредукторного приводов при e = 0имеем $R_{\rm K1} = R_{\rm K2} = G_{\rm E}/2$ и $\beta_R = 1$, т.е. балансирный колесный движитель полностью уравновешен. Так влияет тип привода ведущих колес балансирного движителя на перераспределение нормальных реакций опорной поверхности на них;

– перераспределение реакций R_{K1} , R_{K2} вызывает неравномерную загрузку осей ведущих колес, их шин, а также бортовых или колесных редукторов, что отрицательно сказывается на их надежности. Поэтому при проектировании автогрейдеров необходимо учитывать это негативное явление. Как результат

перераспределения реакций, может иметь место крайне нежелательный эффект циркуляции между ведущими колесами балансира «паразитной» мощности.

2.3.5. Оптимизация работы движителя ЗТМ

В тяговом приводе ЗТМ движитель выполняет функцию элемента передаточного механизма, преобразующего вращательное движение ведущего колеса или звёздочки с угловой скоростью $\omega_{\rm K}$ в поступательное движение машины с линейной скоростью $\upsilon_{\rm A}$, а подводимый к нему крутящий момент $M_{\rm K}$ в силу тяги $T_{\rm K}$. Таким образом, подводимая к движителю мощность $N_{\rm K} = M_{\rm K} \omega_{\rm K}$ реализуется им в тяговую мощность $N_{\rm T} = T_{\rm K} \upsilon_{\rm A}$ с коэффициентом полезного действия $\eta_{\rm K} = N_{\rm T} / N_{\rm K}$, т.е. $N_{\rm T} = \eta_{\rm K} N_{\rm K}$, направляемую на рабочий орган для разработки грунта.

Характерными режимами работы движителей ЗТМ при разработке грунта является – режим максимальной тяговой мощности N_{Tmax} и режим максимального КПД движителя η_{Kmax} [155]. Режим N_{Tmax} осуществляется при силе тяги движителя $T_{\text{K.N}_{\text{T}}}$, а режим η_{Kmax} – при $T_{\text{K.}\eta}$. Анализ тяговых характеристик движителей ЗТМ [17, 25, 121, 150, 151, 152, 155] показывает, что $T_{\text{K.N}_{\text{T}}} > T_{\text{K.}\eta}$.

Таким образом, режимы $N_{\text{тmax}}$ и $\eta_{\text{кmax}}$ практически осуществляются при различных значениях силы тяги движителя $T_{\text{к}}$ ($T_{\text{к.N}_{\text{т}}} \neq T_{\text{к.n}}$).

Режим η_{Kmax} характеризует эффективность использования подводимой к движителю мощности $N_{\rm K}$, а значит и затраченного энергоносителя (топлива), в тяговую – полезную мощность $N_{\rm T}$, направляемую рабочим органом на разрабатываемый грунт. Режим $N_{\rm Tmax}$ обеспечивает машине максимальную производительность, если рабочий орган позволяет полностью реализовать эту мощность.

С учётом проведённого анализа тяговых характеристик можно заключить, что разработка грунта на режиме N_{Tmax} связана с перерасходом энергоносителя, так как $\eta_{\text{K.N}_{\text{T.max}}} < \eta_{\text{K.max}}$. Разработка грунта на режиме $\eta_{\text{K.max}}$ связана с недоиспользованием тяговых качеств движителя, так как $N_{\text{T.}\eta_{\text{T.max}}} < N_{\text{T.max}}$. Поэтому естественной является следующая постановка задачи – можно ли совместить режимы работы движителя ЗТМ $N_{\text{T.max}}$ и $\eta_{\text{K.max}}$ при копании грунта и если можно, то каким образом, так как это является одним из путей повышения эффективности работы ЗТМ в целом [36].

В настоящее время задача энергосбережения в технологических процессах машин стала актуальной и поэтому она должна решаться одновременно с задачей повышения производительности, т.е. она становится составной частью общей проблемы повышения эффективности работы машины, в том числе и ЗТМ. На рис. 2.25 в качестве исходной, представлена идеализированная тяговая характеристика движителя гусеничного промышленного трактора T-25.01, являющегося базовой машиной для бульдозерно-рыхлительного агрегата [125].



Рис. 2.25. Тяговая характеристика гусеничного движителя трактора Т-25.01

Принятые допущения:

- 1. Привод движителя имеет жесткую характеристику $\omega_{\rm K} = \omega_{\rm K}(T_{\rm K}) = {\rm const.}$
- 2. Характеристика буксования $\delta = \delta(T_{\rm K})$ является линейной монотонно возрастающей функцией $\delta = \Delta T_{\rm K}$, так как режимы $N_{\rm T.max}$ и $\eta_{\rm K.max}$ соответствуют [17, 25, 150, 151, 152, 155] начальному, близкому к линейному, участку характеристики $\delta = \delta(T_{\rm K})$. Для реальных характеристик $\delta = \delta(T_{\rm K})$ резкое увеличение буксования движителя связано с переходом на нелинейный участок и происходит оно при значениях силы тяги $T_{\rm K} > T_{{\rm K.N_T}}$. Параметр Δ характеризует сцепные качества движителя (меньшие значения Δ характеризуют более высокие сцепные качества).
- Следствием допущений 1 и 2 является то, что скорость движения движителя υ_Д является линейной функцией υ_Д = υ_Д(T_K) = ω_Kr_K(1- ΔT_K), где r_K – радиус ведущей звёздочки (колеса) движителя (для пневмоколёсного движителя это будет силовой r_C или динамический r_д радиус).
- 4. Крутящий момент, подводимый к движителю, является линейной функцией $M_{\rm K} = M_{\rm K}(T_{\rm K}) = (T_{\rm K} + P_f) r_{\rm K}$, где P_f сопротивление передвижению движителя (P_f = const).

Исходные данные для рис. 2.25: $T_{\rm K} = 0...330$ кH, $P_f = 45$ кH, $\Delta = 0,003$ кH⁻¹, $\omega_{\rm K} = 3 \text{ c}^{-1}$, $r_{\rm K} = 0,5$ м.

Итак, имеются действительные линейные функции $\upsilon_{d}(T_{K})$ и $M_{K}(T_{K})$ аргумента T_{K} , определенного на интервале $T_{K} \in [0, T_{K.max}]$ с ограничением $T_{K} = T_{K.max}$ при $\upsilon_{d}(T_{K}) = 0$:

$$\upsilon_{\mathcal{I}}(T_{\mathcal{K}}) = \omega_{\mathcal{K}} r_{\mathcal{K}} (1 - \Delta T_{\mathcal{K}});$$

$$M_{\mathcal{K}}(T_{\mathcal{K}}) = r_{\mathcal{K}} (T_{\mathcal{K}} + P_{f}).$$
(2.99)

где Δ , P_f – параметры функций; $\omega_{\rm K}$, $r_{\rm K}$ – их коэффициенты.

Как видно из (2.99), при непрерывном возрастании аргумента $T_{\rm K}$ в диапазоне $T_{\rm K} = 0...T_{\rm K.max}$ функция $v_{\rm d}(T_{\rm K})$ монотонно убывает, а функция $M_{\rm K}(T_{\rm K})$ монотонно возрастает.

При $T_{\rm K} = 0$: $\upsilon_{\rm A}(0) = \omega_{\rm K} r_{\rm K}$, $M_{\rm K}(0) = P_f r_{\rm K}$. Из $\upsilon_{\rm A}(T_{\rm K.max}) = 0 \Longrightarrow T_{\rm K.max} = 1/\Delta$.

Проанализируем особенности новых функций $N_{\rm T}(T_{\rm K})$ и $\eta_{\rm K}(T_{\rm K})$, полученных сочетанием заданных функций (2.99) и аргумента $T_{\rm K}$:

$$N_{\mathrm{T}}(T_{\mathrm{K}}) = T_{\mathrm{K}}\upsilon_{\mathrm{d}}(T_{\mathrm{K}});$$

$$\eta_{\mathrm{K}}(T_{\mathrm{K}}) = \frac{N_{\mathrm{T}}(T_{\mathrm{K}})}{N_{\mathrm{K}}(T_{\mathrm{K}})} = \frac{T_{\mathrm{K}}\upsilon_{\mathrm{d}}(T_{\mathrm{K}})}{\omega_{\mathrm{K}}M_{\mathrm{K}}(T_{\mathrm{K}})},$$
(2.100)

где $\omega_{\rm K}$ – является положительным коэффициентом к функции $M_{\rm K}(T_{\rm K})$

Анализ развернутых выражений:

$$N_{\rm T}(T_{\rm K}) = \omega_{\rm K} r_{\rm K} \left(T_{\rm K} - \Delta T_{\rm K}^{2} \right);$$

$$\eta_{\rm K}(T_{\rm K}) = \frac{T_{\rm K} - \Delta T_{\rm K}^{2}}{T_{\rm K} + P_{\rm f}} \qquad (2.101)$$

и их графиков (рис. 2.25) показывает, что вновь образованные функции $N_{\rm T}(T_{\rm K})$ и $\eta_{\rm K}(T_{\rm K})$ на интервале $T_{\rm K} \in [0, T_{{\rm K}.max}]$ являются непрерывными, квадратичными, выпуклыми с точками экстремума $N_{{\rm T}.max}$ при $T_{{\rm K}.N_{\rm T}}$ и $\eta_{{\rm K}.max}$ при $T_{{\rm K}.\eta}$. При $T_{\rm K} = 0$ и $T_{\rm K} = T_{{\rm K}.max}$: $N_{\rm T}(T_{\rm K}) = 0$ и $\eta_{\rm K}(T_{\rm K}) = 0$.

Определим значения аргументов $T_{K.N_T}$ и $T_{K.\eta}$. Из выражения

$$\frac{\partial}{\partial T_{\rm K}} N_{\rm T} \left(T_{\rm K} \right) = 0 \Longrightarrow T_{{\rm K}.N_{\rm T}} = 1 / \left(2\Delta \right). \tag{2.102}$$

Из выражения

$$\frac{\partial}{\partial T_{\rm K}} \eta_{\rm K} \left(T_{\rm K} \right) = 0 \Longrightarrow T_{{\rm K},\eta_{\rm K}} = \frac{1}{2\Delta} \left[2\Delta P_f \left(\sqrt{1 + \frac{1}{\Delta P_f}} - 1 \right) \right].$$
(2.103)

Из выражений (2.102), (2.103):

$$\prod_{k=1}^{n} \prod_{k=1}^{n} \left[2\Delta P_f \left(\sqrt{1 + \frac{1}{\Delta P_f}} - 1 \right) \right] = 1 \quad T_{K,\eta} = T_{K,N_T},$$

 при [...] < 1 $T_{K,\eta} < T_{K,N_T},$ при [...] > 1 $T_{K,\eta} > T_{K,N_T}$

Определим значение параметра $\varepsilon = 1/(\Delta P_f)$, при котором выполняется условие

$$2\Delta P_f\left(\sqrt{1+\frac{1}{\Delta P_f}}-1\right)=1$$
(2.104)

ИЛИ

$$\sqrt{1+\varepsilon} - 1 = \varepsilon / 2. \qquad (2.105)$$

Выражениям (2.104), (2.105) удовлетворяет только значение $\varepsilon = 1/(\Delta P_f) = 0$. В этом случае должно быть $\Delta P_f = \infty$, что не реально, так как машина практически теряет способность к передвижению. А это означает невыполнимость условия $T_{K,\eta} = T_{K,N_T}$ и тем более $T_{K,\eta} > T_{K,N_T}$. С уменьшением значения выражения ΔP_f , что имеет место при увеличении сцепления движителя с опорной поверхностью, и при уменьшении сопротивления движению уменьшается соотношение $T_{K,\eta} / T_{K,N_T}$ (рис. 2.26) и следовательно возрастает величина расхождения значений $T_{K,\eta}$ и T_{K,N_T} . При $\Delta P_f \rightarrow \infty T_{K,\eta} / T_{K,N_T} \rightarrow 1$, но неизменным остается условие $T_{K,\eta} < T_{K,N_T}$. Таким образом, задача оптимизации работы движителя ЗТМ, связанная с совмещением значений $N_T(T_K)_{max}$ и $\eta_K(T_K)_{max}$ функций (2.100) по аргументу T_K , т.е. с обеспечением условия $T_{K,\eta_K} = T_{K,N_{T,K}}$, невыполнима. А это означает, что необходимо ввести новый режим работы движителя, который соответствовал бы одновременно высоким значения N_T и η_K . В качестве такого режима предлагается режим максимальной эффективной тяговой мощности движителя $N_{T,3,max}$ [36].



Рис. 2.26. График зависимости $T_{K,\eta_K} / T_{K,N_{TK}} = f(\Delta P_f)$

При этом эффективную тяговую мощность получаем путём свёртки функций $\eta_{\rm K}(T_{\rm K})$ и $N_{\rm T}(T_{\rm K})$, то есть

$$N_{\text{T.}\ni}(T_{\text{K}}) = \eta_{\text{K}}(T_{\text{K}})N_{\text{T}}(T_{\text{K}}).$$
 (2.106)

Проанализируем функции $N_{\rm T}(T_{\rm K})$, $\eta_{\rm K}(T_{\rm K})$, $N_{\rm T.3}(T_{\rm K})$. Для этого представим их в развёрнутом виде: $N_{\rm T} = T_{\rm K} \upsilon_{\rm A}$, $\upsilon_{\rm A} = \omega_{\rm K} r_{\rm K} (1-\delta)$, $N_{\rm T} = \omega_{\rm K} r_{\rm K} (1-\delta) T_{\rm K} = N_{\rm T} (T_{\rm K})$, при этом в общем виде $\delta = \delta (T_{\rm K})$ и $\omega_{\rm K} = \omega_{\rm K} (T_{\rm K})$:

$$\eta_{\rm K} = N_{\rm T} / N_{\rm K}, N_{\rm K} = \omega_{\rm K} M_{\rm K}, M_{\rm K} = (T_{\rm K} + P_f) r_{\rm K};$$

$$\eta_{\rm K} = \frac{\omega_{\rm K} r_{\rm K} (1 - \delta) T_{\rm K}}{\omega_{\rm K} (T_{\rm K} + P_f) r_{\rm K}} = \frac{(1 - \delta) T_{\rm K}}{T_{\rm K} + P_f} = \eta_{\rm K} (T_{\rm K});$$

$$N_{\rm T.9} = \eta_{\rm K} N_{\rm T} = \frac{\omega_{\rm K} r_{\rm K} (1 - \delta)^2 T_{\rm K}^2}{T_{\rm K} + P_f} = N_{\rm T.9} (T_{\rm K}).$$

Так как при $T_{\rm K} \ge 0$ имеем $\delta \ge 0$ и $P_f > 0$, то $N_{\rm K}(T_{\rm K}) > N_{\rm T}(T_{\rm K})$ и $\eta_{\rm K}(T_{\rm K}) < 1$, а из этого следует, что должно выполняться неравенство $T_{{\rm K},\eta} < T_{{\rm K},N_{\rm T}}$.

Так как в выражении (2.106) $\eta_{\rm K}(T_{\rm K}) < 1$, то с учётом предыдущего неравенства следует, что $T_{\rm K.\eta} < T_{\rm K.N_{T.3}} < T_{\rm K.N_{T}}$, где значение аргумента $T_{\rm K} = T_{\rm K.N_{T.3}}$, соответствует максимуму функции $N_{\rm T.3}(T_{\rm K}) = \max$.

Функции $N_{\rm T}(T_{\rm K})$, $\eta_{\rm K}(T_{\rm K})$, $N_{\rm T.Э}(T_{\rm K})$ взаимосвязаны прямопропорциональными зависимостями, поэтому они должны иметь идентичный характер изменения, а это означает, что высокое значение $N_{\rm T.Э}$ возможно только при одновре-

менно высоких значениях η_{K} , N_{T} и, наоборот, одновременно высокие значения η_{K} , N_{T} соответствуют только высокому значению $N_{T,\Im}$, т.е. режиму $N_{T,\Im,max}$.

Сделанные теоретические выводы предопределяются характером функций $N_{\rm T}(T_{\rm K})$, $\eta_{\rm K}(T_{\rm K})$, $N_{\rm T.9}(T_{\rm K})$ на интервале силы тяги $T_{\rm K} \in [T_{{\rm K}.\eta}, T_{{\rm K}.N_{\rm T}}]$, где функция $\eta_{\rm K}(T_{\rm K})$ монотонно убывает от значения $\eta_{{\rm K}.max}$, а функция $N_{\rm T}(T_{\rm K})$ монотонно возрастает до значения $N_{{\rm T}.max}$. Поэтому максимальное значение функции $N_{{\rm T}.9} =$ $\eta_{\rm K}N_{\rm T} = N_{{\rm T}.9}(T_{\rm K})$ должно находиться в том же интервале силы тяги $T_{\rm K}$, т.е. $T_{{\rm K}.\eta} < T_{{\rm K}.N_{\rm T.9}} < T_{{\rm K}.N_{\rm T.9}}$, что подтверждает ранее сделанный вывод.

Как видно из рис. 2.25, характер изменения функции $N_{\text{T.9}}(T_{\text{K}})$ соответствует ранее рассмотренным функциям $\eta_{\text{K}}(T_{\text{K}})$, $N_{\text{T}}(T_{\text{K}})$. Точка экстремума $N_{\text{T.9}}(T_{\text{K}})_{max}$ соответствует силе тяги движителя $T_{\text{K.N}_{\text{T.9}}}$, определённой на интервале $T_{\text{K.\eta}} < T_{\text{K.N}_{\text{T.9}}} < T_{\text{K.N}_{\text{T}}}$. В данном случае: $\eta_{\text{K.max}} = 0,487$ при $T_{\text{K.\eta}} = 84,6$ кН и $N_{\text{T.\eta}} = 94,67$ кВт; $N_{\text{T.max}} = 124,9$ кВт при $T_{\text{K.N}_{\text{T}}} = 165$ кН и $\eta_{\text{K.N}_{\text{T}}} = 0,3965$; $N_{\text{T.9.max}} = 53,82$ кВт при $T_{\text{K.N}_{\text{T.9}}} = 132$ кН и $\eta_{\text{K.N}_{\text{T.9}}} = 0,45$, $N_{\text{T.N}_{\text{T.9}}} = 119,5$ кВт; $\Delta P_f = =0,135$ и $T_{\text{K.\eta}} / T_{\text{K.N}_{\text{T}}} = 0,513$.

Из выражения $\frac{\partial}{\partial T_{\rm K}} N_{\rm T.9} (T_{\rm K}) = 0 \Longrightarrow T_{\rm K.N_{\rm T.9}}$:

$$3\Delta^2 T_{K.N_{T.9}}^3 - 4\Delta(1 - \Delta P_f) T_{K.N_{T.9}}^2 + (1 - 6\Delta P_f) T_{K.N_{T.9}} + 2P_f = 0.$$
(2.107)

Решив уравнение (2.107), определим значение силы тяги движителя $T_{K.N_{T.9}}$, при котором он развивает максимальную эффективную тяговую мощность $N_{T.9.max}$, соответствующую одновременно высоким значениям тяговой мощности N_T и КПД движителя η_K .

Предложенный режим работы ЗТМ $N_{\text{T.Э.max}}$ является альтернативным известным режимам $N_{\text{T. max}}$ и $\eta_{\text{K.max}}$. На этом режиме при $T_{\text{K}} = T_{\text{K.}N_{\text{T.}9}} = 132$ кН (рис. 2.25): $N_{\text{T.}\eta} = =94,7$ кВт $< N_{\text{T.}N_{\text{T.}9}} = 119,5$ кВт $< N_{\text{T.max}} = 124,9$ кВт и $\eta_{\text{K.}N_{\text{T}}} = 0,3965$ $<\eta_{\text{K.}N_{\text{T.}9}} = =0,45 < \eta_{\text{K.max}} = 0,487$, что подтверждает его «золотую середину» между режимами $N_{\text{T.max}}$ и $\eta_{\text{K.max}}$.

Итак, с помощью идеализированной модели тяговой характеристики движителя принципиально решён подход к задаче оптимизации процесса работы движителя землеройно-транспортной машины.

Проанализируем реальную тяговую характеристику колёсного движителя легкого автогрейдера ДЗ-40А (рис. 2.27), построенную по экспериментальным данным. Автогрейдер двигался на первой передаче с максимальной подачей топлива в двигатель по срезанному суглинистому грунту плотностью по

ударнику ДорНИИ С_{УД} = 7...8 ударов и массовой влажностью 23%. Тяговая нагрузка прикладывалась с помощью специального тормозного агрегата ступенчато от опыта к опыту.



Рис. 2.27. Тяговая характеристика колёсного движителя автогрейдера ДЗ-40А

Характер изменения функции $\eta_{\rm K}(T_{\rm K})$, $N_{\rm T}(T_{\rm K})$, $N_{\rm T.Э}(T_{\rm K})$ (рис. 2.27) аналогичен соответствующим функциям идеализированной тяговой характеристики на рис. 2.25. Для диапазона $T_{\rm K} = 0...T_{{\rm K}.N_{\rm T}}$ характеристика буксования $\delta(T_{\rm K})$ близка к линейной с параметром $\Delta \approx 0,006$ кH⁻¹. Основные показатели тяговой характеристики движителя автогрейдера ДЗ-40А (рис. 2.27) следующие: $P_f = 5,27$ кH (при $T_{\rm K} = 0$); $\eta_{\rm K.max} = 0,723$ при $T_{{\rm K}.\eta} = 21,2$ кH и $N_{{\rm T}.\eta} = =12,7$ кBT; $N_{{\rm T}.max} = 17,2$ кBT при $T_{{\rm K}.N_{\rm T}} = 36$ кH, $N_{{\rm K}.N_{\rm T}} = 26,8$ кBT и $\eta_{{\rm K}.N_{\rm T}} = 0,64$; $N_{{\rm T}.9.max} = 11,5$ кBT при $T_{{\rm K}.N_{\rm T}} = 31$ кH и $N_{{\rm K}.N_{\rm T.9}} = 23,9$ кBT; $\Delta P_f = 0,032$, $T_{{\rm K}.\eta} / T_{{\rm K}.N_{\rm T}} = 0,59$; при $T_{\rm K} = T_{{\rm K}.N_{\rm T.9}} = 31$ кH: $\eta_{{\rm K}.N_{\rm T}} = 0,64 < \eta_{{\rm K}.N_{\rm T.9}} = 0,694 < \eta_{{\rm K}.max} = =0,723$, $N_{{\rm T}.\eta} = 12,7$ кBT $N_{{\rm T}.\eta} = 12,7$ кBT $N_{{\rm T}.\eta} = 12,7$ кBT.

Для реальной тяговой характеристики при $T_{\rm K} > T_{{\rm K}.N_{\rm T}}$ коэффициент буксования δ начинает резко увеличиваться, что приводит к резкому уменьшению скорости движения $v_{\rm d}$ и тяговой мощности $N_{\rm T}$. Поэтому при одинаковом зна-
чении выражения ΔP_f соотношение $T_{K,\eta}/T_{K,N_T}$ для реальной тяговой характеристики будет несколько больше, чем для идеализированной с линейной функцией $\delta(T_K)$, в результате смещения $N_{T.max}$ в сторону меньших значений T_K , но $T_{K,\eta} < T_{K,N_T}$.

Так, при $\Delta P_f = 0,032$ для идеализированной тяговой характеристики по формулам (2.102) и (2.103) $T_{\text{K},\eta} / T_{\text{K},N_{\text{T}}} = 0,3$, а для реальной $T_{\text{K},\eta} / T_{\text{K},N_{\text{T}}} = 0,59$.

Таким образом, для движителя автогрейдера ДЗ-40А при $T_{\rm K} = T_{{\rm K}.N_{\rm T}.9} = 31$ кН, что соответствует режиму максимальной эффективной тяговой мощности $N_{\rm T.9.max}$, развиваемая тяговая мощность $N_{\rm T} = 16,6$ кВт, что меньше на 3,5%; подводимая к движителю мощность $N_{\rm K} = 23,9$ кВт, что меньше на 10,8%; КПД движителя $\eta_{\rm K} = 0,694$, что больше на 8,44%, чем для аналогичных показателей движителя на режиме максимальной тяговой мощности $N_{\rm T.max}$, т.е. переходя на режиме $N_{\rm T.9.max}$, теряем 3,5% тяговой мощности $N_{\rm T}$, но экономим 10,8% подводимой мощности $N_{\rm K}$ и тем самым повышаем КПД движителя $\eta_{\rm K}$ на 8,44% по сравнению с режимом $N_{\rm T.max}$. Для идеализированной тяговой характеристики движителя гусеничного промышленного трактора T-25.01 оценочные значения по соответствующим показателям составили – 4,3; 15,7 и 13,5%.

По сравнению с режимом $\eta_{K.max}$, на режиме $N_{T.Э.max}$ движитель автогрейдера ДЗ-40А развивает тяговую мощность N_T больше на 30,7%, а величина η_K при этом меньше только на 4%. Для идеализированной тяговой характеристики движителя трактора T-25.01 эти оценочные значения составили соответственно 26,2 и 7,6%.

Несмотря на то, что машины ДЗ-40А и Т-25.01 по весу и тяговому классу, а также по типу движителя являются разными, оценочные значения тяговых показателей для различных режимов работы имеют один и тот же порядок.

На основании рассмотренных материалов [36] можно сделать вывод, что предлагаемый режим работы движителя 3TM – режим максимальной эффективной тяговой мощности $N_{T.Э.max}$ более эффективен, чем известные режимы $N_{T.max}$ и $\eta_{K.max}$. Режим $N_{T.Э.max}$ является промежуточным между режимами $N_{T.max}$, $\eta_{K.max}$ и включает в себя их достаточно высокие индивидуальные значения, которые в совокупности и определяют более высокую эффективность его.

2.4. Функционирование тягового привода ЗТМ

2.4.1. Место тягового привода в системе «ЗТМ – грунт»

Физической основой функционирования ЗТМ является механическая энергия, которая генерируется в силовой установке и через передаточный механизм реализуется на рабочем органе в разработанный грунт.

Разработка грунта, то есть функционирование технической системы «ЗТМ – грунт», осуществляется в процессе движения ЗТМ со скоростью v_{d} за счёт реализации на её рабочем органе силы тяги T_{P} , развиваемой движителем и передаваемой к нему тяговой или толкающей рамой мощностью $N_{T,P} = T_{P}v_{d}$. Эту функцию у ЗТМ выполняет тяговый привод, который, как любой силовой привод, включает в себя силовую установку (двигатель) – источник механической энергии и передаточный механизм, обеспечивающий передачу механической энергии к исполнительным механизмам. У ЗТМ исполнительными механизмами является движитель, обеспечивающий поступательное движение машины со скоростью v_{d} и развивающий силу тяги T_{K} , и рабочий орган, к которому через раму, соединяющую его с движителем, передаётся сила тяги величиной T_{P} и мощностью $N_{T,P} = T_{P}v_{d}$, реализуемая непосредственно на разработку грунта.

Передаточный механизм в тяговом приводе ЗТМ включает в себя трансмиссию, трансформирующую вращательное движение вала двигателя, движитель, преобразующий вращательное движение в поступательное, и рама (тяговая или толкающая), передающая поступательное движение рабочему органу мощностью $N_{\rm TP}$ для разработки грунта.

2.4.2. Функционирование передаточного механизма в тяговом приводе ЗТМ

Функцию передаточного механизма в тяговом приводе ЗТМ выполняют трансмиссия, движитель и рама машины, связывающая движитель с рабочим органом. Трансмиссия включает в себя коробку перемены передач (КП), согласующий редуктор между двигателем и КП (если таковой есть), главную и бортовые передачи.

Так как тяговый привод является энергетической основой ЗТМ, то эффективность её работы будет определяться в большей степени эффективностью работы тягового привода, а значит, и его передаточного механизма.

Анализ тягово-энергетических показателей ЗТМ [32] выявил, что режимы максимальной тяговой мощности машины на рабочем органе $N_{\text{T.P.max}}$, её максимального тягового КПД $\eta_{\text{T.max}}$ и максимального КПД движителя $\eta_{\text{ДВЖ.max}}$ ($\eta_{\text{К.max}}$), а также режимы максимальной выходной мощности гидромеханической коробки передач (ГМКП) $N_{\text{К.П.max}}$ и её максимального КПД $\eta_{\text{К.П.max}}$ существенно не совпадают по тяговой нагрузке на рабочем органе $T_{\text{P.}}$. А это значит, что выходная мощность двигателя $N_{\text{ДВ}}$ используется неэффективно при формировании передаточным механизмом тяговой мощности на рабочем органе $N_{\text{Т.P.}}$. Поэтому исследование особенностей работы передаточного механизма в тяговом приводе ЗТМ является актуальным.

Общим в кинематике движителя и ГМКП является то, что в этих механизмах отсутствует жёсткая связь между ведомым и ведущим звеньями, допускающая их относительное проскальзывание (пробуксовывание). При увеличении нагрузки на выходном звене величина проскальзывания (буксования) увеличивается, т.е. работа этих механизмов имеет аналогию с фрикционными передачами. Поэтому в этом смысле движитель и ГМКП можно рассматривать как передаточные механизмы «фрикционного типа». В ГМКП элементами фрикционной передачи обладает гидротрансформатор (ГТ).

Задача данного исследования заключается в изучении влияния связи «фрикционного типа» между ведомым и ведущим звеньями движителя [33] и ГМКП [34] на их тягово-энергетические показатели.

2.4.2.1. Функционирование колёсного движителя в передаточном механизме тягового привода ЗТМ

Расчётная модель колёсного движителя представлена на рис. 2.28. При взаимодействии ведущего колеса 1 и опорной поверхностью 2 вращательное движение его с угловой скоростью $\omega_{\rm K}$ преобразуется в поступательное движение оси колеса с рамой 3 со скоростью $U_{\rm A}$, а подводимый к нему крутящий момент $M_{\rm K}$ преобразуется в силу тяги $T_{\rm K}$. Сила тяги $T_{\rm K}$ представляет собой касательную реакцию опорной поверхности и передаётся на ось колеса с добавлением реактивного момента $M_{\rm TK} = T_{\rm K} r_{\rm C}$, где $r_{\rm C}$ – силовой радиус колеса. Таким образом, при равномерном движении ведущего колеса и статическом приложении к нему внешних нагрузок на колесо действуют следующие силы и моменты; $F_{\rm K}$ – тяговая нагрузка и $G_{\rm K}$ – вертикальная нагрузка на ось колеса; $R_{\rm K}$ – нормальная реакция опорной поверхности; $T_{\rm K}$ – касательная реакция опорной поверхности; $M_{\rm K}$ – активный крутящий момент, подводимый к движителю от силовой установки; $M_{\rm T_K}$ и M_f – реактивные моменты, обусловленные действием реакций $T_{\rm K}$ и $R_{\rm K}$. При этом $R_{\rm K} = G_{\rm K}$; $T_{\rm K} = F_{\rm K}$; $P_f = R_{\rm K} f = G_{\rm K} f$; $M_{\rm T_K} = T_{\rm K} r_{\rm C}$; $M_f = P_f r_{\rm C}$;

$$M_{\rm K} = M_{T_{\rm K}} + M_f = (T_{\rm K} + P_f) r_{\rm C}, \qquad (2.108)$$

где P_f – сила сопротивления качения колеса; f – коэффициент сопротивления качению колеса.

Расчётная модель (рис. 2.28) применима и для многоколёсного движителя с блокированным приводом (автогрейдеры, базовые тягачи) путём замены его одним условным пневмоколесом с обобщёнными параметрами. Расчётные

зависимости (2.108) справедливы и для гусеничного движителя при замене $r_{\rm C}$ на $r_{\rm K}$ – радиус ведущего колеса или звёздочки движителя.



Рис. 2.28. Схема сил и моментов, действующих на колёсный движитель: 1 – ведущее звено (колесо с пневмошинной); 2 – опорная поверхность; 3 – ведомое звено (тяговая рама с осью колеса)

Скорость поступательного движения оси колеса с рамой

$$\upsilon_{\mathcal{I}} = \omega_{\mathcal{K}} r_{\mathcal{C}} \left(1 - \delta \right), \tag{2.109}$$

где δ – коэффициент буксования движителя.

Рассмотрим работу движителя с идеализированной линейной моделью буксования

$$\delta = \Delta T_{\rm K}, \qquad (2.110)$$

где Δ – параметр характеристики буксования, учитывающий сцепные качества движителя. При $\delta = 1,0$ $\upsilon_{d} = 0$, и тогда сила тяги движителя по сцеплению с опорной поверхностью будет равна

$$T_{\rm Ko} = 1/\Delta, \tag{2.111}$$

Тягово-энергетические показатели движителя: Подводимая к движителю мощность

$$N_{\rm K} = M_{\rm K} \omega_{\rm K} = \left(T_{\rm K} + P_f\right) \omega_{\rm K} r_{\rm C}; \qquad (2.112)$$

Тяговая мощность движителя

$$N_{\mathrm{T}} = T_{\mathrm{K}} \upsilon_{\mathrm{A}} = \left(T_{\mathrm{K}} - \Delta T_{\mathrm{K}}^2 \right) \omega_{\mathrm{K}} r_{\mathrm{C}}; \qquad (2.113)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) движителя

$$\eta_{\rm K} = N_{\rm T} / N_{\rm K} = \left(T_{\rm K} - \Delta T_{\rm K}^2 \right) \left(T_{\rm K} + P_f \right).$$
(2.114)

Через тяговую раму (раму 3TM) сила тяги движителя $T_{\rm K}$ передаётся на рабочий орган в виде силы тяги $T_{\rm P}$, которая в общем случае движения машины $T_{\rm P} >= < T_{\rm K}$, а тяговая мощность на рабочем органе будет равна $N_{\rm T,P} = T_{\rm P} \upsilon_{\rm I}$.

Рассмотрим общий случай работы движителя, когда f = varia и $\omega_{\rm K}$ = varia:

$$f = f_0 (1 + \lambda T_{\rm K}); \ \omega_{\rm K} = \omega_{\rm K0} - \alpha_{\omega} M_{\rm K}, \qquad (2.115)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению колеса при $T_{\rm K} = 0$; $\omega_{\rm K0}$ – угловая скорость вращения колеса при $M_{\rm K} = 0$; $\lambda \, {\rm i} \, \alpha_{\omega}$ – параметры соответствующих характеристик. Предполагается, что вертикальная нагрузка на ось колеса $G_{\rm K}$ остаётся постоянной, в противном случае необходимо будет перейти к относительной силе тяги $\psi = T_{\rm K} / G_{\rm K}$, учитывающей изменение не только $T_{\rm K}$, но и $G_{\rm K}$, т.е. в этом случае $f = f_0 (1 + \lambda \psi)$.

Выражения (2.112), (2.113), (2.114) с учётом (2.115) после преобразований примут следующий вид:

$$N_{\rm K} = (\omega_{\rm K0} - \alpha_{\omega}G_{\rm K}f_{0}r_{\rm C})G_{\rm K}f_{0}r_{\rm C} + (\omega_{\rm K0} - 2\alpha_{\omega}G_{\rm K}f_{0}r_{\rm C})(1 + \lambda G_{\rm K}f_{0})r_{\rm C}T_{\rm K} - -\alpha_{\omega}(1 + \lambda G_{\rm K}f_{0})^{2}r_{\rm C}^{2}T_{\rm K}^{2};$$

$$(2.116)$$

$$N_{\rm T} = \left(\omega_{\rm K0} - \alpha_{\omega}G_{\rm K}f_{\rm 0}r_{\rm C}\right)r_{\rm C}T_{\rm K} + \left\{\alpha_{\omega}\left[\left(\Delta - \lambda\right)G_{\rm K}f_{\rm 0} - 1\right]r_{\rm C} - \Delta\omega_{\rm K0}\right\}r_{\rm C}T_{\rm K} + \Delta\alpha_{\omega}\left(1 + \lambda G_{\rm K}f_{\rm 0}\right)r_{\rm C}^{2}T_{\rm K}^{3};$$

$$(2.117)$$

$$\eta_{\rm K} = \left(T_{\rm K} - \Delta T_{\rm K}^2 \right) / \left[G_{\rm K} f_0 + \left(1 + \lambda G_{\rm K} f_0 \right) T_{\rm K} \right].$$
(2.118)

Итак, работа движителя будет определяться величиной тяговой нагрузки $T_{\rm K}$ и параметрами: Δ – характеристики буксования, λ – характеристики

коэффициента сопротивления качению, α_{ω} – характеристики угловой скорости вращения ведущего звена.

Характерными режимами работы движителя ЗТМ являются режим максимальной тяговой мощности $N_{\text{T.max}}$ и режим максимального КПД $\eta_{\text{K.max}}$. Наиболее полно эти режимы были проанализированы в работах [154, 155], однако полученные результаты представлены в них не в конечном аналитическом виде, а промежуточными графическими зависимостями, построенными по результатам численного моделирования, что вызывает определённые трудности при решении задач оптимизации показателей этих режимов. Кроме того, что главное, эти режимы были рассмотрены вне взаимосвязи друг с другом. Максимальные значения показателей $N_{\text{K.max}}$, $N_{\text{T.max}}$, $\eta_{\text{K.max}}$ соответствуют точкам экстремума выпуклых функций $N_{\text{K}} = N_{\text{K}}(T_{\text{K}})$, $N_{\text{T}} = N_{\text{T}}(T_{\text{K}})$, $\eta_{\text{K}} = \eta_{\text{K}}(T_{\text{K}})$. В этом случае $N_{\text{K}} = N_{\text{K.max}}$ при $T_{\text{K}} = T_{\text{K.N}_{\text{T}}}$; $\eta_{\text{K}} = \eta_{\text{K.max}}$ при $T_{\text{K}} = T_{\text{K.}\eta_{\text{K}}}$.

$$H_{3} \frac{\partial N_{\rm K}}{\partial T_{\rm K}} = 0 \Longrightarrow T_{{\rm K}.N_{\rm K}}, \ H_{3} \frac{\partial N_{\rm T}}{\partial T_{\rm K}} = 0 \Longrightarrow T_{{\rm K}.N_{\rm T}}, \ H_{3} \frac{\partial \eta_{\rm K}}{\partial T_{\rm K}} = 0 \Longrightarrow T_{{\rm K}.\eta_{\rm K}}.$$
(2.119)

Из выражений (2.119) и (2.116), (2.117), (2.118) получим

$$T_{\mathrm{K}.N_{\mathrm{K}}} = \left(\omega_{\mathrm{K}0} - 2\alpha_{\omega}G_{\mathrm{K}}f_{0}r_{\mathrm{C}}\right) / \left[2\alpha_{\omega}\left(1 + \lambda G_{\mathrm{K}}f_{0}\right)r_{\mathrm{C}}\right]; \qquad (2.120)$$

$$3\Delta \alpha_{\omega} (1 + \lambda G_{\rm K} f_0) r_{\rm C} T_{{\rm K}.N_{\rm T}}^2 - 2 \{ \alpha_{\omega} [1 - (\Delta - \lambda) G_{\rm K} f_0] r_{\rm C} + \Delta \omega_{{\rm K}0} \} T_{{\rm K}.N_{\rm T}} + (\omega_{{\rm K}0} - \alpha_{\omega} G_{\rm K} f_0 r_{\rm C}) = 0; \qquad (2.121)$$

$$\Delta (1 + \lambda G_{\rm K} f_0) T_{{\rm K},\eta_{\rm K}}^2 + 2\Delta G_{\rm K} f_0 T_{{\rm K},\eta_{\rm K}} - G_{\rm K} f_0 = 0.$$
(2.122)

Значения сил тяги $T_{K.N_T}$ и $T_{K.\eta_K}$ определим соответственно из уравнений (2.121) и (2.122):

$$T_{\mathrm{K.N_{T}}} = \left[\left\{ \alpha_{\omega} \left[1 - \left(\Delta - \lambda \right) G_{\mathrm{K}} f_{0} \right] r_{\mathrm{C}} + \Delta \omega_{\mathrm{K0}} \right\} - \sqrt{\left\{ \alpha_{\omega} \left[1 - \left(\Delta - \lambda \right) G_{\mathrm{K}} f_{0} \right] r_{\mathrm{C}} + \Delta \omega_{\mathrm{K0}} \right\}^{2} - \frac{1}{-3\Delta \alpha_{\omega} \left(1 + \lambda G_{\mathrm{K}} f_{0} \right) r_{\mathrm{C}} \left(\omega_{\mathrm{K0}} - \alpha_{\omega} G_{\mathrm{K}} f_{0} r_{\mathrm{C}} \right)} \right] / \left[3\Delta \alpha_{\omega} \left(1 + \lambda G_{\mathrm{K}} f_{0} \right) r_{\mathrm{C}} \right];$$

$$(2.123)$$

$$T_{\mathrm{K},\eta_{\mathrm{K}}} = \left[\sqrt{\left(\Delta G_{\mathrm{K}}f_{0}\right)^{2} + \Delta\left(1 + \lambda G_{\mathrm{K}}f_{0}\right)G_{\mathrm{K}}f_{0}} - \Delta G_{\mathrm{K}}f_{0}\right] / \left[\Delta\left(1 + \lambda G_{\mathrm{K}}f_{0}\right)\right]. \quad (2.124)$$

При $\lambda = 0 \left(P_f = P_{f0} = G_K f_0 \right)$ и $\alpha_{\omega} = 0 \left(\omega_K = \omega_{K0} \right)$:

из выражения (2.120) $T_{K.N_T} = \infty$, т.е. функция $N_K = N_K (T_K)$ не имеет экстремума;

из выражения (2.123) имеем неопределённость вида $T_{\text{K}.N_{\text{T}}} = 0/0$, а из выражения (2.121) получим $T_{\text{K}.N_{\text{T}}} = 1/2\Delta$;

из выражения (2.124)
$$T_{K,\eta_K} = P_{f0} \left(\sqrt{1 + \frac{1}{\Delta P_{f0}}} - 1 \right).$$

При $\Delta = 0$:

выражение (2.120) для $T_{{\rm K}.N_{\rm K}}$ остаётся без изменения, так как параметр Δ не влияет на показатель $N_{\rm K}$;

из выражения (2.123) имеем неопределённость вида $T_{K.N_T} = 0/0$, а из выражения (2.121) получим:

$$T_{\mathrm{K}.N_{\mathrm{T}}} = \left(\omega_{\mathrm{K}0} - \alpha_{\omega}G_{\mathrm{K}}f_{0}r_{\mathrm{C}}\right) / \left[2\alpha_{\omega}r_{\mathrm{C}}\left(1 + \lambda G_{\mathrm{K}}f_{0}\right)\right],$$

и при $\alpha_{\omega} = 0$ $T_{K,N_T} = \infty$, т.е. функция $N_T = N_T(T_K)$ не имеет экстремума; из выражения (2.124) имеем неопределённость вида $T_{K,\eta_K} = 0/0$, из выражения (2.122) T_{K,η_K} не определяется, и при $\Delta = 0$ уравнение (2.122) не выполняется, из выражения (2.118) $\partial \eta_K / \partial T_K = 0$ при $T_{K,\eta_K} = \infty$, т.е. функция $\eta_K = \eta_K(T_K)$ не имеет экстремума.

Итак, функция $N_{\rm K} = N_{\rm K}(T_{\rm K})$ на параметр Δ не реагирует, а при $\alpha_{\omega} = 0$ не имеет экстремума; функция $N_{\rm T} = N_{\rm T}(T_{\rm K})$ при $\Delta = 0$ и $\alpha_{\omega} = 0$ не имеет экстремума; функция $\eta_{\rm K} = \eta_{\rm K}(T_{\rm K})$ на параметр α_{ω} не реагирует, а при $\Delta = 0$ не имеет экстремума.

Более подробно влияние параметров Δ , λ , α_{ω} на функции $N_{\rm K} = N_{\rm K}(T_{\rm K}), N_{\rm T} = N_{\rm T}(T_{\rm K}), \eta_{\rm K} = \eta_{\rm K}(T_{\rm K})$ проанализируем по графикам, представленным на рис. 2.29 и построенным по исходным данным автогрейдера ДЗ-146: $G_{\rm K} = 91,78$ кH, $r_{\rm C} = 0,632$ м, $f_0 = 0,07$, $\omega_{\rm K0} = 3$ c⁻¹. Для характеристик на рис. 2.29, а: $\lambda = 0, \alpha_{\omega} = 0, \Delta =$ varia. Для характеристик на рис. 2.29,б: $\Delta = 0,01$ кH⁻¹ = const; $\alpha_{\omega} = 0$ и $\lambda =$ varia для кривых 1-3, $\lambda = 0,0218$ кH⁻¹ = const и $\alpha_{\omega} =$ varia для кривых 3-5, $\lambda = 0$ и $N_{\rm K} = 70$ кBT = const для кривых 6.



Рис. 2.29. Характеристики движителя землеройно-транспортной машины с линейной моделью буксования: а – при $\lambda = 0$, $\alpha_{\omega} = 0$ и $\Delta = varia; 1 - \Delta = 0;$ $2 - \Delta = 0,001 \text{ kH}^{-1}; 3 - \Delta = 0,002 \text{ kH}^{-1}; 4 - \Delta = 0,004 \text{ kH}^{-1}; 5 - \Delta = 0,005 \text{ kH}^{-1};$ $6 - \Delta = 0,01 \text{ kH}^{-1}; 6 - при \Delta = 0,01 \text{ kH}^{-1} = \text{const}; 1 - \lambda = 0, \alpha_{\omega} = 0;$ $2 - \lambda = 0,0136 \text{ kH}^{-1}, \alpha_{\omega} = 0; 3 - \lambda = 0,0218 \text{ kH}^{-1}, \alpha_{\omega} = 0; 4 - \lambda = 0,0218 \text{ kH}^{-1},$ $\alpha_{\omega} = 0,013 (\text{ kH}^{-1}\text{ M}^{-1}; 5 - \lambda = 0,0218 \text{ kH}^{-1}, \alpha_{\omega} = 0,03 (\text{ kH}^{-1}\text{ M}^{-1}; 6 - \lambda = 0, N_{\text{K}} = 70 \text{ kBT} = \text{const}$

Выводы. 1. При $\alpha_{\omega} = 0$ и $\Delta = 0$ с увеличением $T_{\rm K}$ характеристики $N_{\rm K} = N_{\rm K}(T_{\rm K})$ и $N_{\rm T} = N_{\rm T}(T_{\rm K})$ интенсивно возрастают, а характеристика $\eta_{\rm K} = \eta_{\rm K}(T_{\rm K})$ асимптотически приближается к значению $\eta_{\rm K} = 1$. При $\Delta \neq 0$ (имеет место буксование движителя) у характеристик $N_{\rm T} = N_{\rm T}(T_{\rm K})$ и $\eta_{\rm K} = \eta_{\rm K}(T_{\rm K})$ появляется экстремум. При этом характеристика $N_{\rm T} = N_{\rm T}(T_{\rm K})$ располагается симметрично относительно координаты $T_{\rm K}$, и $T_{{\rm K}N_{\rm T}} = 0,5T_{{\rm K}\phi}$, а характеристика $\eta_{\rm K} = \eta_{\rm K}(T_{\rm K})$ асимметрична, и $T_{{\rm K}\eta_{\rm T}} < 0,5T_{{\rm K}\phi}$. С увеличением Δ уменьшаются значения $N_{\rm T.max}$ и $\eta_{{\rm K.max}}$, а также значения $T_{{\rm K}.\eta_{\rm T}}$. Так, при $\Delta = 0,001 \,{\rm kH}^{-1} T_{{\rm K}.\eta_{\rm K}}/T_{{\rm K}.N_{\rm T}} = 0,15$, а при $\Delta = 0,01 \,{\rm kH}^{-1} T_{{\rm K}.\eta_{\rm K}}/T_{{\rm K}.N_{\rm T}} = 1$ (рис. 2.29, б, кривые 6).

2. При $\Delta > 0 = \text{const}$ и $\alpha_{\omega} = 0$ с увеличением λ значения $\eta_{\text{K.max}}$ уменьшаются, а значения $N_{\text{T.max}}$, $T_{\text{K.N}_{\text{T}}}$ и $T_{\text{K.}\eta_{\text{K}}}$ остаются постоянными.

3. При $\Delta > 0 = \text{const}$ и $\lambda > 0 = \text{const}$ с увеличением α_{ω} значения $N_{\text{T.max}}$ и $T_{\text{K.N}_{\text{T}}}$ уменьшаются, а значения $\eta_{\text{K.max}}$ и $T_{\text{K.}\eta_{\text{K}}}$ остаются постоянными.

На рис. 2.30 представлена экспериментальная тяговая характеристика колёсного движителя лёгкого класса ДЗ-40А на первой передаче и суглинистом грунте ($C_{\rm YZ} = 7...8$, W = 23 %) [13], а на рис. 2.31 – расчётная тяговая характеристика гусеничного движителя бульдозерно-рыхлительного агрегата (БРА) ДЗ-158 УХЛ (T-25.01 БР-2) на первой передаче и типичном грунте [25]. Пунктиром обозначены характеристики для линейных моделей δ (2.110), f и $\omega_{\rm K}$ (2.115) с исходными данными: ДЗ-40А - $G_{\rm K} = 66,738$ кH, $r_{\rm C} = 0,54$ м, $f_0 = 0,079$, $\lambda = 0, \omega_{\rm K0} = 1,27$ с⁻¹, $\alpha_{\omega} = 0,00465$ (кН·м·с)⁻¹, $\Delta = 0,006$ кН⁻¹; ДЗ-158 УХЛ - $G_{\rm K} = 439,06$ кH, $r_{\rm K} = 0,5025$ м, $f_0 = 0,0515$, $\lambda = 0, \omega_{\rm K0} = 2,345$ с⁻¹, $\alpha_{\omega} = 0,0075$ (кН·м·с)⁻¹, $\Delta = 0,00076$ кН⁻¹.

Анализ характеристик $M_{\rm K} = M_{\rm K}(T_{\rm K})$ и $\omega \omega_{\rm K} = \omega_{\rm K}(T_{\rm K})$ подтверждает правомерность линейных моделей (2.115) $\omega_{\rm K} = \omega_{\rm K}(T_{\rm K})$ и $f = f(T_{\rm K})$ при $\lambda = 0$.



Рис. 2.30. Экспериментальная тяговая характеристика колёсного движителя автогрейдера лёгкого класса ДЗ-40А на первой передаче и суглинистом грунте



Рис. 2.31. Расчётная тяговая характеристика гусеничного движителя бульдозерно-рыхлительного агрегата (БРА) ДЗ-158 УХЛ (Т-25.01 БР-2) на первой передаче и типичном грунте

Для дизельного двигателя, работающего на регуляторной ветви внешней характеристики, и механической коробки передач (МКП) характеристика $\omega_{\rm K} = \omega_{\rm K} (T_{\rm K})$ близка к линейной (рис. 2.30). Для дизельного двигателя с гидромеханической коробкой передач (ГМКП) характеристика $\omega_{\kappa} = \omega_{\kappa} (T_{\kappa})$ в первом приближении с достаточной степенью точности может быть аппроксимирована линейной зависимостью (рис. 2.31). В диапазоне коэффициента буксования $\delta = 0...0,23$ реальные характеристики $\upsilon_{\pi}, N_{\kappa}, N_{\tau}, \eta_{\kappa} = f(T_{\kappa})$ (рис. 2.30, 2.31) достаточно хорошо совпадают с расчётными для линейной модели буксования (2.110). При $\delta > 0,25$ и незначительном увеличении $T_{\rm K}$ буксование движителя в реальных условиях работы ЗТМ резко возрастает, а скорость движения v_{π} , тяговая мощность N_{T} и КПД η_{K} резко уменьшаются. Однако, как видно из графиков на рис. 2.30 и 2.31, реальные значения $\eta_{K,max}$ и $N_{K,max}$ находятся в пределах начального, близкого к линейному участка характеристики буксования $\delta = \delta(T_{\rm K})$, и для их определения, а также для определения значений силы тяги движителя $T_{K.N_{T}}$ и $T_{K.\eta_{K}}$ могут быть использованы формулы (2.116) – (2.118), (2.123), (2.124), полученные на основе линейной модели буксования движителя (2.110). При этом для колёсного движителя автогрейдера ДЗ-40А $\Delta = 0,006 \text{ кH}^{-1}$, а для гусеничного движителя трактора T-25.01 бульдозерно-рыхлительного агрегата ДЗ-158 УХЛ $\Delta = 0,0007 \text{ kH}^{-1}$, что подчеркивает его более высокие сцепные качества. Выводы, сделанные по тягово-энергетическим показателям движителя ЗТМ с линейной моделью буксования (рис. 2.29), справедливы и для реальных моделей в диапазоне коэффициента буксования $\delta = 0...0,23$.

2.4.2.2. Функционирование гидромеханической коробки передач в передаточном механизме тягового привода ЗТМ

Гидромеханическая коробка передач (ГМКП), представляющая собой единый блок из гидродинамической передачи (гидротрансформатора – ГТ) и механической коробки передач (МКП).

Расчётная модель ГМКП представлена на рис. 2.32, где индексами «н» и «т» отмечены показатели на входе (на насосном колесе) и на выходе (на турбинном колесе) ГТ, а индексами «1» и «КП» отмечены показатели на входе МКП и на выходе МКП – ГМКП. Входной вал ГМКП соединяется с насосным колесом ГТ. Выходной вал ГТ, на котором установлено турбинное колесо, соединяется с входным валом МКП. Таким образом, при блокированном ГТ ГМКП работает в режиме МКП.

Основными параметрами ГТ являются кинематическое передаточное отношение $i_{\text{гт}} = \omega_{\text{г}} / \omega_{\text{н}}$ и коэффициент трансформации $K_{\text{гт}} = M_{\text{г}} / M_{\text{н}}$, а МКП

– передаточное отношение $i_{\rm K\Pi} = \omega_{\rm l} / \omega_{\rm K\Pi} = {\rm const}\, u$ крутящий момент M_f внутреннего сопротивления вращения МКП, приведённый к входному валу.



Рис. 2.32. Расчётная модель гидромеханической коробки передач: 1 – гидротрансформатор ГТ (р – реакторы); 2 – механическая коробка передач МКП

В соответствии со схемой на рис. 2.32 угловые скорости вращения $\omega_{\rm T} = \omega_{\rm l}$, крутящие моменты $M_{\rm T} = M_{\rm l}$ и мощности $N_{\rm T} = N_{\rm l}$.

Показатели работы гидротрансформатора: мощность на насосном колесе $N_{\rm H} = M_{\rm H}\omega_{\rm H}$; мощность на турбинном колесе $N_{\rm T} = M_{\rm T}\omega_{\rm T}$; КПД ГТ $\eta_{\rm \Gamma T} = N_{\rm T} / N_{\rm H} = K_{\rm \Gamma T} i_{\rm \Gamma T}$. Выходную характеристику ГТ примем в виде [25, 163]:

$$\omega_{\rm T} = \omega_{\rm H} - \alpha_{\omega_{\rm T}} M_{\rm T}, \qquad (2.125)$$

где $\alpha_{\omega_{\rm T}}$ – параметр характеристики $\omega_{\rm T} = \omega_{\rm T} (M_{\rm T})$. При $M_{\rm T} = 0$ $\omega_{\rm T} = \omega_{\rm T0} = \omega_{\rm H}$. Коэффициент буксования ГТ будет равен

$$\delta_{\Gamma\Gamma} = \left(\omega_{\rm H} - \omega_{\rm T}\right) / \omega_{\rm H} = 1 - i_{\Gamma\Gamma}, \qquad (2.126)$$

При $\alpha_{\omega_{T}} = 0$ $\omega_{T} = \omega_{H}$, т.е. ГТ заблокирован. При $\alpha_{\omega_{T}} \neq 0$ и $M_{T} = = 0...\omega_{H} / \alpha_{\omega_{T}}$ коэффициент буксования ГТ изменяется в диапазоне $\delta = 0...1$.

Для МКП примем следующую модель распределения крутящих моментов:

$$M_{1} = M_{f} + M_{\rm KII} / i_{\rm KII}; \qquad (2.127)$$

$$M_f = M_{f0} \left(1 + \lambda M_{\rm KII} \right), \qquad (2.128)$$

где $M_{\rm KII}$ – момент нагрузки на выходном валу коробки передач КП (МКП или ГМКП); M_{f0} – крутящий момент внутреннего сопротивления вращению МКП, приведённый к входному валу, при $M_{\rm KII} = 0$; λ – параметр характеристики $M_f = M_f (M_{\rm KII})$.

Показатели работы МКП:

$$\omega_{\rm K\Pi} = \omega_{\rm I} / i_{\rm K\Pi}; N_{\rm I} = M_{\rm I} \omega_{\rm I} = \left(M_{f} + M_{\rm K\Pi} / i_{\rm K\Pi} \right) \omega_{\rm I}; N_{\rm K\Pi} = M_{\rm K\Pi} \omega_{\rm K\Pi} = M_{\rm K\Pi} \omega_{\rm I} / i_{\rm K\Pi};$$

$$\eta_{\rm MK\Pi} = N_{\rm K\Pi} / N_{\rm I} = M_{\rm K\Pi} / \left(M_{\rm K\Pi} + i_{\rm K\Pi} M_{f} \right) = 1 / \left(1 + i_{\rm K\Pi} M_{f} / M_{\rm K\Pi} \right).$$

$$(2.129)$$

Примем следующую характеристику угловой скорости вращения входного вала МКП:

$$\omega_1 = \omega_{10} - \alpha_{\omega} M_1, \qquad (2.130)$$

где ω_{10} – угловая скорость вращения входного вала при $M_1 = 0$; α_{ω} – параметр характеристики $\omega_1 = \omega_1(M_1)$.

КПД ГМКП $\eta_{\text{ГМКП}} = N_{\text{КП}} / N_{\text{H}}$.

Влияние режима работы ГМКП и параметров λ , α_{ω} , $\alpha_{\omega_{T}}$ на функции $N_{\mathrm{K\Pi}} = N_{\mathrm{K\Pi}} (M_{\mathrm{K\Pi}})$, $\eta_{\mathrm{K\Pi}} = \eta_{\mathrm{K\Pi}} (M_{\mathrm{K\Pi}})$ проанализируем по графикам, представленным на рис. 2.33 и построенным по вышеприведённым формулам с исходными данными автогрейдера ДЗ-146: $i_{\mathrm{K\Pi}} = 4,98$; $M_{f0} = 0,16$ кН·м [263].

Кривые 1 – 3 соответствуют режиму работы ГМКП с блокированным ГТ ($\alpha_{\omega_T} = 0$ и $\omega_1 = \omega_T = \omega_H$), т.е. режиму работы МКП: 1 – при $\omega_{10} = 200 \text{ c}^{-1}$, $\alpha_{\omega} = 0$, $\lambda = 0$; 2 – при $\omega_{10} = 200 \text{ c}^{-1}$, $\alpha_{\omega} = 0$, $\lambda = 0,2$ (кН·м)⁻¹; 3 – при $\omega_{10} = 200 \text{ c}^{-1}$, $\alpha_{\omega} = 100 \text{ (кH·м·c)}^{-1}$, $\lambda = 0,2 \text{ (кH·м)}^{-1}$.

Кривые 4 соответствуют работе ГМКП с непрозрачным ГТ ($N_{\rm H} = \text{const}$): $\omega_{\rm H} = 200 \text{ c}^{-1} = \text{const}, M_{\rm H} = 0,6 \text{ кH·м} = \text{const}, \lambda = 0, \alpha_{\omega_{\rm T}} = 100 (\text{кH·м·c})^{-1}.$

Кривые 5 соответствуют работе механической части ГМКП по данным кривых 4.



Рис. 2.33. Характеристики гидромеханической коробки передач

Кривые 6 соответствуют работе ГМКП с прозрачным ГТ ($N_{\rm H}$ = varia) по данным кривых 4, но при $N_{\rm H} = M_{\rm H}\omega_{\rm H}$ = varia, значения которых в диапазоне $M_{\rm KII} = 0...2,5$ кН·м взяты из экспериментальных данных (с увеличением $M_{\rm KII}$ величина $N_{\rm H}$ возрастает, но с меньшей интенсивностью, чем $M_{\rm KII}$).

На рис. 2.33 нанесены также экспериментальные характеристики $\omega_{\Gamma M K\Pi}^9$, $\delta_{\Gamma T}^9$, $N_{\Gamma M K\Pi}^9$, $\eta_{M K\Pi}^9$, $\eta_{\Gamma M K\Pi}^9$ в функции $M_{K\Pi}$ гидромеханической коробки передач У 35.605 – 31 с двухреакторным комплексным ГТ на первой передаче, которая установлена в трансмиссии автогрейдера ДЗ-146 [18]. При $M_{K\Pi}$ = 2,1 кН·м происходит стопорение первого реактора, и в диапазоне $M_{K\Pi}$ = 0...2,1 кН·м ГТ работает в режиме гидромуфты. При $M_{K\Pi}$ = 3,425 кН·м происходит стопорение второго реактора, и в диапазоне $M_{K\Pi}$ = 3,425 кН·м ГТ работает на «непрозрачном» участке своей внешней характеристики с $N_{\Pi} \approx 126$ кВт \approx const. В диапазоне $M_{K\Pi}$ = 2,1...3,425 кН·м «прозрачность» ГТ заметно ослаблена по сравнению с диапазоном $M_{K\Pi}$ = 0...2,1 кН·м.

Анализ тягово-энергетических характеристик ГМКП, представленных на рис. 2.33, позволяет сделать следующие выводы.

1. При $\alpha_{\omega_{T}} = 0$ (ГТ заблокирован и ГМКП превращается в МКП) функция $\eta_{K\Pi} = \eta_{K\Pi} (M_{K\Pi})$ (кривые 1, 2, 3) является монотонно возрастающей, асимпто-

тической и не имеет экстремума. С увеличением λ значения $\eta_{\text{КП}}$ уменьшаются, и кривые $\eta_{\text{КП}} = \eta_{\text{КП}} (M_{\text{КП}})$ при $\lambda > 0$ располагаются ниже кривой при $\lambda = 0$. При $\alpha_{\omega} = 0$ функция $N_{\text{КП}} = N_{\text{КП}} (M_{\text{КП}})$ (кривые 1, 2) является возрастающей, близкой к линейной. С увеличением α_{ω} эта функция переходит в выпуклую, экстремальную с точкой максимума (кривая 3). К параметру λ функция $N_{\text{КП}} = N_{\text{КП}} (M_{\text{КП}})$ нечувствительна (кривые 1, 2).

2. При $\alpha_{\omega_{T}} \neq 0$ $\delta_{\Gamma T} > 0$, т.е. имеет место буксование ГТ, и в этом случае функции $N_{K\Pi} = N_{K\Pi} (M_{K\Pi})$, $\eta_{K\Pi} = \eta_{K\Pi} (M_{K\Pi})$ (кривые 4, 6) являются выпуклыми, экстремальными с точками максимума $N_{K\Pi} = N_{K\Pi.max}$ при $M_{K\Pi} = M_{K\Pi.N}$ и $\eta_{K\Pi} = \eta_{K\Pi.max}$ при $M_{K\Pi} = M_{K\Pi.\eta}$ независимо от типа ГТ – непрозрачный (кривые 4) или прозрачный (кривые 6). При этом $M_{K\Pi.N} = M_{K\Pi.\eta}$ для ГМКП с непрозрачным ГТ и $M_{K\Pi.\eta} < M_{K\Pi.N}$ для ГМКП с прозрачным ГТ.

3. Анализ экспериментальной функции $\eta_{MK\Pi}^{9} = \eta_{K\Pi} (M_{K\Pi})$ для МКП и расчётных (кривые 1, 2, 3, 5) подтверждает корректность модели крутящих моментов (2.127) при $\lambda = 0$. Анализ функции $\omega_{\Gamma M K \Pi}^{9} = \omega_{K\Pi} (M_{K\Pi})$ подтверждает правомерность принятой модели (2.125).

Итак, анализ тягово-энергетических характеристик движителя и гидромеханической коробки передач, являющихся элементами передаточного механизма в тяговом приводе землеройно-транспортной машины, подтверждает, что причиной несовпадения режимов $N_{\text{T.max}}$ и $\eta_{\text{K.max}}$ у движителя, а также $N_{\text{KII.max}}$ и $\eta_{\text{KII.max}}$ у ГМКП по тяговой нагрузке T_{K} или M_{KII} является проскальзывание (буксование) ведомого звена относительно ведущего у движителя и гидротрансформатора.

Однако при постоянном значении мощности, подводимой к ведущему звену этих механизмов от силовой установки, возможно совпадение этих режимов, но реально оно может иметь место только у ГМКП с абсолютно непрозрачным гидротрансформатором.

При отсутствии проскальзывания характеристики $N_{\rm T} = N_{\rm T} (T_{\rm K})$, $\eta_{\rm K} = \eta_{\rm K} (T_{\rm K})$ движителя и $N_{\rm K\Pi} = N_{\rm K\Pi} (M_{\rm K\Pi})$, $\eta_{\rm K\Pi} = \eta_{\rm K\Pi} (M_{\rm K\Pi})$ ГМКП с увеличением $T_{\rm K}$ и $M_{\rm K\Pi}$ монотонно возрастают и не имеют экстремума.

Эти особенности работы движителя и гидромеханической коробки передач необходимо учитывать при оптимизации рабочего процесса тягового привода и землеройно-транспортной машины в целом.

2.4.2.3. Функционирование механической коробки передач в передаточном механизме тягового привода ЗТМ

Коэффициент полезного действия (КПД) коробки передач играет важную роль при оценке потерь мощности, передаваемой от двигателя в трансмиссию тягового привода или непосредственно к исполнительному механизму.

В гидродинамической передаче (гидромуфте или гидротрансформаторе), являющейся составной частью гидромеханической коробки передач (ГМКП) КПД представляется безразмерной характеристикой в функции кинематического передаточного отношения, отражающей характер его изменения в процессе силового нагружения передачи. При этом механический КПД коробки передач принимается постоянным, независимо от величины передаваемой нагрузки..

Д.А. Чудаков [161] предложил механический КПД трансмиссии η_{тр} оценивать двумя КПД: η_{хол} – КПД, учитывающим потери мощности на холостом ходу, и η_н – КПД, учитывающим потери мощности в трансмиссии, возникающие при передаче нагрузки:

$$\eta_{\rm TP} = \eta_{\rm XOJ} \eta_{\rm H}. \tag{2.131}$$

Величина η_{TP} зависит от числа зубчатых передач, находящихся в зацеплении; типа шестерен и способа их соединения, типа конструкции и числа опор, в которых вращаются валы трансмиссии; конструкции и числа сальников, установленных для уплотнения картеров передач; вязкости, количества и уровня заливаемого масла; частоты вращения валов трансмиссии и окружной скорости вращающихся шестерен, а также ряда других факторов [161]. Часть перечисленных потерь, главным образом потери на трение между зубчатыми шестернями, участвующих в передаче крутящих моментов, и частично потери на трение в подшипниках, зависит от величины передаваемых моментов. Остальные потери зависят в основном от скорости вращения деталей трансмиссии; при заданной передаче в коробке и установившемся тепловом режиме масла они сохраняют примерно постоянное значение, независимо от того, работает ли трансмиссия под нагрузкой или на холостом ходу.

В соответствии с принятым допущением о постоянстве потерь холостого хода Д.А. Чудаков предложил записать, что

$$\eta_{\rm XOM} = 1 - \frac{M_{\rm XOM}}{M_{\rm K}} = 1 - \frac{\xi M_{\rm H}}{M_{\rm K}},$$
 (2.132)

где $M_{\rm XOT}$ – приведенный к первичному валу трансмиссии момент сопротивления, возникающий при холостом прокручивании трансмиссии; ξ –

коэффициент, определяющий какую часть номинального крутящего момента двигателя $M_{\rm H}$ составляет момент $M_{\rm XOI}$.

На основе опытных данных Д.А. Чудаков предлагает принять при достаточно прогретом масле ξ = 0,03...0,05 [161].

Из выражения (2.132) следует, что КПД η_{XOJ} меняется в зависимости от величины подводимого к трансмиссии крутящего момента двигателя $M_{\rm K}$.

Дополнительные потери в трансмиссии, возникающие при приложении к ней внешней нагрузки, примерно пропорциональны величине действующей нагрузки. Поэтому коэффициент $\eta_{\rm H}$ (2.131) можно считать постоянным [161]. Исследования тракторных трансмиссий, выполненные в НАТИ В.Э. Малаховским [161], показали, что основное место в балансе потерь, учитываемых коэффициентом $\eta_{\rm H}$, занимают потери в зацеплении шестерен. В соответствии с этим величину коэффициента $\eta_{\rm H}$ с достаточным приближением он рекомендует подсчитывать по формуле :

$$\eta_{\rm H} = \eta_{\rm II}^{n_{\rm u}} \eta_{\rm KOH}^{n_{\rm kOH}}, \qquad (2.133)$$

где $\eta_{\rm II}$, $\eta_{\rm KOH}$ – КПД цилиндрической и конической пары зубчатых колес; $n_{\rm II}$, $n_{\rm KOH}$ – число пар цилиндрических и конических зубчатых колес. При современном уровне технологии изготовления зубчатых колес автомобильных и тракторных трансмиссий $\eta_{\rm II} = 0,985...0,99$, а $\eta_{\rm KOH} = 0,975...0,98$.

Подставив значения η_{XOJ} (2.132) и η_H (2.133) в выражение (2.131) Д.А. Чудаков [161] получил следующую формулу подсчета механического КПД трансмиссии:

$$\eta_{\rm TP} = \eta_{\rm II}^{n_{\rm u}} \eta_{\rm KOH}^{n_{\rm KOH}} \left(1 - \frac{\xi M_{\rm H}}{M_{\rm K}} \right). \tag{2.134}$$

Зависимость механического КПД трансмиссии от передаваемой ею нагрузки, по мнению Д.А. Чудакова, имеет гиперболический характер и может быть в графической форме изображена кривой $\eta_{TP} = f \left(M_K / M_H \right)$ (рис. 2.34).

В последующих основополагающих работах по тракторам и автомобилям [107, 143] повторены формулы (2.131)...(2.134) и график на рис. 2.34 с ссылкой на Д.А. Чудакова [161].

У автомобильных и тракторных трансмиссий шестеренного типа величина механического КПД при нагрузках, близких к номинальным (расчетным), находится в пределах $\eta_{TP} = 0.88...0.93$ [107, 161].

Прежде чем перейти к собственным исследованиям, проанализируем результаты, изложенные в работах [107, 143, 161].



от степени загрузки двигателя

Как видно из формул (2.132) и (2.134), при $M_{\rm K} = 0$ $\eta_{\rm XOJ} \neq 0$ и $\eta_{\rm TP} \neq 0$, однако график $\eta_{\rm TP} = f(M_{\rm K}/M_{\rm H})$ (рис. 2.34) выходит из начала координат с значением $\eta_{\rm TP} = 0$. Очевидно, что $\eta_{\rm XOJ} = 0$ и $\eta_{\rm TP} = 0$ при $M_{\rm K} = \xi M_{\rm H}$, что соответствует холостому режиму работы трансмиссии, когда крутящий момент ее загрузки (на выходе из трансмиссии) равен нулю, но в этом случае график $\eta_{\rm TP} = f(M_{\rm K}/M_{\rm H})$ (рис. 2.34) должен выходить не из начала координат с значением $M_{\rm K}/M_{\rm H} = 0$, а из точки с значением $M_{\rm K}/M_{\rm H} = \xi$.

Силовая загрузка трансмиссии происходит со стороны ведомого звена, которым для транспортной машины является ведущее колесо или звездочки движителя. Поэтому будет логично использовать зависимость КПД трансмиссии от крутящего момента на выходе из нее, то есть $\eta_{\rm Tp} = f(M_{\rm Tp.Bbix})$ [67, 70], так как крутящий момент, подводимый от двигателя к трансмиссии и используемый авторами работ [107, 143, 161] в качестве аргумента, будет равен:

$$M_{\rm K} = \frac{M_{\rm TP,BbIX}}{i_{\rm TP}\eta_{\rm TP}}.$$
(2.135)

Выражение (2.135) представляет собой зависимость $M_{\rm K} = f(\eta_{\rm TP})$, что не соответствует выражению (2.134) и рис. 2.34.

На основании изложенного можно заключить, что рекомендации по зависимости $\eta_{\rm Tp} = f(M_{\rm K})$ для механического КПД трансмиссии мобильных машин, данные в работах [107, 143, 161], требуют уточнения.

При построении тяговой характеристики ЗТМ [152] в функции силы тяги на рабочем органе в диапазоне $T = 0...T_{\phi}$, где T_{ϕ} – сила тяги по сцеплению, крутящий момент на выходе из трансмиссии $M_{\text{TP,BbIX}}$, то есть на валу ведущего колеса или ведущей звездочки движителя $M_{\text{TP,BbIX}} = M_{\text{K}}$, также изменяется от начального значения до максимального. При этом величина крутящего момента, приведенного к выходному валу силовой установки (двигателя – M_{e} или агрегата двигатель – гидродинамическая передача, вал турбинного колеса - M_{T}) и необходимого для обеспечения движения ЗТМ, будет равна:

$$M_{\rm e} = \frac{M_{\rm K}}{i_{\rm TP} \eta_{\rm TP}},\tag{2.136}$$

где $i_{\rm TP}$ – передаточное число трансмиссии на данной передаче; $\eta_{\rm TP}$ – механический КПД трансмиссии на данной передаче. При этом принимается $\eta_{\rm TP}$ = const независимо от величины передаваемого крутящего момента, а его величина определяется аналогично выражению (2.133), что не согласуется с данными работ [107, 143, 161] (см. рис. 2.34).

Для разрешения выявленных по работам [107, 143, 152, 161] неточностей были проведены экспериментальные исследования на автогрейдере ДЗ-146 [163].

В процессе тяговых испытаний автогрейдера была исследована гидромеханическая коробка передач (ГМКП) У35-605-31, которая имела комплексный двухреакторный гидротрансформатор с активным диаметром $Д_a=340$ мм и механическую часть, включающую на первой рабочей передаче двухступенчатую зубчатую передачу с общим передаточным числом $i_{\text{кп1меx}} = 4,985$. Коробка передач с помощью карданных валов соединялась с дизельным двигателем A-01T через согласующий редуктор ($i_{cp} = 0,82$) и с задним балансирным ведущим мостом.

В процессе эксперимента с помощью тензодатчиков, установленных на обоих карданах, непрерывно регистрировались крутящие моменты на входе $M_{\rm KII.BX}$ в ГМКП и на выходе $M_{\rm KII.BIX}$ из нее. Одновременно аналоговыми датчиками непрерывно регистрировались угловые скорости вращения вала двигателя и ведущих колес, жестко связанных с ГМКП.

С помощью безразмерной характеристики гидротрансформатора были получены текущие значения крутящего момента $M_{\text{кп.вх.мех}}$ и угловой скорости $\omega_{\text{кп.вх.мех}}$ на входном валу механической части ГМКП, а выходные

параметры $M_{\text{кп.вых.мех}}$ и $\omega_{\text{кп.вых.мех}}$ регистрировались непосредственно в процессе эксперимента (это были $M_{\text{кп.вых}}$ и $\omega_{\text{кп.вых.}}$). Загрузка автогрейдера в процессе движения тяговой нагрузкой на рабочем органе (отвале) от холостого хода до полного буксования осуществлялась с помощью специального тормозного агрегата.

После обработки первичных данных были получены соответствующие результаты, на основе анализа которых можно сделать следующие выводы.

Номинальная мощность двигателя A-01T по паспорту $N_{\rm eH} = 128,8$ кBт, номинальная частота вращения вала двигателя $n_{\rm eH} = 1860$ мин⁻¹, что соответствует угловой скорости $\omega_{\rm eH} = 188,5$ с⁻¹.

В процессе испытаний на вход в ГМКП поступала максимальная мощность $N_{\text{KII.BX.max}} = 127,4$ кВт при значениях крутящего момента $M_{\text{KII.BX.max}} = 0,5955$ кН·м и угловой скорости $\Theta_{\text{KII.BX}} = 213,96 \text{ c}^{-1}$. При этом на механическую часть ГМКП передавалась мощность $N_{\text{KII.BX.Mex}} = 90,6$ кВт при $M_{\text{KII.BX.Mex}} = 0,847$ кН·м и $\Theta_{\text{KII.BX.Mex}} = 106,98 \text{ c}^{-1},a$ на выходе из ГМКП в это время регистрировалась $N_{\text{KII.BX.Mex}} = 86,0$ кВт при $M_{\text{KII.BU.Mex}} = 4,0$ кН·м, $\Theta_{\text{KII.BUX.Mex}} = 21,5 \text{ c}^{-1}$ и $\eta_{\text{KII.Mex}} = 0,949$.

На холостом режиме работы ГМКП при $M_{\text{кп.вых}} = 0$ были зафиксированы следующие параметры:

1. на входе в ГМКП - $N_{\text{KП.BX}}$ =35, 03 кВт, $M_{\text{КП.BX}}$ = 0,15 кН·м и $\omega_{\text{КП.BX}}$ = =233,32 с⁻¹ ($n_{\text{КП.BX}}$ = 2229,17 мин⁻¹), так как согласующий редуктор был повышающий ($i_{\text{ср}}$ =0,82);

2. на входе в механическую часть ГМКП $N_{\text{KII.BX.Mex}} = 30,74$ кВт, $M_{\text{KII.BX.Mex}} = 0,135$ кН·м, $\Theta_{\text{KII.BX.Mex}} = 227,72$ с⁻¹ ($n_{\text{KII.BX.Mex}} = 2176$ мин⁻¹);

3.на выходе из ГМКП, то есть и механической части - $N_{\text{кп.вых}} = =0, M_{\text{кп.вых}} = 0, \omega_{\text{кп.вых}} = 45, 75 \text{ c}^{-1}(n_{\text{кп.вых}} = 437,1 \text{ мин}^{-1})$ и следовательно $\eta_{\text{гмкп}} = 0, \eta_{\text{кп.меx}} = 0.$

С увеличением нагруженности коробки передач крутящим моментом уменьшалась угловая скорость вращения ее выходного вала и одновременно уменьшались абсолютные потери мощности в её механической части

$$\Delta N_{\text{KII.MEX}} = N_{\text{KII.BX.MEX}} - N_{\text{KII.BUX.MEX}} . \qquad (2.137)$$

Так на холостом режиме работы: $\Delta N_{\text{кп.меx}} = 30,74 \text{ кВт при } M_{\text{кп.вх.меx}} = 0,135 \text{ кН·м}$, $M_{\text{кп.вых.меx}} = 0$, $\omega_{\text{кп.вх.меx}} = 227,72 \text{ c}^{-1}$, $\omega_{\text{кп.вых.меx}} = =45,75 \text{ c}^{-1} \text{ и}$ $\eta_{\text{кп.меx}} = 0$. На режиме полного буксования автогрейдера, когда было реализовано максимальное тяговое усилие на рабочем органе по сцеплению $T_{\varphi} = 92$ кH: $\Delta N_{\text{кп.меx}} = 4,732$ кBт при $M_{\text{кп.вх.меx}} = 1,02$ кH·м, $M_{\text{кп.вых.меx}} = 4,775$ кH·м, $\omega_{\text{кп.вх.меx}} = 75,975$ с⁻¹, $\omega_{\text{кп.вых.меx}} = 15,25$ с⁻¹ и $\eta_{\text{кп.меx}} = 0,94$.

Функциональные зависимости $\Delta N_{\text{кп.мех}} = f(M_{\text{кп.вых.мех}} / M_{\text{кп.вых.мех},\phi})$ и $\eta_{\text{кп.меx}} = f(M_{\text{кп.вых.меx}} / M_{\text{кп.вых.мех},\phi})$ по данным эксперимента представлены на рис .2.35.



Рис. 2.35. Кривая зависимости механического КПД коробки передач У35-605-31 от степени её загрузки

Кривая $\eta_{\text{кп.мех}} = f(M_{\text{кп.вых.мех}} / M_{\text{кп.вых.мех},\phi})$ (рис.2.35) в общем виде похожа на кривую $\eta_{\text{тр}} = f(M_{\text{K}} / M_{\text{H}})$ (рис.2.34), но параметром ее является крутящий момент на выходе из коробки передач, а не крутящий момент, подводимый от двигателя, то есть на входе в коробку передач. Однако, она имеет скорее всего не гиперболический характер, как утверждает Д. А. Чудаков, а экспоненциальный, так как при $M_{\text{кп.вых.мех}} / M_{\text{кп.вых.мех},\phi} \rightarrow 1$ она более плавно подходит к значению $\eta_{\text{кп.мех}}$ max.

В общем виде полученную зависимость $\eta_{\text{кп.мех}}$ (рис.2.35) аппроксимируем выражением (2.131), а вот зависимость $\eta_{\text{кп.хол.мех}} = f(M_{\text{кп.вых.мех}} / M_{\text{кп.вых.мех},\phi})$ аппроксимируем экспонентой. Таким образом, аналитическое выражение для механического КПД коробки передач примет следующий вид [67, 70]:

$$\eta_{\mathrm{KII.Mex}} = \eta_{\mathrm{KII.H.Mex}} \eta_{\mathrm{KII.XOJ.Mex}};$$

$$\eta_{\mathrm{KII.H.Mex}} = \eta_{\mathrm{3II}} \eta_{\mathrm{IIOJ}};$$

$$\eta_{\mathrm{KII.XOJ.Mex}} = 1 - \alpha^{-M_{\mathrm{KII.BUX.Mex}}/M_{\mathrm{KII.BUX.Mex},\phi}},$$
(2.138)

где $\eta_{\text{кп.н.мех}}$ – КПД, учитывающий механические потери мощности в коробке передач, возникающие при передаче нагрузки зубчатыми колесами; $\eta_{3\Pi}$, $\eta_{\Pi O Q}$ – КПД, учитывающие механические потери мощности в зубчатых передачах и подшипниковых узлах коробки передач; $\eta_{\text{кп.хол.мех}}$ – КПД, учитывающий механические потери мощности в коробке передач на холостом ходу; α – параметр экспоненты (для данной коробки передач $\alpha = 900$).

Предлагаемые зависимости (2.138) четко согласуются с графиком $\eta_{\text{кп.мех}}$ на рис.2.35 (сплошная линия, а точками показаны экспериментальные данные).

При $M_{\text{кп.вых.мех}} = 0$: $\eta_{\text{кп.хол.мех}} = 0$ и $\eta_{\text{кп.меx}} = 0$.

При $M_{\text{кп.вых.мех}} = M_{\text{кп.вых.мех.}\phi}$: $\eta_{\text{кп.хол.меx}} = 1 - 1/\alpha$ и $\eta_{\text{кп.меx}} = \eta_{\text{кп.н.меx}} (1 - 1/\alpha).$

Из графика $\eta_{\text{кп.мех}}$ (рис.2.35) при $M_{\text{кп.вых.мех}}/M_{\text{кп.вых.мех},\phi} > 0,6$: $\eta_{\text{кп.мех}} = 0,93...0.94$ и практически приближается к значению $\eta_{\text{кп.н.меx}} = \eta_{3\Pi} \eta_{\Pi O \Pi} = 0,985^2 \cdot 0,99^4 = 0,93$, учитывающим механические потери мощности в коробке передач при передаче нагрузки зубчатыми колесами. Этот момент как раз и нашел свое отражение в современных тяговых расчетах 3TM, когда принимается $\eta_{\text{кп.меx}} = \eta_{\text{кп.н.меx}} = const$. Однако, для построения тяговой характеристики такой подход является некорректным и требует учета функциональной зависимости $\eta_{\text{кп.меx}} = f(M_{\text{кп.вых.меx}}/M_{\text{кп.вых.меx},\phi})$ на всем диапазоне изменения $M_{\text{кп.вых.меx}}/M_{\text{кп.вых.мех},\phi} = 0...1,0$, который соответствует тяговому диапазону 3TM $T = 0...T_{\phi}$, так как $\eta_{\text{кп.меx}}$ оказывает непосредственное влияние на все выходные показатели 3TM кроме коэффициента буксования.

Полученные результаты распространяются и на механические трансмиссии шестеренного типа в целом, так как механическая коробка передач является их основной составной частью.

Точный учет величины механического КПД коробки передач и трансмиссии в целом, позволяет уточнить основные режимы работы ЗТМ по тяговой характеристике – режим максимальной тяговой мощности на рабочем органе $N_{\text{т.р.max.}}$, режим максимального тягового КПД $\eta_{\text{т.max}}$, режим минимального удельного расхода топлива двигателем $g_{\text{т.min}}$, что имеет большое значение при организации управления рабочим процессом ЗТМ.

2.4.2.4. Энергетика передаточного механизма тягового привода ЗТМ

Передаточный механизм ЗТМ, функция которого – передача механической энергии от её источника – двигателя к рабочему органу $E_{\rm M, QB}(t) \Rightarrow E_{\rm M, PO}(t)$ с учётом отбора её части $E_{\rm M, OTE}(t)$ на привод вспомогательных $E_{\rm M, BM}(t)$ и исполнительных $E_{\rm M, MM}(t)$ механизмов управления рабочим органом, включает трансмиссию, движитель, тяговую или толкающую раму, соединяющую движитель с рабочим органом.

В трансмиссию, как правило, входят коробка перемены передач, карданные передачи, главная и бортовые передачи, т.е. дискретные крутильные подсистемы, в которых происходит трансформация механической энергии, а именно, увеличение и распределение крутящего момента с одновременным уменьшением угловой скорости вращения элементов трансмиссии в переделах передаваемой мощности с учётом её потерь.

В движителе подведенный к ведущему колесу или звездочке крутящий момент $M_{\rm K}(t)$ преобразуется в силу тяги $T_{\rm K}(t)$, а вращательное движение с угловой скоростью $\omega_{\rm K}(t)$ – в поступательное движение со скоростью $\upsilon_{\rm d}(t)$, т.е. подведенная к движителю мощность $N_{\rm K}(t)=M_{\rm K}(t)\cdot\omega_{\rm K}(t)$ трансформируется в тяговую мощность $N_{\rm TK}(t)=T_{\rm K}(t)\cdot\upsilon_{\rm d}(t)$.

От движителя сила тяги $T_{\rm K}(t)$ через тяговую или толкающую раму, соединяющую движитель с рабочим органом, передается к рабочему органу в виде силы тяги $T_{\rm P}(t)$ с тяговой мощностью $N_{\rm T,P}(t) = T_{\rm P}(t) \cdot \upsilon_{\rm I}(t)$.

Таким образом, функционирование передаточного механизма 3TM можно представить в виде энергетического потока:

$$N_{\rm TP}(t) \Rightarrow N_{\rm K}(t) \Rightarrow N_{\rm T.K}(t) \Rightarrow N_{\rm T.P}(t);$$

$$N_{\rm TP}(t) = N_{\rm AB}(t) - N_{\rm AB.OTE}(t),$$
(2.139)

где $N_{\text{дB}}(t) = dE_{\text{м.дB}}(t)/dt$ – эффективная мощность механической энергии, развиваемой двигателем на выходном валу, при подаче энергоносителя величиной $G_{\text{T}}(t)$ (для двигателя внутреннего сгорания ДВС – при подаче углеводо-

родного топлива, кг/ч); $N_{\text{дв.оть}}(t) = dE_{\text{м.оть}}(t) / dt$ – мощность механической энергии, отбираемой от двигателя на привод вспомогательных механизмов $N_{\rm BM}(t) = dE_{\rm MBM}(t) / dt$ механизмов управления И рабочим органом $N_{\rm HM}(t) = dE_{\rm M,HM}(t) / dt$; $N_{\rm TP}(t) -$ мощность механической энергии, передаваемой от двигателя в трансмиссию передаточного механизма; $N_{\rm K}(t)$ – мощность механической энергии, подведенной через трансмиссию к движителю; $N_{\rm T,K}(t)$ – тяговая мощность механической энергии, развиваемая движителем и соединяющей подведенная К раме, движитель рабочим органом; С $N_{\rm TP}(t) = dE_{\rm MPO}(t)/dt$ – тяговая мощность механической энергии, подведенная к рабочему органу и реализуемая непосредственно на разработку (копание) грунта с технической производительностью $\Pi_{TK}(t)$.

Входной координатой энергетического потока функционирования ЗТМ является величина подачи энергоносителя $G_{\rm T}(t)$ в генератор механической энергии – двигатель, а выходной – количество разработанного грунта в единицу времени – техническая производительность $\Pi_{\rm T.K}(t)$ (м³/ч или т/ч).

В современной теории механизмов и машин [110] оценка их совершенства в энергетическом отношении производится коэффициентом полезного действия КПД для установившегося режима движения, когда работа сил инерции равна нулю. Мгновенный КПД механизма $\eta(t)$ [110] – это взятое с обратным знаком отношение мощности внешних сил на ведомом звене к мощности внешних сил на ведущем звене, определяемых из условий статического равновесия механизма с учетом сил трения в кинематических парах.

ЗТМ ведут разработку грунта в динамическом режиме. Для них статический режим работы – частный случай, поэтому использовать КПД для оценки эффективности работы их механизмов не представляется возможным.

Исходя из этого, предложен [41] новый системный показатель оценки эффективности функционирования ЗТМ в целом и его функциональных элементов (подсистем) в отдельном – энергетический показатель, представляющий собой отношение выходной координаты энергетического потока к входной. Применительно к передаточному механизму, являющемуся подсистемой системы «ЗТМ – грунт», то есть процесса разработки грунта, его энергетический показатель, исходя из выражения (2.139), будет равен

$$\Im_{\Pi,\Pi M}(t) = N_{T,P}(t) / N_{TP}(t).$$
(2.140)

Этот показатель учитывает все потери механической энергии при работе передаточного механизма на любом режиме, а не только от сил трения в режиме статического равновесия.

Природу возникновения диссипативных сил, действующих в передаточном механизме, можно разделить на следующие виды [99]: демпфирование от трения поверхности зубьев в зацеплении шестерен, в подшипниках, в уплотнениях (силы постоянные); демпфирование от движения шестерен в масле или возникающее при выдавливании масла из зазоров в зацеплении, в подшипниках и других узлах (силы, пропорциональные скорости и её квадратуре); демпфирование из-за недостаточной упругости материала детали (диссипативные силы, пропорциональные амплитуде перемещения с показателем степени 2-3, в зависимости от материала и имеющие гистерезисную основу).

Таким образом, при движении механической энергии через передаточный механизм потери ее обусловлены не только силами трения (сухого и вязкого), но и гистерезисными потерями [55, 58] в его элементах, вызванными упругим несовершенством их материала, учет которых в современной динамике машин не нашел достаточного отражения. На этот факт ещё в 1959 году указал Д.И. Беренов [60]: «Ведение в динамику машин понятия об упругом теле (в отличие от абсолютно жесткого) и учет превращения кинетической энергии движущихся частей в потенциальную энергию деформации приведет к изменению взглядов на КПД машин...».

В реальных условиях работы ЗТМ крутящий момент на валу двигателя $M_{\rm дB}(t)$ носит переменный характер. Это связано как с переменным характером сопротивления на рабочем органе машины, а значит и с моментом сопротивления вращению вала двигателя, так и с особенностями конструкции ДВС.

При трансформации механической энергии через трансмиссию $N_{\rm TP}(t) \Rightarrow N_{\rm K}(t)$ импульс крутящего момента двигателя $M_{\rm AB}(t)$, действуя на конец входного вала дискретной системы трансмиссии, закручивает его на участке до первого диска (зубчатого колеса или муфты) поскольку не может мгновенно повернуть этот диск на соответствующий угол из-за его инерционности (с учётом суммарного приведённого момента инерции и сопротивления кинематически связанных с ним последующих элементов). Возникший в результате деформации вала упругий момент постепенно раскручивает диск, уменьшаясь при этом. Инерционный момент отклоненного первого диска деформирует следующий участок вала, так как второй диск тоже медленно изменяет свою скорость в силу инерционности. Так, деформация вала и движение диска, чередуясь, передают по системе волну, переносящую исходное возмущение. Но процесс при этом растягивается во времени по сравнению с распространением того же возмущения по абсолютно жесткой и безинерционной системе и его длительность будет зависеть от инерции дисков и жесткости валов отдельных дискретных упругих крутильных подсистем. Иначе говоря, скорость распространения бегущей волны является характеристикой упругой системы. В случае гармонической волны скорость называется фазовой $C_{\phi} = \sqrt{G/\rho}$ (м/с) (где G- модуль сдвига материала вала, H/м² = Па; ρ плотность материала вала, кг/м³).

На рабочих режимах машин по элементам передаточного механизма распространяются бегущие волны деформации [132], которые переносят энергию в виде потока, равную мощности энергетической установки N(t) с учетом потерь. А скорость $\upsilon(t)$ потока энергии определяется отношением потока мощности N(t) к плотности полной энергии деформированной упругой системы $\Phi(t) = \Pi(t)/l = [K(t)+U(t)]/l$ (здесь $\Pi(t), K(t), U(t)$ – полная, кинетическая и потенциальная энергии деформированной упругой системы, l – протяженность деформируемой среды-вала).

$$\upsilon(t) = \frac{N(t)}{\left[K(t) + U(t)\right]/l} (M/c);$$

$$K(t) = I (d\varphi/dt)^{2}/2;$$

$$U(t) = M (t)\varphi(t)/2;$$

$$\varphi(t) = M (t)U/(GI_{P}),$$
(2.141)

где I – момент инерции деформированной части вала относительно оси вращения, кг·м²; M(t) – крутящий момент, H·м; $\omega(t)$ – угловая скорость вращения вала, c⁻¹; $\varphi(t)$ – угол поворота (закрутки) поперечного сечения вала, рад; $d\varphi/dt$ – угловая скорость поворота поперечного сечения вала, c⁻¹; I_P – полярный момент инерции поперечного сечения вала, м⁴; GI_P – жесткость вала при кручении, H·м².

Крутящий момент M(t) вызывает закручивание вала на угол $\varphi(t)$ с угловой скоростью $d\varphi/dt$. В первый момент времени крутящий момент M(t)вызывает закручивание только бесконечно малого слоя у конца вала. Затем произойдет деформация следующего слоя и постепенно деформация распространится дальше. Деформированные слои вала будут перемещаться со скоростью V(t), которая является средней геометрической величиной двух скоростей – фазовой скорости волн C_{ϕ} и скорости переноса потока энергии $\upsilon(t)$ [132]:

$$V(t) = \sqrt{C_{\Phi} \upsilon(t)} \quad (M/c). \tag{2.142}$$

Волновой процесс в крутильных системах, рассматриваемых как дискретные, определяется инерционностью масс, установленных на валах, и жесткостью валов. Касательное напряжение в сечении вала от сдвиговых

деформаций, вызванных приложением крутящего момента M(t) с мощностью энергетического потока N(t) (Вт), будет равно

$$\tau(t) = \frac{N(t)l}{V(t)W_{\rm p}} \left(\mathrm{H} / \mathrm{M}^2 = \Pi \mathrm{a} \right), \qquad (2.143)$$

где $W_{\rm P}$ – полярный момент сопротивления сечения вала, м³.

Рассеяние энергии на гистерезесные потери в любой системе может происходить в материале, испытывающем переменные деформации при несоблюдении закона Гука. Строго говоря, все реальные материалы, в том числе конструкционные, не подчиняются закону Гука.

Диаграмма переменного нагружения единицы объема элемента конструкции в упругой области показана на рис. 2.36: при растяжении-сжатии в координатах $\sigma - \varepsilon$, при сдвиге (кручении) – в координатах $\tau - \gamma$; условные обозначения: σ_0 , τ_0 – амплитудные значения нормальных и касательных напряжений; ε , γ – относительные деформации при растяжении-сжатии и сдвиге-кручении ($\varepsilon = \Delta l/l$, где Δl – величина абсолютной деформации при растяжении-сжатии; l – длина деформируемого участка элемента; $\gamma = s/l$, где $s = \varphi r$ – величина абсолютного сдвига на контуре круглого сечения элемента – вала диаметром 2r при угле закрутки его поперечного сечения φ).

Площадь F(t), ограниченная петлей гистерезиса (рис. 2.36), характеризует величину рассеяния (диссипации) механической энергии в единице объёма нагруженного элемента, которая превращается в тепловую энергию. На ветви нагружения процесс деформирования элемента идет с ускорением $d^2\varphi/dt^2 > 0$, и при напряжении τ его относительная деформация $\gamma_{\rm H} < \gamma^*$, так как часть приложенного крутящего момента M(t) затрачивается на преодоление инерци-

онного момента $M_{\rm H}(t) = J \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2}$, а другая часть $M_{\rm дЕ\Phi}(t) = M(t) - M_{\rm H}(t)$ затрачивается непосредственно на его деформирмирование с углом закрутки $\varphi(t)$, поэтому $\gamma_{\rm H} = \frac{M(t) - M_{\rm H}(t)}{GW_{\rm p}} < \gamma^* = \frac{M(t)}{GW_{\rm p}}$. На ветви разгрузки процесс деформирования идет с замедлением $d^2\varphi/dt^2 < 0$, и при напряжении т имеем $\gamma_{\rm p} > \gamma^*$, так как $\gamma_{\rm p} = \frac{M(t) + M_{\rm H}(t)}{GW_{\rm p}} > \gamma^* = \frac{M(t)}{GW_{\rm p}}$. Если материал вала обладает вязкостью [108], то имеет место диссипация, пропорциональная скорости деформирования $d\varphi/dt$, что будет способствовать расширению петли гистерезиса. Аналогичные рассуждения можно провести и для напряжений. На ветви нагружения при деформации γ имеет место $\tau_{_{\rm H}} > \tau^*$, а на ветви разгрузки $\tau_{_{\rm p}} < \tau^*$. Вот так внутренняя инерция и вязкость деформированного элемента оказывают влияние на его поле напряжений.



Рис. 2.36. Петля упругого гистерезиса за цикл нагружения 0→σ₀, τ₀→0 единицы объема деформируемого элемента конструкции в пределах пропорциональности

Для аналитического описания петли упругого гистерезиса необходимо рассмотреть нагружение элемента конструкции в виде процесса с соответствующим представлением выражений (2.141)-(2.143).

Величина потери мощности механической энергии на упругий гистерезис нагруженного элемента конструкции равна [58]:

$$N_{\Gamma}(t) = F(t) \cdot \Omega / t_{\mathrm{II}}, (\mathrm{H} / \mathrm{M}^{2}) \cdot (\mathrm{M}^{3} / \mathrm{c}) = \mathrm{BT}, \qquad (2.144)$$

где F(t) – площадь петли упругого гистерезиса для единицы объема нагруженного элемента в координатах $\tau - \gamma$ или $\sigma - \varepsilon$ за $t_{\rm II}$, ${\rm H}/{\rm M}^2$; Ω – объем деформированного элемента конструкции длиной l, ${\rm M}^3$; $t_{\rm II}$ – продолжительность цикла нагружения $0 \rightarrow \sigma_0$, $\tau_0 \rightarrow 0$ деформированного элемента, с.

При работе движителя $N_{\rm K}(t) \Rightarrow N_{\rm T,K}(t)$ потери механической энергии происходят в результате его буксования и гистерезисных потерь в его элементах – особенно в пневмошинах пневмоколесного движителя.

Картина, аналогичная работе трансмиссии имеет место при трансформации механической энергии $N_{T,K}(t) \Rightarrow N_{T,P}(t)$ через раму, соединяющую движитель с рабочим органом. Но, в отличии от касательных напряжений $\tau(t)$ (2.143), при действии крутящего момента M(t) имеют место нормальные напряжения $\sigma(t)$ от действия силы тяги T(t). Способность металлов поглощать энергию при нагружении и разгрузке называется циклической вязкостью. За характеристику циклической вязкости обычно принимают площадь петли гистерезиса при напряжении, равном пределу усталости.

Таким образом, движение механической энергии по элементам передаточного механизма необходимо рассматривать с позиций волновой механики, изучающей законы распространения упругих волн деформаций по инженерным конструкциям.

Энергетический показатель передаточного механизма $\Im_{\Pi,\Pi M}(t)$ (2.140) в развернутом виде будет равен [60, 61]:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\Im}_{\Pi,\Pi M}\left(t\right) &= \boldsymbol{\Im}_{\Pi,TP}\left(t\right) \cdot \boldsymbol{\Im}_{\Pi,\text{ДB}\mathcal{K}}\left(t\right) \cdot \boldsymbol{\Im}_{\Pi,PAM}\left(t\right); \\ \boldsymbol{\Im}_{\Pi,TP}\left(t\right) &= N_{\text{K}}\left(t\right) / N_{\text{TP}}\left(t\right); \boldsymbol{\Im}_{\Pi,\text{ДB}\mathcal{K}}\left(t\right) = N_{\text{T,K}}\left(t\right) / N_{\text{K}}\left(t\right); \\ \boldsymbol{\Im}_{\Pi,PAM}\left(t\right) &= N_{\text{T,P}}\left(t\right) / N_{\text{T,K}}\left(t\right), \end{aligned}$$

$$(2.145)$$

где $\Im_{\Pi, \text{ТР}}(t)$, $\Im_{\Pi, \text{ДВЖ}}(t)$, $\Im_{\Pi, \text{РАМ}}(t)$ – энергетические показатели трансмиссии, движителя и рамы.

На установившемся режиме работы передаточного механизма ЗТМ с постоянной силовой загрузкой его энергетический показатель будет равен КПД, то есть

$$\mathfrak{B}_{\Pi,\Pi,\Pi,\Omega} = N_{\mathrm{T},\mathrm{P}} / N_{\mathrm{T},\mathrm{P}} = \mathfrak{\eta}_{\Pi,\mathrm{M}} = \mathfrak{\eta}_{\mathrm{T},\mathrm{P}} \mathfrak{\eta}_{\mathrm{D},\mathrm{B},\mathrm{W}},$$

где $\eta_{\Pi M}$, η_{TP} , $\eta_{ДBЖ}$ – КПД передаточного механизма, трансмиссии, движителя.

В отличии от КПД η_i энергетический показатель $\Im_{\Pi,i}(t)$ *i*-го элемента передаточного механизма наиболее полно характеризует эффективность использования его энергетического потенциала.

В развернутом виде энергетические показатели элементов передаточного механизма ЗТМ (2.145) выглядят следующим образом.

Энергетический показатель трансмиссии равен [60, 61]:

$$\begin{aligned} \Im_{\mathrm{ILTP}}\left(t\right) &= N_{\mathrm{K}}\left(t\right) / N_{\mathrm{TP}}\left(t\right) = 1 - \left[\Delta N_{\mathrm{TP}}\left(t\right) / N_{\mathrm{TP}}\left(t\right)\right]; \\ \Delta N_{\mathrm{TP}}\left(t\right) &= N_{\mathrm{TP,T}}\left(t\right) \pm N_{\mathrm{TP,H}}\left(t\right) + N_{\mathrm{TP,F}}\left(t\right), \end{aligned}$$

$$(2.146)$$

где $\Delta N_{\text{TP}}(t)$ – величина изменения мощности механической энергии при прохождении ее через трансмиссию; $N_{\text{TP,T}}(t)$ – величина потери мощности механической энергии на трение (сухое и вязкое) в элементах трансмиссии; $N_{\text{TP,H}}(t)$ – инерционная составляющая мощности механической энергии при прохождении ее через трансмиссию; $N_{\text{TP,F}}(t)$ – величина потери мощности механической энергии при механической энергии на упругий гистерезис в элементах трансмиссии.

При определении КПД трансмиссии составляющие $N_{\text{TP},\text{H}}(t)$ и $N_{\text{TP},\Gamma}(t)$ в $\Delta N_{\text{TP}}(t)$ не учитываются, то есть $\eta_{\text{TP}} = 1 - (N_{\text{TP},\text{T}} / N_{\text{TP}})$.

Энергетический показатель движителя равен [60, 61]:

$$\Im_{\Pi, \text{ДB} \text{K}}(t) = N_{\text{T.K}}(t) / N_{\text{K}}(t) = 1 - \left[\Delta N_{\text{K}}(t) / N_{\text{K}}(t) \right];$$

$$\Delta N_{\text{K}}(t) = N_{\text{K.T}}(t) \pm N_{\text{K,M}}(t) + N_{\text{K.E}}(t);$$

$$N_{\text{K.E}}(t) = N_{\text{K.E,C}}(t) \pm N_{\text{K.E,A}}(t),$$

$$(2.147)$$

где $\Delta N_{\rm K}(t)$ – величина изменения мощности механической энергии при прохождении ее через движитель; $N_{\rm K,T}(t)$ – величина потери мощности механической энергии на трение в элементах движителя; $N_{\rm K,H}(t)$ – инерционная составляющая мощности механической энергии при прохождении ее через движитель; $N_{\rm K,E}(t)$ – величина изменения мощности механической энергии, вызванная буксованием движителя на статическом $N_{\rm K,E,C}(t)$ и динамическом $N_{\rm K,E,R}(t)$ режимах работы с учетом потерь на гистерезис в пневматических шинах.

При определении КПД движителя составляющие $N_{\text{к.и.}}(t)$ и $N_{\text{к.б.д.}}(t)$ в $\Delta N_{\text{к.}}(t)$ не учитываются, то есть $\eta_{\text{двж}} = 1 - \left[\left(N_{\text{к.т.}}(t) + N_{\text{к.б.C}} \right) / N_{\text{к.}} \right].$

Энергетический показатель рамы (толкающей или тяговой), соединяющей движитель с рабочим органом, равен [60, 61]:

$$\Im_{\text{I.PAM}}(t) = N_{\text{T.P}}(t) / N_{\text{T.K}}(t) = 1 - \left[\Delta N_{\text{T.K}}(t) / N_{\text{T.K}}(t) \right];$$

$$\Delta N_{\text{T.K}}(t) = \pm N_{\text{T.K.H}}(t) \pm N_{\text{T.K.Y}}(t) + N_{\text{T.K.BEJOM}}(t) + N_{\text{T.K.\Gamma}}(t),$$

$$(2.148)$$

где $\Delta N_{\text{T.K}}(t)$ – величина изменения мощности механической энергии при прохождении ее через раму от движителя к рабочему органу; $N_{\text{T.K.H}}(t)$ – инерционная составляющая мощности механической энергии при прохождении ее через раму; $N_{\text{T.K.y}}(t)$ – величина мощности механической энергии, затрачиваемой на подъем машины (+) или приобретаемой дополнительно (-) при ее движении под уклон; $N_{\text{T.K.BEQOM}}(t)$ – величина мощности механической энергии, затрачиваемая на передвижение ведомого моста колесной ЗТМ; $N_{\text{T.K.F}}(t)$ – величина потери мощности механической энергии на упругий гистерезис в раме.

КПД рамы не определяется, так как она не является механизмом. Однако, в связи с тем, что центр массы ЗТМ расположен на раме, она оказывает влияние на прохождение механической энергии от движителя к рабочему органу в процессе разработки грунта. Это влияние, как раз, и учитывает энергетический показатель Э_{п.РАМ} (t).

Итак, выражения (2.146)-(2.148) подтверждают, что энергетический показатель является комплексным показателем оценки эффективности использования энергетического потенциала как передаточного механизма в целом, так и его функциональных элементов в отдельности, а КПД является его частным случаем с ограниченными возможностями такой оценки.

2.4.3. Силовая нагруженность тягового привода ЗТМ

Разработка грунта ЗТМ осуществляется в процессе ее движения со скоростью $\upsilon_{d}(t)$ путем реализации на рабочем органе силы тяги $T_{\rm P}(t)$, развиваемой движителем и передаваемой через раму машины к рабочему органу в виде механической энергии с тяговой мощностью $N_{\rm T,P}(t)=T_{\rm P}(t)\cdot\upsilon_{d}(t)$. Таким образом, рабочий процесс ЗТМ представляет собой замкнутую автономную систему «ЗТМ – рабочая среда (грунт)», действующую в пространстве и времени и являющуюся динамической. В этом случае ЗТМ необходимо рассматривать как подсистему системы «ЗТМ – грунт», функционирование которой обеспечивает тяговый привод.

Как следует из иерархической модели рабочего процесса ЗТМ [38, 45], грунт для ЗТМ представляет внешнюю рабочую среду в виде разрабатываемого грунтового массива (ГМ) и поверхности движения (ПД). Грунт в замкнутой

автономной системе «ЗТМ – грунт» – это объект функционирования (воздействия) ЗТМ и ответная реакция (нагрузка) на нее со стороны разрабатываемой среды в виде вектора-функции внешних силовых воздействий X(t), являющихся результатом функциональной связи параметров состояния ЗТМ $Z_{3TM}(t)$ с параметрами состояния грунта S(t), то есть $X(t) = f[Z_{3TM}(t), S(t)]$. В общем виде вектор-функция параметров состояния рабочей среды (грунта) представляет совокупность $S(t) = \{S_{\Gamma M}(t), S_{\Pi Z}(t)\}$, где $S_{\Gamma M}(t)$ и $S_{\Pi Z}(t)$ векторы - функции параметров состояния разрабатываемого грунтового массива и поверхности движения.

Таким образом, вектор - функция силовых воздействий (реакций) со стороны рабочей среды, то есть внешних силовых воздействий, на тяговый привод ЗТМ представляет собой следующую совокупность сил:

$$X(t) = P(t) = \left\{ P_1(t), P_2(t), P_3(t), P_f(t) \right\} = \left\{ P_{1,2,3}(t), P_f(t) \right\},$$
(2.149)

где $P_{1,2,3}(t)$ – касательная, нормальная и боковая составляющие реакции разрабатываемого грунтового массива на рабочий орган ЗТМ; $P_f(t)$ – сила сопротивления передвижению машины по грунтовой опорной поверхности (реакция поверхности движения на движитель). Для ЗТМ точкой приложения силовых воздействий $P_{1,2,3}(t)$ является рабочий орган, а $P_f(t)$ – движитель.

Для решения задачи параметрической идентификации рабочего процесса ЗТМ, то есть динамической системы «ЗТМ – грунт», необходимо составить уравнения динамики, определяющие взаимосвязь между переменными обобщенными координатами (фазовыми переменными) ЗТМ и приложенными к ней внешними силовыми воздействиями. А для их решения необходимо представить вектор - функцию внешних силовых воздействий на ЗТМ со стороны рабочей среды (2.149) в виде математических моделей, отражающих их физическую суть.

Касательная составляющая реакции грунта на рабочий орган $P_1(t)$, численно представляющая собой сопротивление $P_K(t)$ грунта копанию (полезное сопротивление), преодолевается силой тяги на рабочем органе $T_P(t)$, то есть $T_P(t) \equiv P_1(t) \equiv P_K(t)$. Реакции $P_2(t)$, $P_3(t)$ и $P_f(t)$ представляют вредные внешние силовые воздействия на машину, то есть являются помехами, оказывающими негативное действие на ее работу. При работе ЗТМ на режиме разработки грунта $P_{1,2,3}(t) > 0$, а на режиме холостого хода $P_{1,2,3}(t) = 0$.

Наиболее полный анализ нагрузок на рабочее оборудование землеройных машин (3М), в том числе и 3ТМ, $P_{1,2,3}(t)$ был проведен в ЦНИИС [118, 156,

157] под руководством Д.И. Федорова. Анализ осциллограмм показал, что реальные кривые изменения нагрузок на рабочем органе ЗТМ $P_{1,2,3}(t)$ могут быть представлены только как случайные процессы X(t), основными характеристиками которых являются неслучайные функции [82]: математическое ожидание $m_x(t)$, дисперсия $D_x(t)$, среднее квадратическое отклонение (стандарт) $\sigma_x(t) = \sqrt{D_x(t)}$, корреляционная функция $K_x(t, t')$, нормированная корреляционная функция $r_x(t, t') = K_x(t, t')/[\sigma_x(t), \sigma_x(t')]$ случайного процесса X(t), а также спектральная плотность $S_x(t)$ и нормированная спектральная плотность $s_x(f) = S_x(f)/D_x$ стационарного случайного процесса. Случайный характер изменения усилий $P_{1,2,3}(t)$ в процессе взаимодействия рабочего органа ЗТМ с грунтом обусловлен случайным характером изменения физико-механических свойств грунта, параметров поперечного сечения вырезаемой стружки, угла резания, конструктивных особенностей этих машин и прочих факторов.

В.С.Пугачев показал [82], что любой случайный процесс X(t) может быть представлен в виде канонического разложения:

$$X(t) = m_{x}(t) + \overset{\circ}{X}(t); \qquad (2.150)$$

$$\overset{o}{X}(t) = \sum_{k=1}^{\infty} V_k \varphi_k(t) , \qquad (2.151)$$

где $m_X(t) = M[X(t)]$ – математическое ожидание случайного процесса X(t), представляющее собой некоторую среднюю реализацию, около которой группируются и относительно которой колеблются все возможные реализации случайного процесса X(t); $\overset{\circ}{X}(t)$ – центрированный случайный процесс, $\overset{\circ}{X}(t) = X(t) - m_X(t)$; $V_1, ..., V_k$ – некоррелированные центрированные случайные величины с дисперсиями $D_1, ..., D_k$; $\varphi_1(t), ..., \varphi_k(t)$ – неслучайные функции аргумента *t*.

Выражение (2.151) представляет каноническое разложение центрированного случайного процесса $\overset{\circ}{X}(t)$ в виде суммы элементарных случайных процессов. Первый член выражения (2.150) $m_X(t)$ является детерминированной функцией, характеризующей закономерные связи в случайном процессе X(t), а второй член $\overset{\circ}{X}(t)$ характеризует случайные колебания, обусловленные случайным процессом X(t). Представление случайного процесса X(t) в виде разложения (2.150, 2.151) дает возможность проводить довольно просто различные преобразования случайного процесса.

Случайные процессы X(t) изменения усилий в рабочем оборудовании ЗТМ в общем случае нестационарны в виду возможного изменения математического ожидания и дисперсии на пути копания.

На основании выражения (2.150) случайный процесс X(t) представим статистической моделью в виде суммы тренда $X_{T}(t)$ и флуктуаций $X_{\Phi}(t)$ [4, 156]:

$$X(t) = X_{\rm T}(t) + X_{\rm \Phi}(t).$$
 (2.152)

Тренд $X_{\rm T}(t)$ представляет собой осредненный случайный процесс, а флуктуации $X_{\Phi}(t)$ отражают случайные изменения (колебания) процесса X(t) относительно тренда. Флуктуации $X_{\Phi}(t)$ получают вычитанием из процесса X(t) тренда, то есть центрированием процесса X(t). Таким образом, в результате проделанной операции из процесса X(t) получаем два процесса: тренд $X_{\rm T}(t)$ и флуктуации $X_{\Phi}(t)$.

Для прогнозирования статистических характеристик представляется удобным случайный нестационарный процесс X(t) выразить в виде произведения независимых нормированных случайных стационарных флуктуаций $x_{\Phi}(t)$ и тренда $X_{T}(t)$, являющегося элементарным стационарным импульсным потоком [118, 156, 157]. Из выражения (2.152) получим мультипликативную статистическую модель нестационарного случайного процесса X(t), состоящего из процессов $X_{T}(t)$ и [$x_{\Phi}(t)$ +1]:

$$X(t) = X_{\rm T}(t) [x_{\rm o}(t) + 1], \qquad (2.153)$$

где $X_{\rm T}(t)$ – стационарный импульсный поток; $x_{\rm o}(t)$ – нормированные стационарные случайные флуктуации.

Для нормирования (стационаризации) флуктуаций необходимо их значения в каждый момент времени разделить на соответствующее значение тренда $x_{\Phi}(t) = X_{\Phi}(t)/X_{T}(t)$. Полученный процесс $x_{\Phi}(t)$ является стационарным.

Разработанная в ЦНИИС [156, 157] Б.А. Бондаровичем и В.А. Тельтевской методика обработки экспериментальной информации и получения статистических характеристик нестационарных процессов изменения усилий на рабочих органах ЗМ, предусматривает центрирование процесса с выделением низкочастотной составляющей – тренда и нормирование высокочастотной составляющей – флуктуаций. Низкочастотная составляющая процесса (тренд) зависит от цикличности процесса копания, а высокочастотная составляющая (флуктуации) зависит от прочностных свойств разрабатываемых грунтов.

При известных статистических характеристиках флуктуаций и тренда можно получить практически все основные характеристики синтезированного процесса (2.153) изменения усилий на рабочее оборудование ЗТМ. При этом следует считать нормированные флуктуации $x_{\Phi}(t)$ и тренды $X_{T}(t)$ статистически независимыми.

Математическое ожидание мультипликативного случайного процесса X(t) (2.153), согласно теории вероятностей [82, 83], будет равно:

$$M\left[X\left(t\right)\right] = m_{X}(t) = \overline{X}\left(t\right) = M\left[X_{T}\left(t\right)\right]M\left[x_{\Phi}(t)+1\right] + K_{T\Phi}$$

Математическое ожидание центрированного случайного процесса равно нулю, поэтому $M[X_{\Phi}(t)] = 0$, а $M[x_{\Phi}(t)+1] = 1$. Для статистически независимых тренда и флуктуаций корреляционный момент $K_{T\Phi} = 0$. В этом случае:

$$m_X(t) = \overline{X}(t) = \overline{X}_T(t)$$
, так как $\overline{X}_{\Phi}(t) = 0$ и $\overline{x}_{\Phi}(t) = 0$. (2.154)

Дисперсию случайного процесса X(t) (2.153) определим как дисперсию произведения случайных процессов $X_{T}(t)$ и $[x_{\Phi}(t)+1]$ [83]:

$$D[X(t)] = D_{X} = D[X_{T}(t)]D[x_{\Phi}(t)+1] + M^{2}[x_{\Phi}(t)+1]D[X_{T}(t)] + M^{2}[X_{T}(t)]D[x_{\Phi}(t)+1] = D_{T}D_{\Phi} + D_{T} + \overline{X}_{T}^{2}(t)D_{\Phi} = \overline{X}_{T}^{2}(t)(V_{T}^{2}V_{\Phi}^{2} + V_{T}^{2} + V_{\Phi}^{2}) \cong \overline{X}_{T}^{2}(t)(V_{T}^{2} + V_{\Phi}^{2}), \qquad (2.155)$$

где $V_{\Phi}^2 = D[x_{\Phi}(t) + 1] / M^2[x_{\Phi}(t) + 1] = D[x_{\Phi}(t)] = D_{\Phi}; V_T^2 = D_T / \overline{X}_T^2(t).$

Коэффициент вариации случайного процесса X(t) равен:

$$V_X = \sqrt{D_X / \overline{X}^2(t)} = \sqrt{V_T^2 V_{\Phi}^2 + V_T^2 + V_{\Phi}^2} \cong \sqrt{V_T^2 + V_{\Phi}^2}.$$
 (2.156)

Корреляционная функция мультипликативного случайного процесса X(t) (2.153) равна [82, 83]:

$$K_{X}(\tau) = K_{T}(\tau)K_{\Phi}(\tau) + K_{T}(\tau)M^{2}[x_{\Phi}(t)+1] + K_{\Phi}(\tau)M^{2}[X_{T}(t)] =$$

= $\overline{X}_{T}^{2}(t)[V_{T}^{2}V_{\Phi}^{2}r_{T}(\tau)r_{\Phi}(\tau) + V_{T}^{2}r_{T}(\tau) + V_{\Phi}^{2}r_{\Phi}(\tau)] \cong \overline{X}_{T}^{2}(t)[V_{T}^{2}r_{T}(\tau) + V_{\Phi}^{2}r_{\Phi}(\tau)].$ (2.157)

Дисперсию случайного процесса X(t) можно рассматривать как частный случай его корреляционной функции. Из выражений (2.155) и (2.157) при $\tau = 0$ имеем $D_x = K_x(0)$, так как $r_T(0) = r_{\Phi}(0) = 1$.

Нормированная корреляционная функция случайного процесса X(t) равна:

$$r_{X}(\tau) = \frac{K_{X}(\tau)}{D_{X}} = \frac{V_{T}^{2}V_{\Phi}^{2}r_{T}(\tau)r_{\Phi}(\tau) + V_{T}^{2}r_{T}(\tau) + V_{\Phi}^{2}r_{\Phi}(\tau)}{V_{T}^{2}V_{\Phi}^{2} + V_{T}^{2} + V_{\Phi}^{2}} \cong$$

$$\cong \frac{1}{1 + \left(V_{\Phi}^{2}/V_{T}^{2}\right)}r_{T}(\tau) + \frac{1}{1 + \left(V_{T}^{2}/V_{\Phi}^{2}\right)}r_{\Phi}(\tau).$$

$$(2.158)$$

Соответственно выражению (2.158), нормированная спектральная плотность случайного процесса X(t) будет равна:

$$s_{X}(f) = \frac{1}{1 + \left(V_{\Phi}^{2} / V_{T}^{2}\right)} s_{T}(f) + \frac{1}{1 + \left(V_{T}^{2} / V_{\Phi}^{2}\right)} s_{\Phi}(f).$$
(2.159)

Односторонняя нормированная спектральная плотность $s_X(f)$ случайного процесса X(t) связана с его нормированной корреляционной функцией $r_X(\tau)$ преобразованием Фурье [4]:

$$s_X(f) = 4 \int_0^\infty r_X(\tau) cos 2\pi f \tau \, d\tau$$
, где $f \ge 0$. (2.160)

Пояснения к формулам (2.154)-(2.160): M – символ математического ожидания; $\overline{X}_{T}(t)$, $\overline{X}_{\Phi}(t)$ – математические ожидания тренда и флуктуаций; D_{T} , D_{Φ} – дисперсии тренда и флуктуаций; V_{T} , V_{Φ} – коэффициенты вариаций тренда и флуктуаций; $K_{T}(\tau)$, $K_{\Phi}(\tau)$ – корреляционные функции тренда и флуктуации; $r_{T}(\tau)$, $r_{\Phi}(\tau)$ – нормированные корреляционные функции тренда и флуктуаций; $s_{T}(\tau)$, $s_{\Phi}(\tau)$ – нормированные спектральные плотности тренда и флуктуаций;
τ – аргумент корреляционной функции (сдвиг по времени), с; *f* – текущая частота колебаний, Гц.

Для определения нормированных корреляционных функций и коэффициентов вариаций флуктуаций и тренда, входящих в формулы (2.155) - (2.159), необходимо знать законы их формирования в зависимости от различных факторов.

Результаты анализа статистических характеристик нагрузок на рабочее оборудование, полученные по данным исследований в ЦНИИС [156, 157] различных ЗМ в различных грунтовых условиях, показывают, что основным фактором, определяющим коэффициенты вариаций, параметры корреляционных функций и спектральных плотностей, является прочность разрабатываемых грунтов. В [157] (табл.56) представлены значения коэффициентов вариаций флуктуаций V_{ϕ} усилий $P_{1,2,3}(t)$ для грейдер-элеватора в зависимости от прочности грунтов. С повышением прочности грунтов их V_{ϕ} возрастает от 0,08 до 0,33. Наибольшие значения коэффициентов вариаций имеют нормальные составляющие $P_2(t)$, наименьшие – боковые $P_3(t)$. Нормированные корреляционные функции случайных флуктуаций $r_{\phi}(\tau)$ усилий на рабочем органе различных ЗМ при копании грунтов одинаковой группы соответствуют одна другой и имеют довольно широкий спектр частот от 0 до 8 Гц. Они могут быть в первом приближении аппроксимированы экспоненциально – косинусным выражением [118, 156, 157]:

$$r_{\Phi}(\tau) = \mathrm{e}^{-\alpha|\tau|} \cos\beta\tau, \ \beta = 2\pi f_0, \qquad (2.161)$$

а односторонние нормированные спектральные плотности случайных флуктуаций, в соответствии с преобразованием Фурье (2.160), будут равны [4]:

$$s_{\Phi}(f) = 2\alpha \left[\frac{1}{\alpha^2 + 4\pi^2 (f + f_0)^2} + \frac{1}{\alpha^2 + 4\pi^2 (f - f_0)^2} \right], \quad (2.162)$$

где α и β – параметры выражений (2.160), (2.161) (см.[118]); f – текущая частота колебаний, Гц; f_0 – основная частота колебаний скрытой периодической составляющей случайного процесса, Гц.

Тренды можно представить в виде импульсной функции [156]:

$$X_{\rm T}(t) = A f(t)$$
. (2.163)

Тогда при известных статистических характеристиках амплитуды A, функции f(t) и момента появления импульсов во времени, статистические характеристики $X_{\rm T}(t)$ могут быть определены по следующим формулам [88, 156]:

математическое ожидание

$$M\left[X_{\mathrm{T}}(\mu)\right] = \overline{X}_{\mathrm{T}}(\mu) = M\left[\int_{0}^{1} X_{\mathrm{T}}(\mu)d\mu\right]; \qquad (2.164)$$

дисперсия

$$D[X_{\rm T}(\mu)] = D_{\rm T} = M\left[\int_{0}^{1} X_{\rm T}^{2}(\mu)d\mu\right] - \overline{X}_{\rm T}^{2}(\mu); \qquad (2.165)$$

корреляционная функция

$$K_{\rm T}(\tau') = P\left\{M\left[\int_{0}^{1-\tau'} X_{\rm T}(\mu)X_{\rm T}(\mu+\tau')d\mu + \int_{1-\tau'}^{1} X_{\rm T}(\mu)X_{\rm T}(\mu+\tau'-1)d\mu\right]\right\} - \overline{X}_{\rm T}^{2}(\mu); (2.166)$$

коэффициент вариации и нормированная корреляционная функция

$$V[X_{\rm T}(\mu)] = V_{\rm T} = \sqrt{D_{\rm T}} / \overline{X}_{\rm T}(\mu); \quad r_{\rm T}(\tau') = K_{\rm T}(\tau') / D_{\rm T}, \qquad (2.167)$$

где M – символ осреднения; P – вероятность соответствующего события; $\tau' = \lambda \tau$, τ – аргумент корреляционной функции; λ – плотность потоков импульсов, $\lambda = 1/\bar{t}, \bar{t}$ – среднее время цикла, операции; μ – относительное время в пределах тренда, $\mu = t/\bar{t}$; t – текущее время.

Закон появления импульсов во времени, необходимый для получения вероятности *P*, можно принять в первом приближении пуассоновским [156], тогда

$$P = \mathrm{e}^{-\lambda|\tau|}.\tag{2.168}$$

При детерминированных трендах рассматриваемые случайные процессы относятся к классу периодически нестационарных случайных процессов. Их статистические характеристики также могут быть найдены по рассмотренной методике, при этом следует принять P = 1.

При анализе временного тренда для устранения влияния на его параметры рассеяния времени цикла и отдельных операций удобно представить это время в относительных единицах μ , то есть $X_{\rm T}(\mu)$.

В работе ([156], рис.6.5) приведено семейство трендов $X_{\rm T}(\mu)$ нагрузок в рабочем оборудовании ЗМ при копании грунта. Среднюю функцию временного тренда ЗМ непрерывного действия (грейдер-элеваторы, автогрейдеры, планировщики, рыхлители) начиная со значения, соответствующего $\mu = 0,03...0,05$, можно считать постоянной во времени и равной амплитуде $X_{\rm T}(\mu) = A = const$. Это справедливо для грунтов различных групп. Амплитуда А при этом имеет случайное рассеяние с коэффициентом вариации, постоянным во времени

 $V_{\rm A}(t) = const$ и зависящим только от прочности грунта, и подчиняется закону нормального распределения. Наиболее близки к рассмотренной функции времени тренды нагрузок скреперов и бульдозеров при копании грунта клиновой стружкой с переменной глубиной резания $h_{\rm p}(t) = varia$. Однако в этом случае переходный процесс на участке врезания значительно больший и составляет 15...30% пути копания. Временный тренд нагрузок ЗТМ циклического действия (скреперов и бульдозеров) при копании грунта с постоянной глубиной резания $h_{\rm p} = const$ можно представить функцией:

$$X_{\rm T}(\mu) = A\mu$$
 или $X_{\rm T}(\mu) = b + A\mu$. (2.169)

Следовательно, импульсы стационарного потока при определении статистических характеристик трендов нагрузки на рабочий орган ЗТМ могут быть приняты прямоугольными $X_{\rm T}(\mu) = A$ и пилообразными (треугольными) $X_{\rm T}(\mu) = A\mu$ или $X_{\rm T}(\mu) = b + A\mu$, а их плотность λ .

Для получения статистических характеристик тренда необходимо экспериментально определить лишь коэффициенты вариации его амплитуды V_A . Остальные исходные данные (вид, параметры, рисунки импульса и его плотность λ) можно определить анализом параметров режима работы машины. Коэффициенты вариации амплитуды тренда V_A определяются однородностью свойств среды, с которой взаимодействуют рабочие органы ЗМ. При отсутствии этих данных V_A можно приближенно принять равными [156]: для однородных сред 0,08...0,12, для сред со средней однородностью свойств 0,15...0,20 и для неоднородных сред -0,2...0,26.

Таким образом, для полного определения нестационарного случайного процесса необходимо знать дисперсию (или стандарт) и корреляционную функцию нормированных случайных флуктуаций, дисперсию амплитуды трендов, функции f(t) и значение λ .

Экспериментальные исследования, проведенные в ЦНИИС [157] на ЗТМ непрерывного действия, показали, что случайные процессы реакций грунта на рабочий орган $P_{1,2,3}(t)$ можно отнести к классу нормальных, стационарных, эргодических процессов. Значения коэффициентов их взаимной корреляции $r_{1,2}$, $r_{1,3}$, $r_{2,3}$ лежат в пределах 0,8...(-0,1). Наибольшие значения имеют коэффициенты $r_{1,2}$ при копании грунтов малой прочности (I - II группы). С повышением прочности грунта значения коэффициентов корреляции снижаются. Коэффициенты корреляции $r_{1,3}$ ниже, чем $r_{1,2}$. Коэффициенты корреляции $r_{2,3}$ во всех случаях практически равны нулю. Случайные процессы изменения касательной $P_1(t)$ и нормальной $P_2(t)$ реакций грунта на рабочий орган бульдозера на режиме резания $h_p = const$ являются нестационарными ввиду изменения их математического ожидания на пути копания. При этом законы

147

распределения мгновенных значений усилий $P_1(t)$, $P_2(t)$ во время копания и во время перемещения грунта близки к нормальному.

Анализ [157] показал, что для всех ЗМ дисперсия и средняя частота колебаний усилий в рабочем оборудовании практически постоянны. В связи с этим коэффициент вариации усилий является постоянным лишь для машин непрерывного действия, а для машин циклического действия он изменяется соответственно функциям математического ожидания. Отсутствие изменения дисперсии на пути копания у машин циклического действия объясняется влиянием массы грунта, накапливающейся в ковше или перед отвалом, в сочетании с изменением глубины резания *h*_р. Центрированные случайные процессы усилий в рабочем оборудовании различных ЗМ могут рассматриваться как стационарные. Это позволяет сопоставлять статистические характеристики изменения этих усилий. Распределение плотности вероятностей случайных колебаний усилий в рабочем оборудовании ЗМ обычно подчиняется нормальному закону. С повышением прочности грунта могут наблюдаться отклонения от нормального закона с приближением характера распределения к закону Релея. Нормированные корреляционные функции случайных колебаний усилий в рабочем оборудовании всех ЗМ при копании могут быть аппроксимированы экспоненциальными кривыми с периодом практического затухания $\tau_{K} = 1...5c$. При анализе нецентрированных процессов изменения усилий их корреляционные функции могут принимать более сложный вид, отражающий цикличность процесса. Средняя частота случайных колебаний усилий в рабочем оборудовании ЗМ лежит в диапазоне 1...4 Гц.

Внешними входными силовыми воздействиями на динамическую подсистему «ЗТМ» являются сопротивление грунта копанию $P_{\rm K}(t) \equiv P_1(t)$, действующее на рабочий орган и преодолеваемое силой тяги на нем $T_{\rm p}(t)$, реакции $P_2(t)$ и $P_3(t)$, а также сила сопротивления передвижению $P_f(t)$. Откликами данной подсистемы на перечисленные внешние силовые воздействия будут скорость движения машины $\upsilon_{\rm d}(t)$ и тяговая мощность на рабочем органе $N_{\rm T.P}(t) = T_{\rm p}(t) \cdot \upsilon_{\rm d}(t)$, реализующаяся в процессе разработки грунта в техническую производительность $\Pi_{\rm T}(t)$. Таким образом, параметр $T_{\rm p}(t)$ тождественно равен внешнему входному полезному силовому воздействию $P_1(t)$ на ЗТМ со стороны грунта, а параметр $N_{\rm T.P}(t)$ является откликом машины на внешние воздействия P(t) (2.149) с учетом внутренних параметров ЗТМ $Z_{\rm 3TM.BII}$.

Экспериментальные данные [28, 29] по оценке нагруженности ЗТМ непрерывного действия (автогрейдеров) при разработке грунта подтверждают выводы работ [118, 156, 157], что этот процесс является случайным, нормальным, стационарным и эргодическим. Характер изменения нормированных корреляционных функций подтверждает, что случайные процессы $T_{\rm P}(t)$, т.е. $P_{\rm 1}(t)$, и $N_{\rm TP}(t)$ являются стационарными и эргодическими с интервалом

корреляции $\tau_{\rm K} = 3, 4...11, 2$ с. Они имеют вид затухающей экспоненциально – косинусной функции (рис. 2.37), которая в общем виде аппроксимируется выражением [42]:

$$r_{\mathrm{T}_{\mathrm{p}},N_{\mathrm{T},\mathrm{P}}}(\tau) = \mathrm{e}^{-\alpha|\tau|} \cos 2\pi f_0 \tau, \qquad (2.170)$$

где α – коэффициент затухания; τ – сдвиг по времени, с; f_0 – основная частота колебаний скрытой периодической составляющей случайного процесса, Гц.

Нормированные спектральные плотности $s_X(t)$ (рис. 2.38) имеют, соответствующий принятым аппроксимирующим выражениям $r_X(\tau)$ (2.170), вид:

$$s_{\mathrm{T}_{\mathrm{p}},N_{\mathrm{T},\mathrm{P}}}(f) = 2\alpha \left[\frac{1}{\alpha^2 + 4\pi^2 (f + f_0)^2} + \frac{1}{\alpha^2 + 4\pi^2 (f - f_0)^2} \right].$$
 (2.171)



Рис. 2.37. Нормированные корреляционные функции $r_{\rm X}(\tau)$ случайных процессов $T_{\rm P}(t)$, $P_f(t)$, $M_{\rm KII}(t)$, $N_{\rm T.P}(t)$ автогрейдера ДЗ – 146 при копании грунта косопоставленным отвалом (планировка трассы)



Рис. 2.38. Нормированные спектральные плотности $s_{\rm X}(f)$ случайных процессов $T_{\rm P}(t)$, $P_f(t)$, $M_{\rm KII}(t)$, $N_{\rm T.P}(t)$ автогрейдера ДЗ – 146 при копании

грунта косопоставленным отвалом (планировка трассы)

Максимальные значения $s_{T_p}(f)_{max}$ и $s_{N_{T_p}}(f)_{max}$ приходятся на низкие частоты $(f \le 0.08 \Gamma \mu)$, при этом $s_{N_{T,p}}(f)_{max}$ – практически на нулевую частоту. Основная «мощность» случайных процессов $T_{\rm p}(t)$ и $N_{{\rm T},{\rm P}}(t)$ приходится на узкий диапазон низких частот f = 0...0,1 Гц, что подтверждает их низкочастотный и узкополосный характер. Для случайного процесса $T_{\rm p}(t)$ $f_0 = 0...0,08$ Гц (для примера на рис. 2.37 и 2.38 $f_0 = 0.08$ Гц, $\alpha = 0.175c^{-1}$), а для процесса $N_{\text{T,P}}(t) f_0 = 0...0,03 \Gamma$ ц (для примера на рис. 2.37 и 2.38 $f_0 \cong 0, \alpha = 0,245c^{-1}$), что подтверждает наличие в этих процессах скрытой периодической составляющей с весьма низкой частотой колебаний. Периодическая составляющая в процессе $T_{\rm p}(t)$, то есть в процессе $P_1(t)$, обусловлена изменениями глубины резания $h_{\rm p}(t)$, вызванными при движении машины периодическими микронеровностями грунтовой поверхности и изменениями удельного сопротивления грунта копанию, а также управляющими воздействиями оператора на рабочий орган при поддержании процесса копания на режиме максимальной технической производительности П_{т.max}. В случайном процессе N_{т.P}(t) периодическая составляющая от процесса $T_{\rm p}(t)$ сглаживается динамической подсистемой «ЗТМ» с уменьшением ее основной частоты колебаний f_0 практически до нуля.

В первом приближении, особенно для процесса $N_{\text{T.P}}(t)$, выражения (2.170) и (2.171) при $f_0 \cong 0$ примут вид:

$$r_{T_n,N_T,p}(\tau) = e^{-\alpha |\tau|};$$
 (2.172)

$$s_{\mathrm{T}_{p},N_{\mathrm{T},\mathrm{P}}}(f) = \frac{4\alpha}{\alpha^{2} + 4\pi^{2}f^{2}}.$$
(2.173)

Для функций $r_{T_p}(\tau)$ и $r_{N_{T,p}}(\tau)$, $s_{T_p}(f)$ и $s_{N_{T,p}}(f)$ при разработке грунта меньшие значения коэффициента α и частоты f_0 соответствуют планировке трассы и автогрейдеру с механической коробкой передач, а большие – вырезанию кювета и автогрейдеру с гидромеханической коробкой передач.

Экспериментальные данные [28, 29] процессов $T_{\rm P}(t) \equiv P_1(t)$ и $N_{\rm T,P}(t)$ для автогрейдеров при разработке грунта полностью соответствуют нормальному закону распределения. Взаимосвязь нормальной $P_2(t)$ и касательной $P_1(t)$ реакций грунта на отвал является функциональной, прямо-пропорциональной $P_2(t) = \rho P_1(t)$, так как коэффициент взаимной корреляции $K_{\rm P_1,P_2} = 0,77....0,88$, а графики $r_{\rm P_1}(\tau)$ и $r_{\rm P_2}(\tau)$, $s_{\rm P_1}(f)$ и $s_{\rm P_2}(f)$ практически совпадают. Реакция $P_2(t)$ во всех реализациях была направлена вверх, и коэффициент $\rho = 0,5...0,55$.

Сила сопротивления $P_f(t)$ передвижению (качению) ЗТМ при разработке грунта определяется в общем виде выражением:

$$P_{f}(t) = \psi(t)R(t);$$
 (2.174)

$$R(t) = G(t) \pm P_2(t), \qquad (2.175)$$

где R(t) – вертикальная реакция поверхности движения на машину; $\psi(t)$ – коэффициент сопротивления движению; G(t) – сила тяжести (вес) машины с учетом набора грунта в ковшовый рабочий орган; $P_2(t)$ – нормальная реакция грунтового массива на рабочий орган в процессе копания.

Коэффициент сопротивления движению $\psi(t)$ непрерывно меняется, поскольку изменяется коэффициент сопротивления качению f(t), вследствие нестабильности свойств грунта и микропрофиля пути (высоты микронеровностей), и макропрофиль пути (подъемы, спуски) – уклон i(t), которые в функции времени движения машины представляют собой случайные процессы [84, 128]:

$$\psi(t) = f(t)\cos\alpha(t) \pm \sin\alpha(t) \approx f(t) \pm i(t), \qquad (2.176)$$

где $\alpha(t)$ – угол подъема или спуска. Формула (2.176) справедлива при $\alpha(t) \le 10^\circ$.

Коэффициент сопротивления f(t) косвенно отражает физическую сущность процесса взаимодействия движителя с грунтом с точки зрения его сопро-

тивляемости (реакции) вертикальному деформированию и несущей способности. Затраты мощности на образование колеи – один из основных компонентов сопротивления качению. В реальных эксплуатационных условиях при движении ЗТМ по поверхностям разного рельефа помимо горизонтальных участков с микронеровностями h(t) встречаются подъемы и спуски с уклоном i(t). Сопротивление движению в этом случае будет определяться сопротивлением от взаимодействия движителя и грунта с учетом уклона и оцениваться либо силой сопротивления $P_f(t)$, либо безразмерным коэффициентом $\psi(t)$, которые являются случайными процессами. Поэтому для более полной оценки тяжести дорожных условий необходимо знать статистические или вероятностные характеристики изменения коэффициента $\psi(t)$. Обработка экспериментальной информации показывает, что случайный процесс $\psi(t)$ является нормальным, стационарным, эргодическим. Его можно представить в виде статистической модели:

$$\Psi(t) = m_{yy} + \Psi(t),$$
(2.177)

где m_{ψ} – детерминированная функция математического ожидания; $\psi(t)$ – центрированный случайный процесс с постоянной дисперсией и частотой, характеризующий случайные колебания, обусловленные случайным процессом $\psi(t)$. Функция плотности распределения вероятностей коэффициента ψ для нормального закона определяется выражением:

$$p(\psi) = \frac{1}{\sigma_{\psi}\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{\left(\psi - m_{\psi}\right)^2}{2\sigma_{\psi}^2}\right],$$
(2.178)

где ψ – случайное (вероятное) текущее значение коэффициента сопротивления движению; σ_{ψ} – среднее квадратическое отклонение (стандарт), равное $\sigma_{\psi} = \sqrt{D_{\psi}}$, D_{ψ} – дисперсия коэффициента ψ .

Как следует из выражения (2.178), совокупность значений коэффициента ψ полностью определяется двумя параметрами $-m_{\psi}$ и σ_{ψ} , значения которых для колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин приведены в работе [128] (табл.22). Обработка статистических данных по фактическим замерам показывает, что кривые плотности распределения вероятностей случайной величины уклонов p(i) и высоты микронеровностей p(h), как и кривые распределения коэффициента сопротивления качению p(f), соответствуют нормальному закону (2.178).

Анализ результатов экспериментальных исследований работы автогрейдеров [28, 29, 42] позволяет сделать следующие выводы:

1. Случайный процесс изменения сопротивления передвижению автогрейдера $P_f(t)$ при копании и перемещении грунта является стационарным, эргодическим, нормальным.

2. Среднее значение коэффициента сопротивления движению m_{ψ} при разработке грунта в 1,5 раза больше, чем при тяговых испытаниях, когда $P_1(t) \equiv T_p(t) \cong const$, а $P_2(t) = 0$ и $P_3(t) = 0$.

3. Коэффициенты вариации $V_{P_f} >> V_{T_p}$.

4. Случайные процессы $P_t(t)$ и $P_1(t) \equiv T_P(t)$ являются слабо коррелированными, так как их коэффициент корреляции во всех случаях был меньше 0,42. Это подтверждается так же выражениями (2.174), (2.175) и $P_2(t) = \rho P_1(t)$.

5. Случайный процесс $P_f(t)$ имеет иной, чем $P_1(t)$, частотный характер. Частотный состав $P_f(t)$ представляет сумму низкочастотного процесса с экспоненциальной функцией и высокочастотного ограниченного «белого шума», поэтому аппроксимирующая нормированная корреляционная функция (рис. 2.37) имеет вид:

$$r_{P_f}(\tau) = \mathrm{e}^{-\alpha_f |\tau|} + a_{\mathrm{B}} B_{\mathrm{B}} \left(\frac{\sin 2\pi B_{\mathrm{B}} \tau}{2\pi B_{\mathrm{B}} \tau} \right), \qquad (2.179)$$

где $a_{\rm B}$ – постоянная, характеризующая долю мощности случайного процесса, приходящуюся на «белый шум» (мощностью случайного процесса $P_f(t)$ называется математическое ожидание его квадрата $M[P_f^2(t)]$; для центрированного случайного процесса $\stackrel{\circ}{P_f}(t) = P_f(t) - m_{P_f}$ его мощность равна дисперсии $M\left[P_f^{2}(t)\right] = D_{P_f}$); $B_{\rm B}$ – ширина полосы частот «белого шума», Гц; α_f – коэффициент аппроксимирующего выражения (коэффициент затухания экспоненты), c^{-1} ; τ – сдвиг по времени, с. Для примера на рис. 2.37 и 2.38: $\alpha_f = 0.67c^{-1}$, $a_{\rm B} = 0.75$, $B_{\rm B} = 1.1$ Гц.

Односторонняя нормированная спектральная плотность случайного процесса $P_f(t)$ (рис. 2.38), в соответствии с выражением r_{P_f} (2.179), имеет вид [4]:

$$s_{P_{f}}(f) = \begin{cases} \frac{4\alpha_{f}}{\alpha_{f}^{2} + 4\pi^{2}f^{2}} + a_{_{\mathrm{B}}}, & \text{при } 0 \le f \le B_{_{\mathrm{B}}}; \\ \frac{4\alpha_{f}}{\alpha_{f}^{2} + 4\pi^{2}f^{2}}, & \text{при } f > B_{_{\mathrm{B}}}. \end{cases}$$
(2.180)

29] Статистические [28, случайных данные процессов $T_{p}(t), P_{f}(t), M_{K\Pi}(t), N_{T,P}(t)$ при копании суглинистого грунта прочностью $C_{\rm yg}$ = 10...15 ударов плотномера ДорНИИ и массовой влажностью W = 16...18% автогрейдером ДЗ-146 с гидромеханической коробкой передач У35.605-31 на 1-й передаче косопоставленным отвалом (планировка трассы): сила тяги на рабочем органе $T_{p}(t) - m_{T_{p}} = 39,6 \text{ кH}, \sigma_{T_{p}} = 9,5 \text{ кH}, V_{T_{p}} = 0,24;$ сила сопротивления передвижению автогрейдера $P_f(t) - m_{P_f} = 13,7 \,\mathrm{\kappa H}, \ \sigma_{P_f} = 6,5 \,\mathrm{\kappa H}, \ V_{P_f} = 0,474;$ крутящий момент на выходе из коробки передач $M_{\rm KII}(t) - m_{M_{\rm KII}} = 2,89 \, {\rm kH\cdot M},$ $\sigma_{M_{\kappa n}} = 0,607$ кН·м, $V_{M_{\kappa n}} = 0,21$; тяговая мощность на рабочем органе $N_{T.P}(t)$ – $m_{N_{\rm TP}} = 49,54\,{\rm kBr}, \quad \sigma_{N_{\rm TP}} = 8,786\,{\rm kBr}, \quad V_{N_{\rm TP}} = 0,177$. Нормированные корреляционные функции $r_{X}(\tau)$ и нормированные спектральные плотности $s_{X}(f)$ этих процессов представлены на рис. 2.37 и 2.38.

Выводы: 1. Вектор-функция внешних силовых входных воздействий на тяговый привод ЗТМ $X(t) = P(t) = \{P_{1,2,3}(t), P_f(t)\}$ представляет собой случайный процесс. Случайные процессы $P_{1,2,3}(t)$ и $P_f(t)$ могут быть представлены исходной статистической моделью (2.150). Процесс $P_1(t)$ является управляемым с оперативным воздействием на него глубиной резания $h_p(t)$, то есть $P_1(h_p,t)$, поэтому $m_{P_1}(t) = f(h_p,t)$ и описывается для конкретной ЗТМ и режима резания ($h_p = const$ или $h_p = varia$) соответствующими известными детерминированными функциями. Реакции $P_2(t)$ и $P_3(t)$ выражаются через $P_1(t)$ по известным для ЗТМ зависимостям. Для получения статистических характеристик нестационарного случайного процесса $P_{1,2,3}(t)$ необходимо представить его мультипликативной статистической моделью (2.153).

2. Случайный процесс X(t) может быть охарактеризован статистически четырьмя неслучайными функциями: математическим ожиданием $m_X(t)$, дисперсией $D_X(t)$, корреляционной функцией $K_X(\tau)$ и спектральной плотностью $S_X(f)$, то есть $X(t) = P(t) = \{P_{1,2,3}(t), P_f(t)\} \Rightarrow \Rightarrow \{m_P(t), D_P(t), K_P(\tau), S_P(f)\}.$

3. Функции $r_{T_p}(\tau)$ и $r_{M_{\kappa n}}(\tau)$, $s_{T_p}(f)$ и $s_{M_{\kappa n}}(f)$ практически одинаковы, что подтверждает несущественное, по сравнению с процессом $T_p(t)$, влияние процесса $P_f(t)$ на процесс $M_{K\Pi}(t)$. Поэтому для анализа внутренней структуры процесса $T_p(t)$, то есть процесса $P_1(t)$, можно в первом приближении ограничиться процессом $M_{K\Pi}(t)$, который легче, чем процесс $T_p(t)$, поддается регистрации.

4. Случайные процессы $P_1(t)$ и $P_f(t)$ являются существенно независимыми.

5. Нормированные корреляционные функции $r_{\rm p}(\tau)$, а следовательно, и нормированные спектральные плотности $s_{\rm p}(f)$ для реакций грунта на рабочий

орган ЗТМ $P_{1,2,3}(t)$ и силы сопротивления передвижению машины $P_f(t)$ имеют одинаковую низкочастотную составляющую. Но в отличии от $P_{1,2,3}(t)$ частотный состав $P_f(t)$ включает в себя еще и высокочастотный ограниченный «белый шум».

6. Технические устройства создаются на основании детерминированных закономерностей. Если учесть, что на интервале времени рабочего процесса внутренние параметры ЗТМ Z_{3тм.вп} неподвержены флуктуациям, в то время как вектор – функция параметром состояния рабочей среды (грунта) *S*(*t*) является случайной функцией, то можно утверждать следующее – замкнутая стохастическая система «ЗТМ – грунт», то есть рабочий процесс ЗТМ, представляет собой детерминированную динамическую подсистему «ЗТМ» с постоянными внутренними параметрами Z_{3TM.BП} = const под стохастическим воздействием вектора – функции X(t). Входные воздействия X(t) представляют комбинацию полезного воздействия $X_{\Pi B}(t)$, связанного с целевым назначением машины, и помех $X_{\Pi OM}(t)$: $X(t) = \{X_{\Pi,B}(t), X_{\Pi OM}(t)\}$. Для рабочего процесса ЗТМ $X_{\Pi,B}(t) = P_1(t), X_{\Pi OM}(t) = \{P_{2,3}(t), P_f(t)\}$. И как следствие этого, выходные показатели (фазовые переменные) подсистемы «ЗТМ» и системы «ЗТМ грунт» представляют собой случайный процесс $Y(t) = \{y_i, i = \overline{1, n}\}$, являющийся функцией $Y(t) = F[X(t), Z_{3TM,B\Pi}]$. Для подсистемы «ЗТМ» выходным комплексным показателем является тяговая мощность на рабочем органе $Y(t) = N_{T,P}(t)$, а для системы «ЗТМ – грунт» - техническая производительность $Y(t) = \prod_{T}(t)$. Анализ статистических характеристик внешних входных воздействий X(t) и комплексной переменной фазовой $N_{\rm T,p}(t)$ позволяет заключить, что динамическая подсистема «ЗТМ» в процессе функционирования существенно сглаживает скрытую низкочастотную составляющую внешнего входного воздействия $P_1(t)$, то есть $T_p(t)$, в комплексной фазовой переменной $N_{T,P}(t)$, доведя ее основную частоту колебаний практически до нуля.

2.4.4. Оценка нагруженности тягового привода ЗТМ

Нагруженность тягового привода определяется величиной и характером внешних воздействий со стороны рабочего органа и движителя, а также динамической структурой самого привода.

Известно [28, 29, 42, 118, 156, 157], что усилие на рабочем органе ЗТМ при разработке грунта представляет собой практически стационарный случайный процесс, характеристики которого являются вероятностными. Нагружение элементов тягового привода ЗТМ также носит стохастический характер, а оценочные параметры его работы – силовые в виде крутящих

моментов, кинематические в виде угловых скоростей, и их производные представляют стационарные случайные функции – особенно для ЗТМ непрерывного действия (автогрейдер, грейдер-элеватор, струг) и рыхлителей.

Пусть параметр X является случайной функцией X(t), где t – текущее время процесса. Тогда её оценочными вероятностными характеристиками будут [83]: $m_X(t)$ – математическое ожидание; $D_X(t)$ – дисперсия; $\sigma_X(t)$ – среднее квадратичное отклонение – стандарт ($\sigma_X(t) = \sqrt{D_X(t)}$); $\upsilon_X(t)$ – коэффициент вариации ($\upsilon_X(t) = \sigma_X(t) / m_X(t)$).

Для стационарного случайного процесса нагружения тягового привода ЗТМ проведём его динамическую оценку через среднестатистические показатели.

Максимальное и минимальное среднестатистические значения параметра Х

$$\overline{X}_{MAX} = m_X + \sigma_X;
\overline{X}_{MIN} = m_X - \sigma_X,$$
(2.181)

так как для стационарной случайной функции X = X(t) $m_X(t) = m_X = \text{const}$, $D_X(t) = D_X = \text{const}$.

Среднестатистический коэффициент неравномерности изменения параметра X [20]

$$\overline{K}_{\text{H}x} = \left(\overline{X}_{MAX} - \overline{X}_{MIN}\right) / m_{X} = 2\upsilon_{X}$$
(2.182)

Среднестатистический коэффициент динамичности параметра X [20]

$$\bar{K}_{\Pi X} = \bar{X}_{MAX} / m_X = 1 + \upsilon_X = 1 + 0.5 \bar{K}_{\Pi X}$$
(2.183)

В каждой *i*, *j* – точках привода параметр X имеет свой коэффициент динамичности $\overline{K}_{\mathcal{A}X(i,j)}$. Говоря о его увеличении или уменьшении на участке *i* – *j*, можно дать динамическую оценку этому участку, введя коэффициент усиления $\beta_{(i,j)}$ участка *i* – *j* тягового привода или его элемента (коробки передач, главной передачи и др.) [20]

$$\beta_{(ij)} = \overline{K}_{\mathcal{I}Xj} / \overline{K}_{\mathcal{I}Xi}$$
(2.184)

Если участок i - j имеет n интервалов (i - 1, 1 - 2, 2 - 3, ..., (n - 1) - j = n)со своими коэффициентами усиления $\beta_1 = \beta_{i-1}$, $\beta_2 = \beta_{1-2}$, $\beta_3 = \beta_{2-3}$, ..., $\beta_{n-1} = \beta_{(n-2)-(n-1)}$, $\beta_n = \beta_{(n-1)-n=j}$, то общий коэффициент усиления участка будет равен произведению коэффициентов усиления n интервалов [20]

$$\beta_{(i:j)} = \prod_{k=1}^{n} \beta_{k} = \beta_{1} \beta_{2} \beta_{3} \dots \beta_{n-1} \beta_{n} = \frac{\overline{K}_{\exists X1}}{\overline{K}_{\exists Xi}} \frac{\overline{K}_{\exists X2}}{\overline{K}_{\exists X1}} \frac{\overline{K}_{\exists X3}}{\overline{K}_{\exists X2}} \dots \frac{\overline{K}_{\exists X(n-1)}}{\overline{K}_{\exists X(n-2)}} \frac{\overline{K}_{\exists X(n-j)}}{\overline{K}_{\exists X(n-1)}} = \frac{\overline{K}_{\exists Xj}}{\overline{K}_{\exists Xi}} \quad (2.185)$$

В качестве примера рассмотрим нагруженность тягового привода опытного образца автогрейдера класса 160 ДЗ-146 с гидромеханической коробкой передачи (ГМКП) У 35 605-32 [20, 28, 29, 163] при разработке суглинистого грунта III категории (Суд = 10...15 ударов плотномера Дорнии) нормальной влажности (W = 16...18 %) на наиболее энергоёмких технологических операциях – планировка трассы и вырезание кювета. Автогрейдер работал на первой передаче с максимальной подачей топлива в двигатель. Степень характеризовалась величиной загрузки рабочего органа усилия $T_{\rm P}$, определявшейся максимальной вырезаемой прямоугольной или треугольной стружкой грунта при отсутствии пересыпания его через отвал.

Блок-схема тягового привода автогрейдера приведена на рисунке 2.39, а значения коэффициентов вариации основных параметров работы привода представлены в таб. 2.4, где $T_{\rm P}$ – сила тяги на рабочем органе (отвале); $\upsilon_{\rm A}$ – скорость движения автогрейдера; δ – коэффициент буксования движителя (ведущих колёс); $N_{\rm T.P}$ – тяговая мощность, реализуемая на отвале ($N_{\rm T.P} = T_{\rm P}\upsilon_{\rm A}$); $M_{\rm K}$, $\omega_{\rm K}$ – суммарный крутящий момент и угловая скорость вращения ведущих колёс; $M_{\rm IIII}$, $M_{\rm IIII}$, $M_{\rm KIIBX}$, $M_{\rm KIIBHX}$ – крутящие моменты на входе и выходе коробки передач; $M_{\rm e}$, $\omega_{\rm e}$ – крутящий момент и угловая скорость вращения вала двигателя.



Рис. 2.39. Блок-схема тягового привода автогрейдера: Д – двигатель; КП – коробка передач; ГП – главная передача; Б – балансиры; ВК – ведущие колёса (движитель)

Диапазон измерения и математическое ожидание основных параметров, характеризующих загрузку тягового привода.

1. Планировка трассы – $T_{\rm p} = 10,82...63,32$ кH; $m_{T_{\rm p}} = 38,66$ кH; $M_{\rm K\Pi B b I X} = 1,005...3,963$ кH·м; $m_{M_{\rm K\Pi B b I X}} = 2,803$ кH·м; $n_{\rm e} = 1801...1964$ мин⁻¹; $m_{n_{\rm e}} = 1893$ мин⁻¹; $N_{\rm T.P} = 19,73...72,13$ кBт; $m_{N_{\rm T.P}} = 48,6$ кBт; $\delta = 0...0,5$; $m_{\delta} = 0,134$; средний часовой расход топлива двигателем $G_{\rm TCP} = 25,7$ кг/ч.

2. Вырезание кювета – $T_{\rm p} = 15,9...44,98$ кН; $m_{T_{\rm p}} = 30,93$ кН; $M_{\rm K\Pi B \rm b I X} = =1,433...3,708$ кН·м; $m_{M_{\rm K\Pi B \rm b I X}} = 2,604$ кН·м; $n_{\rm e} = 1804...1923$ мин⁻¹; $m_{n_{\rm e}} = 1868$ мин⁻¹; $N_{\rm T.P} = 25,8...54,65$ кВт; $m_{N_{\rm T.P}} = 41,64$ кВт; $\delta = 0...0,413$; $m_{\delta} = 0,137$; $G_{\rm TCP} = =24,25$ кг/ч.

Используя из табл. 2.4 значения коэффициентов вариации υ , по формулам (2.182) и (2.183) для соответствующих параметров определим величины коэффициентов $\overline{K}_{\rm H}$ и $\overline{K}_{\rm Z}$, которые представлены в той же таблице.

Таблица	2.4
---------	-----

Коэф-	Технологи-	Параметры									
фици- енты	ческие операции	T _P	$M_{\Pi\Pi}$	$M_{\Pi\Pi}$	$M_{ m KIIBbIX}$	M_{e} - $M_{ m KIIBX}$	ω _e	ω _K	υ _д	N _{T.P}	δ
υ	Планировка трассы	0,28	0,34	0,32	0,24	0,15	0,01	0,12	0,24	0,2	0,95
	Вырезание кювета	0,24	0,29	0,26	0,2	0,11	0,01	0,08	0,17	0,14	0,67
$\overline{K}_{\mathcal{A}}$	Планировка трассы	1,28 (0,56)	1,34 (0,68)	1,32 (0,64)	1,24 (0,48)	1,15 (0,3)	1,01 (0,02)	1,12 (0,24)	1,24 (0,48)	1,2 (0,4)	1,95 (1,9)
$(\overline{K}_{ m H})$	Вырезание кювета	1,24 (0,48)	1,29 (0,58)	1,26 (0,52)	1,2 (0,4)	1,11 (0,22)	1,01 (0,02)	1,08 (0,16)	1,17 (0,34)	1,14 (0,28)	1,67 (1,34)

Значения коэффициентов υ , $\overline{K}_{\rm H}$, $\overline{K}_{\rm L}$

Коэффициент усиления по крутящему моменту трансмиссии от двигателя до балансиров при планировке трассы (вырезании кювета) равен

$$\beta_{\rm TP} = \overline{K}_{{\cal M}_{\rm II}} / \overline{K}_{{\cal M}_{\rm KIBX}} = 1.16 \ (1.15),$$

где $\bar{K}_{{\cal A}{\cal M}_{\Pi}}$ – среднее значение коэффициента динамичности крутящего момента на центральной полуоси балансира.

Коэффициент усиления коробки передач

$$\beta_{\mathrm{KII}} = \overline{K}_{\mathcal{M}_{\mathrm{KIIBbix}}} / \overline{K}_{\mathcal{M}_{\mathrm{KIIBx}}} = 1,06 \ (1,08).$$

Коэффициент усиления главной передачи

$$\beta_{\Gamma\Pi} = \overline{K}_{\mathcal{M}_{\Pi}} / \overline{K}_{\mathcal{M}_{K\Pi B \sqcup X}} = 1,073 \ (1,063).$$

При этом $\beta_{TP} = \beta_{K\Pi} \beta_{\Gamma\Pi}$, как и следует из формулы 2.185.

По данным таблицы и результатам выполненных расчётов проведём динамическую оценку тягового привода автогрейдера ДЗ-146 [20]. Самый большой коэффициент вариации имеет коэффициент буксования движителя, что объясняется динамическим характером его работы – преобразованием вращательного движения ведущих колёс с угловой скоростью $\omega_{\rm K}$ в поступательное перемещение осей этих колёс и самой машины с линейной скоростью $\upsilon_{\rm L} = \omega_{\rm K} r_{\rm L} (1-\delta)$, а крутящего момента $M_{\rm K}$, подводимого от двигателя к ведущим колёсам, в силу тяги *T*. При $\upsilon_{\rm L} = \text{const } T = T_{\rm P} + P_{f1}$ и тогда

$$M_{\rm K} = \left(T_{\rm P} + P_{f1} + P_{f2}\right) r_C \tag{2.186}$$

где P_{f1} , P_{f2} – силы сопротивления качению ведомых и ведущих колёс; $r_C \cong r_{Д}$ – силовой и динамический радиусы ведущих колёс.

Из силовых параметров наибольший коэффициент вариации имеет крутящий момент $M_{\rm K}$, что подтверждается экспериментальными данными и объясняется выражением (2.186).

На участке привода от двигателя к движителю коэффициенты вариации крутящего момента и угловой скорости увеличиваются, что приводит к возрастанию среднестатистических коэффициентов динамичности и неравномерности изменения этих параметров. Таким образом, трансмиссия в целом и её отдельные элементы в виде коробки передач, главной передачи и балансиров увеличивают динамическую нагруженность привода автогрейдера. Так, ГМКП имеет коэффициент усиления по крутящему моменту $\beta_{\rm KII} = 1,08$. Главная передача при планировке имеет $\beta_{\rm ГII} = 1,073$, а при вырезании кювета $\beta_{\rm ГII} = 1,063$. Для трансмиссии от двигателя до балансиров коэффициент усиления $\beta_{\rm TP} = 1,16$ (планировка трассы) и $\beta_{\rm TP} = 1,15$ (вырезание кювета).

Увеличение коэффициента неравномерности скорости $\upsilon_{\rm d}$ в два раза по сравнению с окружной (теоретической) скоростью ведущих колёс $\upsilon_{\rm T} = \omega_{\rm K} r_{\rm d}$, а коэффициента динамичности в 1,1 раза связано главным образом с буксованием движителя, так как $\upsilon_{\rm d} = \upsilon_{\rm T} (1-\delta)$, и коэффициент вариации коэффициента бук-

сования достаточно велик ($\upsilon_{\delta} = 0,67...0,95$). Вот одно из направлений совершенствования движителя с целью уменьшения динамики тягового привода.

Малые значения коэффициентов вариации и неравномерности изменения угловой скорости вращения вала двигателя ($\upsilon_{\omega_e} = 0,01$; $\overline{K}_{H\omega_e} = 0,02$) при более высоких коэффициентах $\upsilon_{\omega_K} = 0,08...0,12$ и $K_{H\omega_K} = 0,16...0,24$ объясняются демпфирующим действием гидротрансформатора в ГМКП.

Меньшая динамическая нагруженность тягового привода автогрейдера (меньшие значения коэффициентов υ , $\overline{K}_{\rm H}$, $\overline{K}_{\rm Z}$ рассмотренных параметров) при вырезании кюветов по сравнению с профилированием трассы говорит о том, что в первом случае процесс копания грунта протекает более устойчиво.

Полученные значения коэффициентов $\bar{K}_{\rm дM}$, $\bar{K}_{\rm HM}$ могут быть использованы при расчётах привода на прочность и долговечность. Значения коэффициентов $\bar{K}_{\rm H\omega}$ и β позволяют провести динамическую оценку тягового привода и наметить пути его совершенствования.

2.5. Процесс функционирования рабочего органа ЗТМ с грунтом

Землеройно-транспортная машина разрабатывает грунт в процессе движения со скоростью $\upsilon_{d}(t)$ за счёт силы тяги, развиваемой движителем, $T_{\rm K}(t)$ и передаваемой через тяговую или толкающую раму к рабочему органу в виде силы тяги $T_{\rm P}(t)$. Т.е. за счёт механической энергии с тяговой мощностью на рабочем органе $N_{\rm T.P}(t)=T_{\rm P}(t)\cdot\upsilon_{d}(t)$, которая затрачивается одновременно на вырезание грунта из массива и заполнение им рабочего органа.

2.5.1. Особенности процесса функционирования рабочего органа ЗТМ с грунтом

По своей физической сущности процесс копания грунта ЗТМ – это энергетический процесс технической системы «ЗТМ – грунт» [38]:

$$G_{\rm T}(t) \Longrightarrow N_{\rm AB}(t) \Longrightarrow N_{\rm TP}(t) \Longrightarrow N_{\rm T.P}(t) \Longrightarrow \Pi_{\rm T.K}(t), \qquad (2.187)$$

где $G_{\rm T}(t)$ – величина подачи энергоносителя (для двигателя внутреннего сгорания – углеводородного топлива, кг/ч) в двигатель (энергетическую машину); $N_{\rm дB}(t)$ – эффективная мощность механической энергии, развиваемая двигателем на выходном валу, кВт; $N_{\rm TP}(t)$ – мощность механической энергии, передаваемой от двигателя в трансмиссию передаточного механизма с учетом

отбора части мощности двигателя на привод вспомогательных механизмов и исполнительных механизмов управления рабочим органом, кВт; $N_{\text{T.P}}(t)$ – тяговая мощность механической энергии, подведенная к рабочему органу технологической машины от двигателя с помощью передаточного механизма и реализуемая непосредственно на разработку грунта, кВт; $\Pi_{\text{T.K}}(t)$ – техническая производительность ЗТМ в процессе копания грунта, м³/ч.

Тяговая мощность на рабочем органе $N_{\text{T,P}}(t)$ и её силовая составляющая $T_{\text{P}}(t)$ затрачиваются на преодоление сопротивления грунта копанию $P_{\text{K}}(t)$, включающее в себя сопротивление вырезанию стружки грунта из массива $P_{\text{P}}(t)$ и сопротивления, связанного с формированием вырезанного грунта в призму и заполнением ею отвального или ковшового рабочего органа $P_{\text{ПP}}(t)$, то есть [54]

$$T_{\rm P}(t) \equiv P_{\rm K}(t) = P_{\rm P}(t) + P_{\rm IIP}(t).$$
 (2.188)

Техническая производительность ЗТМ в процессе копания грунта $\Pi_{\text{T.K}}(t)$ определяется по объему грунта $V_{\Gamma P}(t)$, вырезаемому в плотном теле.

При этом текущая производительность

$$\Pi_{\mathrm{T.K}}(t) = \frac{d}{dt} V_{\mathrm{\GammaP}}(t) \quad \text{или} \quad \Pi_{\mathrm{T.K}}(t) = B_{\mathrm{P}} h_{\mathrm{P}}(t) \upsilon_{\mathrm{II}}(t), \quad (2.189)$$

где $B_{\rm P}$, $h_{\rm P}(t)$ – ширина и толщина вырезаемой стружки грунта.

Средняя производительность за время копания $t_{\rm K}$: $\Pi_{\rm T.K}(t) = V_{\rm \Gamma P}(t_{\rm K})/t_{\rm K}$.

Для данной машины и грунта количество разработанного в единицу времени грунта $V_{\Gamma P}(t)$ и производительность $\Pi_{T.K}(t)$ эквивалентны величине реализованной на рабочем органе механической энергии с тяговой мощностью $N_{T.P}(t)$. Однако режим $N_{T.PMAX}$ обеспечивает ЗТМ максимальную производительность $\Pi_{T.KMAX}$ в том случае, если рабочий орган полностью реализует эту мощность непосредственно на вырезание грунта из массива, то есть когда $T_P(t) = P_P(t), P_{\Pi P}(t) = 0$. Это имеет место только в начальной стадии процесса копания, когда еще призма вырезанного грунта отсутствует, то есть ее объем $V_{\Pi P} = 0$, а в дальнейшем $V_{\Pi P}(t) > 0$ и $P_{\Pi P}(t) > 0$. Кроме того, режим $N_{T.PMAX}$ не учитывает расхода энергоносителя в процессе копания грунта. А критерий эффективности $N_{\text{T.PMAX}}$ не является системным для процесса копания грунта, то есть для процесса функционирования системы «ЗТМ – грунт».

В соответствии с принципами системотехники в целевую функцию процесса разработки грунта, то есть процесса функционирования системы «ЗТМ – грунт», кроме величины технической производительности $\Pi_{T.K}(t)$ – результата действия системы одновременно должна входить и величина подачи энергоносителя $G_T(t)$ – оперативного расхода энергоресурса. В качестве такой целевой функции принят энергетический показатель $\mathcal{P}_{\Pi}(t)$ [39]:

$$\mathcal{P}_{\Pi}(t) = \Phi \left[\Pi_{\mathrm{T}.\mathrm{K}}(t), G_{\mathrm{T}}(t) \right] = \Pi_{\mathrm{T}.\mathrm{K}}(t) / G_{\mathrm{T}}(t) \left(\mathrm{M}^{3} / \mathrm{K} \mathrm{\Gamma} \right) \Longrightarrow \max, \qquad (2.190)$$

характеризующий максимальное количество грунта, разработанного на единицу затраченного энергоносителя.

Энергетический показатель $\mathcal{P}_{\Pi}(t)$ является интегральным и включает в себя все известные в теории ЗТМ оценочные показатели и критерии эффективности: $N_{\text{дB}}(t)$, $N_{\text{T.P}}(t)$, $\eta_{\text{T}}(t) = N_{\text{T.P}}(t)/N_{\text{дB}}(t)$, $\Pi_{\text{T.K}}(t) \Rightarrow \max u \quad G_{\text{T}}(t)$, $g_{\text{T}}(t) = G_{\text{T}}(t)/N_{\text{T.P}}(t) \Rightarrow \min$ (где $\eta_{\text{T}}(t)$ – тяговый КПД, $g_{\text{T}}(t)$ – удельный расход энергоносителя), так как $\mathcal{P}_{\Pi}(t)$ выражается через единичные входную $G_{\text{T}}(t)$ и выходную $\Pi_{\text{T.K}}(t)$ координаты рабочего процесса ЗТМ и ее энергетического потока (2.187), что подтверждает его системный характер.

В настоящее время задача энергосбережения в технологических процессах машин стала весьма актуальной, поэтому она должна решаться одновременно с задачей повышения производительности, то есть она становится частью общей проблемы повышения эффективности работы машин, в том числе и землеройно-транспортных.

Оперативным управляющим воздействием на процесс копания грунта ЗТМ является воздействие на рабочий орган – заглубление или выглубление его, то есть изменение глубины резания $h_{\rm P}(t)$, что вызывает изменение необходимой силы тяги $T_{\rm P}(t)$ и тяговой мощности $N_{\rm T,P}(t)$ на рабочем органе, а значит, и величины подачи энергоносителя $G_{\rm T}(t)$ в двигатель, ибо

$$h_{\rm P}(t) \Rightarrow P_{\rm K}(t) \Rightarrow T_{\rm P}(t) \Rightarrow N_{\rm T,P}(t) \Rightarrow \Pi_{\rm T,K}(t).$$
 (2.191)

Так как глубина резания $h_{\rm P}(t)$ оперативно формирует $P_{\rm K}(t)$, $N_{\rm T.P}(t)$, $\Pi_{\rm T.K}(t)$ и оперативно через обратную связь системы автоматического управления воздействует на величину подачи энергоносителя $G_{\rm T}(t)$ в двигатель, то $h_{\rm P}(t)$ является аргументом как энергетического показателя $\Im_{\rm II}(t)$

= $f[h_{\rm P}(t)]$, так и его непосредственных функций $\Pi_{\rm T.K}(t) = f[h_{\rm P}(t)]$, а также исходных функций $T_{\rm P}(t)$, $\upsilon_{\rm A}(t) = f[h_{\rm P}(t)]$ и $N_{\rm T.P}(t) = f[h_{\rm P}(t)]$ и промежуточной в общем энергетическом потоке (2.186) системы «ЗТМ – грунт».

Особенности процесса копания грунта ЗТМ состоят в том, что максимальные значения функций $N_{\text{T}.P}(h_{\text{P}})_{MAX}$, $\Pi_{\text{T}.K}(h_{\text{P}})_{MAX}$, $\mathcal{P}_{\Pi}(h_{\text{P}})_{MAX}$, характеризующие эффективность их работы, не совпадают по величине аргумента $h_{\text{P}}(t)$, то есть режимы разработки грунта по этим критериям не совместимы [123].

Проанализируем первопричины этих особенностей.

При установившемся режиме резания грунта ($h_{\rm P} = const$ и $\upsilon_{\rm A} = const$) всей длиной ножа рабочего органа (отвала или ковша):

$$T_{\rm P}(t) \equiv P_{\rm K}(t) = P_{\rm P}(h_{\rm P}) + P_{\rm IIP}(V_{\rm IIP});$$

$$P_{\rm P}(h_{\rm P}) = K_{\rm PE3}F_{\rm P} = K_{\rm PE3}B_{\rm P}h_{\rm P},$$
(2.192)

где $K_{\rm PE3}$ — удельное сопротивление грунта резанию, кПа; $F_{\rm P}$ — площадь поперечного сечения вырезаемой в массиве стружки грунта, м²; $B_{\rm P}$, $h_{\rm P}$ — ширина и толщина вырезаемой стружки грунта, м.

Текущей координатой сопротивления грунта резанию $P_{\rm P}$ является глубина резания (толщина вырезаемой стружки) $P_{\rm P}(h_{\rm P})$, а сопротивления $P_{\rm ПP}$ – объем вырезанного грунта в призме перед отвалом или в призме перед заслонкой и в ковше скрепера $P_{\rm ПP}(V_{\rm ПP})$.

Если для всех типов ЗТМ $P_{\rm P}(h_{\rm P}) = K_{\rm PE3}B_{\rm P}h_{\rm P}$, то выражение для $P_{\rm TIP}(V_{\rm TIP})$ будет различным.

Для отвальных ЗТМ (бульдозер, автогрейдер) [117]:

$$P_{\Pi P} \left(V_{\Pi P} \right) = P_{\Pi P}' + P_{C}$$

$$P_{C} = P_{C1} + P_{C2}$$

$$(2.193)$$

где $P'_{\Pi P}$ – сопротивление перемещению призмы вырезанного грунта перед отвалом; $P_{\rm C}$ – сопротивление от скольжения вырезанного грунта по отвалу; $P_{\rm C1}$ – вверх по отвалу; $P_{\rm C2}$ – вдоль по отвалу (при лобовом копании грунта $P_{\rm C2}$ = 0).

Для скрепера [117]:

$$P_{\Pi P} \left(V_{\Pi P} \right) = P_{\Pi P}' + P_{H} + P_{T}$$

$$P_{H} = P_{\Pi} + P_{TP}$$

$$(2.194)$$

где $P'_{\Pi P}$ – сопротивление перемещению призмы вырезанного грунта перед ножом ковша и заслонкой; $P_{\rm H}$ – сопротивление наполненного ковша грунтом; P_{Π} – сопротивление силы тяжести поднимаемого столба грунта в ковше; $P_{\rm TP}$ – сопротивление трению грунта при движении в ковше; $P_{\rm T}$ – сопротивление передвижению скрепера от вырезанного грунта в ковше.

При заданной глубине резания $h_{\rm P}$ увеличение объема вырезанного грунта $V_{\rm ПP}$ приводит к увеличению общего сопротивления грунта копанию $P_{\rm K}$ и необходимой силы тяги $T_{\rm P}$ на рабочем органе, ибо $T_{\rm P} \equiv P_{\rm K}$, и, как следствие, к уменьшению скорости движения машины $\upsilon_{\rm A}$ и увеличению расхода энергоносителя $G_{\rm T}(t)$. При этом техническая производительность $\Pi_{\rm T.K} = B_{\rm P}h_{\rm P}\upsilon_{\rm A}$ уменьшается более интенсивно, чем тяговая мощность на рабочем органе $N_{\rm T.P} = T_{\rm P}\upsilon_{\rm A}$, а энергетический показатель $\Im_{\rm H} = \Pi_{\rm T.K}/G_{\rm T}$ уменьшается еще интенсивнее, чем $\Pi_{\rm T.K}$.

На рис. 2.40 представлены характеристики процесса разработки суглинистого грунта III группы с $K_{\rm PE3} = 122$ кПа бульдозером ДЗ-158 УХЛ на базе трактора T-25.01 на 1-й передаче [25], перестроенные для режима копания $T_{\rm P} = P_{\rm K} = P_{\rm P}$ при $P_{\rm IIP} = 0$. В этом случае сила тяги $T_{\rm P}$ и тяговая мощность $N_{\rm T,P}$ на рабочем органе затрачиваются только на вырезание грунта из массива, что соответствует начальной стадии процесса копания, когда еще не сформировалась призма вырезаемого грунта, т.е. $V_{\rm IIP} = 0$ и $P_{\rm IIP} = 0$.



Рис. 2.40. Характеристики процесса резания грунта бульдозером ДЗ-158УХЛ

Выводы: 1. При $T_{\rm P}$ < 140 кН комплексный однореакторный гидротрансформатор ГТР 4802 работает в режиме гидромуфты (ГМ), а при $T_{\rm P}$ >140 кН – в режиме гидротрансформатора (ГТ).

2. При $T_{\rm P} > 230$ кН гидротрансформатор работает на непрозрачном участке внешней характеристики, поэтому расход топлива дизелем 6V 396T постоянный – $G_{\rm T} = 59,1...59,75$ кг/ч \cong const.

3. Функции $N_{\text{T,P}}$, $\Pi_{\text{T,K}}$, $\Im_{\Pi} = f(h_{\text{P}})$ являются экстремальными, выпуклыми вверх на всем интервале аргумента $h_{\text{P}} \in [\overline{0, h_{\text{P} MAX}}]$, то есть имеют глобальный максимум при $h_{\text{ОПТ}} = h_{\text{P}\Pi_{\text{T,P}}} = h_{\text{P}\Pi_{\text{T,K}}} = h_{\text{P}\Im_{\Pi}}$.

4. Так как $P_{\Pi P} = 0$ и $T_P = P_P$, то $N_{T,P} = max$ и $\Pi_{T,K} = max$ при $h_P = h_{P0} = = =0,46$ м, что соответствует значению $T_P = 240$ кН. А с учетом вывода 2 и $\Im_{\Pi} = =max$ при том же значении h_P . То есть в данном случае режимы $N_{T,PMAX}$, $\Pi_{T,KMAX}$, $\Im_{\Pi MAX}$ совпадают по аргументам h_P и T_P , но это является исключением.

5. Остановка бульдозера ($\upsilon_{\rm d} = 0$) происходит из-за буксования движителя при силе тяги на рабочем органе по сцеплению $T_{\rm P\phi} = 351$ кH, что соответствует при $P_{\rm IIP} = 0$, $h_{\rm PMAX} = h_{\rm P0\phi} = 0,67$ м.

Итак, $N_{\text{T.P}}(h_{\text{P}}) = N_{\text{T.PMAX}}$ при $h_{\text{P}} = h_{\text{P}N_{\text{T.P}}}$, $\Pi_{\text{T.K}}(h_{\text{P}}) = \Pi_{\text{T.KMAX}}$ при $h_{\text{P}} = h_{\text{P}\Pi_{\text{T.K}}}$, $\Im_{\Pi}(h_{\text{P}}) = \Im_{\Pi MAX}$ при $h_{\text{P}} = h_{\text{P}\Im_{\Pi}}$.

Для ЗТМ с механической трансмиссией или с гидромеханической при работе гидротрансформатора на прозрачном участке внешней характеристики (например, автогрейдер ДЗ-122А [123]) $h_{\rm PP_{II}} < h_{\rm PH_{T,K}}$.

При $P_{\Pi P} > 0$ имеет место $h_{PN_{T,P}} > h_{P\Im_{\Pi}}$ ([123] и табл. 2.5). С увеличением $P_{\Pi P}$ (рис. 2.41 и табл. 2.5), что вызвано возрастанием объема вырезанного грунта в призме $V_{\Pi P}$, максимальная величина энергетического показателя $\Im_{\Pi MAX}$ и значение глубины резания $h_{P\Im_{\Pi}}$ уменьшаются, так как уменьшается величина силы тяги T_P и тяговой мощности $N_{T,P}$, затрачиваемые на вырезание грунта из массива, то есть уменьшается величина $V_{\Gamma P}$, а следовательно и уменьшается $\Pi_{T,K}$ и \Im_{Π} . Уменьшается также и глубина резания $h_{PN_{T,P}}$. Одновременно сокращается интервал $h_P \in [\overline{0, h_P}_{MAX}]$ из-за уменьшения величины h_{PMAX} , ограничиваемый на 1-й передаче буксованием движителя трактора T-25.01.



Рис. 2.41. Характеристики энергетического показателя $\Im_{\Pi} = f(P_{\Pi P}, h_P)$ при копании грунта бульдозером ДЗ-158УХЛ [54]: $0 - P_{\Pi P} = 0$; $1 - P_{\Pi P} = 40$ кН;

 $2 - P_{\text{TIP}} = 80 \text{ kH}; 3 - P_{\text{TIP}} = 120 \text{ kH}; 4 - P_{\text{TIP}} = 140 \text{ kH}; 5 - P_{\text{TIP}} = 160 \text{ kH};$ $6 - P_{\text{TIP}} = 200 \text{ kH}; 7 - P_{\text{TIP}} = 240 \text{ kH}; 8 - P_{\text{TIP}} = 280 \text{ kH}; 9 - P_{\text{TIP}} = 320 \text{ kH}$

Таблица 2.5

$P_{\Pi P}$,	$N_{\mathrm{T.PMAX}}$,	$h_{\mathrm{P}_{N_{\mathrm{T},\mathrm{P}}}}$,	$\Pi_{\mathrm{T.KMAX}}$,	$G_{_{ m T}}$ при	$\Theta_{\Pi MAX}$,	$h_{_{\mathrm{P\Pi}_{\mathrm{T.K}}}}$;	$h_{\mathrm PMAX}$,
κН	кВт	М	м ³ /ч	$\Pi_{\mathrm{T.}\mathrm{KMAX}}$, кг/ч	м ³ /кг	$h_{\mathrm{P}\mathfrak{Z}_{\Pi}}$, m	М
0	141,8	0,46	4185,0	59,25	70,6	0,46	0,67
40	141,8	0,38	3488,0	59,35	58,9	0,40	0,60
80	141,8	0,31	2831,0	59,50	47,6	0,35	0,52
120	141,8	0,23	2243,0	59,50	37,7	0,31	0,44
140	141,8	0,19	1969,0	59,75	33,0	0,29	0,40
160	141,8	0,15	1723,0	59,75	28,8	0,27	0,37
240	141,8	0	863,0	59,75	14,4	0,17	0,21
280	138,5	0	498,0	59,75	8,3	0,12	0,14
320	113,3	0	187,0	59,75	3,1	0,05	0,06

Показатели характеристик процесса копания грунта бульдозером ДЗ-158 УХЛ

Выявленные особенности процесса копания грунта [54] позволяют оптимально сформировать структуру тягового привода, являющегося энергетической основой ЗТМ, и организовать управление их рабочим процессом на основе эффективного использования энергетического потенциала машины [53].

2.5.2. Техническая производительность ЗТМ – резутьтат процесса функционирования рабочего органа с грунтом

Производительность является одним из важнейших технико-экономических показателей работы машины. Специфика ЗТМ состоит в том, что рабочий процесс её представляет собой систему, состоящую из взаимосвязанных элементов (операций), функционирование которых направлено на достижение единой цели – максимальной производительности.

Наиболее энергоемкой операцией рабочего процесса ЗТМ является копание грунта. Эта операция, в конечном счете, формирует количество (объем, массу) готовой продукции (вырезанного из массива грунта), которое соотносится с соответствующим временем функционирования машины. В результате получаем либо техническую $\Pi_{\rm T}$, либо эксплуатационную $\Pi_{\rm 9}$ производительности.

Разработка грунта ЗТМ осуществляется в процессе движения за счет реализации на рабочем органе силы тяги, развиваемой движителем, поэтому вырезаемый ножевой системой из массива грунт одновременно заполняет рабочий орган (отвал, ковш) у ЗТМ циклического действия или перемещается в боковой валик у отвальных ЗТМ непрерывного действия.

В общей проблеме повышения эффективности работы ЗТМ оптимизация управления процессом копания грунта является первостепенной задачей. Ее решение возможно на базе соответствующего программного и приборного обеспечения системы управления. Важнейшие элементы программного обеспечения – информационные параметры и управляющие алгоритмы. В основе их разработки лежат соответствующие аналитические зависимости.

Системный подход использует принципы декомпозиции, иерархичности, локальной оптимизации с учетом конечной цели функционирования объекта [140]. Для рабочего процесса ЗТМ как системы производительность является надсистемным показателем эффективности, а максимум её – одним из критериев эффективности, то есть целевой функцией. Чтобы эффективно управлять процессом копания грунта, понятие технической производительности ЗТМ Π_{T} необходимо перенести на этот отдельный процесс – Π_{TK} , как этого требует системный подход. Критерий эффективности определяется следующими законами, сформулированными на языке системотехники [88].

- 1. Критерий оценки эффективности должен быть объективно определим и должен быть физически измеримой величиной.
- 2. Оценка эффективности требует цельного охвата системы. Процедура оценки эффективности должна идти от целого к частному сверху вниз.

3. Эффективность подсистемы любого уровня иерархии должна оцениваться по критерию надсистемы. Критерии оценки системы и всех ее подсистем должны быть связаны прямой зависимостью.

Исходя из сказанного, для организации управления процессом копания грунта как подсистемы общей системы рабочего процесса ЗТМ от технической производительности ЗТМ Π_{T} в общепринятом определении перейдем к технической производительности ЗТМ в процессе копания Π_{TK} , которая характеризует интенсивность движения грунтового потока от ножевой системы по рабочему органу, то есть количество грунта, разрабатываемого непрерывно в единицу времени [40].

Так как процесс копания протекает во времени, то введем понятия текущей $\Pi_{TK}(t)$ и средней за время t_{K} копания грунта $\Pi_{TK}(t_{K})$ технических производительностей.

Учет разработанного грунта в конечном счете ведется в плотном теле, а по рабочему органу от ножевой системы грунтовый поток движется уже в разрыхленном состоянии. Поэтому, исходя из системного подхода, дополнительно введем понятия текущей $\Pi'_{TK}(t)$ и средней $\Pi'_{TK}(t_K)$ технических производительностей в процессе копания грунта в плотном теле, то есть технические производительности ножевой системы; а также текущей $\Pi''_{TK}(t)$ и средней $\Pi''_{TK}(t_K)$ технических производительностей в процессе копания грунта в плотном теле, то есть технические производительности ножевой системы; а также текущей $\Pi''_{TK}(t)$ и средней $\Pi''_{TK}(t_K)$ технических производительностей в процессе копания по вырезанному грунту, находящемуся в рабочем органе (перед отвалом в виде призмы или в ковше) в разрыхленном состоянии. Введение этих видов производительностей обусловливается исходными информационными параметрами, которые могут быть использованы в программном обеспечении системы управления процессом копания.

Чтобы эффективно управлять процессом копания, необходимо предварительно знать о текущей величине технической производительности $\Pi'_{TK}(t)$, $\Pi'_{TK}(t_K)$, $\Pi''_{TK}(t)$ или $\Pi''_{TK}(t_K)$ по данным соответствующих информационных параметров, выдаваемых соответствующими датчиками системы управления. А для этого необходимо первоначально получить развернутые функциональные зависимости технических производительностей, которые позволят установить эти информационные параметры.

Процессом копания можно управлять непрерывно по текущему значению $\Pi_{\text{TK}}(t)_{MAX}$ и дискретно – по среднему значению $\Pi_{\text{TK}}(t_{\text{K}})_{MAX}$. Как правило, оперативным управляющим воздействием на процесс копания грунта ЗТМ является текущая глубина резания $h_{\text{P}}(t)$, определяющая толщину вырезаемой стружки грунта.

Рассмотрим техническую производительность П_{тк} ЗТМ с пассивным рабочим органом в процессе копания.

Копание грунта ЗТМ осуществляется на тяговом режиме путем реализации на рабочем органе силы тяги, развиваемой движителем и регулируемой толщиной вырезаемой стружки, то есть глубиной резания $h_{\rm p}(t)$. Операции рабочего цикла ЗТМ циклического действия – транспортирование и выгрузка грунта, холостой ход и развороты – не связаны с процессом копания, поэтому они не могут влиять на количество разработанного грунта. Эти операции осуществляются на других режимах работы ЗТМ, требуют соответствующего подхода к их управлению и здесь не рассматриваются.

Введем следующие обозначения:

 $V_{\Gamma P}(t)$, $V_{\Gamma P}(t_{K})$ – текущий и за время t_{K} вырезанные в плотном теле объемы грунта;

 $V_{\Pi P}(t), V_{\Pi P}(t_{K})$ – текущий и за время t_{K} сформированные в призме перед отвалом или в ковше объемы вырезанного грунта;

*B*_P – ширина резания, определяемая параметрами ножевой системы рабочего органа;

 $F_{\rm P}(t)$ – текущая площадь поперечного сечения вырезаемой в плотном теле стружки грунта;

 $\upsilon_{\Pi}(t)$ – текущая скорость движения ЗТМ (скорость резания грунта);

*k*_P – коэффициент разрыхления грунта в процессе его отделения от массива и заполнения им рабочего органа;

*k*_п – коэффициент, учитывающий потери вырезанного грунта при заполнении им рабчего органа.

ЗТМ циклического действия (бульдозер, скрепер).

$$\Pi_{\mathrm{TK}}'(t) = F_{\mathrm{P}}(t)\upsilon_{\mathrm{A}}(t) \quad (\mathrm{M}^{3}/\mathrm{c}), \qquad (2.195)$$

где $F_{\rm P}(t) = B_{\rm P} h_{\rm P}(t)$ (м²).

$$\Pi_{\rm TK}'(t_{\rm K}) = V_{\rm \Gamma P}(t_{\rm K}) / t_{\rm K} \ ({\rm m}^{3}/{\rm c}), \qquad (2.196)$$

где

$$V_{\Gamma P}(t_{\rm K}) = \int_{0}^{t_{\rm K}} F_{\rm P}(t) \upsilon_{\rm A}(t) dt \quad ({\rm M}^{3}).$$
 (2.197)

При этом

$$\Pi_{\rm TK}'(t_{\rm K}) = \frac{1}{t_{\rm K}} \int_{0}^{t_{\rm K}} \Pi_{\rm TK}'(t) dt, \qquad (2.198)$$

$$\Pi_{\mathrm{TK}}^{\prime\prime}(t) = \frac{d}{dt} V_{\mathrm{IIP}}(t) \quad (\mathrm{M}^{3}/\mathrm{c}), \qquad (2.199)$$

$$\Pi_{\mathrm{TK}}^{\prime\prime}(t_{\mathrm{K}}) = V_{\mathrm{\Pi P}}(t_{\mathrm{K}})/t_{\mathrm{K}}.$$
(2.200)

Следовательно,

$$\Pi_{\rm TK}^{\prime\prime}(t_{\rm K}) = \frac{1}{t_{\rm K}} \int_{0}^{t_{\rm K}} \Pi_{\rm TK}^{\prime\prime}(t) dt, \qquad (2.201)$$

$$V_{\Pi P}(t_{\rm K}) = V_{\Gamma P}(t_{\rm K})k_{\rm P}k_{\rm \Pi}. \qquad (2.202)$$

Максимально сформированный объем грунта $V_{\Pi P}(t_{K})_{MAX}$ определяется геометрическими параметрами рабочего органа (отвала, ковша).

На основании формул (2.195) – (2.201) установим информационные параметры и сформулируем алгоритмы для расчета технических производительностей ЗТМ циклического действия в процессе копания грунта.

1. Для определения $\Pi'_{TK}(t)$ необходимо с помощью аналоговых датчиков замерять текущие значения $h_{P}(t)$, $\upsilon_{I}(t)$ и в операционном блоке рассчитывать текущие значения $\Pi'_{TK}(t)$ по формуле

$$\Pi_{\mathrm{TK}}'(t) = B_{\mathrm{P}}h_{\mathrm{P}}(t)\upsilon_{\mathrm{II}}(t) \ (\mathrm{M}^{3}/\mathrm{c}).$$

- 2. Для определения $\Pi'_{TK}(t_K)$ необходимо с помощью таймера замерить время t_K и в операционном блоке по формуле (2.198) рассчитать величину $\Pi'_{TK}(t_K)$.
- 3. Для определения $\Pi_{TK}''(t)$ необходимо с помощью аналогового датчика (например, радиоволнового типа) замерять текущие значения $V_{\Pi P}(t)$ и в операционном блоке рассчитывать текущие значения $\Pi_{TK}''(t)$ по формуле (2.199).
- 4. Для определения $\Pi_{TK}''(t_K)$ необходимо с помощью таймера замерить время t_K и в операционном блоке по формуле (2.200) рассчитать величину $\Pi_{TK}''(t_K)$. *ЗТМ непрерывного действия (автогрейдер, универсальный бульдозер).*

Процесс вырезания грунта из массива и одновременное перемещение его по косопоставленному отвалу в боковой валик осуществляется на устано-

вившемся режиме работы с глубиной резания $h_{\rm P} = const$ и скоростью движения $\upsilon_{\rm A}(t) = const$. В этом случае значения текущих и средних технических производительностей будут равны, то есть

$$\Pi'_{\rm TK}(t) = \Pi'_{\rm TK}(t_{\rm K}) = \Pi'_{\rm TK} \quad \text{и} \quad \Pi''_{\rm TK}(t) = \Pi''_{\rm TK}(t_{\rm K}) = \Pi''_{\rm TK}.$$

Схемы для расчета технических производительностей в процессе копания грунта П'_{тк} и П''_{тк} отвальной ЗТМ непрерывного действия приведены на рис. 2.42. Обозначения к рисунку: B_0 , H_0 – длина и высота отвала; h_p – глубина резания; B_p – ширина резания при резании грунта всей длиной косопоставленного отвала; α – угол захвата отвала; β – угол зарезания; $\upsilon_{\text{дн}}$, $\upsilon_{\text{дк}}$ – нормальная и касательная составляющие скорости движения отвала; $\upsilon_{\text{ск}}$ – средняя скорость перемещения (скольжения) вырезанного грунта вдоль отвала; $F_p(t)$ – площадь поперечного сечения стружки грунта, вырезаемой в плотном теле; $V_{\text{пр}}$ – объем призмы вырезанного грунта перед отвалом.



Рис. 2.42. Схема копания грунта отвальной ЗТМ непрерывного действия: *а* – копание всей длинной отвала; *б* – копание углом отвала

Рабочий орган в виде косопоставленного отвала выполняет одновременно функции режущего и транспортирующего органа. Поэтому вырезаемый из массива грунт должен без разрыва потока перемещаться в боковой валик с максимальной технической производительностью. Это достигается соответствующим подбором конструктивных и эксплуатационных параметров рабочего органа и скорости. Абсолютную скорость движения отвала υ_{d} (рис. 2.42, *a*) разложим на скорости υ_{dH} и υ_{dK} :

$$\upsilon_{\rm d} = \sqrt{\upsilon_{\rm dH}^2 + \upsilon_{\rm dK}^2}, \ \upsilon_{\rm dH} / \upsilon_{\rm dK} = tg\alpha, \upsilon_{\rm dK} = \upsilon_{\rm d} \cos\alpha.$$
(2.203)

За счет касательной составляющей скорости υ_{dk} отвал смещается относительно призмы вырезанного грунта в направлении ее вектора, а грунт соответственно смещается относительно отвала в обратном направлении со скоростью υ_{CK} и уходит в боковой валик. С учетом исследований А. П. Крившина [124] запишем

$$\upsilon_{\rm CK} = k_{\rm o} V_{\rm JK} = k_{\rm o} V_{\rm J} cos \alpha \,, \tag{2.204}$$

где k_{v} – корректирующий скоростной коэффициент, $0 < k_{v} < 1$.

Снижение скорости υ_{CK} по сравнению с $\upsilon_{дH}$ объясняется характером формирования призмы волочения и сжатием вырезанного грунта при его движении. Вырезанный из массива грунт, двигаясь по криволинейной поверхности отвала, достигает его верхней кромки, заворачивается под углом опрокидывания, попадает в призму и продолжает перемещаться вдоль отвала со средней скоростью υ_{CK} , пока не сойдет с него в боковой валик.

Технические производительности ЗТМ в процессе копания грунта будут равны

$$\Pi'_{\rm TK} = F_{\rm P} \upsilon_{\rm A} \ ({\rm M}^3/{\rm c}); \qquad (2.205)$$

$$\Pi_{\rm TK}'' = \Pi_{\rm TK}' k_{\rm p} k_{\rm m} = F_{\rm p} \upsilon_{\rm A} k_{\rm p} k_{\rm m} \quad ({\rm m}^3/{\rm c}); \qquad (2.206)$$

$$F_{\rm P} = \xi sin\alpha \ ({\rm M}^2),$$
 (2.207)

где $\xi = B_0 h_p$ для прямоугольной стружки вырезанного грунта и $\xi = h_p^2 / \sin 2\beta$ для треугольной стружки (рис. 2.43, *б*).

Частица вырезанного грунта с одного конца отвала (а) переместится в другой конец (б) (рис. 2.43, *a*) и сойдет с него в боковой валик через время t_{Π} :

$$t_{\Pi} = B_0 / \upsilon_{CK} = B_0 / \left(k_{\upsilon} V_{\Pi} cos\alpha \right).$$
(2.208)

За время t_{Π} в плотном теле будет вырезан объем грунта $V_{\Gamma P}(t_{\Pi})$:

$$V_{\Gamma P}(t_{\Pi}) = \Pi'_{TK} t_{\Pi} = F_{P} \upsilon_{\mathcal{A}} B_{0} / (k_{\upsilon} V_{\mathcal{A}} cos\alpha) = B_{0} \xi tg\alpha / k_{\upsilon}.$$
(2.209)

Перед отвалом за время t_{Π} сформируется призма вырезанного грунта объёмом $V_{\Pi P}(t_{\Pi}) = V_{\Pi P}$, постоянно перемещающегося вдоль отвала со средней скоростью υ_{CK} :

$$V_{\Pi P} = V_{\Gamma P} \left(t_{\Pi} \right) k_{P} k_{\Pi} = B_{0} \xi t g \alpha k_{P} k_{\Pi} / k_{\upsilon} . \qquad (2.210)$$

Исходя из непрерывности процесса резания грунта (отделения стружки грунта от массива) и перемещения его вдоль отвала в боковой валик запишем следующее выражение для Π''_{TK} :

$$\Pi_{\rm TK}'' = F_{\rm TIP} v_{\rm CK} \ ({\rm m}^3/{\rm c}), \tag{2.211}$$

где $F_{\Pi P}$ – средняя площадь поперечного сечения призмы вырезанного грунта, перемещающейся вдоль отвала со средней скоростью υ_{CK} .

$$F_{\Pi P} = V_{\Pi P} / B_0 \ (M^2), \tag{2.212}$$

где $V_{\Pi P}$ определяется по формуле (2.209).

Из выражений (2.210), (2.211)

$$\Pi_{\mathrm{TK}}^{\prime\prime} = V_{\mathrm{\Pi P}} \upsilon_{\mathrm{CK}} / B_0 . \qquad (2.213)$$

Подставив в формулу (2.212) значение υ_{CK} (2.103) и $V_{\Pi P}$ (2.209), получим развернутое выражение для Π''_{TK} :

$$\Pi_{\mathrm{TK}}^{\prime\prime} = V_{\Pi \mathrm{P}} \upsilon_{\mathrm{CK}} / B_0 = \xi sin \alpha \upsilon_{\mathrm{I}} k_{\mathrm{P}} k_{\mathrm{II}} . \qquad (2.214)$$

Формулы (2.206) с учетом (2.207) и (2.214) для расчета технической производительности Π''_{TK} идентичны, но исходные данные (информационные параметры) у них различны, что находит отражение в экспериментальных способах определения Π''_{TK} .

На основании формул (2.205) – (2.213) установим информационные параметры и сформулируем алгоритмы для расчета технических производительностей отвальной ЗТМ непрерывного действия в процессе копания грунта.

- 1. Для определения Π'_{TK} необходимо с помощью датчиков замерить параметры $h_{\rm p}$, α , β , $\upsilon_{\rm d}$ и в операционном блоке рассчитать значение Π'_{TK} по формуле $\Pi'_{TK} = B_0 \cdot h_{\rm p} \cdot \sin \alpha \cdot \upsilon_{\rm d}$ при $\beta = 0$ или по формуле $\Pi'_{TK} = h_{\rm p}^2 \sin \alpha \upsilon_{\rm d} / \sin 2\beta$ при $\beta \neq 0$.
- 2. Для определения Π''_{TK} необходимо с помощью датчиков (например, радиоволнового типа) замерить параметры $V_{\Pi P}$, υ_{CK} и в операционном блоке рассчитать значение Π''_{TK} по формуле (2.213).

Используя данные экспериментальных замеров, определим значение коэффициента $k_{\upsilon} = \upsilon_{\rm CK} / (\upsilon_{\rm A} \, \cos \alpha).$

Для ЗТМ в процессе копания грунта функция $\Pi_{TK} = f(h_P)$ является экстремальной [22, 120] и при $h_P = h_{PO\Pi T}$ имеет максимум технической производительности Π_{TKMAX} . Управляя процессом копания грунта на режиме Π_{TKMAX} , обеспечим в конечном счете и максимальную техническую производительность ЗТМ Π_{TMAX} . Так реализуется локальный критерий эффективности работы ЗТМ Π_{TKMAX} в глобальный Π_{TMAX} .

Система управления процессом копания грунта ЗТМ на режиме $\Pi_{\text{ткмах}}$ строится на принципе экстремального регулирования с использованием полученных результатов.

2.5.3. Энергетика процесса функционирования рабочего органа ЗТМ с грунтом

На рабочем органе механическая энергия величиной $E_{\text{M.PO}}(t)$, подведённая от двигателя с помощью передаточного механизма, конвертируется в разработанный грунт массой $m_{\text{ГР}}(t)$, т.е. $E_{\text{M.PO}}(t) \Rightarrow m_{\text{ГР}}(t)$.

Формула А. Эйнштейна $E = mc^2$ является инвариантной к процессам преобразований $m \Rightarrow E$ и $E \Rightarrow m$ [73, 78].

Таким образом, для процесса разработки грунта запишем

$$m_{\Gamma P}(t) = E_{\rm M.PO}(t) / C_{\Gamma P}^2(t), \qquad (2.215)$$

где $C_{\Gamma P}(t)$ – скорость протекания процесса преобразования $E_{\text{M.PO}}(t) \Rightarrow m_{\Gamma P}(t)$.

Теория ЗТМ непрерывного действия позволяет получить следующие выражения:

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = F_{\mathrm{P}}(t)\upsilon_{\mathrm{A}}(t)\gamma_{\mathrm{TP}};$$

$$N_{\mathrm{T,P}}(t) = T_{\mathrm{P}}(t)\cdot\upsilon_{\mathrm{A}}(t) = F_{\mathrm{P}}(t)K_{\mathrm{K}}\upsilon_{\mathrm{A}}(t);$$

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = \frac{\gamma_{\mathrm{TP}}}{K_{\mathrm{K}}}N_{\mathrm{T,P}}(t),$$
(2.216)

)

где $F_{\rm p}(t)$ – площадь поперечного сечения вырезаемой в массиве стружки грунта, м²; $\gamma_{\rm \Gamma P}$ – объёмная масса грунта, т/м³; $\upsilon_{\rm d}(t)$ – скорость движения машины (скорость вырезания стружки грунта), м/с; $K_{\rm K}$ – удельное сопротивление грунта копанию, кН/м² (кПа); $N_{\rm T,P}(t)$ - тяговая мощность на рабочем органе, кВт = кН·м/с; $\Pi_{\rm T}(t)$ – текущая производительность, т/с.

Для установившегося режима разработки грунта с $C_{\Gamma P}$ = const в данный момент времени *t* имеем

$$m_{\Gamma P}(t) = E_{\mathrm{M,PO}}(t) / C_{\Gamma P}^{2}, \qquad (2.217)$$

Продифференцировав выражение (2.217), получим

$$\frac{d}{dt}m_{\Gamma P}(t) = \frac{1}{C_{\Gamma P}^2}\frac{d}{dt}E_{M.PO}(t)$$
или $\Pi_{T}(t) = \frac{1}{C_{\Gamma P}^2}N_{T.P}(t),$ (2.218)

Из выражений (2.216) и (2.218) получим

$$\Pi_{\rm T}(t) = \frac{\gamma_{\rm \Gamma P}}{K_{\rm K}} N_{\rm T,P}(t) = \frac{1}{C_{\rm \Gamma P}^2} N_{\rm T,P}(t),$$

откуда

$$C_{\Gamma P} = \sqrt{\frac{K_{\rm K}}{\gamma_{\Gamma P}}}.$$
(2.219)

При копании суглинистого грунта отвальным рабочим органом с удельным сопротивлением $K_{\rm K} = 300$ кПа и объёмной массой $\gamma_{\rm \Gamma P} = 1.8$ т/м³ получим следующее значение скорости процесса преобразования $E_{\rm M.PO} \Longrightarrow m_{\rm \Gamma P}$ $C_{\rm \Gamma P} = \sqrt{K_{\rm K} / \gamma_{\rm \Gamma P}} = 13$ м/с.

В механическом движении энергия характеризует силовые действие в пространстве (Дж = H·м), а мощность являясь по физическому смыслу скоростью (интенсивностью) передачи энергии (Вт = Дж/с = H·м/с), характеризует

силовое действие в пространстве и времени, т.е. представляет собой пространственно-временную силовую конфигурацию.

Поскольку разработка грунта ЗТМ осуществляется в пространстве и времени, то процесс взаимодействия рабочего органа с грунтом должен быть представлен пространственно-временной энергетической моделью.

Для этого процесс преобразования $E_{\text{M.PO}}(t) \Rightarrow m_{\text{ГР}}(t)$ необходимо продифференцировать по текущему времени. В результате чего получим

$$N_{\mathrm{T,P}}(t) \Longrightarrow \Pi_{\mathrm{T}}(t), \qquad (2.220)$$

где $N_{\text{T.P}}(t) = \frac{d}{dt} E_{\text{м.PO}}(t)$ – мощность механической энергии, подведенная от двигателя через передаточный механизм к рабочему органу для разработки грунта; $\Pi_{\text{T}}(t) = \frac{d}{dt} m_{\text{TP}}(t)$ – техническая производительность при разработке грунта в т/ч, м³/ч или т/с, м³/с (количество грунта, разработанного в единицу времени).

Из выражения $\Pi_{T}(t) = dm_{\Gamma P}(t)/dt$ с учётом (2.215) получим [23, 24, 43]:

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = \left[N_{\mathrm{T,P}}(t) - 2\Delta N_{\mathrm{T,P}}(t) \right] / C_{\mathrm{TP}}^{2}(t) \quad (\mathrm{T/c}).$$
(2.221)

ИЛИ

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = \left[N_{\mathrm{T,P}}(t) - 2\Delta N_{\mathrm{T,P}}(t) \right] / \left[\gamma_{\mathrm{\Gamma P}} C_{\mathrm{\Gamma P}}^{2}(t) \right] (\mathbf{M}^{3}/\mathbf{c});$$

$$\Delta N_{\mathrm{T,P}}(t) = m_{\mathrm{\Gamma P}}(t) C_{\mathrm{\Gamma P}}(t) W_{\mathrm{\Gamma P}}(t),$$

$$(2.222)$$

где $m_{\Gamma P}(t)$ – масса разработанного грунта, т; $N_{T,P}$ – мощность, подведённая к рабочему органу, кВт; $C_{\Gamma P}(t)$ и $W_{\Gamma P}(t)$ – скорость и ускорение, с которыми идёт процесс преобразования энергии $N_{T,P}(t) \Rightarrow \Pi_{T}(t)$, м/с и м/с²; $\Delta N_{T,P}(t)$ – мощность, с которой идёт торможение процесса преобразования $N_{T,P}(t) \Rightarrow \Pi_{T}(t)$, кВт.

Если предположить, что для замкнутой технической системы «ЗТМ – грунт» с дозированной (фиксированной) подачей исходного энергоносителя в данный момент времени t и наличии внутренней диссипации энергии преобразовательный процесс $N_{\text{T,P}}(t) \Rightarrow \Pi_{\text{T}}(t)$ не носит интенсифицирующий характер, т.е. не может идти с возрастающей координатой $\Pi_{\text{T}}(t)$ при фиксированной $N_{\text{T,P}}(t)$, то второе слагаемое в выражениях (2.221), (2.222) должно быть или равным нулю при ускорении $W_{\text{ГР}}(t) = 0$, или отрицательным при ускорении $W_{\text{ГР}}(t) > 0$. А это значит, что скорость протекания преобразовательного

процесса либо постоянная $C_{\Gamma P}(t) = C_{\Gamma P} = const$, либо переменная $C_{\Gamma P}(t) = varia$. При этом необходимая скорость $C_{\Gamma P}(t)$ увеличивается, тем самым преобразовательный процесс на рабочем органе затормаживается.

На установившемся режиме энергетического процесса на рабочем органе, когда $C_{\Gamma P} = const$, имеем:

$$\Pi_{\mathrm{T}}(t) = N_{\mathrm{T},\mathrm{P}}(t) / \left[\gamma_{\mathrm{\Gamma}\mathrm{P}} C_{\mathrm{\Gamma}\mathrm{P}}^{2}(t) \right] (\mathrm{M}^{3} / \mathrm{c}).$$

Процесс на рабочем органе $N_{\text{T,P}}(t) \Rightarrow \Pi_{\text{T}}(t)$ желательно так организовать, чтобы для его реализации требовалась меньшая скорость $C_{\text{ГP}}$, т.е. меньшее сопротивление грунта копанию. В этом случае исходная величина механической энергии на рабочем органе $E_{\text{M,PO}}(t)$ с текущей мощностью $N_{\text{T,P}}(t)$ позволит разработать большее количество грунта $m_{\text{ГP}}(t)$ или $V_{\text{ГP}}(t)$ с текущей производительностью $\Pi_{\text{T}}(t)$.

ГЛАВА 3. УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ САМОХОДНЫХ 3TM

Главной технической характеристикой ЗТМ, потенциально отражающей её функционирование, является тяговая, основу которой составляют тяговый и мощностной балансы [68, 69, 71, 81, 91, 123, 150, 152, 154]. Используя её, представляется возможным организовать процесс разработки грунта на выбранном режиме функционирования ЗТМ [31, 37, 44, 52, 58, 59, 78].

3.1. Тяговый и мощностной балансы самоходной колёсной ЗТМ

Рабочий процесс ЗТМ включает в себя два характерных режима: тяговый, на котором непосредственно ведется разработка грунта, и транспортный [95, 150, 152, 155]. На обоих режимах работы ЗТМ движитель преодолевает тяговую нагрузку. На тяговом режиме эта нагрузка выше, чем на транспортном, из-за сопротивления грунта копанию. Поэтому тяговый расчет ЗТМ является основополагающим, так как позволяет оценить ее эксплуатационные показатели. Он начинается с составления тягового и мощностного балансов движителя и машины в целом и заканчивается формированием тяговых характеристик.

Поток механической энергии вращательного действия мощностью $N_{\rm e}$, генерируемый в силовой установке (двигателе), через трансмиссию с КПД $\eta_{\rm TP}$ подводится к колесному движителю с мощностью $N_{\rm K} = N_{\rm e} \eta_{\rm TP}$, крутящим моментом $M_{\rm K}$ и угловой скоростью $\omega_{\rm K}$, то есть:

$$N_{\rm e}\eta_{\rm TP} = N_{\rm K} = M_{\rm K}\omega_{\rm K} \,. \tag{3.1}$$

Колесный движитель преобразует поток механической энергии вращательного действия мощностью $N_{\rm K}$ в поток механической энергии поступательного действия с тяговой мощностью $N_{\rm T} = N_{\rm K} \eta_{\rm K}$ ($\eta_{\rm K} - {\rm K}\Pi \Box$ движителя), силой тяги $T_{\rm K}$ и скоростью поступательного движения $\upsilon_{\rm d}$, то есть:

$$N_{\rm K} \eta_{\rm K} = N_{\rm T} = T_{\rm K} \upsilon_{\rm A} \,. \tag{3.2}$$

Рассмотрим силовую нагруженность колесного движителя в виде обобщенной модели ведущего колеса (рис. 3.1), где: $G_{\rm K}$ – вертикальная нагрузка на колесо (движитель); $F_{\rm K}$ – тяговая нагрузка на колесо (движитель); $R_{\rm KBIII}$ – нормальная реакция опорной поверхности на ведущее колесо (движитель); a – смещение реакции $R_{\rm KBIII}$ от центральной оси колеса в сторону движения

(коэффициент трения качения); $r_{\rm C}$ – силовой радиус ведущего колеса (движителя); $\upsilon_{\rm A}$ – действительная поступательная скорость движения оси колеса (движителя); $T_{\rm K}$ – тангенциальная (упорная) реакция опорной поверхности на ведущее колесо, которая в эквивалентной схеме силовой загрузки (см. рис. 2.2,г) превращается в движущую силу колеса (силу тяги движителя), обеспечивающую поступательное движение оси колеса со скоростью $\upsilon_{\rm A}$, преодолевая тяговую нагрузку $F_{\rm K}$.



Рис. 3.1. Схема силовой загрузки ведущего колеса

Уравнения равновесия ведущего колеса при равномерном движении по горизонтальной поверхности (см. рис. 3.1):

$$F_{\rm K} - T_{\rm K} = 0, T_{\rm K} = F_{\rm K}; G_{\rm K} - R_{\rm KBIII} = 0, R_{\rm KBIII} = G_{\rm K}; M_{\rm K} - R_{\rm KBIII} a - T_{\rm K} r_{\rm C} = 0.$$
(3.3)

Из выражения (3.3), разделив уравнение $\sum M_0 = 0$ на радиус $r_{\rm C}$, получим:

$$\frac{M_{\rm K}}{r_{\rm C}} - R_{\rm KBIII} \frac{a}{r_{\rm C}} - T_{\rm K} = 0,$$

откуда

$$P_{\rm K} - P_{f\,\rm BIII} - T_{\rm K} = 0, \tag{3.4}$$

где: $P_{\rm K} = M_{\rm K} / r_{\rm C}$ – окружная сила ведущего колеса; $P_{f\rm BIII} = R_{\rm KBIII} f_{\rm BIII}$ – «фиктивная» сила сопротивления качения ведущего колеса; $f_{\rm BIII} = a / r_{\rm C}$ – приведенный коэффициент сопротивления качения (коэффициент сопротивления качения) ведущего колеса.

Из выражения (3.4) получим уравнение силового (тягового) баланса ведущего колеса (движителя):

$$P_{\rm K} = T_{\rm K} + P_{f\,\rm BIII},\tag{3.5}$$

Из выражения (3.5) следует, что развиваемая движителем окружная сила $P_{\rm K} = M_{\rm K} / r_{\rm C}$ расходуется на преодоление силы сопротивления качению $P_{f\rm BIII}$ и на создание силы тяги $T_{\rm K}$ для преодоления тяговой нагрузки $F_{\rm K}$.

Необходимо отметить, что абсолютная величина $P_{f BIII}$ для ведущего и ведомого $P_{f BM}$ колес ЗТМ не равны даже при одинаковых реакциях $R_{K BIII}$ и $R_{K BM}$ и номинальных размерах шин из-за различных значений коэффициентов сопротивления качению f_{BIII} и f_{BM} .

По результатам экспериментальных исследований Н. А. Ульянов [150] установил, что в первом приближении можно принять линейную зависимость коэффициента $f_{\rm BIII}$ от силы тяги $T_{\rm K}$:

$$f_{\rm BIII} = f_{\rm BM} \left(1 + \Delta \Psi \right), \tag{3.6}$$

где Δ – коэффициент, зависящий главным образом от вида грунта (для суглинистых грунтов $\Delta = 1, 0...1, 5$, для супесчаных $\Delta = 1, 5...2, 0$); $\Psi = T_{\rm K} / R_{\rm KBIII}$ – относительная сила тяги ведущего колеса (движителя).

Таким образом, коэффициент сопротивления качению ведущего колеса $f_{\rm BIII}$ возрастает с увеличением силы тяги $T_{\rm K}$ и $f_{\rm BIII} > f_{\rm BM}$.

Мощность, подведенная к колесному движителю $N_{\rm K} = M_{\rm K} \omega_{\rm K}$, расходуется на тяговую мощность $N_{\rm T} = T_{\rm K} \upsilon_{\rm A}$, на мощность для преодоления сопротивления качения $N_{\rm BHI}$ и мощность, затрачиваемую на буксование колес движителя $N_{\rm S}$.

Таким образом, мощностной баланс колесного движителя представим следующим выражением:
$$N_{\rm K} = N_{\rm T} + N_{f\rm BIII} + N_{\delta}. \tag{3.7}$$

Из выражения (3.4) получим:

$$N_{fBIII} + N_{\delta} = N_{\rm K} - N_{\rm T} \,. \tag{3.8}$$

Подставив в выражение (3.8) значения:

$$N_{\rm K} = M_{\rm K}\omega_{\rm K} = P_{\rm K}r_{\rm C}\omega_{\rm K} = (T_{\rm K} + P_{f\rm BIII})r_{\rm C}\omega_{\rm K};$$

$$N_{\rm T} = T_{\rm K}\upsilon_{\rm I} = T_{\rm K}\upsilon_{\rm T}(1-\delta) = T_{\rm K}\omega_{\rm K}r_{\rm C}(1-\delta),$$
(3.9)

где $\upsilon_{\rm T} = \omega_{\rm K} r_{\rm C}$ – теоретическая (окружная) скорость движения движителя; δ – коэффициент буксования ведущих колес движителя, получим

$$N_{f BIII} + N_{\delta} = T_{K} r_{C} \omega_{K} + P_{f BIII} r_{C} \omega_{K} - T_{K} r_{C} \omega_{K} + T_{K} r_{C} \omega_{K} \delta =$$
$$= P_{f BIII} \omega_{K} r_{C} + T_{K} \omega_{K} r_{C} \delta = P_{f BIII} \upsilon_{T} + T_{K} \upsilon_{T} \delta.$$
(3.10)

Из выражения (3.10) имеем:

$$N_{f BIII} = P_{f BIII} \upsilon_{T};$$

$$N_{\delta} = T_{K} \upsilon_{\delta},$$
(3.11)

где $\upsilon_{\delta} = \upsilon_{T} - \upsilon_{d} = \upsilon_{T}\delta$ – скорость буксования ведущих колес движителя. Выполним проверку согласованности мощностного (3.7) и тягового (3.5) балансов колесного движителя.

Из выражений (3.7), (3.9), (3.11) получим развернутое выражение мощностного баланса колесного движителя

$$P_{\rm K}r_{\rm C}\omega_{\rm K}=T_{\rm K}\upsilon_{\rm T}\left(1-\delta\right)+P_{f\rm BIII}\upsilon_{\rm T}+T_{\rm K}\upsilon_{\rm T}\delta,$$

откуда

$$P_{\rm K}\upsilon_{\rm T} = T_{\rm K}\upsilon_{\rm T} - T_{\rm K}\upsilon_{\rm T}\delta + P_{f\rm BIII}\upsilon_{\rm T} + T_{\rm K}\upsilon_{\rm T}\delta$$

ИЛИ

$$P_{\rm K}=T_{\rm K}+P_{f\rm BIII},$$

что соответствует уравнению тягового баланса колесного движителя (3.5).

В существующей теории самоходных колесных ЗТМ [150] имеет место следующее выражение для компонентов мощностного баланса колесного

движителя $N_{f BIII} = P_{f BIII} \upsilon_{II}$ и $N_{\delta} = P_{K} \upsilon_{\delta}$, которые явно не согласуются с выражениями (3.11), полученными из развернутых выражений (3.8) – (3.10).

Сила тяги $T_{\rm K}$ и тяговая мощность $N_{\rm T} = T_{\rm K} \upsilon_{\rm A}$ колесного движителя реализуются ЗТМ на преодоление сопротивлений ее движению.

Таким образом, силовой (тяговый) баланс ЗТМ может быть представлен выражением:

$$P_{\rm K} = P_{f\,\rm BIII} + T_{\rm K}.\tag{3.12}$$

На тяговом режиме работы ЗТМ с ведомыми колесами:

$$T_{\rm K} = F_{\rm K} = W_{\rm KO\Pi} + W_{f\,\rm BM} \pm W_h + W_j, \qquad (3.13)$$

где $W_{\text{КОП}}$ – сопротивление грунта копанию (зависит от вида ЗТМ); $W_{f \text{ BM}}$ – сопротивление движению ведомых колес (колес ведомого моста); W_h – сопротивление движению на подъем (со знаком +) и под уклон (со знаком -); W_j – сопротивление преодолению сил инерции машины.

При этом:

$$W_{f BM} = R_{KBM} f_{BM};$$

$$W_{h} = Gsin\alpha;$$

$$W_{j} = \chi \frac{G}{g} \frac{d\upsilon_{A}}{dt},$$
(3.14)

)

где $R_{\rm KBM}$ – нормальная реакция опорной поверхности на колеса ведомого моста машины; G – сила тяжести (вес) машины; α – угол наклона поверхности движения к горизонту; χ – коэффициент учета вращающихся масс машины; $g = 9,81 \text{ м/c}^2$ – гравитационное ускорение; $dv_{\rm d}/dt$ – ускорение движения машины (при разгоне положительное, а при торможении отрицательное).

Силовой баланс ЗТМ с ведомыми колесами на тяговом режиме работы из выражений (3.12), (3.13), (3.14) в развернутом виде представляет следующее уравнение:

$$P_{\rm KT} = R_{\rm KBIII} f_{\rm BIII} + W_{\rm KOII} + R_{\rm KBM} f_{\rm BM} \pm Gsin\alpha + \chi \frac{G}{g} \frac{d\upsilon_{\rm II}}{dt}.$$
 (3.15)

Уравнение силового баланса ЗТМ с ведомыми колесами на транспортном режиме:

$$P_{\rm KTP} = R_{\rm KBIII} f_{\rm BIII} + R_{\rm KBM} f_{\rm BM} \pm Gsin\alpha + \chi \frac{G}{g} \frac{d\upsilon_{\rm A}}{dt} + k_{\rm W} F \upsilon_{\rm A}^2, \qquad (3.16)$$

где $k_W F v_d^2 = W_W$ – сопротивление воздуха движению машины; k_W – коэффициент обтекаемости машины (по аналогии с грузовыми автомобилями можно принять $k_W = 0,06...0,07$ [150]); *F* – площадь лобового сопротивления машины.

Тяговая мощность $N_{\rm T}$, развиваемая движителем, затрачивается на преодоление сопротивления грунта копанию $N_{\rm KO\Pi}$ (на тяговом режиме), сопротивления качению колес ведомого моста N_{fBM} , сопротивления подъему N_h , сопротивления сил инерции N_j , сопротивления воздуха N_W (на транспортном режиме).

Из выражения (3.7):

$$N_{\rm K} = N_{f \,\rm BIII} + N_{\delta} + N_{\rm T}.$$

На тяговом режиме работы ЗТМ:

$$N_{\rm T} = N_{\rm KO\Pi} + N_{f\,\rm BM} \pm N_h + N_j, \qquad (3.17)$$

где

$$N_{\text{KOII}} = W_{\text{KOII}} \upsilon_{\mathcal{A}};$$

$$N_{f \text{ BM}} = P_{f \text{ BM}} \upsilon_{\mathcal{A}} = R_{\text{KBM}} f_{\text{BM}} \upsilon_{\mathcal{A}};$$

$$N_{h} = W_{h} \upsilon_{\mathcal{A}} = G \sin \alpha \upsilon_{\mathcal{A}};$$

$$N_{j} = W_{j} \upsilon_{\mathcal{A}} = \chi \frac{G}{g} \upsilon_{\mathcal{A}} \frac{d \upsilon_{\mathcal{A}}}{dt}.$$
(3.18)

Уравнение мощностного баланса ЗТМ с ведомым мостом при работе на тяговом режиме:

$$N_{\rm K} = N_{\rm e} \eta_{\rm TP} = R_{\rm KBIII} f_{\rm BIII} \upsilon_{\rm T} + \left(W_{\rm KO\Pi} + R_{\rm KBM} f_{\rm BM} \pm G sin\alpha + \chi \frac{G}{g} \frac{d\upsilon_{\rm A}}{dt} \right) \times \\ \times \left(\upsilon_{\rm T} - \upsilon_{\rm A} \right) + W_{\rm KO\Pi} \upsilon_{\rm A} + R_{\rm KBM} f_{\rm BM} \upsilon_{\rm A} \pm G sin\alpha \upsilon_{\rm A} + \chi \frac{G}{g} \upsilon_{\rm A} \frac{d\upsilon_{\rm A}}{dt}.$$
(3.19)

На транспортном режиме работы ЗТМ:

$$N_{\rm T} = N_{f\,\rm BM} \pm N_h + N_j + N_W, \qquad (3.20)$$

где $N_W = W_W \upsilon_{\mathcal{I}} = k_W F \upsilon_{\mathcal{I}}^3$.

Уравнение мощностного баланса ЗТМ с ведомым мостом на транспортном режиме работы:

$$N_{\rm K} = N_{\rm e} \eta_{\rm TP} = R_{\rm KBIII} f_{\rm BIII} \upsilon_{\rm T} + \left(R_{\rm KBM} f_{\rm BM} \pm G sin\alpha + \chi \frac{G}{g} \frac{d\upsilon_{\rm A}}{dt} + k_{\rm W} F \upsilon_{\rm A}^2 \right) \times \\ \times \left(\upsilon_{\rm T} - \upsilon_{\rm A} \right) + R_{\rm KBM} f_{\rm BM} \upsilon_{\rm A} \pm G sin\alpha \upsilon_{\rm A} + \chi \frac{G}{g} \upsilon_{\rm A} \frac{d\upsilon_{\rm A}}{dt} + k_{\rm W} F \upsilon_{\rm A}^3.$$
(3.21)

В существующей теории самоходных колесных ЗТМ [95, 150, 152, 155] сопротивления качению ведущих $P_{f BIII}$ и ведомых $P_{f BM}$ колес представлены единым выражением $P_f = fG$ без учета перераспределения нормальных реакций на колеса R_{KBIII} и R_{KBM} и различия коэффициентов сопротивления качения колес $f_{KBIII} \neq f_{KBM}$. На тяговом режиме работы при действии на рабочий орган ЗТМ нормальной реакции сопротивления копания грунта $R_{KBIII} + R_{KBM} \neq G$. Все это сказывается на точности тягового и мощностного балансов самоходных ЗТМ с ведомыми колесами.

Выводы:

1. Уточнены выражения для компонентов мощностного баланса колесного движителя $N_{f \text{ BIII}}$ и N_{δ} (3.11).

2. Уточнены уравнения силового баланса ЗТМ с ведомыми колесами на тяговом (3.15) и транспортном (3.16) режимах работы, где силы сопротивления качения ведущих $P_{fBIII} = R_{KBIII} f_{KBIII}$ и ведомых $P_{fBM} = R_{KBM} f_{KBM}$ колес представлены отдельными составляющими с учетом перераспределения нормальных реакций R_{KBIII} и R_{KBM} (при этом $R_{KBIII} + R_{KBM} \neq G$ при копании грунта) и различных значений коэффициентов $f_{KBIII} \neq f_{KBM}$. В современной теории ЗТМ [95, 150, 152, 155] $P_{fBIII} + P_{fBM} = P_f = fG \cos \alpha$. При этом необходимо учитывать, что P_{fBM} является внешним сопротивлением W_{fBM} преодолеваемым силой тяги движителя T_K (3.13).

3. Уточнены уравнения мощностного баланса ЗТМ с ведомыми колесами на тяговом (3.17), (3.18), (3.19) и транспортном (3.20), (3.21) режимах работы, где мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивлений качения ведущих

 $N_{f BIII} = P_{f BIII} \upsilon_{Д}$ и ведомых $N_{f BM} = P_{f BM} \upsilon_{Д}$ колес, представлены отдельными составляющими, а не единой мощностью $N_{f} = P_{f} \upsilon_{Д} = fGcos\alpha\upsilon_{Д}$ [95, 150, 152, 155] в предположении $f_{BIII} = f_{BM}$ и одинаковой скорости их движения $\upsilon_{Д}$, что не соответствует действительности.

4. В связи с тем, что на обоих характерных режимах работы ЗТМ – тяговом и транспортном [95, 150, 152, 155] движитель преодолевает тяговую нагрузку, целесообразно первый режим работы именовать режимом разработки грунта, не выделяя словом тяговый.

3.2. Тяговая характеристика ЗТМ

Тяговая характеристика ЗТМ является главным техническим документом, который позволяет объективно оценить ее основные технические показатели: тяговые – силу тяги и тяговую мощность на рабочем органе; топливно-энергетические – часовый и удельный расход топлива; текущую техническую производительность по тяговой мощности.

Она представляет собой графические зависимости коэффициента буксования движителя δ , скорости движения машины υ_{d} , тяговой мощности на рабочем органе $N_{\text{T.P}}$, часового G_{T} и удельного g_{T} расходов топлива двигателем, тягового КПД η_{T} от силы тяги T_{P} , развиваемой на рабочем органе и реализуемой непосредственно на копание грунта, то есть δ , υ_{d} , $N_{\text{T.P}}$, G_{T} , g_{T} , $\eta_{\text{T}} = f(T_{\text{P}})$.

3.2.1. Построение тяговой характеристики ЗТМ

Для построения тяговой характеристики колесной ЗТМ с механической трансмиссией необходимы следующие исходные данные [152]:

1. регуляторная характеристика двигателя в функции крутящего момента $n_{\rm e}, N_{\rm e}, G_{\rm T} = f(M_{\rm e});$

2. вид грунта, его состояние и влажность для построения характеристики буксования $\delta = \delta(T)$;

3. нормальные реакции опорной поверхности на ведущие $R_{\rm KBIII}$ и ведомые $R_{\rm KBM}$ колеса в процессе работы ЗТМ;

4. колесная схема и типоразмер пневматических шин;

5. общие передаточные числа $i_{\text{TP},j}$ трансмиссии привода колесного движителя на разных передачах *j* и механический КПД трансмиссии $\eta_{\text{TP},j}$.

Общий вид тяговой характеристики ЗТМ представлен на рис. 3.2 [152].



Рис. 3.2. Тяговая характеристика землеройно-транспортной машины

Во втором квадранте размещается регуляторная характеристика дизельного двигателя (энергетической установки), перестроенная в функции крутящего момента на его валу n_e , N_e , $G_e = f(M_e)$, а в первом строится тяговая характеристика ЗТМ δ , υ_A , N_T , G_T , g_T , $\eta_T = f(T)$ по известной методике [152]. При этом основой построения тяговой характеристики является характеристика буксования $\delta = \delta(T)$ движителя ЗТМ, которая отражает тяговые возможности машины. Функциональная связь параметров энергетической установки (двигателя) и тяговых возможностей движителя осуществляется через крутящий момент M_e силовой загрузки двигателя, который для каждой передачи механической трансмиссии определяется по формуле:

$$M_{\rm e} = \frac{P_{\rm K} r_{\rm C}}{i_{\rm TP} \eta_{\rm TP}} = \frac{\left(T + P_{f}\right) r_{\rm C}}{i_{\rm TP} \eta_{\rm TP}},$$
(3.22)

где $P_{\rm K}$ – окружная сила колесного движителя, $P_{\rm K} = T + P_f$; T – сила тяги движителя (она же реализуется на рабочем органе при разработке грунта); P_f – сила сопротивления качению колес машины; $r_{\rm C}$ – силовой радиус колесного движителя.

При движении ЗТМ по горизонтальной грунтовой поверхности:

$$P_f = f \sum R \,, \tag{3.23}$$

где f – коэффициент сопротивления качению колес машины; $\sum R$ – суммарная нормальная реакция грунта на все колеса машины.

К рассмотренной существующей методике [152] построения тяговой характеристики ЗТМ имеется ряд замечаний.

1. Формула (3.23) не отражает реальную картину работы колесного движителя, так как Н.А. Ульяновым было ранее [150] установлено, что коэффициент сопротивления качению колесного движителя возрастает с увеличением силы тяги в первом приближении по линейному закону:

$$f_{\rm T} = f\left(1 + \Delta\Psi\right),\tag{3.24}$$

где $f_{\rm T}$ – коэффициент сопротивления качению колесного движителя при работе на режиме «ведущего колеса» с заданным значением силы тяги T; f – коэффициент сопротивления качению колесного движителя при работе на режиме «свободного колеса»; Δ – коэффициент зависящий от вида грунта; $\Psi = T/R_{\rm BIII}$ – относительная сила тяги движителя; $R_{\rm KBIII}$, $R_{\rm KBM}$ – нормальные реакции опорной поверхности на ведущие и ведомые колеса.

Тогда

$$P_f = fR_{\rm BM} + f_{\rm T}R_{\rm BIII} = fR_{\rm BM} + f\left(1 + \Delta T/R_{\rm BIII}\right)R_{\rm BIII} = f\left(R_{\rm BM} + R_{\rm BIII}\right) + f\Delta T . (3.25)$$

В этом случае окружная сила колесного движителя будет равна:

$$P_{\rm K} = P_f + T = f \left(R_{\rm BM} + R_{\rm BIII} \right) + \left(1 + f \Delta \right) T \,. \tag{3.26}$$

2. Отложенное на рис. 3.2 значение силы сопротивления P_f по одной оси с силой тяги T дополнительно подчеркивает, что величина P_f не зависит от величины T, а является постоянной для всего диапазона изменения силы тяги $T = 0...T_{\phi}$, что противоречит выражению (3.25). Поэтому функция $P_{\rm K} = P_{\rm K}(T)$ должна быть представлена в своих координатах, а не по оси T.

3. В выражение (3.22) подставляется постоянное значение механического КПД трансмиссии $\eta_{\text{TP}} = const$, хотя известно [67, 70, 161], что оно зависит от величины крутящего момента M_{K} силовой загрузки трансмиссии $\eta_{\text{TP}} = \eta_{\text{TP}} (M_{\text{K}})$, где $M_{\text{K}} = P_{\text{K}} r_{\text{C}}$.

4. В выражении (3.22) при $P_{\rm K} = 0$ и $\eta_{\rm TP} = const \ M_{\rm e} = 0$. В действительности $M_{\rm e} > 0$, так как для прокручивания трансмиссии на холостом режиме, когда $P_{\rm K} = 0$, необходимо подвести крутящий момент от двигателя и в этом случае $\eta_{\rm TP} = 0$. Вот тогда получаем по формуле (3.22) неопределенность $M_{\rm e} = = 0/0$, но не явную неточность.

Основной характеристикой, связывающей тяговые возможности ЗТМ с энергетическим потенциалом ее силовой установки через передаточный механизм (трансмиссию), является нагрузочная характеристика $M_e = M_e(T)$ (3.22). От точности ее построения зависит точность прогнозируемых выходных показателей ЗТМ, представленных тяговой характеристикой. Вышесказанные замечания как раз и касаются методики построения характеристики $M_e = M_e(T)$.

С учетом сделанных замечаний предлагается следующая уточненная методика построения в первом квадранте тяговой характеристики переходной нагрузочной характеристики $M_e = M_e(T)$.

1. В четвертом квадранте по законам и аксиомам статики твердого тела [62, 64] определяем и строим зависимости $R_{\rm BM} = R_{\rm BM}(T)$ и $R_{\rm BIII} = R_{\rm BIII}(T)$ для значений силы тяги в диапазоне $T = 0...T_{\odot}$.

2. По формулам (3.25) и (3.26) определяем значение P_f и P_K и в четвертом квадранте строим зависимость $P_K = P_K(T)$.

3. В третьем квадранте строим зависимость $\eta_{\text{TP}} = \eta_{\text{TP}}(P_{\text{K}})$ по зависимости $\eta_{\text{TP}} = \eta_{\text{TP}}(M_{\text{K}})$ [47, 70] имея в виду, что $P_{\text{K}} = M_{\text{K}}/r_{\text{C}}$, с использованием формулы:

$$\eta_{\rm TP} = \eta_{\rm MII} \left(1 - \alpha^{-P_{\rm K}/P_{\rm K}\phi} \right), \tag{3.27}$$

где $\eta_{\rm M\Pi}$ – суммарный КПД элементов трансмиссии (зубчатые, цепные и другие механические передачи; подшипниковые узлы); $P_{\rm K\phi}$ – окружная сила движителя по сцеплению, $P_{\rm K\phi} = P_{f\phi} + T_{\phi}$; α – параметр экспоненты [47, 70], требующий дальнейшего уточнения.

4. Задавшись текущим значением силы тяги T_i , определяем текущие значения $R_{\text{BM}i}$, $R_{\text{BIII}i}$, $P_{\text{K}i}$ и $\eta_{\text{TP}i}$ по формуле (3.27), а по формуле (3.22) определяем текущее значение крутящего момента загрузки двигателя M_{ei} и так далее для всего диапазона значений $T_i = 0...T_{\phi}$. По полученным значениям M_{ei} строим в первом квадранте зависимость $M_e = M_e(T)$, которую, как переходную, используем для построения остальных зависимостей υ_{d} , N_{T} , G_{T} , g_{T} , $\eta_{T} = = f(T)$ тяговой характеристики ЗТМ в первом квадранте в соответствии с существующей методикой [152].

Предложенные уточнения построения характеристики $M_e = M_e(T)$ устраняют все сделанные замечания по существующей методике [152] построения тяговой характеристики ЗТМ. Фрагмент усовершенствованной тяговой характеристики ЗТМ без зависимостей υ_A , N_T , G_T , g_T , $\eta_T = f(T)$ в первом квадранте (см. рис. 3.2) представлен на рис. 3.3. При этом:

$$P_{K0} = f\left(R_{BM,0} + R_{BIII,0}\right),$$

$$\eta_{TP} = \eta_{MII}\left(1 - \alpha^{-P_{K0}/P_{K0}}\right),$$

$$M_{e} = \frac{P_{K0}r_{C}}{i_{TP}\eta_{TP,0}}.$$
(3.28)



Рис. 3.3. Фрагмент усовершенствованной тяговой характеристики землеройно-транспортной машины

3.2.2. От тяговой характеристики ЗТМ к характеристикам процесса разработки грунта

Тяговая характеристика ЗТМ представляет собой графические зависимости в функции силы тяги $T_{\rm p}$ на рабочем органе следующих эксплуатационных показателей:

δ,
$$\upsilon_{\rm I}$$
, $N_{\rm T.P}$, $G_{\rm T}$, $g_{\rm T} = f(T_{\rm P})$, (3.29)

где δ – коэффициент буксования движителя; $\upsilon_{\rm d}$ – действительная скорость движения машины; $N_{\rm T.P}$ – тяговая мощность на рабочем органе, которая непосредственно затрачивается на разработку (капание) грунта; $G_{\rm T}$ и $g_{\rm T}$ – часовой и удельный ($g_{\rm T} = G_{\rm T}/N_{\rm T.P}$) расходы энергоносителя (топлива) двигателем.

Тяговая характеристика ЗТМ строиться по экспериментальным данным либо теоретическим путём [150].

Тяговая характеристика не отражает реальную картину процесса разработки грунта, который протекает в пространстве и времени, а отражает дискретную картину нагружения ЗТМ тяговой нагрузкой $T_{\rm p}$ на рабочем органе, имитирующей статический режим разработки грунта.

Чтобы представить графически разработку грунта ЗТМ в виде реального процесса, необходимо в качестве его аргумента принять текущей координатой значение пути l_p или времени t_p резания грунта, рассмотрев детально сам процесс копания.

Рассмотрим процесс копания грунта самоходным скрепером с тяговой загрузкой [71].

Расчёт сопротивления *P*_к грунта копанию выполним по методике ОАО «ВНИИСтройдормаш» [95], основанной на расчётных схемах Е.Р. Петерса [127] и В.А. Шнейдера.

Сопротивление грунта копанию скрепером с тяговой загрузкой в общем виде представляется следующим выражением [27, 95, 127, 150]:

$$P_{\rm K} = P_{\rm P} + P_{\rm TP} + P_{\rm TP} + P_{\rm 3AII}. \tag{3.30}$$

Рассмотрим отдельные составляющие сопротивления копанию. Сопротивление грунта резанию прямым ножом:

$$P_{\rm p} = k_{\rm p} B_{\rm p} h_{\rm p} \,, \tag{3.31}$$

где $k_{\rm p}$ – удельное сопротивление грунта резанию, к $H/M^2 = \kappa\Pi a$; $B_{\rm p}$ – ширина резания ковша, м; $h_{\rm p}$ – толщина срезаемой стружки (глубина резания), м.

Сопротивление трению ножа по грунту, обусловленное вертикальной составляющей сопротивления грунта резанию:

$$P_{\rm TP} = P_{\rm P} tg(\delta_{\rm P}) \mu_2 = k_{\rm P} B_{\rm P} h_{\rm P} \mu_2 tg \delta_{\rm P}, \qquad (3.32)$$

где $\delta_{\rm p}$ – угол резания ножа; μ_2 – коэффициент трения ножа по грунту.

Сопротивление перемещению вырезанного грунта в призме волочения:

$$P_{\Pi P} = V_{\Pi P} \gamma_{\Gamma P} \mu_1 = y B_P H_3^2 \gamma_{\Gamma P} \mu_1, \qquad (3.33)$$

где $V_{\Pi P}$ – объём призмы волочения; H_3 – высота заполнения ковша грунтом; *у* – коэффициент объёма призмы волочения (таб. 3.2); $\gamma_{\Gamma P}$ – объёмный вес разрыхлённого грунта; μ_1 – коэффициент трения призмы грунта по грунту забоя.

Если для слагаемых $P_{\rm P}$, $P_{\rm TP}$ и $P_{\rm HP}$ существует единообразие формул их определения, то для сопротивления $P_{\rm 3A\Pi}$ заполнения ковша грунтом такого единообразия формул нет, хотя физическая сущность его едина. А именно, сопротивление $P_{\rm 3A\Pi}$, преодолеваемое стружкой вырезанного грунта при заполнении ковша, равно сумме силы тяжести поднимаемого вверх грунта и сил трения движущейся стружки о грунт, ранее поступивший в ковш.

С 1948 года наибольшее признание получил метод тягового расчёта, предложенный Е.Р. Петерсом [127], по которому полное сопротивление наполнения ковша грунтом складывается из сопротивления силы тяжести грунта, поступающего в ковш, и сопротивления трению грунта в ковше. В.А. Шнейдер уточнил расчётную схему Е.Р. Петерса, используя уравнение Эйлера для движущегося пласта грунта.

Эта уточнённая схема заполнения ковша скрепера грунтом и была рекомендована головным отраслевым институтом ОАО «ВНИИСтройдормаш» [95] для тягового расчёта скрепера.

Вырезанная стружка грунта с площадью поперечного сечения $F_{\rm p} = B_{\rm p} h_{\rm p}$, сходя с ножа, меняет направление движения под действием грунта, находящегося в ковше, на определённый угол р. При этом между неподвижным грунтом, находящимся в ковше, и движущейся стружкой возникает значительное трение, увеличивающее сопротивление заполнению ковша. Стружка по ножу движется прямолинейно, а затем изгибается по кривой и далее поднимается вверх. Между горизонтальной силой сопротивления $P_{3A\Pi}$ заполнению ковша и вертикальной силой сопротивления $P_{\Pi\Pi}$ движению пласта грунта в ковше существует зависимость по теории Эйлера

$$P_{3\mathrm{A}\Pi} = e^{\mu_{1\rho}} P_{\Pi\Pi}, \qquad (3.34)$$

где *е* – основание натурального логарифма.

При движении стружки вырезанного грунта вверх ей надо преодолеть сопротивление объёма «воронки» грунта, препятствующего вхождению стружки в ковш и обусловленного углом θ, зависящим от угла внутреннего трения грунта, то есть

$$P_{\Pi \Pi} = V_{\rm B} \gamma_{\Gamma \rm P}, \qquad (3.35)$$

где V_в – объём «воронки» грунта.

Объём «воронки» грунта с углом θ [95]:

$$V_{\rm B} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5, \tag{3.36}$$

где $V_1 = B_p h_p H_3$ – объём стружки вырезанного грунта, поднимающейся вертикально вверх [95, 127, 150]; $V_2 + V_3 = B_p H_3^2 tg(\theta/2)$ – объём грунта, препятствующего движению стружки спереди и сзади неё; $V_4 + V_5 = h_p H_3^2 tg(\theta/2)$ – объём грунта, препятствующего движению стружки по бокам.

В общем виде [95]:

$$P_{3\mathrm{A}\mathrm{I}\mathrm{I}} = \left[B_{\mathrm{P}} h_{\mathrm{P}} H_{3} + \left(B_{\mathrm{P}} + h_{\mathrm{P}} \right) H_{3}^{2} t g \left(\theta / 2 \right) \right] \gamma_{\mathrm{\Gamma}\mathrm{P}} e^{\mu_{\mathrm{I}\rho}}.$$
(3.37)

Значения коэффициентов у, $tg(\theta/2)$, $e^{\mu_{1\rho}}$ приведены в таб. 3.1.

Таблица 3.1

Тип грунта	У	$tg(\theta/2)$	$e^{\mu_{1 ho}}$
Песок	0,7	0,45	1,451,85
Суглинок	0,5	0,4	1,2 1,4
Глина	0,5	0,25	1,15 1,25

Коэффициенты у, $tg(\theta/2)$, $e^{\mu_{1p}}$ [95]

Как видно из выражения (3.37) [95], и это подтверждается исследованиями К.А. Артемьева [3], зависимость между сопротивлением $P_{3A\Pi}$ заполнению ковша грунтом и высотой H_3 заполнения носит параболический характер. К.А. Артемьев рассматривал процесс заполнения ковша скрепера грунтом с использованием теории предельного равновесия и статики сыпучей среды.

Таким образом, из анализа модели заполнения ковша скрепера грунтом следует, что преодолевая сопротивление заполнению ковша $P_{3A\Pi}$ в его грунтовом массиве создаётся реакция $F_{\Pi\Pi}$, обусловленная силой трения движения

вверх пласта вырезанного грунта объёмом $V_{\text{ПЛ}} = B_{\text{p}}h_{\text{p}}H_{3}$, создаваемой силой тяжести «воронки» грунта объёмом $V'_{\text{B}} = V_{2} + V_{3} + V_{4} + V_{5} = (B_{\text{p}} + h_{\text{p}})H_{3}^{2}tg(\theta/2)$.

Следовательно, реакция сил трения $F_{\Pi\Pi}$ будет равна силе тяжести грунта объёмом $V'_{\rm B}$

$$F_{\Pi\Pi} = V'_{\rm B} \gamma_{\Gamma \rm P} = \left(B_{\rm P} + h_{\rm P}\right) H_3^2 tg \left(\theta / 2\right) \gamma_{\Gamma \rm P} \,. \tag{3.38}$$

Эта реакция как бы вывешивает ковш на пласте вырезанного грунта объёмом $V_{\Pi\Pi} = B_{\rm P}h_{\rm P}H_3$ и силой тяжести $G_{\Pi\Pi} = V_{\Pi\Pi}\gamma_{\Gamma P} = B_{\rm P}h_{\rm P}H_3\gamma_{\Gamma P}$, находящимся в активном движении в ковше вертикально вверх тем самым разгружая оси скрепера [95]. Кроме того сила тяжести действующего пласта грунта $G_{\Pi\Pi}$ исключается из силы тяжести грунта, находящегося в ковше.

Сопротивление копанию $P_{\rm K}$ преодолевается силой тяги $T_{\rm P}$, развиваемой скрепером на рабочем органе и являющейся аргументом функций тяговой характеристики (3.29).

В развёрнутом виде выражение для P_к (3.30) примет следующий вид:

$$P_{\rm K} = k_{\rm P} B_{\rm P} h_{\rm P} \Big[1 + tg \left(\delta_{\rm P} \right) \mu_2 \Big] + y B_{\rm P} H_3^2 \gamma_{\Gamma \rm P} \mu_1 + \Big[B_{\rm P} h_{\rm P} H_3 + \left(B_{\rm P} + h_{\rm P} \right) H_3^2 tg \left(\theta / 2 \right) \Big] \gamma_{\Gamma \rm P} e^{\mu_{1\rm P}} .$$
(3.39)

При копании грунта на режиме $h_{\rm p} = const$ параметром функции $P_{\rm K}$, как видно из выражения (3.39), является высота H_3 заполнения ковша грунтом, т.е. $P_{\rm K} = P_{\rm K} (H_3)$.

Для перехода от тяговой характеристики скрепера к характеристике процесса копания грунта, необходимо выразить текущие параметры копания H_3 , l_p , t_p через тяговую нагрузку T_p на рабочем органе скрепера.

Так как, $T_{\rm P} = P_{\rm K}$, то из выражения (3.39) определим силу тяги $T_{\rm P.OE}$, затрачиваемую на рабочем органе на образование объёма разработанного грунта.

$$T_{P.OF} = T_{P} - (P_{P} + P_{TP}) = T_{P} - k_{P}B_{P}h_{P}[1 + tg(\delta_{P})\mu_{2}] =$$

= $yB_{P}H_{3}^{2}\gamma_{\Gamma P}\mu_{1} + [B_{P}h_{P}H_{3} + (B_{P} + h_{P})H_{3}^{2}tg(\theta/2)]\gamma_{\Gamma P}e^{\mu_{1P}}.$ (3.40)

Из выражения (3.40) для принятого по тяговой характеристике значение $T_{\rm p}$ определим соответствующее ему значение $H_{\rm 3}$.

Объём находящегося в ковше грунта для данного значения высоты заполнения H_3 будет равен [127]

$$V_{\Gamma P.K} = k_V H_3^2 B_P / tg\phi, \qquad (3.41)$$

где k_v – коэффициент объёма; φ – угол внутреннего трения грунта ($tg\varphi = \mu_1$). Анализ [127] показывает, что при работе в суглинистых грунтах ($\varphi = 25^0$), $k_v = 0,65...0,70$. При работе в песке k_v не превышает 0,45...0,49 при той же высоте заполнения H_3 .

Из выражения (3.33) объём грунта в призме волочения

$$V_{\Gamma P.\Pi P} = y B_P H_3^2. \tag{3.42}$$

Общий объём вырезанного грунта в призме волочения $V_{\text{ГР.ПР}}$ и в ковше $V_{\text{ГР.К}}$ будет равен

$$V_{\Gamma P} = V_{\Gamma P,\Pi P} + V_{\Gamma P,K} = B_{\rm P} H_3^2 (y + k_V / tg\phi).$$
(3.43)

В тоже время

$$V_{\Gamma P} = B_{\rm P} h_{\rm P} l_{\rm P} k_{\rm PA3}, \qquad (3.44)$$

где $l_{\rm p}$ – длина пути резания грунта; $k_{\rm PA3}$ – коэффициент разрыхления грунта.

Приравняв выражение (3.43) и (3.44) с учётом коэффициента k_{Π} потерь грунта определим необходимую длину резания для заданных значений H_3 и h_p

$$l_{\rm P} = \frac{y + k_V / tg\phi}{h_{\rm P}k_{\rm PA3}k_{\rm II}} H_3^2.$$
(3.45)

Из выражения (3.40) по заданным значениям $T_{\rm P}$ и всех остальных констант для режима копания $h_{\rm P} = const$ определим соответствующие значения H_3 .

Из выражения (3.45) по найденным значениям H_3 определим соответствующие значения l_p .

При работе скрепера нормальные реакции на его ведущие $R_{\rm BIII}$ и ведомые $R_{\rm BM}$ колёса изменяются в зависимости от степени заполнения ковша грунтом $V_{\rm \GammaP,K}$ и сил, действующих на ноже $P_1 = P_{\rm K}$ и $P_2 = P_{\rm P} t g \delta_{\rm P}$.

Схема силовой загрузки скрепера для определения нормальных реакций на его колёса, с учётом уточнения [62], приведена на рис. 3.4.



Рис. 3.4. Схема силовой загрузки скрепера при копании грунта

Здесь, в отличие от традиционно действующих сил, введена вертикальная реакция $F_{\Pi\Pi}$, а из силы тяжести $G_{\Gamma P}$ находящегося в ковше грунта исключена сила тяжести пласта грунта $G_{\Pi\Pi}$ объёмом $V_{\Pi\Pi} = B_P h_P H_3$, находящегося в активном движении в ковше вертикально вверх, по данным исследований В.А. Нилова, А.А. Косенко и К.П. Летуновского.

Таким образом,

$$G_{\Gamma P} = \left(V_{\Gamma P,K} - V_{\Pi J}\right)\gamma_{\Gamma P} = \left(k_V H_3^2 B_P / tg\phi - B_P h_P H_3\right)\gamma_{\Gamma P} = B_P H_3 \left(H_3 k_V / tg\phi - h_P\right)\gamma_{\Gamma P}.$$
(3.46)

По схеме на рис. 3.4 из условия равновесия скрепера относительно опорных точек *A* и *B* определим реакции на ведущие $R_{\rm BIII}$ и ведомые $R_{\rm BM}$ колёса при равномерном движении ($\upsilon_{\rm d}$ = const) по горизонтальной поверхности.

$$M_{3} \sum M_{B} = 0:$$

$$R_{BIII} = \frac{G_{C}a + G_{\Gamma P}l_{\Gamma P} + T(h_{P} + r_{C1}) - P_{2}(L - e) - F_{\Pi II}l_{F} - P_{fBM}r_{C2}}{L}.$$
(3.47)

Из $\sum M_A = 0$:

$$R_{\rm BM} = \frac{G_{\rm C}(L-a) + G_{\rm \Gamma P}(L-l_{\rm \Gamma P}) + P_{f\rm BM}(r_{\rm C2}-h_{\rm P}) - P_{\rm I}h_{\rm P} - P_{\rm 2}e - F_{\rm III}(L-l_{\rm F}) - Tr_{\rm C1}}{L} \cdot (3.48)$$

При этом:

$$T = T_{\rm P} + P_{f\rm BM}; T_{\rm P} = P_{1};$$

$$G_{\rm C} + G_{\rm \Gamma P} = R_{\rm BIII} + R_{\rm BM} + F_{\rm ILI} + P_{2},$$
(3.49)

где $G_{\rm C}$ – сила тяжести скрепера; $G_{\rm \Gamma P}$ – сила тяжести грунта в ковше, передаваемая на колёса скрепера.

Тяговая характеристика (3.29) с добавлениями характеристик R_{ВШ}, R_{ВМ}, $l_{\rm P} = f(T_{\rm P})$, построенная с учётом уточнений, данных в работах [68, 69, 91], приведена на рис. 3.5. Исходные данные: скрепер ДЗ-11П; тягач МоАЗ-546П с номинальной мощностью двигателя Neн = 116 кВт; геометрическая вместимость ковша $V_{\rm K} = =8 \, {\rm M}^3$; шины 21.00-28 с $r_{\rm C1} = r_{\rm C2} = r_{\rm C} = 0,81 \, {\rm M}$; сила тяжести скрепера $G_{\rm C} =$ =196 кН; ширина резания (ширина ковша) $B_{\rm P}$ = 2,82 м; угол резания $\delta_{\rm P}$ = 35°; линейные размеры — база L = 6,9м, a = 4,57 м; $l_F = 3,18$ м; $l_{\Gamma P} = 2,4$ м; e = 3,5 м; максимальная глубина резания $h_{P_{Max}} = 0,3$ м; коэффициент сопротивления качению ведомых колёс $f_{\rm BM} = 0,065$; коэффициент сопротивления качению ведущих колёс $f_{\rm BIII} = f_{\rm BM} (1 + \Delta T/$ R_{BIII}), где $\Delta = 2$ [150]; коэффициент сцепления шин с грунтом $\varphi = 0,7$; грунт суглинок II категории (Суд. = 5...8); удельное сопротивление резанию $k_{\rm P} = 80 \ \kappa H/m^2$ (кПа); объёмный вес разрыхлённого грунта $\gamma_{\Gamma P} = = 13,5 \kappa H/m^3$; коэффициент разрыхления грунта $k_{PA3} = 1,2;$ коэффициент потерь грунта $k_{\Pi} = 0,95;$ коэффициент трения грунта по грунту $\mu_1 = 1,0$; коэффициент трения грунта по стали $\mu_2 = 0,5$; режим резания грунта с $h_{\rm P} = 0, 1$ м = const, с мгновенным заглублением ковша на первой передаче с максимальной подачей топлива в двигатель.



Рис. 3.5. Тяговая характеристика скрепера ДЗ-11П на первой рабочей передаче и суглинистом грунте II категории

По тяговой характеристике на рис. 3.5 сформируем характеристики процесса разработки грунта в функции пути резания грунта l_P , т.е. характеристики T_P , R_{BIII} , R_{BM} , V_{A} , $N_{T.P}$, G_T , $V_{\Gamma P.K}$, $t_P = f(l_P)$, которые представлены на рис. 3.6. При этом текущее значение времени резания грунта t_P определим пошагово-разностным методом по характеристике $\upsilon_A = f(l_P)$

$$t_{\rm Pi} = \sum_{i=1}^{n} \frac{l_{\rm Pi} - l_{\rm P(i-1)}}{\left(\upsilon_{\mathcal{I}i} + \upsilon_{\mathcal{I}(i-1)}\right)/2} \,. \tag{3.50}$$





По характеристикам на рис. 3.6 сформируем характеристики процесса разработки грунта в функции текущего времени резания t_P , т. е. характеристики T_P , R_{BIII} , R_{BM} , V_A , j_A , $N_{T.P}$, l_P , G_T , $V_{\Gamma P.K} = f(t_P)$, которые представлены на рис. 3.7. При этом текущее значение j_A ускорения замедленного движения скрепера определим пошагово-разностным методом по характеристике $\upsilon_A = f(t_P)$

$$j_{\rm A}(t)_i = \frac{\upsilon_{\rm Ai} - \upsilon_{\rm A(i-1)}}{t_{\rm Pi} - t_{\rm P(i-1)}}, \quad i = \overline{1, n}.$$
(3.51)



Рис. 3.7. Характеристика процесса разработки суглинистого грунта II категории скрепером ДЗ-11П на режиме $h_{\rm P} = 0,1$ м = const в функции времени резания $t_{\rm P}$

Характеристики на рис. 3.6 и 3.7 позволяют реально проанализировать процесс разработки суглинистого грунта II категории с $k_{\rm P} = 80 \text{ кH/m}^2$ скрепером ДЗ-11П на первой рабочей передаче на режиме $h_{\rm P} = 0,1$ м = const с тяговой загрузкой ковша.

Максимальная сила тяги на рабочем органе по сцеплению $T_{\varphi} = 93,4$ кH (рис. 3.5). Это позволяет (рис. 3.6, 3.7) на пути резания $l_{\rm P} = 16,2$ м за время $t_{\rm P} = 31,5$ с заполнить ковш грунтом в объёме $V_{\Gamma P.K} = 3,1$ м³, хотя номинальный объём ковша составляет $V_{\rm K} = 8$ м³. Причём объём грунта в ковше $V_{\Gamma P.K} = 2,5$ м³ скрепер

разрабатывает за $t_P = 15$ с на пути резания $l_P = 13$ м, а оставшиеся $V_{\Gamma P.K} = 0,6$ м³ он заполняет до полной остановки за $t_P = 16,5$ с на пути $l_P = 3,2$ м.

Расчёты показали, что для заполнения ковша грунтом до объёма $V_{\Gamma P.K} = 8 \text{ м}^3$ потребуется общее тяговое усилие на рабочем органе $T_{P\Sigma} = 180 \text{ кH}$, т.е. необходим дополнительно трактор-толкач тягового класса 10 (T-100, T-130) с тяговым усилием $T_T = T_{P\Sigma} - T_{P\phi} = 180 - 93, 4 = 86,6 \text{ кH}.$

Процесс разработки грунта скрепер ДЗ-11П эффективно ведёт в течении первых $t_{\rm P} = 13$ с на пути резания $l_{\rm P} = 11$ м, развив при этом максимальную тяговую мощность на рабочем органе $N_{\rm T.P, Max} = 64,5$ кВт и заполнив ковш грунтом до объёма $V_{\rm TP.K} = 2,17$ м³, а затем процесс замедляется до полной остановки скрепера из-за буксования ведущих колёс.

Таким образом, подключение толкача к работе скрепера следует произвести через $t_{\rm P} = 13$ с его работы, чтобы не потерять темп заполнения ковша.

Нормальные реакции опорной поверхности на ведущие колёса увеличились с 131,2 кН до 140,3 кН, а на ведомые с 57,0 кН до 60,0 кН, что составило, соответственно, 7 % и 5 %. А при реализации суммарной с толкачом силы тяги $T_{P\Sigma} = 180$ кН – это увеличение составит, соответственно 17 % и 9 %.

Максимальное ускорение замедленного движения скрепера составило $j_{\rm A} = =0,13$ м/с² (рис. 3.7), что вызывает появление силы инерции массы скрепера $P_{j\rm C} = =2,6$ кН и массы грунта к ковше объёмом $V_{\Gamma\rm P.K} = 2,56$ м³ $P_{j\Gamma\rm P} = 0,46$ кH, т.е. суммарной силы инерции $P_j = P_{j\rm C} + P_{j\Gamma\rm P} = 3,06$ кH. Это при силе тяги $T_{\rm P} = 85$ кH составило 3,6 %.

Расчётные данные по толкачу к скреперу ДЗ-11П и характеру изменения реакций грунта на его колёса соответствуют данным эксплуатации [95].

3.3. Режимы функционирования ЗТМ

Основным режимом функционирования ЗТМ является тяговый, который представляется в виде тяговой характеристики [150, 152] следующих зависимостей в функции развиваемой на рабочем органе силы тяги T_P :

$$N_{\rm e}, \, \delta, \, \upsilon_{\rm T}, \, \upsilon_{\rm A}, \, N_{\rm TP}, \, N_{\rm T.P}, \, \eta_{\rm T}, \, G_{\rm T}, \, g_{\rm T} = f(T_{\rm P}).$$
 (3.52)

где N_e – эффективная мощность силовой установки (двигателя); δ – коэффициент буксования движителя; υ_T , υ_T , υ_T – теоретическая и действительная скорости поступательного движения ЗТМ; N_{TP} – мощность, передаваемая от двигателя в трансмиссию тягового привода ЗТМ; $N_{T.P}$ – тяговая мощность, развиваемая ЗТМ на рабочем органе; η_T – тяговый КПД ЗТМ; G_T , g_T – часовой и удельный расходы энергоносителя (топлива) двигателем.

Промежуточные формулы для расчета показателей в (3.52):

$$\begin{aligned}
\upsilon_{\rm T} &= \omega_{\rm K} r_{\rm C}; \,\upsilon_{\rm J} = \upsilon_{\rm T} \left(1 - \delta \right); \\
N_{\rm TP} &= \Delta_{\rm AB} N_{\rm e}; \, N_{\rm T.P} = T_{\rm P} \upsilon_{\rm J}; \,\eta_{\rm T} = N_{\rm T.P} \,/\, N_{\rm TP}, \,\, g_{\rm T} = G_{\rm T} \,/\, N_{\rm T.P}, \end{aligned}$$
(3.53)

где $\omega_{\rm K}$, $r_{\rm K}$ – угловая скорость и силовой радиус ведущего звена движителя (колеса или звездочки); $\Delta_{\rm AB}$ – коэффициент, учитывающий отбор эффективной мощности двигателя на привод вспомогательных механизмов.

На рис. 3.8 [13, 78, 81, 123] представлена тяговая характеристика лёгкого автогрейдера ДЗ-40А, построенная с использованием экспериментальных и расчётных по (3.53) данных с учётом тяговой характеристики движителя (см. рис. 2.27).



Рис. 3.8. Тяговая характеристика лёгкого автогрейдера ДЗ-40А

Тяговый режим работы ЗТМ может осуществляться на режимах функционирования (см. рис. 3.8) – максимальных тяговой мощности $N_{\text{T.P.max}}$ при силе тяги $T_{\text{P.N_{T.P}}}$, тягового КПД $\eta_{\text{T.max}}$ при силе тяги $T_{\text{P.}\eta_{\text{T}}}$ и минимального удельного расхода топлива (энергоносителя) $g_{\text{T.min}}$ при силе тяги $T_{\text{P.}g_{\text{T}}}$.

Режим *N*_{T.P.max} обеспечивает ЗТМ максимальную производительность, если рабочий орган позволяет полностью реализовать эту мощность.

Так для ЗТМ непрерывного действия техническая производительность разработки грунта равна

$$\Pi_{\rm T} = F_{\rm P} \upsilon_{\rm A}, \tag{3.54}$$

где *F*_P – площадь поперечного сечения вырезаемой стружки грунта.

При этом

$$N_{\mathrm{T,P}} = T_{\mathrm{P}} \upsilon_{\mathrm{A}};$$

$$T_{\mathrm{P}} = P_{\mathrm{K}} = K_{\mathrm{K}} F_{\mathrm{P}},$$
(3.55)

где *P*_K – сопротивление грунта копанию; *K*_K – удельное сопротивление грунта копанию.

Из выражений (3.54) и (3.55) получим

$$\Pi_{\rm T} = \frac{1}{K_{\rm K}} N_{\rm T.P}.$$
(3.56)

To есть, $\Pi_{\rm T} = max$ при $N_{\rm T.P} = max$.

Режим $\eta_{T.max}$ характеризует эффективность использования подводимой мощности к трансмиссии тягового привода ЗТМ N_{TP} , а значит и затраченного энергоносителя (топлива), в тяговую мощность $N_{T.P}$, реализуемую рабочим органом на разработку грунта.

Исходя из зависимостей (3.53), а именно, $g_T = G_T/N_{T.P}$, $\eta_T = N_{T.P}/N_{TP}$, $N_{TP} = = \Delta_{AB}$. Ne, получим

$$g_{\rm T} = \frac{1}{\eta_{\rm T}} \frac{G_{\rm T}}{\Delta_{\rm AB} N \rm e}.$$
(3.57)

Используя основные зависимости из теории двигателей внутреннего сгорания [86], получим

$$N_{\rm e} = \frac{H_{\rm H}G_{\rm T}}{3600} \eta_{\rm e}, \ \kappa {\rm Br}, \tag{3.58}$$

где $H_{\rm H}$ – удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{\rm e}$ – эффективный КПД двигателя, учитывающий механические потери тепла через КПД $\eta_{\rm M}$ и тепловые – через индикаторный КПД $\eta_{\rm i}$, т.е. $\eta_{\rm e} = \eta_{\rm M} \eta_{\rm i}$; $G_{\rm T}$ – часовой расход топлива, кг/ч.

Таким образом,

$$N_{\rm e} = K_{\rm T} G_{\rm T}, \kappa B {\rm T};$$

$$K_{\rm T} = \frac{H_{\rm H}}{3600} \eta_{\rm e}, \kappa B {\rm T} \cdot {\rm Y} / \kappa {\rm F}.$$
(3.59)

Из выражений (3.57) и (3.59) получим

$$g_{\mathrm{T}} = \frac{1}{\Delta_{\mathrm{AB}} K_{\mathrm{T}}} \frac{1}{\eta_{\mathrm{T}}}, \kappa_{\mathrm{T}} / (\kappa_{\mathrm{BT}} \cdot \mathbf{y}).$$
(3.60)

То есть, характеристика $g_T = f(T_P)$ представляет собой обращенную характеристику $\eta_T = f(T_P)$: при $\eta_{T.max}$ имеем $g_{T.min}$, при $\eta_T = 0 \rightarrow g_T = \infty$.

Анализ экспериментальных тяговых характеристик ЗТМ ([150] рис. 88, 111, 112; [32]; [25]) показал следующее:

- 1. Режимы $N_{\text{T.P.max}}$ и $\eta_{\text{T.max}}$ не совместимы по силе тяги ЗТМ T_{P} , при этом $T_{\text{P.N_{TP}}} > T_{\text{P.}\eta_{\text{T}}}$. Это вызвано наличием в передаточном механизме тягового привода ЗТМ элементов с нежёсткой кинематической связью звеньев (гидротрансформатор или гидромуфта и движитель), у которых при силовом нагружении происходит проскальзывание ведомого звена относительно ведущего, а также общими потерями в этом механизме части передаваемой мощности. А это значит, что разработка грунта на режиме $N_{\text{T.max}}$ связана с перерасходом энергоносителя, так как $\eta_{\text{T.N_{T.max}}} < \eta_{\text{T.max}}$. Разработка грунта на режиме $\eta_{\text{T.max}}$ связана с перерасходом энергоносителя, а значит и про-изводительности машины.
- 2. При работе ЗТМ с механической трансмиссией на первой передаче и регуляторной ветви характеристики дизеля в диапазоне изменения силы тяги *T*_P = 0...*T*_{P.NT} функциональные зависимости δ, υ_Д, *M*_K, *N*_T = *f*(*T*_P) близки к линейным ([150] рис. 111, 112; [32]; [25]).

С учетом проведенного анализа экспериментальных данных естественной является следующая постановка задачи исследования — можно ли совместить режимы работы ЗТМ $N_{\text{T.P.max}}$ с $\eta_{\text{T.max}}$ при разработке грунта с целью достижения максимальной производительности $\Pi_{\text{T.max}}$ при минимальном удельном расходе энергоносителя $g_{\text{T.min}}$ и если можно, то каким образом, так как это является одним из важнейших направлений повышения эффективности работы движителя и ЗТМ в целом.

В этом случае роль полезной отдачи машины выполняет техническая производительность Π_T через тяговую мощность $N_{T.P}$ (3.56), а оперативным затратным ресурсом служит часовой G_T и удельный g_T расходы энергоносителя (топлива) двигателем через КПД η_T (3.60).

Для ЗТМ, по аналогии с движителем (см. п. 2.3.5) альтернативным режимом процесса функционировании при разработке грунта режиму максимальной тяговой мощности на рабочем органе $N_{\text{T.P.max}}$ при силе тяги $T_{\text{P.N_{T.P}}}$ и режиму максимального тягового КПД $\eta_{\text{T.max}}$ при $T_{\text{P.}\eta_{\text{T}}}$ является режим максимальной эффективной тяговой мощности на рабочем органе $N_{\text{T.P.Э.max}}$ при $T_{\text{P.N_{T.P.}}}$, при этом эффективную тяговую мощность $N_{\text{T.P.Э}}(T_{\text{P}})$ получим свёрткой фунций $\eta_{\text{T}}(T_{\text{P}})$ и $N_{\text{T.P}}(T_{\text{P}})$:

202

$$N_{\mathrm{T.P.9}}(T_{\mathrm{P}}) = \eta_{\mathrm{T}}(T_{\mathrm{P}})N_{\mathrm{T.P}}(T_{\mathrm{P}});$$

$$T_{\mathrm{P.}\eta_{\mathrm{T}}} < T_{\mathrm{P.}N_{\mathrm{T.P.9}}} < T_{\mathrm{P.}N_{\mathrm{T.P}}}.$$
(3.61)

Эффективность, с точки зрения системотехники [88], – нормированный к затратам ресурсов результат действия или деятельности системы на определённом интервале времени (отношение эффекта к затраченному ресурсу, разность между ними, функционал, учитывающий эффект и затраченный ресурс). Эффективность – это результативность [88].

При формировании режима процесса функционирования ЗТМ оперативными текущими элементами эффективности являются: результат действия машины (эффект) – количество разработанного грунта в единицу времени, т.е. техническая производительность П_T, идентичная тяговой мощности $N_{T.P}$ (3.33), реализуемой на рабочем органе ($N_{T.P} \Rightarrow \Pi_T$), а затратным ресурсом – расход энергоносителя (часовой G_T или удельный $g_T = G_T / N_{T.P}$ расходы топлива), идентичный тяговому КПД $\eta_T \Rightarrow 1/g_T \Rightarrow N_{T.P} / G_T$ (3.37). Таким образом, $N_{T.P.Э} =$ = $\eta_T N_{T.P} \Rightarrow \Pi_T / G_T$, что соответствует системному определению эффективности.

Из

$$\frac{\partial N_{\text{T.P.3}}(T_{\text{P}})}{\partial T_{\text{P}}} = 0 \Longrightarrow T_{\text{P.OHT}} = T_{\text{P.N}_{\text{T.P.3}}} \Longrightarrow h_{\text{P.OHT}}.$$
(3.62)

Регулируя рабочим органом глубину резания грунта $h_{\rm P}$, можно управлять тяговой нагрузкой $T_{\rm P}$ таким образом, чтобы при $h_{\rm P} = h_{\rm P.O\Pi T}$ получить $T_{\rm P} = T_{\rm P.O\Pi T} = T_{\rm P.N_{\rm T.P.3}}$ и $N_{\rm T.P.3} = N_{\rm T.P.3.max}$, то есть одновременно высокие значения $N_{\rm T.P}$ и $\eta_{\rm T}$ [31].

Основные тягово-энергетические показатели автогрейдера ДЗ-40А с механической трансмиссией по данным экспериментальной тяговой характеристики (рис. 3.8) на первой рабочей передаче и суглинистом грунте прочностью $C_{YД} = 7...8$ ударов динамического плотномера ДорНИИ с массовой влажностью W = 23% приведены в табл. 3.3. Работа автогрейдера на режиме $N_{T.P.Э.max}$ позволяет по сравнению с режимом $N_{T.P.max}$ сохранить высокие тяговые показатели ($N_{T.P} = 16,7$ кВт $\approx N_{T.P.max} = 17,0$ кВт, расхождение составляет 1,78%) и одновременно значительно повысить энергетические показатели (расход топлива G_T уменьшен на 7,18%, необходимая мощность двигателя N_e уменьшена на 10,73% и, как следствие этого, тяговый КПД машины η_T увеличен на 25% (что способствует также уменьшению износа шин) и, как следствие этого, увеличить КПД движителя η_K на 8,27% и общий КПД машины η на 10,15%.

Основные тягово-энергетические показатели автогрейдера ДЗ-146 с гидромеханической трансмиссией по результатам испытаний на первой рабо-

чей передачи и суглинистом грунте с $C_{YZ} = 12...17$ ударов и W = 16...20% приведены в таб. 3.2. Работа автогрейдера на режиме $N_{T.P.Э.max}$ позволяет по сравнению с режимом $N_{T.P.max}$ сохранить высокие тяговые показатели ($N_{T.P} = -74,5$ кВт $\approx N_{T.P.max} = 75,0$ кВт, расхождение составляет 0,7%) и одновременно повысить энергетические показатели (расход топлива G_T уменьшен на 3,6%, необходимая мощность двигателя N_e уменьшена на 2,85% и, как следствие этого, тяговый КПД машины η_T увеличен на 3,25%) в результате уменьшения коэффициента буксования движителя δ на 32,5% и, как следствие этого, увеличить КПД движителя η_K на 3,5% и общий КПД машины η на 3,25%.

Таблица 3.2

Показатель	ДЗ-40А с механической			ДЗ-146 с гидромеханической				
	трансмиссией			трансмиссией				
	Режим работы							
	η _{Τ.<i>max</i>}	N _{T.P.max}	N _{T.P.Э.max}	η _{T.max}	N _{T.P.max}	N _{T.P.Э.} max		
<i>Т</i> _Р , кН	26,1	35,9	31,0	53,4	66,0	60,0		
<i>N</i> _{Т.Р} , кВт	15,02	17,0	16,7	71,0	75,0	74,5		
δ	0,135	0,24	0,18	0,05	0,1	0,0675		
υд, м/с	0,575	0,474	0,54	1,325	1,125	1,25		
$G_{ m T}$, кг/ч	7,75	9,05	8,4	26,0	28,0	27,0		
<i>N</i> е, кВт	24,8	31,5	28,1	115,0	123,0	119,0		
η_{K}	0,717	0,641	0,694	0,895	0,855	0,885		
η_{T}	0,605	0,54	0,595	0,64	0,615	0,635		

Тягово-энергетические показатели автогрейдеров

Причиной меньших оценочных значений рассмотренных режимов функционирования автогрейдера ДЗ-146 по сравнению с ДЗ-40А является применение в трансмиссии первого гидротрансформатора, особенно комплексного двухреакторного. Это усложнило трансмиссию автогрейдера ДЗ-146, но расширило диапазон силы тяги T_P с высокими значениями тяговой мощности $N_{T,P}$ и КПД η_T .

Графики функций $\eta_T = f(T_P)$ и $g_T = f(T_P)$ соответствуют выражению (3.60). А именно, функции тягового КПД машины и удельного расхода топлива двигателем являются взаимообращенными – $\eta_{T.max}$ соответствует $g_{T.min}$ и наоборот. Некоторое несовпадение экстремальных значений $\eta_{T.max}$ и $g_{T.min}$ по аргументу этих функций – силе тяги T_P на экспериментальных характеристиках объясняется различной точностью получаемых их исходных величин. При этом $T_{P.N_T} > T_{P.g_T}$, что подтверждается другими экспериментальными данными ([150], рис. 88; [125, 126]). К тому же режим минимального удельного расхода топлива двигателем $g_{T.min}$ при силе тяги на рабочем органе $T_{P.g_T}$ близок к режиму максимальной эффективной тяговой мощности N_{T.P.Э.max} при силе тяги T_{P.N.P.Э.}

(рис. 3.8 $T_{P.N_{T.P.3}} \cong T_{P.g_T}$). Выводы:

- 1. Анализ экспериментальных тяговых характеристик позволяет изучить морфологию процессов функционирования ЗТМ и обосновать эффективные режимы их применения при разработке грунта.
- 2. Проанализированы режимы процессов функционирования ЗТМ на $N_{\text{T.P.max}}$, $\eta_{\text{T.max}}$ и $g_{\text{T.min}}$ они являются несовместимыми по силе тяги ЗТМ T_{P} .
- Показано, что режим максимальной тяговой мощности на рабочем органе ЗТМ N_{T.P.max} соответствует режиму максимальной технической производительности ЗТМ П_{т.max}, а режимы η_{T.max} и g_{T.min} являются взаимообращёнными.
- Математически доказана невозможность совмещения режимов процессов функционирования движителя N_{T.K.max} и η_{К.max} по силе тяги T_K в п.2.3.5, а следовательно и режимов процессов функционирования ЗТМ N_{T.P.max} и η_{T.max} по силе тяги на рабочем органе T_P.
- 5. Используя свойства смещённых по аргументу T_P экстремальных функций, одна из которых $N_{T,P} = f(T_P)$ отражает эффективность использования тяговых возможностей ЗТМ через тяговую мощность на рабочем органе $N_{T,P}$ прообраз технической производительности Π_T , а другая $\eta_T = f(T_P)$ отражает эффективность использования энергетического потенциала машин через тяговый КПД η_T прообраз удельного расхода энергоносителя g_T , можно получить одновременно высокие показатели $N_{T,P}$ и η_T для аргумента T_P свёрткой этих функций через операцию перемножение их в новую альтернативную функцию эффективную тяговую мощность $N_{T,P,O}(T_P) = = \eta_T(T_P)N_{T,P}(T_P)$, являющуюся также экстремальной при значении аргумента $T_P = T_{P,N_{T,P,O}}$ в интервале $T_{P,\eta_T} < T_{P,N_{T,P,O}} < T_{P,N_{T,P}}$. И уже по новой функции организовать более эффективный процесс функционирования ЗТМ с одновременно высокими показателями $N_{T,P,max} \rightarrow \Pi_{T,max}$ и $\eta_{T,max} \rightarrow g_{T,min}$.
- 6. Альтернативным для ЗТМ режимам N_{T.P.max} и η_{T.max} будет режим максимальной эффективной мощности на рабочем органе N_{T.P.Э.max} при T_{P.N_{T.P.Э}}. Способ управления рабочим органом ЗТМ на режиме N_{T.P.Э.max} был

запатентован [31]. Там же дано описание устройства для его осуществления.

7. Оперативными техническими компонентами эффективности процесса функционирования ЗТМ являются полезная отдача её в виде технической производительности П_Т = N_{T.P} / K_K (3.56) через тяговую мощность, реализуемую на рабочем органе при разработке грунта, и затраты энергоносителя в виде часового $G_{\rm T}$ и удельного $g_{\rm T} = \frac{1}{\Delta_{\rm дB} K_{\rm T}} \frac{1}{\eta_{\rm T}}$ (3.60) расходов топлива двигателем через тяговый КПД $\eta_{\rm T}$

3.4. Анализ методов управления процессом функционирования ЗТМ

Разработка (копание) грунта ЗТМ с технической производительностью $\Pi_{\rm T}$ осуществляется путем реализации на рабочем органе механической энергии с тяговой мощностью $N_{\rm T.P} = T_{\rm P} \upsilon_{\rm A}$, которая является функцией нескольких регулируемых координат:

$$N_{\rm T,P} = N_{\rm T,P} (G_{\rm T}, g_{\rm T}, N_{\rm AB}, n_{\rm AB}, \eta_{\rm T}, \upsilon_{\rm A}, \delta, T_{\rm P}), \qquad (3.63)$$

где $G_{\rm T}$ – часовой расход топлива двигателем, кг/ч; $g_{\rm T} = G_{\rm T} / N_{\rm дB}$ или $g_{\rm T} = G_{\rm T} / N_{\rm T,P}$ – удельный расход топлива двигателем, кг/(кВт·ч); $N_{\rm дB}$ – эффективная мощность двигателя, кВт; $n_{\rm дB}$ – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹ (или угловая скорость $\omega_{\rm дB}$, c⁻¹); $\eta_{\rm T} = N_{\rm T,P} / N_{\rm дB}$ – тяговый КПД; $\upsilon_{\rm d}$ – скорость движения машины, м/с; δ – коэффициент буксования движителя; $T_{\rm P}$ – сила тяги на рабочем органе, кН.

Исследования показали, что техническая производительность $\Pi_{\rm T}$ имеет максимальное значение при реализации на рабочем органе в процессе копания максимального значения тяговой мощности, то есть $\Pi_{\rm T} \Rightarrow max$ при $N_{\rm T,P} \Rightarrow max$. Таким образом, техническая производительность ЗТМ $\Pi_{\rm T}$, определяемая по объему вырезанного в плотном теле грунта $V_{\rm FP}$ (${\rm M}^3$), текущая $\Pi_{\rm T}(t) = V_{\rm FP}(t)/dt$ (${\rm M}^3$ /с) или средняя за время копания $t_{\rm K}$ $\Pi_{\rm T}(t_{\rm K}) = V_{\rm FP}(t_{\rm K})/(t_{\rm K})$ (${\rm M}^3$ /с), пропорциональна тяговой мощности на рабочем органе $N_{\rm T,P}$. Следовательно, чтобы получить максимальную техническую производительность $\Pi_{\rm TMAX}$, необходимо обеспечить работу ЗТМ на режиме максимальной тяговой мощности $N_{\rm T,PMAX}$. Это возможно в том случае, если для преодоления сопротивлений, возникающих при копании грунта рабочим органом, обеспечивается реализация на нем силы тяги $T_{\rm P.N_{TP}}$, соответствующей $N_{\rm T,PMAX}$.

Процесс копания грунта ЗТМ является управляемым процессом. В качестве управляющих воздействий у современных ЗТМ могут быть использованы воздействия на автоматический регулятор подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания $u_{\rm дB}$, коробку передач $u_{\rm KII}$ трансмиссии и рабочее оборудование $u_{\rm PO}(t)$. Как правило, воздействия $u_{\rm дB}$ и $u_{\rm KII}$ являются дискретными, а

воздействие $u_{PO}(t)$ может быть как дискретным, так и непрерывным. Оперативным управляющим воздействием на процесс копания грунта ЗТМ является воздействие на рабочий орган $u_{PO}(t)$ – заглубление или выглубление его, то есть изменение силы тяги на рабочем органе T_P через глубину резания h_P , ибо $h_P \Rightarrow P_K \Rightarrow T_P$, где P_K – сопротивление грунта копанию. В этом случае $u_{PO}(t) = h_P(t)$.

Методы управления процессом копания грунта будут определяться режимными показателями, а также выбранными информационными параметрами и характером их ввода в систему управления.

В современной теории ЗТМ [142, 155] для копания грунта широко используется режим максимальной тяговой мощности $N_{\text{T.PMAX}}$. Задача реализации $N_{\text{T.PMAX}}$ может быть решена только при помощи системы автоматического регулирования. Величина тяговой мощности (3.63) зависит от регулируемых координат и параметров ЗТМ. Как показали исследования, выходная координата ЗТМ $N_{\text{T.P}}$ является экстремальной функцией нескольких регулируемых координат:

$$N_{\rm T,P} = N_{\rm T,P} (\upsilon_{\rm A}, \, \delta, \, T_{\rm P}).$$
 (3.64)

Первичной (исходной) координатой будет тяговая нагрузка $T_{\rm P}$. Условием экстремума рассматриваемой функции (3.64) является равенство нулю в точке экстремума частных производных этой функции:

$$\partial N_{\mathrm{T,P}} / \partial T_{\mathrm{P}} = 0; \ \partial N_{\mathrm{T,P}} / \partial \upsilon_{\mathrm{II}} = 0; \ \partial N_{\mathrm{T,P}} / \partial \delta = 0.$$
 (3.65)

Базовые значения регулируемых координат, по которым необходимо сравнивать в процессе копания текущие, назначаются из условия реализации максимальной тяговой мощности.

В качестве регулируемых координат процесса копания грунта на режиме $N_{\text{T.PMAX}}$ предпочтительнее [142] использовать коэффициент буксования δ , скорость движения машины $\upsilon_{\text{д}}$ или силу тяги на рабочем органе T_{P} , так как функция (3.64) является экстремальной. С использованием этих регулируемых координат разработан [142] ряд методов и систем управления процессом копания грунта ЗТМ.

Из-за изменения грунтовых условий, а также изменения параметров машины в процессе ее эксплуатации метод управления процессом копания

грунта на основе базовых значений координат, назначаемых из условия реализации $N_{\text{T.PMAX}}$, не может быть оптимальным.

Отмеченного недостатка лишен метод управления, основанный на перенастройке в процессе разработки грунта базовых регулируемых координат.

Когда внешние условия работы ЗТМ изменяются сравнительно быстро, метод управления с перенастройкой базовых регулируемых координат может оказаться также не оптимальным.

Задача реализации максимальной тяговой мощности $N_{\text{т.рмах}}$ при копании грунта в общем случае практически решается методом экстремального управления [142, 155] путем непрерывного поиска и реализации максимальной, но изменяющейся по величине тяговой мощности в зависимости от условий работы ЗТМ. Использование такого метода управления процессом копания грунта ЗТМ является более эффективным.

Для каждого из рассмотренных методов необходимо соответствующее приборное обеспечение системы управления. Причем для каждого последующего более сложное, чем для предыдущего.

Для ЗТМ непрерывного действия (автогрейдер, грейдер-элеватор) метод экстремального управления позволяет стабилизировать процесс копания грунта на режиме $N_{\text{T.PMAX}}$ при оптимальной глубине резания $h_{\text{P.N_{T.P}}} \cong const$ и сопротивлении копанию $P_{\text{K}} \cong const$.

При копании грунта ЗТМ циклического действия (скрепером, бульдозером) по мере увеличения сопротивления копанию $P_{\rm K}(t) = varia$ в результате увеличения объема призмы вырезанного грунта автоматически осуществляются последовательные частичные выглубления рабочего органа $h_{\rm p}(t) = varia$, стабилизирующие процесс в режиме $N_{\rm T.PMAX}$.

Метод экстремального управления процессом копания грунта на режиме $N_{\text{T.PMAX}}$ позволяет заглубить рабочий орган в грунт на толщину стружки, соответствующую экстремальному значению тяговой мощности $N_{\text{T.PMAX}}$, но не обеспечивающую при этом максимальную техническую производительность П $_{\text{TMAX}}$. Это объясняется тем, что техническая производительность определяется по объему грунта, вырезаемому в плотном теле. А тяговая мощность на рабочем органе затрачивается на преодоление общего сопротивления грунта копанию, которое включает в себя сопротивление вырезанию грунта из массива и сопротивления, связанные с формированием вырезанного грунта в призму и заполнением ею рабочего органа.

Поэтому в настоящее время метод управления процессом копания грунта ЗТМ на режиме максимальной технической производительности П_{тмах} начинает получать структурное и приборное представление в виде систем автоматического управления. Сложности заключаются в выборе соответствующих информационных параметров, а также в разработке для их ввода в систему управления специальных датчиков и блоков обработки получаемой с них информации на базе операционных усилителей.

Использование для управления процессом копания грунта на режиме П_{тмах} в качестве информационного параметра объема вырезанного грунта, находящегося в виде призмы перед отвалом ЗТМ или в ковше скрепера, погрузчика [а.с. СССР № 1305273, 1495417, 1578278 Тарасова В.Н. и др.] вносит искажения в получаемые результаты, так как датчики информационных параметров работают по уже разрыхленному грунту, а учет производительности должен производиться по грунту, вырезанному в плотном теле. Для глинистого грунта III категории, к примеру, коэффициент разрыхления составляет 1,24...1,3, то есть в процессе вырезания из массива и перемещения по рабочему органу объем грунта увеличивается на 24...30%.

Поскольку оперативным управляющим воздействием на процесс копания является глубина резания $h_{\rm P}$, то будет логичным ввести этот параметр в информационный для расчета технической производительности, как текущей $\Pi_{\rm T}(t)$, так и средней $\Pi_{\rm T}(t_{\rm K})$ за время копания $t_{\rm K}$ [40].

Рассмотренные существующие методы управления не отражают полностью реальную физическую картину процесса копания грунта ЗТМ, а поэтому не являются достаточно эффективными. Это вызвано отсутствием системного подхода и энергетической концепции к рабочему процессу ЗТМ.

Основой функционирования ЗТМ является механическая энергия [43, 47, 78], генерируемая в двигателе и передаваемая рабочему органу для разработки грунта, который является для ЗТМ объектом функционирования, то есть ее рабочей средой. Таким образом, разработка грунта ЗТМ представляет собой управляемый энергетический процесс технической системы «ЗТМ – грунт», входной координатой которого является величина подачи энергоносителя (для ДВС – топлива) $G_{\rm T}$ в двигатель, а выходной – количество разработанного в единицу времени грунта – техническая производительность $\Pi_{\rm T}$, эквивалентная затраченной на рабочем органе механической энергии с тяговой мощностью $N_{\rm T.P}$. Поэтому процесс разработки грунта (рабочий процесс) ЗТМ по своей физической сущности – это энергетический поток:

$$G_{\rm T}(t) \Longrightarrow N_{\rm AB}(t) \Longrightarrow N_{\rm T.P}(t) \Longrightarrow \Pi_{\rm T}(t).$$
(3.66)

Таким образом, методологической основой теории рабочего процесса 3TM должен быть системный подход и энергетическая концепция [43, 45, 78].

Исходя из системного подхода, эффективность – нормированный по отношению к затратам ресурсов результат действия системы на определенном интервале времени. Эффективность – это результативность, поэтому критерий эффективности функционирования ЗТМ, являющийся ее целевой функцией, должен учитывать одновременно количество полученного готового продукта – разработанного в единицу времени грунта Π_T (м³/ч) и затраты энергоресурсов – расход топлива (для ДВС) в единицу времени G_T (кг/ч). Расход энергоресурсов (топлива) двигателем является для ЗТМ оперативным затратным ресурсом и введение его в критерий эффективности рабочего процесса машины соответствует современным энергосберегающим технологиям.

Поскольку физической основой функционирования ЗТМ служит энергетический поток (3.66), то показатель эффективности должен иметь энергетическую основу. Показатели $G_{\rm T}$ и $\Pi_{\rm T}$ являются одновременно входной и выходной координатами рабочего процесса ЗТМ и ее энергетического потока, поэтому они определяют в целом энергетический показатель рабочего процесса $\Im_{\rm n}$ [43, 45, 47, 78]. В качестве критерия эффективности рабочего процесса ЗТМ (системы «ЗТМ – грунт») принят максимум его энергетического показателя [41]:

$$\exists_{\Pi} = \Phi \left[G_{\Gamma}, \Pi_{\Gamma} \right] = \Pi_{\Gamma} / G_{\Gamma} \left(M^{3} / \kappa \Gamma \right) \Longrightarrow max,$$
 (3.67)

характеризующий максимальную удельную техническую производительность, то есть максимальное количество грунта, разработанного на единицу затраченного энергоносителя. Критерий (3.67) полностью соответствует принципам системотехники.

Функция $\Im_{\Pi} = \Im_{\Pi}(h_{P})$ для процесса копания грунта ЗТМ экстремальная [41]. Энергетический показатель \Im_{Π} – интегральный и включает в себя все известные в теории ЗТМ показатели оценки эффективности, так как выражается через единичные входную и выходную координаты рабочего процесса ЗТМ и ее энергетического потока, что подтверждает его системный характер. Следовательно режим разработки грунта при $\Im_{\Pi MAX}$ является обобщенным режимом [123], в который все остальные режимы могут входить только как частные.

Организация управления процессом копания грунта ЗТМ методом перевода его на режим Э_{пмах} позволит решить проблему повышения эффективности ЗТМ комплексно, системно в отличие от рассмотренных существующих методов.

На рис. 3.9 приведена развернутая тяговая характеристика автогрейдера класса 180 ДЗ – 122А – 2 при разработке грунта на горизонтальном участке всей длиной ножа косопоставленного отвала на первой передаче с $T_{\rm p}(t) = T_{\rm p} =$ =const на каждой ступени нагружения путем заглубления отвала на соответствующую глубину резания $h_{\rm p}$. Автогрейдер был укомплектован дизельным двигателем А – 01 М с номинальной мощностью $N_{\rm дв. H} = 99$ кВт, гидромеханической коробкой передач У 35.605 – 32 с однореакторным комплексным гидротрансформатором и шинами размером 14.00 – 20 модели Я – 307. Разрабатываемый грунт – свежесрезанный суглинок III категории с прочностью по ударнику ДорНИИ 12...17 ударов и массовой влажностью 15...18 %. Параметры отвала: длина $B_0 = 3,724$ м, высота $H_0 = 0,632$ м, угол резания $\delta = 35^0$, угол захвата $\alpha = 45^0$, угол наклона $\gamma = 0$.

В отличие от стандартной тяговой характеристики, которую получают по результатам тяговых испытаний ЗТМ с помощью тормозного агрегата, имитирующего тяговую нагрузку на рабочем органе, данная характеристика (рис. 3.9) получена по результатам копания грунта в реальных условиях [120]. Копание грунта является комплексным процессом его разработки и включает в себя резание (отделение от массива стружки грунта) и заполнение вырезанным грунтом рабочего органа (отвала или ковша). Сила тяги на рабочем органе $T_{\rm P}$ затрачивается на преодоление сопротивления грунта копанию $P_{\rm K}$. Для автогрейдера при копании грунта на горизонтальном участке и установившемся режиме

$$T_{\rm P} \equiv P_{\rm K} = P_{\rm P} + P_{\rm IIP} + P_{3\rm AII},$$
 (3.68)

где $P_{\rm P}$ – сопротивление грунта резанию; $P_{\rm ПP}$ – сопротивление перемещению призмы вырезанного грунта объемом $V_{\rm ПP}$ по грунту; $P_{\rm 3A\Pi}$ – сопротивление заполнению отвала вырезанным грунтом при его движении вверх и вдоль по отвалу.





При резании грунта всей длиной ножа косопоставленного отвала

$$P_{\rm p} = B_0 h_{\rm p} \sin \alpha K_{\rm p} \,, \tag{3.69}$$

где $K_{\rm P}$ – удельное сопротивление грунта резанию, а произведение $B_0 h_{\rm P} sin\alpha = F_{\rm P}$ представляет собой площадь поперечного сечения вырезанной в плотном теле стружки грунта на направление движения машины.

Сопротивления $P_{\Pi P}$ и $P_{3A\Pi}$ пропорциональны объему призмы вырезанного грунта $V_{\Pi P}$, максимальное значение которого для ЗТМ отвального типа определяется размерами рабочего органа.

На характеристике автогрейдера (см. рис. 3.9) дополнительно представлены в функции силы тяги на рабочем органе T_p следующие параметры: υ_T – теоретическая скорость движения машины, то есть окружная скорость ведущих колес; $V_{\Pi P}$ – объем призмы вырезанного грунта для глубины резанья h_p^{κ} при заданном значении T_p ; h_p^{κ} , h_p^{p} – глубина резания при заданном значении T_p для процесса копания (с учетом призмы вырезанного грунта) и для процесса только резания (при отсутствии призмы вырезанного грунта); Π_T^{κ} , Π_T^p – техническая производительность процессов копания и резания грунта; \Im_{Π}^{κ} , \Im_{Π}^{p} – энергетические показатели процессов копания и резания грунта.

Итак, в процессе копания грунта автогрейдером из массива вырезается грунт в виде стружки с площадью поперечного сечения $F_{\rm p} = B_0 h_{\rm p} sin\alpha$, который формирует призму объемом $V_{\rm ПP}$ и заполняет рабочий орган. Техническая производительность рассчитывается по объему грунта, вырезанному в плотном теле. Для ЗТМ непрерывного действия, в данном случае автогрейдера, при вырезании грунта из массива всей длинной ножа косопоставленного под углом α отвала на установившемся режиме с $h_{\rm p} = {\rm const}$ и $\upsilon_{\rm d} = {\rm const}$ значения текущей $\Pi_{\rm T}(t)$ и средней $\Pi_{\rm T}$ технических производительностей одинаковы

$$\Pi_{\rm T}(t) = \Pi_{\rm T} = F_{\rm P} \upsilon_{\rm I} = B_0 h_{\rm P} sin \alpha \upsilon_{\rm I} = const .$$
(3.70)

У автогрейдера ДЗ – 122А – 2 максимальный объем призмы грунта перед отвалом при $h_{\rm p} = 0$ составляет $V_{\Pi P MAX} = 0,595$ м³ и для его перемещения требуется тяговое усилие на рабочем органе $T_{\rm p} = 10,7$ кН. С увеличением глубины резания $h_{\rm p}$ поверхность отвала для размещения объёма призмы вырезанного грунта $V_{\Pi P}$ уменьшается и при $h_{\rm PMAX} = 0,218$ м он составляет $V_{\Pi P MIN} = 0,255$ м³, а сопротивление копанию в этом случае достигает максимальной величины $P_{\rm KMAX} = 62$ кН, которая соответствует значению максимальной силы тяги на рабочем органе по сцеплению $T_{P\phi}$. Для реализации $T_{P\phi} = 62$ кН достаточно заглубить отвал на величену $h_{P\phi} = 0,235$ м при этом процесс разработки грунта прекращается, так как $\upsilon_{\Pi} = 0$ при коэффициенте буксования движителя 100%.

По графикам, представленным на рис. 3.9, анализируем известные режимы разработки грунта при $N_{\text{дв}MAX}$, $N_{\text{T.PMAX}}$, Π_{TMAX} и g_{TMIN} .

На установившемся режиме работы двигателя его мощность равна

$$N_{\rm AB} = H_{\rm H} \eta_i \eta_{\rm M} G_{\rm T} / 3600 \, (\kappa {\rm Br}), \qquad (3.71)$$

где $H_{\rm H}$ – удельная теплота сгорания топлива (для дизельного топлива $H_{\rm H}$ = =41900...42500), кДж/кг; η_i , $\eta_{\rm M}$ – индикаторный и механический КПД двигателя; $G_{\rm T}$ – подача (расход) топлива в двигатель, кг/ч.

Режим $N_{\text{двмах}}$ соответствует режиму $G_{\text{тмах}}$ и имеет место при $T_{\text{p}} = 57$ кН. Режим $N_{\text{т.рмах}} = 52,7$ кВт имеет место при $T_{\text{p}} = 42,5$ кН. Режим $g_{\text{тмих}} = 356,7 \text{г/(кВт·ч)}$ имеет место при $T_{\text{p}} = 37,5$ кН. Режим $\Pi_{\text{тмах}}^{\text{к}} = 1627,4$ м³/ч имеет место при $T_{\text{p}} = 47,5$ кН. Как видим, эти режимы не совпадают друг с другом по величине тяговой нагрузки T_{p} . На этот факт было подробно указано в работах [32, 33, 34].

На режиме $N_{\text{дв}Max}$ максимально используется энергетический потенциал двигателя, но не реализуются в полной мере тяговые возможности машины, а следовательно, имеет место весьма низкая ее производительность при разработке грунта. На режиме $N_{\text{Т.РMAX}}$ формально максимально используются тяговые возможности машины, но этот режим не учитывает механику процесса взаимодействия рабочего органа с грунтом при его копании, а значит не сможет обеспечить максимальную производительность $\Pi^{\text{K}}_{\text{Т.РMAX}}$. Режим $N_{\text{Т.РMAX}}$ будет соответствовать максимальной производительности $\Pi^{\text{P}}_{\text{ТМАX}}$, когда сила тяги на рабочем органе T_{P} , а значит и тяговая мощность $N_{\text{Т.P}}$, будут затрачиваться только на вырезание стружки грунта. В реальных условиях вырезанный грунт формирует призму, создающую сопротивления $P_{\text{ПР}}$ и $P_{3A\Pi}$, на преодоление которых необходимо затратить дополнительно соответствующее значение T_{P} , а значит и $N_{\text{Т.РMAX}}$ не может быть принят за оптимальный. Режимы $g_{\text{Т.MIN}}$ и $\eta_{\text{Т.MAX}}$ являются идентичными, так как

$$\eta_{\rm T} = N_{\rm T.P} / N_{\rm AB} = 3600 N_{\rm T.P} / (H_{\rm H} \eta_i \eta_{\rm M} G_{\rm T}) = 3600 / (H_{\rm H} \eta_i \eta_{\rm M} g_{\rm T}), \qquad (3.72)$$

и, по высказанным замечаниям относительно режимов $N_{\text{двмах}}$ и $N_{\text{т.рмах}}$, не могут быть оптимальными. Как было установлено в работе [36], совмещение режимов $N_{\text{т.рмах}}$ и $\eta_{\text{т.мах}}$ по тяговому усилию $T_{\text{р}}$ невыполнимо. Режим $\Pi_{\text{т.мах}}^{\text{к}}$ является реальным. Он отражает механику процесса взаимодействия рабочего органа с грунтом, но не отражает полностью физическую картину процесса разработки грунта, а именно его энергетическую сторону.

Режим $\Im_{\Pi MAX}^{K} = 84 \text{ м}^{3}/\text{кг}$ (см. рис. 3.9) имеет место при $T_{p} = 45 \text{ кH}$ и является промежуточным между режимами Π_{TMAX}^{K} и g_{TMIN} , позволяя при незначительном уменьшении производительности на 0,25%, сократить удельный расход топлива на 5,8% и тем самым получить при копании грунта увеличение количества разработанного грунта на единицу затраченного энергоносителя на 4,4% по сравнению с режимом Π_{TMAX}^{K} . Это соответствует современным энергосберегающим технологиям.

Режимы g_{TMIN} и $\Im_{\Pi MAX}^{P}$ являются идентичными, так как

$$\Theta_{\Pi}^{P} = \Pi_{T}^{P} / G_{T} = F_{P} \upsilon_{\Pi} / G_{T} = N_{T,P} / (K_{P} G_{T}) = 1 / (K_{P} g_{T}).$$
(3.73)

В процессе копания грунта призма волочения объемом $V_{\Pi P}$ создает дополнительные сопротивления $P_{\Pi P}$ и $P_{3A\Pi}$, что требует для их преодоления дополнительных затрат T_P и $N_{T.P}$, а это вызывает уменьшение скорости движения машины v_{Λ} или же для ее сохранения требуется уменьшить глубину резания, поэтому $h_P^K < h_P^P$ при том же значении T_P и v_{Λ} . Таким образом, для одного и того же силового режима T_P кривые Π_T^P и \Im_{Π}^P располагаются выше кривых Π_T^K и \Im_{Π}^K (см. рис. 3.9).

Это явление особенно существенно при копании грунта ЗТМ циклического действия (скрепер, бульдозер и автогрейдер при угле захвата отвала $\alpha = =90^{\circ}$), когда текущий объем вырезанного грунта перед рабочим органом (отвалом) в виде призмы $V_{\Pi P}(t)$ или внутри его (в ковше) и связанные с ним сопротивления в процессе копания $P_{\Pi P}(t)$, $P_{3A\Pi}(t)$ непрерывно возрастают, что приводит к уменьшению текущих энергетических затрат непосредственно на вырезание грунта из массива и, как следствие этого, к уменьшению текущих значений $\upsilon_{d}(t)$, $\Pi_{T}(t)$, к возрастанию $G_{T}(t)$ и уменьшению текущего значения $\Im_{\Pi}(t)$. Таким образом, чтобы обеспечить в процессе копания грунта ЗТМ циклического действия текущее значение энергетического показателя на максимальном уровне $\Im_{\Pi}(t)_{MAX}$, необходимо непрерывно выглублять рабочий орган, то есть уменьшать текущее значение глубины резания $h_{P}(t)$. Анало-

гично происходит и при копании грунта ЗТМ циклического действия на режиме $N_{\text{T.PMAX}}$, но с более высокой интенсивностью уменьшения глубины резания $h_{\text{p}}(t)$ [22]. При этом текущее значение $N_{\text{T.P}}(t)_{MAX} = N_{\text{T.PMAX}} = const$ в отличие от $\Im_{\Pi}(t)_{MAX} = varia$, так как на режиме $N_{\text{T.PMAX}} = const$ $T_{\text{P}}(t) = T_{\text{P}} = const$ и $\upsilon_{\Pi}(t) = = \upsilon_{\Pi} = const$, а $h_{\text{P}}(t) = varia$, $F_{\text{P}}(t) = varia$, $\Pi_{\text{T}}^{\kappa}(t) = varia$, $G_{\text{T}}(t) = G_{\text{T}} = const$ и $\upsilon_{\Pi}(t) = \Pi_{\text{T}}^{\kappa}(t)/G_{\text{T}}(t) = varia$, хотя для каждого текущего оптимального значения глубины резания $h_{\text{P}}(t)_{O\PiT}$ будет максимальным текущее значение $\Im_{\Pi}(t)_{MAX}$. Все это объясняется увеличением в процессе копания текущего объема призмы вырезанного грунта $V_{\PiP}(t)$, которая у ЗТМ непрерывного действия для заданного текущего значения $h_{\text{P}}(t) = h_{\text{P}} = const$ остается с постоянным объемом $V_{\PiP}(t) = V_{\PiP} = const$.

Выводы:

1. Существующие режимы разработки грунта ЗТМ не позволяют в полном объеме решить проблему повышения их эффективности.

2. Данную проблему необходимо решать на основе системного подхода и энергетической концепции к процессу разработки грунта с использованием предлагаемого критерия – максимума энергетического показателя $\Im_{\Pi}(t) \Rightarrow max$ и соответственно ему режима разработки грунта при $\Im_{\Pi MAX}$.

3. Энергетический показатель \Im_{Π} является интегральным и включает в себя все ныне известные в теории ЗТМ показатели оценки эффективности, так как выражается через входную и выходную координаты рабочего процесса ЗТМ и ее энергетического потока, что подтверждает его системный характер. Следовательно, и режим разработки грунта при $\Im_{\Pi MAX}$ является обобщенным режимом, позволяющим решать проблему повышения эффективности ЗТМ комплексно, системно.

3.5. Математическая основа управления процессом функционирования ЗТМ

Функционирование ЗТМ, связанное с разработкой (копанием) грунта, представляет собой управляемый энергетический процесс технической системы «ЗТМ – грунт» [43, 78], входной координатой которого является подача энергоносителя в двигатель $G_{\rm T}(t)$, а выходной – количество разработанного в единицу времени грунта, т.е. техническая производительность $\Pi_{\rm T.K}(t)$, которая для данной машины и грунта эквивалентна реализованной на рабочем органе механической энергии с тяговой мощностью $N_{\rm T.P}(t)$. Поэтому процесс копания
грунта ЗТМ по своей физической сущности – это энергетический поток (3.66) (см. рис. 3.10):

$$G_{\mathrm{T}}(t) \Rightarrow N_{\mathrm{AB}}(t) \Rightarrow N_{\mathrm{TP}}(t) \Rightarrow N_{\mathrm{T.P}}(t) \Rightarrow \Pi_{\mathrm{T.K}}(t),$$

где $G_{\rm T}(t)$ – величина подачи энергоносителя (для двигателя внутреннего сгорания ДВС – углеводородного топлива, кг/ч) в двигатель (энергетическую машину); $N_{\rm дB}(t)$ – эффективная мощность механической энергии, развиваемая двигателем на выходном валу, кВт; $N_{\rm TP}(t)$ – мощность механической энергии, передаваемой от двигателя в трансмиссию передаточного механизма с учётом отбора части мощности двигателя $N_{\rm дв.OTE}(t)$ на привод вспомогательных механизмов $N_{\rm BM}(t)$ и исполнительных механизмов $N_{\rm um}(t)$ управления рабочим органом, кВт; $N_{\rm T.P}(t)$ – тяговая мощность механической энергии, подведённая к рабочему органу технологической машины от двигателя с помощью передаточного механизма, включающего трансмиссию, движитель, тяговую или толкающую раму, соединяющую движитель с рабочим органом, и реализуемая непосредственно на разработку грунта, кВт; $V_{\rm ГP}(t)$ – объём грунта, разработанного в плотном теле, м³; $\Pi_{\rm T.K}(t) = dV_{\rm ГP}(t)/dt$ – техническая производительность ЗТМ при копании грунта, м³ч.



Рис. 3.10. Энергетический поток процесса разработки грунта ЗТМ

Из сказанного следует, что копание грунта ЗТМ осуществляется на тяговом режиме её работы за счёт механической энергии с тяговой мощностью $N_{\text{T.P}}(t)$, генерируемой тяговым приводом и реализуемой на рабочем органе с технической производительностью $\Pi_{\text{T.K}}(t)$. Тяговый привод включает в себя энергетическую машину (двигатель) – непосредственный генератор механи-

ческой энергии, передаточный механизм, включающий в себя трансмиссию, движитель и раму, соединяющую движитель с рабочим органом, и механизмы управления ими.

Являясь, по сути, энергетической основой ЗТМ, тяговый привод непосредственно обеспечивает её функционирование, т.е. эффективную разработку грунта. А поэтому функционирование тягового привода ЗТМ необходимо рассматривать в сфере процесса копания грунта, т.е. функционирования системы «ЗТМ – грунт», как этого требует системный подход [45] со всеми вытекающими из него принципами, согласно которым эффективность системы – это нормированный к затратам ресурсов результат её действия на определённом интервале времени.

Так как тяговый привод непосредственно работает на готовый продукт функционирования ЗТМ (результат её действия) – разработанный грунт, то в соответствии с принципами системотехники в целевую функцию его функционирования кроме величины технической производительности $\Pi_{\text{T.K}}(t)$ одновременно должна входить и величина подачи (оперативного расхода) энергоносителя $G_{\text{T}}(t)$, которые к тому же являются выходной и входной координатами энергетического потока.

В качестве такой функции был предложен [39, 78] энергетический показатель процесса разработки грунта (2.189)

$$\Theta_{\mathrm{II}}(t) = \Phi \left[G_{\mathrm{T}}(t), \Pi_{\mathrm{T.K}}(t) \right] = \Pi_{\mathrm{T.K}}(t) / G_{\mathrm{T}}(t) (\mathrm{M}^{3}/\mathrm{Kr}),$$

а критерием эффективности процесса разработки грунта и процесса функционирования тягового привода принят его максимум

характеризующий максимальное количество грунта, разработанного на единицу затраченного энергоносителя.

Энергетический показатель $\mathcal{P}_{\Pi}(t)$ является интегральным и включает в себя все ныне известные в теории ЗТМ оценочные показатели и критерии эффективности:

$$N_{\text{AB}}(t), N_{\text{T.P}}(t), \eta_{\text{T}}(t) = N_{\text{T.P}}(t) / N_{\text{AB}}(t), \Pi_{\text{T.K}}(t) \Rightarrow max$$

$$II$$

$$G_{\text{T}}(t), g_{\text{T}}(t) = G_{\text{T}}(t) / N_{\text{T.P}}(t) \Rightarrow min,$$

где $\eta_{\rm T}(t)$ – тяговый КПД; $g_{\rm T}(t)$ – удельный расход энергоносителя), т.к. он выражается через единичные входную $G_{\rm T}(t)$ и выходную $\Pi_{\rm T.K}(t)$ координаты рабочего процесса ЗТМ и её энергетический поток, что подтверждает его системный характер.

Процесс копания грунта ЗТМ, а значит и процесс функционирования её тягового привода, являются управляемыми процессами. В качестве управляющих воздействий у современных ЗТМ могут быть использованы (рис. 3.10) воздействия на автоматический регулятор подачи топлива в ДВС $u_{\text{дв}}$, коробку передач $u_{\text{кп}}$ трансмиссии и рабочее оборудование $u_{\text{PO}}(t)$, т.е. вектор-функция управляющих воздействий представляет собой множество

$$U = \left\{ u_{\text{ДB}}, u_{\text{KII}}, u_{\text{PO}}(t) \right\}.$$
(3.74)

Как правило, воздействия $u_{\rm AB}$ и $u_{\rm KII}$ являются дискретными, а воздействие $u_{\rm PO}(t)$ может быть как дискретным, так и непрерывным. Оперативным управляющим воздействием на процесс копания грунта ЗТМ является воздействие на рабочий орган $u_{\rm PO}(t)$ – заглубление или выглубление его, что вызывает изменение необходимой силы тяги на рабочем органе $T_{\rm P}(t)$ через глубину резания грунта $h_{\rm P}(t)$, ибо

$$h_{\mathrm{P}}(t) \Longrightarrow P_{\mathrm{K}}(t) \Longrightarrow T_{\mathrm{P}}(t),$$

где $P_{\rm K}(t)$ – сила сопротивления грунта копанию. В этом случае $u_{\rm PO}(t) = h_{\rm P}(t)$.

Так как глубина резания рабочего органа $h_{\rm p}(t)$ оперативно формирует сопротивление грунта копанию $P_{\rm K}(t)$, являющееся внешним воздействием на тяговый привод ЗТМ, то $h_{\rm p}(t)$ является аргументом как целевой функции

$$\mathcal{P}_{\Pi}(t) = f[h_{\mathrm{P}}(t)], \qquad (3.75)$$

так и её непосредственных промежуточных функций

$$\Pi_{\mathrm{T.K}}(t) = f[h_{\mathrm{P}}(t)] \ \mathrm{M} \ G_{\mathrm{T}}(t) = f[h_{\mathrm{P}}(t)], \qquad (3.76)$$

а также следующих функций:

$$P_{\rm K}(t) = f\left[h_{\rm P}(t)\right], \ T_{\rm P}(t) = f\left[h_{\rm P}(t)\right], \ \upsilon_{\rm H}(t) = f\left[h_{\rm P}(t)\right], \ N_{\rm T.P}(t) = f\left[h_{\rm P}(t)\right]. \ (3.77)$$

Итак, управление процессом функционирования тягового привода ЗТМ должно строиться на синтезе и анализе целевых функций

$$N_{\mathrm{T,P}}(t) = f[h_{\mathrm{P}}(t)]$$
 и $\mathcal{P}_{\mathrm{II}}(t) = f[h_{\mathrm{P}}(t)]$ ибо $N_{\mathrm{T,P}}(t) \Longrightarrow \mathcal{P}_{\mathrm{II}}(t),$ (3.78)

которые и составят математическую основу управления им.

Исходными функциями являются: для $N_{\text{T},\text{P}}(h_{\text{P}}) = T_{\text{P}}(h_{\text{P}})\upsilon_{\text{Д}}(h_{\text{P}})$ - это $T_{\text{P}}(h_{\text{P}})$ и $\upsilon_{\text{Д}}(h_{\text{P}})$; а для $\Im_{\Pi}(h_{\text{P}}) = \Pi_{\text{T},\text{K}}(h_{\text{P}})/G_{\text{T}}(h_{\text{P}})$ - это $\Pi_{\text{T},\text{K}}(h_{\text{P}})$ и $G_{\text{T}}(h_{\text{P}})$, которые вместе с $N_{\text{T},\text{P}}(h_{\text{P}})$ являются компонентами энергетического потока ЗТМ.

Режим $N_{\text{T.PMAX}}$ обеспечивает машине максимальную производительность, если рабочий орган полностью реализует эту мощность непосредственно на вырезание грунта из массива, т.к. техническая производительность $\Pi_{\text{T.K}}$ определяется по объёму грунта $V_{\text{ГР}}$, вырезаемому в плотном теле. В реальности тяговая мощность на рабочем органе $N_{\text{T.P}}$ и её составляющая сила тяги T_{P} затрачиваются на преодоление общего сопротивления грунта копанию P_{κ} , которое включает в себя сопротивление вырезанию грунта из массива P_{P} и сопротивления, связанные с формированием вырезанного грунта в призму волочения и заполнением ею рабочего органа $P_{\text{ПР}}$, т.е.

$$P_{\rm K} = P_{\rm P} + P_{\rm TIP}.$$

Кроме того режим $N_{\text{T.РМАХ}}$ не учитывает расход энергоносителя в процессе копания грунта. А критерий $N_{\text{T.РМАХ}}$ не является системным для процесса функционирования системы «ЗТМ – грунт», т.е. процесса копания грунта, он только промежуточный.

Этих недостатков лишён процесс разработки грунта на режиме Э_{ПМАХ} [44], позволяющий решить задачу энергосберегающего управления им.

В настоящее время задача энергосбережения в технологических процессах машин стала весьма актуальной, поэтому она должна решаться одновременно с задачей повышения производительности, т.е. она становится частью общей проблемы повышения эффективности работы машин, в том числе и землеройно-транспортных.

Оперативным управляющим воздействием на процесс копания грунта, а значит и процесс функционирования ЗТМ, принята глубина резания $h_{\rm P}(t)$ рабочего органа, которая непосредственно формирует объём вырезанного в плотном теле грунта $h_{\rm P}(t) \Rightarrow V_{\rm TP}(t)$, а значит и техническую производительность

$$\Pi_{\mathrm{T.K}}(t) = \frac{d}{dt} V_{\mathrm{\GammaP}}(t),$$

и одновременно формирует внешнее входное воздействие на тяговый привод через рабочий орган

$$h_{\mathrm{P}}(t) \Rightarrow P_{\mathrm{K}}(t) \Rightarrow T_{\mathrm{P}}(t),$$

а также через величину необходимой подачи энергоносителя в двигатель $G_{\rm T}(t)$, ибо

$$h_{\mathrm{P}}(t) \Rightarrow T_{\mathrm{P}}(t) \Rightarrow N_{\mathrm{T.P}}(t) \Rightarrow N_{\mathrm{AB}}(t) \Rightarrow G_{\mathrm{T}}(t)$$

в соответствии с энергетическим потоком (3.66) через обратную связь системы автоматического управления (САУ) подачей энергоносителя. Что подтверждает правильность принятия на основе системного подхода и энергетической концепции в качестве целевой функции функционирования тягового привода ЗТМ энергетического показателя $\Im_{\Pi}(t)$ (2.189), а в качестве критерия оптимальности управления процессом функционирования $\Im_{\Pi}(t) \Rightarrow max$.

При установившемся режиме резания ($h_{\rm P} = const$ и $\upsilon_{\mathcal{A}} = const$) всей длиной косопоставленного отвала сопротивление грунта копанию $P_{\rm K}$ на рабочем органе ЗТМ (автогрейдере, универсальном бульдозере) будет равно:

$$P_{\rm K} = P_{\rm P} + P_{\rm \Pi P};$$

$$P_{\rm \Pi P} = P_{\rm \Pi P1} + P_{\rm \Pi P2} + P_{\rm \Pi P3},$$
(3.79)

где $P_{\rm P}$ – сопротивление грунта резанию, связанное с отделением стружки грунта от массива; $P_{\rm ПP}$ – сопротивления, вызванные призмой вырезанного грунта объёмом $V_{\rm ПP}$ в результате его трения о грунт $P_{\rm ПP1}$, перемещения вверх $P_{\rm ПP2}$ и вдоль $P_{\rm ПP3}$ по отвалу. При этом [136]:

$$P_{\rm P} = K_{\rm PE3} F_{\rm P} = K_{\rm PE3} h_{\rm P} B_{\rm O} \sin \alpha;$$

$$P_{\rm \Pi P1} = V_{\rm \Pi P} \gamma_{\rm \Gamma P} \mu_{1} \sin \alpha;$$

$$P_{\rm \Pi P2} = V_{\rm \Pi P} \gamma_{\rm \Gamma P} \mu_{2} \cos^{2} \delta \sin \alpha;$$

$$P_{\rm \Pi P3} = V_{\rm \Pi P} \gamma_{\rm \Gamma P} \mu_{1} \mu_{2} \cos \alpha;$$

$$V_{\rm \Pi P} = \frac{B_{\rm O} (H_{\rm O} - h_{\rm P})^{2}}{2tg \phi_{\rm \Pi P}} K_{3},$$
(3.80)

)

где $K_{\rm PE3}$ – удельное сопротивление грунта резанию, кН/м² (кПа); $F_{\rm P}$ – площадь поперечного сечения вырезанной в массиве стружки грунта, м²; $B_{\rm O}$ – длина отвала, м; $H_{\rm O}$ – высота отвала, м; α – угол захвата отвала, град.; δ – угол резания отвала, град., μ_1 , μ_2 – коэффициенты трения грунта о грунт и грунта о поверхность отвала; $\gamma_{\Gamma P}$ – объёмный вес вырезанного грунта, находящегося в призме, кН/м³; $\phi_{\Pi P}$ – угол естественного откоса грунта в призме волочения, град.; K_3 – коэффициент заполнения отвала грунтом.

Таким образом, сопротивление грунта копанию $P_{\rm K}$, преодолеваемое силой тяги на рабочем органе $T_{\rm p}$, при установившемся режиме резания всей длиной косопоставленного отвала будет равно

$$T_{\rm P} \equiv P_{\rm K} = P_{\rm P}(h_{\rm P}) + P_{\rm IIP}(V_{\rm IIP}) = K_{\rm PE3}B_{\rm O}\sin\alpha h_{\rm P} + \gamma_{\rm \Gamma P}(\mu_{\rm I}\sin\alpha + \mu_{\rm I}\mu_{\rm 2}\cos\alpha)V_{\rm IIP}.$$
(3.81)

Объём грунта, находящегося в призме $V_{\Pi P}$, определяется параметрами отвала B_0 , H_0 и величиной его заглубления в грунт h_P . Максимальный объём имеет место при $h_P = 0$ и равен

$$V_{\Pi P MAX} = \frac{B_{\rm O} H_{\rm O}^2}{2tg\phi_{\Pi P}} K_3,$$

а минимально возможный по тяговой способности машины имеет место при h_{PMAX} , когда $T_{\text{P}} = T_{\text{P}\phi}$, и равен

$$V_{\Pi P MIN} = \frac{B_{\rm O} (H_{\rm O} - h_{\rm P MAX})^2}{2 t g \varphi_{\Pi P}} K_3.$$

При $h_p = 0$ резание отсутствует и сила тяги на рабочем органе реализуется только не перемещение вырезанного грунта объёмом $V_{\text{про}}$

$$T_{\rm P} = T_{\rm PO} = \frac{B_{\rm O} H_{\rm O}^2}{2tg\phi_{\rm IIP}} K_3 \gamma_{\rm PP} (\mu_1 sin\alpha + \mu_2 cos^2 \delta sin\alpha + \mu_1 \mu_2 cos\alpha).$$

Из выражения (3.81)

$$V_{\Pi P}(h_{P}) = \frac{B_{O}K_{3}}{2tg\varphi_{\Pi P}} \left(H_{O}^{2} - 2H_{O}h_{P} + h_{P}^{2}\right) \cong$$

$$\cong \frac{B_{O}H_{O}^{2}}{2tg\varphi_{\Pi P}}K_{3} - \frac{B_{O}H_{O}K_{3}}{tg\varphi_{\Pi P}}h_{P} = V_{\Pi PO} - \Delta_{V_{\Pi P}}h_{P};$$

$$V_{\Pi PO} = \frac{B_{O}H_{O}^{2}}{2tg\varphi_{\Pi P}}K_{3} = V_{\Pi PMAX};$$

$$\Delta_{V_{\Pi P}} = \frac{B_{O}H_{O}K_{3}}{tg\varphi_{\Pi P}}.$$

$$(3.82)$$

Итак,

$$T_{\rm P} = K_{\rm PE3} B_{\rm O} \sin\alpha \ h_{\rm P} + \gamma_{\rm \Gamma P} (\mu_{\rm I} \sin\alpha + \mu_{\rm 2} \cos^2 \delta \sin \alpha + \mu_{\rm I} \mu_{\rm 2} \cos \alpha) \left(V_{\rm \Pi PO} - \Delta_{V_{\rm \Pi P}} h_{\rm P} \right).$$

Обозначим:

$$\xi_1 = K_{\text{PE3}} B_{\text{O}} sin\alpha; \xi_2 = \gamma_{\Gamma\text{P}} (\mu_1 sin\alpha + \mu_2 cos^2 \delta sin\alpha + \mu_1 \mu_2 cos\alpha). \tag{3.83}$$

Тогда

$$T_{\rm P} = \xi_{\rm I} h_{\rm P} + \xi_{\rm 2} (V_{\rm IIPO} - \Delta_{V_{\rm IIP}} h_{\rm P}) = \xi_{\rm I} h_{\rm P} + \xi_{\rm 2} V_{\rm IIPO} - \xi_{\rm 2} \Delta_{V_{\rm IIP}} h_{\rm P} = T_{\rm PO} + \Delta_{\rm T} h_{\rm P},$$

где $T_{\rm PO} = \xi_2 V_{\rm ПPO}; \ \Delta_{\rm T} = \xi_1 - \xi_2 \Delta_{V_{\rm ПP}}.$

На рис. 3.11 представлена экспериментально-расчётная характеристика процесса копания грунта ЗТМ. Копание суглинистого грунта III категории (плотность по ударнику ДорНИИ 12...17 ударов и массовая влажность 15...18%) автогрейдером ДЗ – 122А – 2 на первой передаче косопоставленным отвалом при дискретном изменении глубины резания $h_{\rm p}$ для каждого отдельного опыта. Анализ этих графиков показывает, что функции $V_{\rm IIP}(h_{\rm p})$ и $T_{\rm P}(h_{\rm p})$ на всём интервале $h_{\rm p} = 0...h_{\rm PMAX}$, а функции $\upsilon_{\rm d}(h_{\rm p})$ и $G_{\rm T}(h_{\rm p})$ на интервале $h_{\rm p} = 0...h_{\rm PMAX}$,

Таким образом, для математического анализа функций $N_{\text{T.P}}(h_{\text{P}})$, $\Pi_{\text{T.K}}(h_{\text{P}})$, $\Im_{\Pi,3TM}(h_{\text{P}})$, $\Im_{\Pi}(h_{\text{P}})$ в первом приближении рассмотрим линейную модель процесса копания грунта ЗТМ с характеристиками:

$$T_{\rm p} = T_{\rm PO} + \Delta_{\rm T} h_{\rm p};$$

$$\upsilon_{\rm A} = \upsilon_{\rm AO} - \Delta_{\upsilon} h_{\rm p};$$

$$G_{\rm T} = G_{\rm TO} + \Delta_{G} h_{\rm p},$$
(3.84)

٦

где

$$T_{PO} = \xi_2 V_{\Pi PO};$$

$$\Delta_{T} = \xi_1 - \xi_2 \Delta_{V_{\Pi P}} = B_O sin\alpha [K_{PE3} - \frac{H_O K_3 \gamma_{\Gamma P}}{tg \phi_{\Pi P}} \times \}$$

$$\times (\mu_1 + \mu_2 cos^2 \delta_p + \mu_1 \mu_2 ctg \alpha)] = const > 0.$$
(3.85)



Рис. 3.11. Характеристики процесса копания грунта автогрейдером Д3 – 122А–2 на режиме резания $h_{\rm P} = const$

Итак, имеем действительные функции $T_{\rm p}(h_{\rm p})$, $\upsilon_{\rm d}(h_{\rm p})$, $G_{\rm T}(h_{\rm p})$ аргумента $h_{\rm p}$, определённого на интервале $h_{\rm p} \in [0; h_{\rm PMAX}]$ с ограничением $h_{\rm p} = h_{\rm PMAX}$ при $\upsilon_{\rm d}(h_{\rm PMAX}) = 0$, когда коэффициент буксования движителя $\delta = 1,0$, а сила тяги на рабочем органе $T_{\rm p} = T_{\rm P\phi}$.

Как видно из рис. 3.11, при непрерывном возрастании аргумента h_p в диапазоне $h_p = 0...h_{PMAX}$ функции $T_p(h_p)$ и $G_T(h_p)$ непрерывно монотонно возрастают, а функция $\upsilon_d(h_p)$ непрерывно монотонно убывает. Для анализа функций $N_{T.P}(h_p)$, $\Pi_{T.K}(h_p)$, $\Im_{\Pi}(h_p)$ и $\Im_{\Pi.3TM}(h_p)$, являющихся производными от выше названных, рассмотрим модель процесса копания грунта отвальной ЗТМ, имеющей линейные характеристики T_p , υ_d , $G_T = f(h_p)$ (3.84).

Тогда:

$$N_{\mathrm{T,P}} = T_{\mathrm{P}}\upsilon_{\mathrm{A}} = N_{\mathrm{T,PO}} + (\Delta_{\mathrm{T}}\upsilon_{\mathrm{AO}} - \Delta_{\upsilon}T_{\mathrm{PO}})h_{\mathrm{P}} - \Delta_{\mathrm{T}}\Delta_{\upsilon}h_{\mathrm{P}}^{2}; N_{\mathrm{T,PO}} = T_{\mathrm{PO}}\upsilon_{\mathrm{AO}}.$$

$$\Pi_{\mathrm{T,K}} = F_{\mathrm{P}}\upsilon_{\mathrm{A}} = B_{\mathrm{O}}sin\alpha \ h_{\mathrm{P}}\upsilon_{\mathrm{A}} = B_{\mathrm{O}}\upsilon_{\mathrm{AO}}sin\alpha \ h_{\mathrm{P}} - B_{\mathrm{O}}\Delta_{\upsilon}sin\alpha \ h_{\mathrm{P}}^{2}.$$

$$\Im_{\mathrm{\Pi,3TM}} = \frac{N_{\mathrm{T,P}}}{G_{\mathrm{T}}} = \frac{1}{G_{\mathrm{TO}} + \Delta_{G}h_{\mathrm{P}}} \Big[N_{\mathrm{T,PO}} + (\Delta_{\mathrm{T}}\upsilon_{\mathrm{AO}} - \Delta_{\upsilon}T_{\mathrm{PO}})h_{\mathrm{P}} - \Delta_{\mathrm{T}}\Delta_{\upsilon}h_{\mathrm{P}}^{2} \Big].$$

$$\Im_{\mathrm{\Pi}} = \frac{\Pi_{\mathrm{T,K}}}{G_{\mathrm{T}}} = \frac{B_{\mathrm{O}}sin\alpha}{G_{\mathrm{TO}} + \Delta_{G}h_{\mathrm{P}}} (\upsilon_{\mathrm{AO}}h_{\mathrm{P}} - \Delta_{\upsilon}h_{\mathrm{P}}^{2}).$$

$$(3.86)$$

Как видно из рис. 3.11 и выражений (3.86) функции $N_{\text{T.P}}$, $\Pi_{\text{T.K}}$, $\Im_{\Pi.3\text{TM}}$, $\Im_{\Pi} = f(h_{\text{P}})$ являются экстремальными. Проведём их анализ.

Необходимым условием существования экстремума непрерывно дифференцируемой функции f(x) в некоторой окрестности точки x_o является равенство нулю производной этой функции в точке x_o [11], т.е. f'(x)=0. Достаточные условия существования экстремума [11]: если f(x) дважды непрерывно дифференцируема в некоторой окрестности точки x_o и f'(x)=0, а f''(x)>0 ($f''(x_0)<0$), то функция f(x) имеет в точке x_o локальный минимум (максимум).

Из $\frac{\partial}{\partial h_{\rm P}} N_{\rm T.P}(h_{\rm P}) = 0$ имеем

$$h_{\mathrm{POITT}} = h_{\mathrm{P}_{N_{\mathrm{T,P}}}} = \frac{\upsilon_{\mathrm{AO}}}{2\Delta_{\upsilon}} - \frac{T_{\mathrm{PO}}}{2\Delta_{\mathrm{T}}}.$$

При $h_{\rm P} = h_{{\rm P}N_{\rm T,P}}$ имеем $N_{{\rm T.P}MAX}$, т.к. $\frac{\partial^2}{\partial h_{\rm P}^2} N_{{\rm T.P}} (h_{\rm P}) = -2\Delta_{\rm T} \Delta_{\upsilon} < 0.$

Из $\frac{\partial}{\partial h_{\rm P}} \Pi_{\rm T.K}(h_{\rm P}) = 0$ имеем

$$h_{\rm POIIT} = h_{\rm PII_{T.K}} = \frac{V_{\rm ДO}}{2\Delta_{\nu}}.$$
 При $h_{\rm P} = h_{\rm PII_{T.K}}$

имеем $\Pi_{\text{т.к.MAX}}$, т.к. $\frac{\partial^2}{\partial h_p^2} \Pi_{\text{т.к.}}(h_p) = -2B_O \Delta_v sin\alpha < 0.$

При этом $h_{P_{N_{T,P}}} < h_{P\Pi_{T,K}}$ на величину $T_{O}/2\Delta_{T}$.

$$h_{PN_{T,P}} = h_{P\Pi_{T,K}} = \frac{V_{QO}}{2\Delta_V}$$
 при $T_{PO} = 0$,

т.е. при отсутствии призмы вырезанного грунта $V_{\text{про}} = 0$. Реально у ЗТМ $V_{\text{про}} \neq 0$.

Из
$$\frac{\partial}{\partial h_{\rm P}} \Im_{\Pi} (h_{\rm P}) = 0$$
 имеем
$$h_{\rm POITT} = h_{\rm P\Im_{\Pi}} = \frac{G_{\rm TO}}{\Delta_G} \left(\sqrt{1 + \frac{\nu_{\rm ДO}}{\Delta_{\nu}} \frac{\Delta_G}{G_{\rm TO}}} - 1 \right).$$

При $h_p = h_{P \supset_{\Pi}}$ имеем $\mathcal{P}_{\Pi \max}$, т.к.

$$\frac{\partial^{2}}{\partial h_{\rm P}^{2}} \mathcal{P}_{\rm II}(h_{\rm P}) = \frac{-2\Delta_{G}G_{\rm TO}(\Delta_{\nu}G_{\rm TO} + \Delta_{G}\nu_{\rm AO})h_{\rm P}}{\left(G_{\rm TO} + \Delta_{G}h_{\rm P}\right)^{4}} - \frac{2G_{\rm TO}^{2}(\Delta_{\nu}G_{\rm TO} + \Delta_{G}\nu_{\rm AO})}{\left(G_{\rm TO} + \Delta_{G}h_{\rm P}\right)^{4}} < 0.$$

Из
$$\frac{\partial}{\partial h_{\rm P}} \mathcal{P}_{\Pi.3TM}(h_{\rm P}) = 0$$
 имеем

$$h_{\text{POITT}} = h_{\text{PO}_{\text{II.3TM}}} = \frac{G_{\text{TO}}}{\Delta_G} \left(\sqrt{1 + \frac{\upsilon_{\text{дO}}}{\Delta_v} \frac{\Delta_G}{G_{\text{TO}}} - \frac{T_{\text{PO}}}{\Delta_T} \frac{\Delta_G}{G_{\text{TO}}} - \frac{T_{\text{PO}}}{\Delta_T} \frac{\upsilon_{\text{дO}}}{\Delta_v} \left(\frac{\Delta_G}{G_{\text{TO}}}\right)^2} - 1 \right).$$

Т.е. $h_{\rm PЭ_{\Pi,3TM}} < h_{\rm PЭ_{\Pi}}$. При $T_{\rm PO} = 0$, т.е. при отсутствии призмы вырезанного грунта $V_{\rm ПPO} = 0$, $h_{\rm PЭ_{\Pi,3TM}} = h_{\rm PЭ_{\Pi}}$. Реально у ЗТМ $V_{\rm ПPO} \neq 0$.

При $h_{\rm P} = h_{\rm P \Im_{II.3TM}}$ имеем $\Im_{\rm II.3TM MAX}$, т.к.

$$\frac{\partial^2}{\partial h_{\rm P}^2} \mathcal{P}_{\Pi.3\rm TM}(h_{\rm P}) < 0;$$

При $T_{PO} = 0$ и $\Delta_T = 1$ имеем

$$rac{\partial^2}{\partial h_{
m P}^2} arta_{\Pi.3{
m TM}}ig(h_{
m P}ig) \!=\! rac{\partial^2}{\partial h_{
m P}^2} arta_{\Pi}ig(h_{
m P}ig).$$

Выводы:

Математической основой управления процессом функционирования ЗТМ являются синтез её целевой функции - энергетического показателя $\mathcal{P}_{\Pi}(h_{\rm P}) \Rightarrow max$ на основе системного подхода и энергетической концепции к процессу разработки грунта и анализ этой функции для выбора метода управления и разработки алгоритма управления процессом функционирования. Все рассмотренные функции $F = \{N_{\mathrm{T},\mathrm{P}}(h_{\mathrm{P}}), \Pi_{\mathrm{T},\mathrm{K}}(h_{\mathrm{P}}), \mathcal{P}_{\Pi.3\mathrm{TM}}(h_{\mathrm{P}}), \mathcal{P}_{\Pi}(h_{\mathrm{P}})\}$ являются экстремальными и имеют локальный максимум в точке h_{POITT} , т.к. $\frac{\partial^2}{\partial h_{\mathrm{P}}^2} F(h_{\mathrm{P}}) < 0$. Эти функции выпуклы на всём интервале аргумента $h_{\mathrm{P}} \in [0; h_{\mathrm{PMAX}}]$,

поэтому их локальный максимум является и глобальным.

Оптимальные значения аргументов h_{POIT} при максимальных значениях рассмотренных функций F_{MAX} не равны $h_{\text{PN}_{T,P}} \neq h_{\text{PI}_{T,K}} \neq h_{\text{P3}_{\Pi.3TM}} \neq h_{\text{P3}_{\Pi}}$, т.е. режимы разработки грунта при $N_{\text{T.PMAX}}$, $\Pi_{\text{T.KMAX}}$, $\Im_{\Pi.3TMMAX}$, $\Im_{\Pi MAX}$ не совместимы по параметру h_{P} , что подтверждается также графиками на рис. 3.11. При этом $h_{\text{PN}_{T,P}} < h_{\text{PI}_{T,K}}$, $h_{\text{P3}_{\Pi.3TM}} < h_{\text{P3}_{\Pi}}$, а также $h_{\text{P3}_{\Pi.3TM}} < h_{\text{P3}_{\Pi}}$.

Энергосберегающее оптимальное управление процессом функционирования ЗТМ может быть осуществлено экстремальной системой автоматического управления [44], которая непрерывным шаговым поиском выявляет в процессе копания грунта максимальное значение энергетического показателя $Э_{\Pi MAX}$ и поддерживает его, обеспечивая разработку максимального количества грунта на единицу затраченного энергоносителя, что равносильно затрате минимального количества энергоносителя на единицу разработанного грунта.

При выборе управляющих воздействий на процесс функционирования ЗТМ необходимо помнить, что ряд параметров установки рабочего органа является связанными. Так, у автогрейдера [16] и бульдозера с поворотным отвалом – это будет глубина резания h_p и угол резания δ_p , а также ширина вырезаемой стружки грунта B_p и угол захвата отвала α . При увеличении δ_p увеличивается h_p , при увеличении α увеличивается B_p . У скрепера с увеличением δ_p увеличивается h_p . Параметры h_p и B_p непосредственно формируют площадь поперечного сечения стружки вырезаемого грунта, т.е. непосредственно сказываются на сопротивление грунта резанию $P_p = K_{pE3}h_pB_p$ (3.80), связанного с отделением стружки грунта от массива. Это необходимо учитывать при разработке систем управления рабочим органом и процессом копания грунта ЗТМ.

Связь параметров α и В_Р представляется зависимостью

$$B_{\rm P} = B_{\rm O} \sin \alpha$$
,

где B_0 – длина ножа.

Связь приращений параметров $\delta_{\rm P}$ и $h_{\rm P}$, т.е. $\Delta \delta_{\rm P}$ и $\Delta h_{\rm P}$ более сложная и зависит от конструктивной схемы механизма регулирования угла резания.

3.6. Автоматизация управления процессом функционирования ЗТМ

На основе режимного показателя Э_{пмах} на уровне изобретения [44] разработан способ автоматизированного управления процессом функционирования ЗТМ при копании грунта и устройство для его осуществления, цель которых повышение эффективности функционирования ЗТМ [55].

ЗТМ, спроектированная для определённых условий работы, в процессе эксплуатации адаптируется к конкретной рабочей среде для достижения максимальной эффективности либо изменением параметров машины $Z_{3TM}(t)$, либо регулированием воздействий на рабочий процесс X(t).

Оперативным управляющим воздействием на процесс копания грунта ЗТМ является параметр установки рабочего органа $u_{\rm PO}(t)$ – заглубление или выглубление рабочего органа в результате изменения глубины резания $h_{\rm P}$, так

как для замкнутой системы «ЗТМ – грунт» $h_{\rm P} \Rightarrow P_{\rm K} \Rightarrow T_{\rm PO}(t)$, где $P_{\rm K}$ – сопротивление грунта копанию. В данном случае $u_{\rm PO}(t) \equiv h_{\rm P}(t)$.

Управление процессом копания грунта ЗТМ определяется режимными показателями, а так же выбранными информационными параметрами и характером их ввода в систему управления.

Информационные параметры. Техническая производительность ЗТМ $\Pi_{T}(t)$ определяется количеством грунта, вырезаемого в плотном теле, то есть в грунтовом массиве. Поэтому представим $\Pi_{T}(t)$ в функции оперативного управляющего воздействия $h_{P}(t)$, то есть $\Pi_{T}(t) = f [h_{P}(t),t]$ [40, 53]:

$$\Pi_{\rm T}(t) = F_{\rm P}(t)\upsilon_{\rm A}(t); \ F_{\rm P}(t) = \xi(t)sin\alpha; \xi_{\rm I}(t) = B_{\rm H}h_{\rm P}(t); \ \xi_{\rm 2}(t) = h_{\rm P}^{2}(t) / sin2\beta,$$
(3.87)

где $F_{\rm p}(t)$ – текущее значение площади поперечного сечения стружки грунта, вырезаемой в массиве; $\xi_1(t), \xi_2(t)$ – текущие коэффициенты площади поперечного сечения стружки грунта, вырезаемой в массиве всей длинной ножа рабочего органа (режим 1) и углом ножа рабочего органа (режим 2); $B_{\rm H}$ – длина ножа рабочего органа; α и β – углы захвата и зарезания ножа рабочего органа, устанавливаемые оператором (в процессе копания они редко изменяются).

Параметры процесса копания грунта $h_{\rm p}(t)$, α , β , $\upsilon_{\rm A}(t)$, $G_{\rm T}(t)$ измеряются соответствующими датчиками, а показатели $F_{\rm p}(t)$, $\Pi_{\rm T}(t)$; $\Im_{\rm II}(t)$ определяются в соответствующих операционных блоках по формулам (3.87) и $\Im_{\rm II}(t) = \Pi_{\rm T}(t)/G_{\rm T}(t)$.

Информационными параметрами являются параметры установки рабочего органа α , β , $B_{\rm H}$, $h_{\rm P}(t)$ и параметры $\upsilon_{\rm d}(t)$, $G_{\rm T}(t)$, которые (кроме $B_{\rm H} = const$) измеряются в текущем режиме аналоговыми датчиками и вводятся в операционные блоки для последующих расчётов.

Функция Э_П = Э_П(h_P), как и П_Т = П_Т(h_P) для процесса копания грунта ЗТМ является экстремальной [43, 78]. Значению П_{Т МАХ} соответствует глубина резания h_{P,Π_T} , а Э_{ПМАХ} – глубина резания $h_{P,\Im_{\Pi}}$. При этом $h_{P,\Im_{\Pi}} < h_{P,\Pi_T}$, что необходимо учитывать при организации процесса копания, который и формирует количество готовой продукции ЗТМ, разработанной на единицу затраченного энергоносителя.

Так как функция $\Im_{\Pi} = \Im_{\Pi}(h_{\rm P})$ является экстремальной, то задача реализации режима копания грунта по критерию $\Im_{\Pi MAX}$ решается с помощью системы автоматизированного управления [44], которая в соответствии с алгоритмом управления осуществляет непрерывный поиск и поддержание экстремального значения критерия $\Im_{\Pi}(t) \rightarrow max$.

Управление процессом копания грунта в режиме Э_{ПМАХ} ведётся в условиях неопределённости рабочей среды (грунта), исходя только из энергетического потенциала ЗТМ, добиваясь эффективного использования его.

Алгоритм управления. Выбор критерия эффективности $\Im_{\Pi}(t) \rightarrow max$ и оценка технической производительности $\Pi_{T}(t)$ [40] накладывают определённые требования и на алгоритм автоматического управления процессом копания грунта ЗТМ, который включает следующие этапы:

1. задание режима копания грунта (резание грунта всей длинной ножа рабочего органа (режим 1) или углом (режим 2));

2. задание параметров установки рабочего органа $B_{\rm H} = const$, α , β ;

3. задание начального значения глубины резания $h_{\rm PO}$;

4. пуск системы управления в автоматическом режиме работы в процессе движения машины за счёт изменения величины $h_{\rm PO}$ в сторону увеличения или уменьшения;

5. регистрация текущих значений информационных параметров $h_{\rm p}(t)$, α , β , $\upsilon_{\rm T}(t)$, $G_{\rm T}(t)$;

6. вычисление текущих значений энергетического показателя $\Im_{\Pi}(t)$ по текущим данным информационных параметров и формирование режимной функции $\Im_{\Pi}(t) = \Im_{\Pi}[h_{P}(t), t];$

7. управление рабочим органом при заглублении или выглублении для поиска экстремума функции $\Im_{\Pi} = \Im_{\Pi}(h_{\rm P})$ по следующему алгоритму:

- при приращениях $\Delta h_{\rm p} > 0$ (+) и $\Delta \exists_{\Pi} > 0$ (+) (восходящая ветвь функции $\exists_{\Pi} = = f(h_{\rm p})$) необходимо $h_{\rm p}$ увеличить (+), то есть заглубить рабочий орган;
- при $\Delta h_{\rm P} > 0$ (+) и $\Delta \exists_{\Pi} < 0$ (-) (спадающая ветвь функции) необходимо $h_{\rm P}$ уменьшить (-), то есть выглубить рабочий орган;
- при $\Delta h_{\rm P} < 0$ (–) и $\Delta \exists_{\Pi} > 0$ (+) (спадающая ветвь функции) необходимо $h_{\rm P}$ уменьшить (–), то есть выглубить рабочий орган;
- при $\Delta h_{\rm P} < 0$ (–) и $\Delta \exists_{\Pi} < 0$ (–) (восходящая ветвь функции) необходимо $h_{\rm P}$ увеличить (+), то есть заглубить рабочий орган;
- при $h_p \neq 0$ и ∆ Э_п ≈ 0 (экстремум функции Э_п = *f*(*h*_p)), а именно при Э_п (*t*)=*max*, необходимо *h*_p оставить без изменения (0), то есть не изменять положение рабочего органа.

Структурная схема системы управления. Для алгоритма управления выбирают приборы системы управления и формируют её структуру. Функциональная схема системы автоматического управления процессом копания грунта ЗТМ в режиме Э_{ПМАХ} [39] представлена на рис. 3.12.



Рис. 3.12. Функциональная схема системы автоматического управления процессом копания грунта автогрейдером в режиме Э_{пмах}

Приборное обеспечение включает аналоговые датчики 1 – 5, регистрирующие текущие информационные параметры машины $h_{\rm p}(t)$, α , β , $\upsilon_{\rm T}$, $G_{\rm T}$ (датчик 1, в отличие от остальных, имеет три выхода – 1,2,3); операционные блоки 6 – 14, выполняющие соответствующие математические операции; блок управления 15, представляющий собой трёхпозиционный элемент; исполнительный механизм 16, управляющий заглублением – выглублением рабочего органа $(\pm h_{\rm p})$; трёхконтактный переключатель 17 режимов резания грунта. При резании грунта в массиве всей длинной ножа рабочего органа (режим 1) переключатель 17 устанавливается в положение 1. В этом случае контакт ВК1 замкнут, а контакты ВК2 разомкнуты. При резании грунта в массиве углом ножа рабочего органа (режим 2) переключатель устанавливается в положение 2. В этом случае контакт ВК1 разомкнут, а контакты ВК2 замкнуты. Датчик 1выходом 1 соединён с блоком 13, а выходом 2 и контактом BK1 – с блоком 8, выходом 3 и одним из контактов ВК2 – с блоком 9. В операционных блоках 8 и 9 определяются текущие коэффициенты площади поперечного сечения стружки грунта ξ_1 и ξ_2 , вырезаемой в массиве в режимах 1 и 2. В операционных блоках 10... 12 определяются текущие значения площади поперечного сечения стружки грунта F_P, вырезаемой в массиве, технической производительности П_т и энергетического показателя Э_п. Сигналы, пропорциональные текущим значениям h_p от датчика 1 с выхода 1 и от блока 12, поступают на входы соответствующих операционных блоков 13 и 14 определения знаков приращений одновременно глубины резания $sign\Delta h_{\rm p} = = sign(\Delta h_{\rm p}_{(i+1)} - \Delta h_{\rm p}_{i})$ и энергетического показателя $sign\Delta \Im_{\Pi} = sign(\Delta \Im_{\Pi}_{(i+1)} - \Delta \Im_{\Pi}_{i})$, индекс *i* имеет предыдущее, а индекс (i +1) последующее значение данного показателя на выбранном интервале реального времени. На выходе блоков 13 и 14 формируются сигналы плюс (+), минус (-), равно нулю (0), которые подаются на входы блока 15 управления рабочим органом, представляющего собой трёхпозиционный элемент, и сравниваются. Если знаки приращений $\Delta h_{\rm p}$ и $\Delta \Im_{\rm II}$ совпадают, то исполнительный механизм 16 включается на заглубление рабочего органа, увеличивая глубину резания (+ $\Delta h_{\rm p}$). В противном случае исполнительный механизм включается на выглубление рабочего органа, уменьшая глубину резания (- $\Delta h_{\rm p}$). Если величина приращения энергетического показателя близка к нулю ($\Delta \Im_{\rm II} \approx 0$, при этом $\Delta h_{\rm p} \neq 0$), то исполнительный механизм выключается (0), так как максимум энергетического показателя $\Im_{\rm IIMAX}$ найден, и в дальнейшем в процессе копания грунта будет поддерживаться управлением глубиной резания (± $\Delta h_{\rm p}$) с помощью заглубления – выглубления рабочего органа.

На рис. 3.13 представлены графики режимных функций $\Pi_T = f(h_P), G_T = f(h_P), \Im_{\Pi} = f(h_P)$ при вырезании автогрейдером ДЗ – 122А – 2 прямоугольной стружки суглинистого грунта III категории прочностью 12...17 ударов динамического плотномера ДорНИИ с массовой влажностью 15...18% всей длиной косопоставленного отвала на первой передаче при дискретном изменении глубины резания h_P .



Рис. 3.13. Графики режимных функций $\Pi_T = f(h_P)$, $\Im_{\Pi} = f(h_P)$ и $G_T = f(h_P)$ при разработке грунта автогрейдером ДЗ – 122А – 2

В последнее время в задачах управления движением технических объектов весьма плодотворными были методы, базирующие на управлении полной энергией [9]. Принцип управления полной энергией (Total Energy Control – TEC) впервые был исследован и применён в США к управлению полётом самолёта. Во многих постановках задач наряду с традиционными переменными состояния объекта – линейными и угловыми координатами – успешно используется полная энергия.

В монографии изложен принципиально новый подход к исследованию процесса функционирования самоходных землеройно-транспортных машин, основанный на системном анализе и энергетической концепции. Рассмотрены научные основы механики функциональных элементов технической системы «ЗТМ – грунт», формирующие её энергетический тракт в процессе разработки грунта, которые позволили получить новые прикладные результаты.

Используя аксиомы и теоремы статики твёрдого тела, уточнены схемы силовой загрузки ведущего и ведомого колёс движителя, а на их основе и самоходной колёсной машины в целом, в данном случае ЗТМ. Таким образом, уточнена статика этих машин, что важно при определении нормальных реакций опорной поверхности на колёса машин, которые в тяговой динамике их одни из главных показателей.

Разработаны развёрнутые математические модели структурных элементов и дизельного двигателя в целом, которые позволяют решать прикладные задачи по динамике управления силовой установкой в соответствии с энергетической оценкой эффективности функционирования её.

Комплексно решены вопросы теории функционирования колёсного движителя ЗТМ с получением прикладных результатов по одноосному, двухосному с блокированным приводом, двухосному с балансирной подвеской с блокированным и индивидуальным приводом колёс, которые имеют научную новизну.

Комплексно рассмотрены вопросы функционирования тягового привода ЗТМ, формирующего её энергетический тракт в процессе разработки грунта, с выходом на прикладные результаты по элементам передаточного механизма с оценкой их энергетики.

Проанализирована, с использованием экспериментальных данных, структура силовой нагруженности тягового привода ЗТМ и дана её оценка. Полученные данные имеют первостепенное значение при его проектировании.

Процесс функционирования рабочего органа с грунтом рассмотрен как завершающая стадия реализации энергетического потока ЗТМ, что является новым в их теории.

Глубокие исследования выполнены по тяговой механики ЗТМ с получением новых прикладных результатов – уточнены тяговый и мощностной балансы самоходной колёсной ЗТМ, уточнена тяговая характеристика ЗТМ, разработана методика перехода от тяговой характеристики к реальной характеристики процесса разработки грунта, проанализированы режимы функционирования ЗТМ и предложен новый режим на основе энергетического показателя.

На основе энергетической концепции по новому решена проблема эффективного управления процессом функционирования землеройно-транспортной машиной при разработке грунта, которая доведина до проектного варианта. Совокупность полученных результатов представляет собой определённый вклад в развитие теории самоходных землеройно-транспортных машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Андриенко Л.А. Удельная нагрузочная способность критерий сравнения и подбора механических передач / Л.А. Андриенко, А.Н. Петровский // Известия вузов. Машиностроение. 2008. №4. С. 22-32.
- 2. Антонов А.С. Силовые передачи колёсных и гусеничных машин / А.С. Антонов. Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1975. 480 с.
- Артемьев К.А. Основы теории копания грунта скреперами / К.А. Артемьев. – М. – Свердловск: Машгиз, 1963. – 128 с.
- 4. Бендат Дж. Прикладной анализ случайных данных / Дж. Бендат, А. Пирсол. Пер. с англ. Мир, 1989. 540 с.
- 5. Блинов Е.И. Энергетическая оценка работы фрикционного сцепления / Е.И. Блинов // Известия вузов. Машиностроение. 2002. №5. С. 41-52.
- 6. Богданов С.В. Энергия масса /С.В. Богданов // Вестник РАН. 2012. Т. 82, №4. С. 348-352.
- 7. Боданис Д. Е = mC². Биография самого знаменитого уравнения в мире / Д. Боданис: пер. с англ. М.: КоЛибри, 2009. 248 с.
- 8. Бойков В.П. Определение некоторых показателей взаимодействия колёсного движителя трактора с почвогрунтом / В.П. Бойков, М.А. Левин //Тракторы и сельхозмашины. 1986. №6. С. 6-10.
- Борисов В.Г. Энергетический подход к управлению полётом /В.Г. Борисов, Г.Н. Начинкина, А.М. Шевченко // Автоматика и телемеханика. 1999. №6. – С. 59-70.
- Боровков А.Г. Модель трения в задаче динамики систем / В.Г. Боровков, А.Е. Юдин // Известия вузов. Машиностроение. 1974. №8. – С.45-51.
- 11. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. М.: Наука, 1980. 976 с.
- 12. Брянский Ю.А. Взаимодействие пневматических колёс с деформируемыми опорными поверхностями / Ю.А. Брянский, Е.Д. Каран. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1971. 72 с.
- Бузин Ю.М. Исследование буксования колёсного движителя землеройнотранспортной машины при монотонно возрастающей силе тяги. Д. ...канд. техн. наук: 05.05.04. – Воронеж: Воронежский инженерно-строительный институт, 1979. – 302 с.
- Бузин Ю.М. Тяговые показатели самоходной колёсной землеройнотранспортной машины при монотонно возрастающей нагрузке на рабочем органе / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство и архитектура. 1984. №11. – С. 116-120.
- 15. Бузин Ю.М. Буксование двухосного колёсного движителя с блокированным приводом /Ю.М. Бузин // Известие вузов. Строительство и архитектура. 1985. № 6. С. 115-118.

- 16. Бузин Ю.М. Рабочее оборудование автогрейдера / Ю.М. Бузин, Л.Х. Шарипов, В.А. Жулай // Авторское свидетельство СССР на изобретение № 1315569 от 09.10.1985: БИ № 21, 1987.
- Бузин Ю.М. исследование тяговых и эксплуатационных показателей автогрейдера ДЗ-148-9 / Ю.М. Бузин, Л.Х. Шарипов, В.А. Жулай, А.И. Попов, А.Ф. Колязин // Строительные и дорожные машины. 1985. № 12. – С. 18-19.
- Бузин Ю.М. Анализ работы гидромеханической коробки передач в тяговом приводе землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин, В.А. Жулай // Известия вузов. Строительство и архитектура. 1987. № 3. – С. 104-106.
- 19. Бузин Ю.М. Буксование ведущего колеса землеройно-транспортной машины при возрастающей силе тяги / Ю.М. Бузин // Строительство и архитектура. 1989. № 4. С. 105-111.
- 20. Бузин Ю.М. Динамическая оценка тягового привода землеройнотранспортной машины / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительства и архитектура. 1990. № 9. – С. 101-105.
- 21. Бузин Ю.М. Определение параметров динамической модели системы «пневмоколёсный движитель – грунтовая опорная поверхность» землеройно-транспортной машины /Ю.М. Бузин // Исследование строительных и дорожных машин: Межвуз. сб. науч. тр. Воронеж. инж.сроит. ин-т. – Воронеж: ВИСИ, 1991. – С. 52-58.
- 22. Бузин Ю.М. Оптимизация процесса копания грунта бульдозером / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 1991. № 1. С. 20-22.
- 23. Бузин Ю.М. Оценка энергетических возможностей землеройнотранспортной машины при копании грунта / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 1991. № 12. – С. 81-84.
- 24. Бузин Ю.М. Теоретические основы энерегтики землеройно-транспортной машины при копании грунта / Ю.М. Бузин. Деп. в НПО «Машмир», № 56-сд. 92. М. 1992. 24 с.
- 25. Бузин Ю.М. Потенциальные технические возможности бульдозернорыхлительного агрегата на базе промышленного трактора Т-25.01 при копании грунта / Ю.М. Бузин // Мтроительные и дорожные машины. 1992. № 2. – С. 13-15.
- 26. Бузин Ю.М. Математическая модель функционирования землеройнотранспортной машины / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 1993. № 1. – С. 103-107.
- 27. Бузин Ю.М. Дифференциальные уравнения движения механической системы с упруговязкими телами и сухим трением при возрастающей внешней нагрузке / Ю.М. Бузин Деп. в АО «Машмир», №7-сд. 94. М. 1994. 26 с.
- 28. Бузин Ю.М. Вероятностная оценка нагруженности тягового привода автогрейдера (Сообщение 1) / Ю.М. Бузин, В.А. Жулай // Известия вузов. Строительство. 1995. № 3. С. 88-92.

- 29. Бузин Ю.М. Вероятностная оценка нагруженности тягового привода автогрейдера (Сообщение 2) / Ю.М. Бузин, В.А. Жулай // Известия вузов. Строительство. 1995. № 5-6. С. 104-108.
- 30. Бузин Ю.М. Трансформация математической модели дизельного двигателя при исследовании динамики машинных агрегатов / Ю.М. Бузин // Исследование строительных и дорожных машин: Межвуз. сб. науч. тр. – Воронеж: Воронеж. государств. архит.-строит. академия, 1996. – С. 14-33.
- 31. Бузин Ю.М. Способ управления рабочим органом землеройнотранспортной машины / Ю.М. Бузин // Патент Российской Федерации на изобретение № 2131961 от 08.07.1997: БИ № 17, 1999.
- 32. Бузин Ю.М. Анализ и оценка тягово-энергетических показателей землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 1997. № 7. С. 102-107.
- 33. Бузин Ю.М. Особенности работы передаточного механизма в тяговом приводе землеройно-транспортной машины (Сообщение 1) / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 1997. № 11. С. 120-126.
- 34. Бузин Ю.М. Особенности работы передаточного механизма в тяговом приводе землеройно-транспортной машины (Сообщение 2) / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 1997. № 12. С. 102-105.
- 35. Бузин Ю.М. Структурная идентификация энергетического процесса землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 1998. № 11-12. – С. 104-109.
- 36. Бузин Ю.М. К вопросу оптимизации работы движителя землеройнотранспортной машины / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 1999. № 9. – С. 93-99.
- 37. Бузин Ю.М. Новый режим работы землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 1999. № 12. С. 37-40.
- 38. Бузин Ю.М. Иерархическая модель рабочего процесса землеройнотранспортной машины / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 1999. № 12. – с. 76-82.
- 39. Бузин Ю.М. Критерии эффективности и оптимальности рабочего процесса землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2000. № 4. С. 29-32.
- 40. Бузин Ю.М. К теории производительности землеройно-транспортных машин / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 2000. № 6. С. 93-104.
- 41. Бузин Ю.М. Новый подход к оценке эффективности и оптимизации процесса разработки грунта землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 2001. № 1. С. 80-84.
- 42. Бузин Ю.М. Модели внешних силовых воздействий на землеройнотранспортную машину / Ю.М. Бузин, В.А. Жулай // Строительные и дорожные машины. 2001. № 10. – С. 30-35.

- 43. Бузин Ю.М. Энергетическая основа рабочего процесса землеройнотранспортной машины / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2002. № 4. – С. 32-35.
- 44. Бузин Ю.М. Способ управления процессом копания грунта землеройнотранспортной машины и устройство для его осуществления / Ю.М. Бузин, А.Ю. Бузин // Патент Российской Федерации на изобретение. № 2232234 от 24.09. 2002: БИ № 19, 2004.
- 45. Бузин Ю.М. Системный подход основа анализа и синтеза рабочего процесса землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2002. № 10. С. 36-41.
- 46. Бузин Ю.М. Проблемы физической теории тягового привода землеройнотранспортных машин / Ю.М. Бузин, А.Ю. Бузин // Научный вестник ВГАСУ. Серия: Дорожно-транспортное строительство. – Воронеж, 2003, вып. 1. – С. 80-86.
- 47. Бузин Ю.М. Закон сохранения энергии основа рабочего процесса машинного агрегата / Ю.М. Бузин // Вестник машиностроения. 2003. № 3. С. 20-22.
- 48. Бузин Ю.М. Инвариантность законов материального мира основа физической теории функционирования технической системы (на примере процесса разработки грунта землеройно-транспортной машины) / Ю.М. Бузин // Научный вестник ВГАСУ. Серия: Дорожно-транспортное строительство. – Воронеж, 2004, вып. 2. – С. 24-31.
- 49. Бузин Ю.М. Оценка эффективности работы дизельного двигателя при неустановившемся режиме нагружения / Ю.М. Бузин // Научный вестник ВГАСУ. Серия: Дорожно-транспортное строительство. Воронеж, 2004, вып. 3. С. 59-71.
- 50. Бузин Ю.М. Основы оптимизации процесса разработки грунта землеройно-транспортной машиной / Ю.М. Бузин // Научный вестник ВГАСУ. Серия: Дорожно-транспортное строительство. Воронеж, 2004, вып. 3. С. 108-117.
- 51. Бузин Ю.М. Математическая основа управления процессом функционирования тягового привода землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Научный вестник ВГАСУ. Серия: Дорожно-транспортное строительство. Воронеж, 2005, вып. 4. С. 37-45.
- 52. Бузин Ю.М. Энергосберегающий метод автоматизированного управления процессом копания грунта землеройно-транспортных машин / Ю.М. Бузин, А.Ю. Бузин // Научный вестник ВГАСУ. Серия: Дорожно-транспортное строительство. Воронеж, 2005, вып. 4. С. 46-50.
- 53. Бузин Ю.М. Методология разработки энергосберегающей системы управления процессом копания грунта землеройно-транспортных машин / Ю.М. Бузин, П.И. Никулин // Известия вузов. Строительство. 2005. № 5. С. 75-81.

- 54. Бузин Ю.М. Особенности процесса копания грунта землеройнотранспортными машинами / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 2005. № 11-12. – С. 69-74.
- 55. Бузин Ю.М. Управление процессом копания грунта важнейший фактор повышения эффективности землеройно-транспортных машин / Ю.М. Бузин // Механика и процессы управления. Том 1. Труды XXXVI Уральского семинара. Екатеринбург: УрО РАН, 2006. С. 310-323.
- 56. Бузин Ю.М. Феноменологическая модель процесса функционирования технической системы / Ю.М. Бузин // Механика и процессы управления. Труды XXXVII Уральского семинара, посвящённого 150-летию К.Э. С.П. Циолковского. 100-летию Королёва 60-летию И Государственного ракетного центра «КБ им. академика В.П. Макеева». -Екатеринбург: УрО РАН, 2007. – C. 145-154.
- 57. Бузин Ю.М. Проблемы энергетики землеройно-транспортных машин / Ю.М. Бузин // Научный вестник ВГАСУ. Серия: Дорожно-транспортное строительство. Воронеж, 2007. Вып. 5. С. 54-64.
- 58. Бузин Ю.М. Рассеяние механической энергии в упругом элементе дискретной крутильной системы / Ю.М. Бузин // Справочник. Инженерный журнал. 2007. С. 51-54.
- 59. Бузин Ю.М. Автоматизация процесса копания грунта землеройнотранспортной машины на основе энергетического критерия эффективности /Ю.М. Бузин // Автоматизация и современные технологии. 2008. № 3. – С. 11-16.
- 60. Бузин Ю.М. Анализ энергетики передаточного механизма землеройнотранспортной машины / Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 2008. № 3. – С. 94-101.
- 61. Бузин Ю.М. Методика расчёта энергетического показателя передаточного механизма землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Вестник машиностроения. 2008. № 4. С. 25-28.
- 62. Бузин Ю.М. К вопросу определения нормальных реакций опорной поверхности на колёса самоходной землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2009. № 3. С. 19-22.
- Бузин Ю.М. Феноменологическая модель процесса функционирования технической системы / Ю.М. Бузин // Вестник машиностроения. 2009. № 4. – С. 89-92.
- 64. Бузин Ю.М. Статика самоходной колёсной машины / Ю.М. Бузин // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 8. С. 23-28.
- 65. Бузин Ю.М. Энергетическая концепция оценки нагруженности элементов технической системы / Ю.М. Бузин // Вестник машиностроения. 2009. № 10. С. 79-81.
- 66. Бузин Ю.М. Физические основы процессов функционирования землеройно-транспортных машин / Ю.М. Бузин // Справочник. Инженерный журнал. 2010. № 7. С. 47-52.

- 67. Бузин Ю.М. Механический КПД коробки передач / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2010. № 12. С. 42-45.
- 68. Бузин Ю.М. К вопросу построения тяговой характеристики землеройнотранспортной машины / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2011. № 1. – С. 52-54.
- 69. Бузин Ю.М. Тяговый и мощностной балансы землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2011. № 5. С. 39-42.
- 70. Бузин Ю.М. Механический КПД трансмиссии мобильной машины / Ю.М. Бузин // Вестник машиностроения. 2011. № 6. С. 3-6.
- 71. Бузин Ю.М. От тяговой характеристики самоходного скрепера к характеристикам процесса разработки грунта им /Ю.М. Бузин, В.Л. Тюнин // Строительные и дорожные машины. 2011. № 8. С. 33-37.
- 72. Бузин Ю.М. Физические основы процесса функционирования технической системы «ЗТМ грунт» / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2012. № 3. С. 38-42.
- 73. Бузин Ю.М. Энергетические инварианты формулы А. Эйнштейна E = mC² в процессе функционирования машинного агрегата (на примере землеройно-транспортной машины) / Ю.М. Бузин // Справочник. Инженерный журнал. 2012. № 3. С. 42-45.
- Бузин Ю.М. Интенсификация рабочих процессов разработки грунтов: курс лекций для магистрантов / Ю.М. Бузин; Воронежский ГАСУ. – Воронеж, 2012. – 168 с.
- 75. Бузин Ю.М. Энергетика передаточного механизма тягового привода землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Материалы Международной науч. техн. конфер. «Интерстроймех 2012». Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2012. С. 24-29.
- 76. Бузин Ю.М. Стратегия функционирования землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Механизация строительства. 2013. № 1. С. 30-36.
- 77. Бузин Ю.М. Энергетический тракт функционирования технической системы / Ю.М. Бузин // Научный вестник ВГАСУ. Серия: Высокие технологии. Экология. Воронеж, 2013. С. 110-118.
- 78. Бузин Ю.М. Энергетическая теория функционирования землеройнотранспортных машин / Ю.М. Бузин // Справочник. Инженерный журнал. Приложения. 2013: №11. – С. 1-22; № 12. – С. 1-16.
- 79. Бузин Ю.М. Работа балансирного колёсного движителя автогрейдера /Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2014. № 11. С. 46-52.
- 80. Бузин Ю.М. Работа балансирного колёсного движителя автогрейдера с непосредственным приводом ведущих колёс / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. 2015. № 1. С. 37-40.
- 81. Бузин Ю.М. Тяговые характеристики землеройно-транспортных машин и обоснование эффективного режима процесса функционирования их /

Ю.М. Бузин, В.Л. Тюнин // Справочник. Инженерный журнал. 2017. № 1. – С. 30-39.

- Вентцель Е.С. Теория случайных процессов и её инженерные приложения / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. – М.: Наука, 1991. – 384 с.
- 83. Вентцель Е.С. Теория вероятностей и её инженерные приложения / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. М.: Наука, 1988. 480 с.
- 84. Гинзбург Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфёнов. М.: Машиностроение, 1986. 296 с.
- 85. Гольдштейн В.М. Анализ условий работы шестерен в балансирах заднего моста автогрейдера / В.М. Гольдштейн // Строительное и дорожное машиностроение. 1958. № 7. С. 18-22.
- 86. Двигатели внутренного сгорания: Учеб. для вузов / А.С. Хачиян, К.А. Морозов, В.И. Трусов, В.Н. Луканькин, А.К. Гаврилов, Д.Д. Багиров, Е.К. Корси. – М.: Высшая школа, 1978. – 280 с.
- Дорожные машины. Ч. 1. Машины для земляных работ: Учебн. для вузов /Т.В. Алексеева, К.А. Артемьев, А.А. Бромберг, Р.И. Войцеховский, Н.А. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1972. – 564 с.
- 88. Дружинин В.В. Системотехника / В.В. Дружинин, Д.С. Конторов. М.: Радио и связь, 1985. 200 с.
- 89. Жуковский Н.Е. Теория прибора инженера Ромейко-Гурко / Н.Е. Жуковский // Полн. собр. соч. Т. 8. – М. – Л.: НКТП СССР, 1937. – С. 102-107.
- 90. Жулай В.А. Влияние общего КПД на тягово-экономические показатели землеройно-транспортных машин / В.А. Жулай, В.Л. Тюнин, Д.В. Бобров, С.В. Сизинцев // Научный вестник Воронежского ГАСУ. Серия: Высокие технологии. Экология. – Воронеж, 2013. – С. 144-146.
- 91. Жулай В.А. Мощностной и тяговый балансы самоходных колёсных землеройно-транспортных машин / В.А. Жулай, В.Л. Тюнин // Строительные и дорожные машины. 2014. № 9. С. 42-45.
- Жулай В.А. О КПД тягового привода самоходных колёсных землеройнотранспортных машин / В.А. Жулай, В.Л. Тюнин // Научный вестник Воронежского ГАСУ. Серия: Высокие технологии. Экология. – Воронеж, 2015. – С. 260-265.
- 93. Жулай В.А. Определение параметров ширины контакта крупногабаритной шины землеройно-транспортной машины с деформируемой опорной поверхностью / В.А. Жулай, В.Л. Тюнин // Строительные и дорожные машины. 2015. № 8. – С. 51-54.
- 94. Журавлёв В.Ф. Прикладные методы в теории колебаний / В.Ф Журавлёв, Д.М. Климов. М.: Наука, 1988. 328 с.
- 95. Залко А.И. Самоходные скреперы / А.И. Залко, Э.Г. Рононсон, Н.А. Сидоров. М.: Машиностроение, 1991. 256 с.
- 96. Захарчук Б.З. Бульдозеры и рыхлители / Б.З. Захарчук, В.Д. Телушкин, Г.А. Шлойдо, А.А. Яркин. М.: Машиностроение, 1987. 240 с.

- 97. Зеленин А.Н. Машины для земляных работ / А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.П. Керов. М.: Машиностроение, 1975. 422 с.
- 98. Зимелев Г.В. Теория автомобиля / Г.В. Зимелев. М.: Машгиз, 1959. 312 с.
- 99. Зябликов В.М. Определение количества рассеиваемой энергии колебаний в агрегатах силовых парадач / В.М. Зябликов, В.А. Иванов, В.Ф. Смирнов // Вестник машиностроения. 1975. № 9. – С. 21-24.
- 100. Иродов И.Е. Механика. Основные законы: Учеб. пособие для вузов / И.Е. Иродов. 9-е изд. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2007. 309 с.
- 101. Иродов И.Е. Волновые процессы. Основные законы: Учеб. пособие для вузов / И.Е. Иродов. – 4-е изд. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2007. – 263 с.
- 102.Колесников А.Л. Основы теории сенергетического управления / А.Л. Колесников. М.: Фирма «Испо-Сервис», 2000. 264 с.
- 103.Красовский А.А. Проблемы физической теории управления / А.А. Красовский // Автоматика и телемеханика. 1990. № 11. С. 3-28.
- 104. Крившин А.П. Эксплуатационные свойства и эффективность землеройнотранспортных машин / А.П. Крившин. – М.: Транспорт, 1975. – 240 с.
- 105.Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания: Учеб. для вузов / В.И. Крутов. М.: Машиностроение, 1989. 416 с.
- 106.Курс физики: в 3 кн. Кн. 1. Физические основы механики: Учеб. для вузов / Под ред. Г.А. Бордовского. М.: Высшая школа, 2004. 423 с.
- 107. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства: Учеб. для вузов / Г.М. Кутьков. М.: Колос, 2004. 504 с.
- 108. Ландау Л.Д. Теоретическая физика. Т. 7. Теория упругости / Л.Д. Ландау, Е.М. Лившиц. 5-е изд. М.: Физматлит, 2003. 264 с.
- 109. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. М.: Высшая школа, 1985. 279 с.
- 110. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. Терминология: Учеб. пособие для вузов / Н.И. Левитский, Ю.Я. Гуревич, В.Д. Плахтин и др.; Под ред. К.В. Фролова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 80 с.
- 111. Леви-Чивита Т. Основы релятивистской механики / Т. Леви-Чивита: пер. с итал. М. Ижевск: Институт компьютерных технологий, 2003. 236 с.
- 112. Литвинов А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: Учеб. для вузов / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
- 113. Лойценский Л.Г. Курс теоретической механики. В 2-х томах. Т. 1. Статика и кинематика: Учеб. пособие для вузов / Л.Г. Лойценский, А.И. Лурье. – М.: Физматлит, 1982. – 352 с.
- 114. Лоуренс У.Л. Люди и атомы / У.Л. Лоуренс: пер. с анг. М.: Атомиздат, 1967. 296 с.
- 115. Максимов В.И. Энергетический подход к оценке почвообрабатывающих машин и орудий / В.И. Максимов, И.И. Максимов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 5. С. 25-28.

- 116.Матвеев А.Н. Механика и теория относительности: Учеб. для вузов / А.Н. Матвеев. 3-е изд. М.: Мир и образование, 2003. 432 с.
- 117. Машины для земляных работ: Учеб. для вузов / А.И. Доценко, А.Н. Королёв, Г.В. Кустарев, К.К. Шестопалов. М.: Изд. Дом «БАСТЕТ», 2012. 688 с.
- 118. Недорезов И.А. Вероятностный анализ усилий в рабочем оборудовании землеройных машин / И.А. Недорезов, Б.А. Бондарович, Д.И. Фёдоров // Строительные и дорожные машины. 1971. № 8. С. 10-12.
- 119. Недорезов И.А. Прогнозирование трудности разработки грунтов землеройными машинами / И.А. Недорезов // Строительные и дорожные машины. 2008. № 4. – С. 43-44.
- 120.Никулин П.И. К вопросу оценки тяговых качеств землеройнотранспортных машин / П.И. Никулин, Ю.М. Бузин, В.А. Жулай // Строительные и дорожные машины. 1993. № 2. – С. 20-23.
- 121.Никулин П.И. Повышение эффективности землеройно-транспортных машин на земляных работах / П.И. Никулин, Ю.М. Бузин, В.П. Иванов, Б.Н. Данилов // Известия вузов. Строительство. 1996. № 6. С. 109-113.
- 122. Никулин П.И. Тяговые качества колёсных землеройно-транспортных машин / П.И. Никулин, Ю.М. Бузин, М.И. Щербинин, Ю.Н. Спасибухов // Third International Conference Heavy Machinery HM-99. Kraljevo, 27-30 Oktober 1999. S. 6.5-6.6.
- 123.Никулин П.И. Режимы разработка грунта землеройно-транспортными машинами: проблемы и перспективы / П.И. Никулин, Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 2003. № 9. С. 124-129.
- 124. Никулин П.И. Анализ методов управления процессом копания грунта землеройно-транспортных машин / П.И. Никулин, Ю.М. Бузин // Известия вузов. Строительство. 2003. № 11. – С. 95-99.
- 125.Никулин П.И. Экспериментальные исследования тяговых и топливноэкономических показателей дифференциального моста, снабжённого крупногабаритными пневматическими шинами при криволинейном движении / П.И. Никулин, Р.С. Солодов, В.Л. Тюнин // Сб. материалов Международной науч.-технич. конфер. ИНТЕРСТРОЙМЕХ 2006. – М.: МГСУ, 2006. – С. 385-387.
- 126.Никулин П.И. Исследование колёсного движителя с крупногабаритными шинами на специальном стенде / П.И. Никулин, В.Л. Тюнин, Р.С. Солодов // Механизация строительства. 2007. № 4. С. 8-10.
- 127.Петерс Е.Р. Типы и параметры скреперов / Е.Р. Петерс // Механизация строительства. 1948. № 5. С. 8-10.
- 128.Платонов В.Ф. Гусеничные и колёсные транспортно-тяговые машины / В.Ф. Платонов, Г.Р. Леиашвили. М.: Машиностроение, 1986. 296 с.
- 129.Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность. 2007. № 1. С. 25-26.

- 130.Подригало Н.М. Обоснование и выбор структуры и основных параметров трансмиссии модульных землеройно-транспортных и погрузочных машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков, ХНАДУ (ХАДИ), 2001. 18 с.
- 131.Порядков В.И. Динамика валов трансмиссий с учётом осевых инерционных воздействий / В.И. Порядков // Вестник машиностроения. 1988. № 4. С. 7-11.
- 132.Порядков В.И. О влиянии на динамику машин жёсткосвязанных элементов и потоков мощности / В.И. Порядков // Вестник машиностроения. 2005. № 3. – С. 26-28.
- 133.Раннев А.В. Одноковшовые гидравлические экскаваторы: пути экономии энергетических ресурсов / А.В. Раннев // Строительные и дорожные машины. 2000. № 6. С. 15-19.
- 134. Рославцев А.В. Оценка энергетических затрат на управление движением МТА / А.В. Рославцев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1994. № 12. – С. 6-9.
- 135.Сапрыкин В.Н. Теоретическая механика: Учеб. для вузов / В.Н. Сапрыкин. М.: Изд-во Эксмо, 2005. 560 с.
- 136.Севров К.П. Автогрейдеры. Конструкция, теория, расчёт / К.П. Севров, Б.В. Горячко, А.А. Покровский. М.: Машиностроение, 1970. 192 с.
- 137. Седов Л.И. Виды энергии и их трансформации / Л.И. Седов // Прикладная математика и механика. 1981. Т. 45, вып. 6. С. 963-984.
- 138. Силуков Ю.Д. Горизонтальные, угловые и вертикальные колебания пневматического колеса с учётом неупругого сопротивления / Ю.Д. Силуков // Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 3. С. 108-113.
- 139.Смирнов В.И. Энергосредство общего назначения / В.И. Смирнов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2004. № 7. – С. 24-26.
- 140. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем / В.П. Тарасик. Минск: Дизайн ПРО, 1997. 610 с.
- 141. Тарасов В.Н. Уточнение методики определения вертикальных реакций грунта на колёса балансира автогрейдера / В.Н. Тарасов // Исследования и испытания дорожных и строительных машин: Сб. науч. работ СибАДИ. Вып. 1. Омск: Зап.-Сиб. кн. изд-во, 1969. С. 86-92.
- 142. Тарасов В.Н. Динамика систем управления рабочими процессами землеройно-транспортных машин / В.Н. Тарасов. Омск: Зап.-Сиб. кн. изд-во, 1975. 182 с.
- 143. Тракторы. Теория: Учеб. для вузов / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
- 144. Тюнин В.Л. Мощностные и топливные показатели колёсного движителя / В.Л. Тюнин, П.И. Никулин, Р.С. Солодов // Программа для ЭВМ (информационная карта): Инв. номер ВНТИЦ № 50200701287 от 25.06.2007. 1 с.

- 145. Тюнин В.Л. Топливная экономичность / В.Л. Тюнин, П.И. Никулин, Р.С. Солодов // Программа для ЭВМ (информационная карта): Инв. номер ВНТИЦ № 5020072491 от 10.12.2007. – 1 с.
- 146. Тюнин В.Л. Методика расчёта мощностных показателей колёсного движителя землеройно-транспортных машин при криволинейном движении. Дис. ... Канд. техн. наук: 05.05.04. Воронеж: Воронеж. гос. архит.-строит. ун-т, 2008. 179 с.
- 147. Тюнин В.Л. Аналитическое построение тяговой характеристики самоходной колёсной землеройно-транспортной машины с механической трансмиссией / В.Л. Тюнин, В.А. Жулай // Программа для ЭВМ (информационная карта): Инв. номер ВНТИЦ № 50201251188 от 03.10.2012. 1 с.
- 148. Тюнин В.Л. Топливный баланс самоходных колёсных транспортнотехнологических машин / В.Л. Тюнин, В.А. Жулай // Сб. трудов Международной науч.-практич. конфер. «Альтернативные источники энергии на автомобильном транспорте: проблемы и перспективы рационального использования», 20-21 марта 2014 г., Воронеж. – С. 61-63.
- 149. Тюнин В.Л. Аналитическое определение параметров контакта колеса с крупногабаритной шиной землеройно-транспортной машины с деформируемой опорной поверхностью / В.Л. Тюнин, В.А. Жулай // Программа для ЭВМ (информационная карта): Инв. номер ВНТИЦ № 50201450710 от 28.10.2014. 1 с.
- 150. Ульянов Н.А. Теория самоходных колёсных землеройно-транспортных машин / Н.А. Ульянов. М.: Машиностроение, 1969. 520 с.
- 151. Ульянов Н.А. Исследование тягово-сцепных качеств шин размером 260-508 Р модели О-43 на автогрейдере Д-598А / Н.А. Ульянов, Ю.Ф. Устинов, Ю.М. Бузин, Л.Г. Ягодкин // Исследование и расчёт строительных и дорожных машин: сб. науч. тр. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1974. – С. 3-7.
- 152. Ульянов Н.А. Самоходные колёсные землеройно-транспортные машины / Н.А. Ульянов, Э.Г. Ронинсон, В.Г. Соловьёв; Под ред. Н.А. Ульянова. М.: Машиностроение, 1976. 359 с.
- 153. Ульянов Н.А. Буксование колёсного движителя землеройно-транспортной машины при монотонно-возрастающей силе тяги / Н.А. Ульянов, Ю.М. Бузин // Исследование и расчёт строительных и дорожных машин: сб. науч. тр., вып. 4. Воронеж: Изд-во ВГУ, 1979. С. 35-46.
- 154. Ульянов Н.А. Анализ тяговых характеристик колёсного движителя с целью автоматизации рабочего процесса землеройной машины / Н.А. Ульянов, И.М. Тепляков // Исследование и расчёт строительных и дорожных машин: сб. науч. работ. Воронеж: Воронеж. инж.-строит. ун-т, 1980. С. 78-90. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш. 1980. № 235.
- 155. Ульянов Н.А. Колёсные движители строительных и дорожных машин / Н.А. Ульянов. М.: Машиностроение, 1982. 279 с.

- 156. Фёдоров Д.И. Надёжность рабочего оборудования землеройных машин / Д.И. Фёдоров, Б.А. Бондарович. М.: машиностроение, 1981. 280 с.
- 157. Фёдоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин / Д.И. Фёдоров. М.: машиностроение, 1989. 368 с.
- 158. Физический энциклопедический словарь / Гл. ред. акад. А.М. Прохоров. М.: Сов. энциклопедия, 1984. 944 с.
- 159. Чудаков Е.А. Движение бездифференциальной тележки с жёсткими колёсами / Е.А. Чудаков. М. Л.: Изд-во АН СССР, 1946. 165 с.
- 160. Чудаков Е.А. Теория автомобиля: Учеб. для вузов / Е.А. Чудаков. М.: Машгиз, 1950. 344 с.
- 161. Чудаков Д.А. основы теории и расчёта трактора и автомобиля: Учеб. для вузов / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
- 162.Шарипов Л.Х. Резервы повышения производительности лёгкого автогрейдера / Л.Х. Шарипоа, Ю.М. Бузин, И.М. Тепляков, В.А. Жулай, А.М. Попов, А.Ф. Колязин // Автомобильные дороги. 1984. № 6. – С. 14-15.
- 163.Шарипов Л.Х. Исследование тяговых и эксплуатационных показателей автогрейдера ДЗ-146 / Л.Х. Шарипов, Ю.М. Бузин, В.А. Жулай, Л.А. Антипов, В.С. Епифанов // Строительные и дорожные машины. 1986. № 10. – С. 4-5.
- 164. Эйнштейн А. Физика и реальность / А. Эйнштейн. М.: Наука, 1965. 159 с.
- 165. Эйнштейн А. Эволюция физики / А. Эйнштейн, Л. Инфельд: пер. с англ. 3-е изд. – М.: Наука, 1965. – 328 с.
- 166.Halm K.-V. Takeoff and landing in a downburst / K.-V. Halm // J. Aircraft. 1987. V. 24. № 8. P. 552-558.
- 167.Shinar J. Improved feed back for optimal maneuvers in vertical plane / J. Shinar,
 V. Fainstein // AIAA Cuidance, Navigation and Control Conference, Collect.
 Tech. Pap.: Snowmass, Co. Aug. 19-21, 1985. P. 746-756.
- 168.Wu S.-F. Optimum flight trajectory guidance based on total energy control of aircraft / S.-F. Wu, S.-F. Cuo // J. Cuidance, Control and Dynamics. 1994. V. 17. № 2. – P. 291-296.

Научное издание

Бузин Юрий Михайлович **Тюнин** Виталий Леонидович

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА САМОХОДНЫХ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

В авторской редакции

Подписано в печать 09.06.2017 г. Формат 60×84 1/8. Бумага писчая. Усл. печ. л. 30,7. Уч.-изд. л. 18,4. Тираж 500 экз. Заказ № _____.

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет» 394026 Воронеж, Московский проспект, 14 Отдел оперативной полиграфии 394006 Воронеж, ул. 20-летия Октября, 84