

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ УПРАВЛЕНИЯ ДИНАМИКОЙ ТРАКТОРА ПРИ ЭЛЕКТРОННОМ УПРАВЛЕНИИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ

Тимофиевский А.А.

ОАО НИИ «Стали», Москва, Россия

atimskiy@yandex.ru

В статье рассматривается управление процессом разгона тракторного агрегата с позиций выполнения требований, предъявляемых к динамике трактора: максимального значения ускорения трактора и максимального темпа роста ускорения.

Поскольку при электро-гидравлическом управлении переключением передач давление в переключаемых фрикционных муфтах управляется обратной связью, осуществляемой пропорциональными гидравлическими клапанами, процесс изменения давления рассматривается как экспоненциальный. Дано определение постоянной времени этого процесса. Установлено, что одновременное принятие допустимых значений максимального ускорения трактора и максимального темпа роста ускорения (джерк) определяет расчетное значение постоянной времени процесса изменения давления во включаемой фрикционной муфте в период разгона.

Определены параметры расчетного процесса разгона и базовые значения давлений в фрикционных муфтах, которые используются при формировании программы изменения давлений в муфтах при переключении передач.

С позиций динамики и тепловых потерь в фрикционных муфтах оценено влияние конструктивного различия гидравлических схем подвода давления к муфтам на протекание процесса разгона трактора.

Рассмотрены некоторые варианты формирования программы изменения давления, позволяющие при неблагоприятных конструктивных характеристиках подвода давления к муфтам выполнить требования к динамике трактора при переключении передач.

Представлены результаты расчетов, выполненных с помощью математической модели динамики трактора в процессе переключения передач, значений динамических параметров и работы трения в фрикционных муфтах при различных характеристиках гидравлических систем подвода давления или при различных программах изменения давления.

Проведен анализ результатов расчетов; сделаны выводы и даны рекомендации.

Ключевые слова: трактор, коробка передач, переключение передач, управление давлением в муфтах, динамика разгона трактора, математическая модель.

Введение

Одной из проблем, связанных с внедрением электронного управления процессом переключения передач в тракторных трансмиссиях, является выполнение требований, предъявляемых к динамике трактора в процессе переключений. Требования пока не оформлены в виде Государственного стандарта или другого обязательного для исполнения документа. Исследований, посвященных этой проблеме, мало.

Первый параметр – максимальное ускорение трактора в процессе переключения передач. В работе [1] в качестве оптимального значения рекомендуется $1,5 \text{ м/с}^2$. Такое же значение ускорения рекомендуется разработчикам троллейбусов в работе [2].

Сложнее с другим нормируемым параметром – темпом роста ускорения (джерк). Этот параметр серьезно озаботил конструкторов

автомобилей с автоматической трансмиссией. Результаты поиска в этой области приведены в работах [3, 4]. Там же в качестве оптимального рекомендуется значение джерк $33,3 \text{ м/с}^3$.

Цель исследования

Цель исследования – выявить связь между динамическими требованиями к переключению передач и программой изменения давления в фрикционных муфтах, а также проверить возможность с помощью корректировки программы изменения давления обеспечить выполнение требований к динамике трактора при переключении передач.

Данная статья – это попытка приоткрыть проблемы, связанные с удовлетворением требований к динамике трактора, которые надо будет решать в ближайшем будущем.

Процесс перевода потока мощности с одной фрикционной муфты на другую с позиций динамики трактора

Переключение передач предполагает увеличение давления в бустере включаемой муфты Φ_k и снижение давления в бустере выключаемой муфты Φ_{k-1} .

В качестве исходного состояния принимается установившееся движение, при котором крутящий момент двигателя соответствует моменту сопротивления движения. При подаче давления в муфту Φ_k этот баланс моментов нарушается. Меньшее передаточное число включаемой передачи и потери на трение в дисках буксующей муфты Φ_k требуют от двигателя увеличить отдаваемый крутящий момент. Возникает дефицит крутящего момента, который компенсируется моментом инерционных сил, возникающих при падении частоты вращения вала двигателя и снижении скорости трактора. Величина дефицита зависит от темпа роста давления во включаемой муфте и от темпа роста крутящего момента, выдаваемого двигателем. В свою очередь, темп роста крутящего момента зависит от дефицита крутящего момента и от участка характеристики, на котором работает двигатель. Момент инерционных сил пропорционален замедлению трактора.

Муфта Φ_k забирает с входного вала крутящий момент, который определяется давлением в ее бустере, а в муфту Φ_{k-1} попадает то, что остается. Величина крутящего момента, поступающего на выходной вал от муфты Φ_{k-1} , снижается быстрее, чем увеличивается крутящий момент, поступающий от муфты Φ_k . Вследствие этого муфта Φ_{k-1} прекращает передачу крутящего момента на выходной вал раньше, чем муфта Φ_k увеличит подводимый на выходной вал крутящий момент до величины, соответствующей моменту сопротивления движения. Отсутствие крутящего момента в муфте Φ_{k-1} говорит о том, что весь момент, выдаваемый двигателем, поступает к муфте Φ_k . Дальнейший рост давления в муфте Φ_k требует повышения крутящего момента подводимого к муфте. Двигатель не может немедленно удовлетворить эту потребность, и муфта Φ_k начинает забирать недостающий момент с выходного вала через замкнутую муфту Φ_{k-1} . Возникает циркуляция мощности. Весь рост крутящего момента в муфте Φ_k идет на увели-

чение циркулирующей мощности. Более того, при замкнутой муфте Φ_{k-1} рост циркулирующей мощности происходит быстрее, чем рост крутящего момента, создаваемого муфтой Φ_k , а разность компенсируется увеличением момента инерционных сил, то есть замедлением трактора. Крутящий момент, передаваемый муфтой Φ_k на выходной вал, может превысить момент сопротивления движению, но скорость трактора будет падать, так как значительную часть поступившего на вал крутящего момента заберет циркуляция мощности.

Рост циркуляции мощности останавливается срывом в буксование муфты Φ_{k-1} . Это произойдет, когда ее «передающие возможности» упадут вследствие снижения давления в ее бустере ниже «потребностей», диктуемых ростом момента циркулирующей мощности. С этого момента, величина циркулирующей мощности определяется снижающимися вместе с давлением возможностями муфты Φ_{k-1} .

Буксование муфты Φ_{k-1} создает условия для начала разгона трактора. На то, будет ли выдержан допустимый темп разгона, влияют четыре фактора: величина циркулирующей мощности к моменту срыва муфты в буксование; темп падения давления в муфте Φ_{k-1} ; величина и темп роста давления в муфте Φ_k .

Темп роста ускорения трактора определяется темпом роста крутящего момента, подводимого к ходовой системе трактора. Если до момента срыва в буксование муфты Φ_{k-1} к ходовой системе поступал момент от муфты Φ_k за вычетом циркулирующей мощности, то после отключения муфты Φ_{k-1} на ходовую систему направляется весь крутящий момент от муфты Φ_k . Этот момент идет на погашение момента инерционных сил и на разгон трактора.

После отключения муфты Φ_{k-1} темп разгона трактора определяется темпом изменения давления в бустере муфты Φ_k .

Если срыв в буксование муфты Φ_{k-1} происходит до наступления циркуляции мощности, то крутящий момент, подводимый к выходному валу муфтой Φ_k , еще остается значительно меньше момента, соответствующего моменту сопротивления движению. Потребуется некоторое время на то, чтобы момент, передаваемый муфтой Φ_k на выходной вал, заменил момент инерционных сил, достиг и превысил момент сопротивления движению. Только после этого начинается разгон трактора.

Расчет действующих моментов нагрузки, приведенных к выходному валу трансмиссии

Оценка возможности воздействия на динамику трактора с помощью программ изменения давления в переключаемых муфтах производилась на основании сопоставления и анализа результатов расчета динамических параметров трактора, полученных при различных условиях протекания процесса переключения передач: различных конструктивных вариантах подвода давления к переключаемым муфтам или при различных программах изменения давления в муфтах.

Расчеты выполнялись с помощью математической модели процесса переключения передач, разработанной в НАТИ [5] и доработанной под кинематическую схему трактора ЧН-6 («Руслан»). Исходя из выбранной внешней нагрузки, переключаемых передач и программы изменения давления в муфтах, модель рассчитывала режим работы двигателя, нагрузки, передаваемые и создаваемые муфтами, ускорения и скорости валов трансмиссии.

Составной частью математической модели является расчетный цикл, который просчитывает изменение значений всех параметров, происходящих за 1 мс.

Предполагается, что, как и на тракторе ЧН-6, система управления переключением передач работает в дискретном режиме, назначая изменение давления, если это необходимо, с частотой 40 гц, шаг команд составляет 25 мс. Заданное давление определяет то значение давления в муфте, которое пропорциональный гидравлический клапан должен установить и поддерживать в конкретной муфте, до получения новой команды. Благодаря обратной связи клапан соединяет бустер муфты с напорной магистралью, если давление меньше, чем было задано, или со сливной магистралью, если давление превышает заданное.

Для упрощения расчетов был использован параметр, названный радиусом приведения нагрузки. Он определяется как радиус воображаемой точки выходного вала, линейная скорость которой при вращении выходного вала равна скорости трактора без учета буксования ходовой системы, и определяется по формуле:

$$R_{пр} = R_{xc} / i_{вм},$$

где R_{xc} – радиус ведущего колеса (звездочки) ходовой системы, м; $i_{вм}$ – передаточное число ведущего моста.

Тогда приведенный к выходному валу момент сопротивления движению равен:

$$M_f^c = (F_{ск}^{тр} + F_{кр}^{тр}) R_{пр},$$

где $F_{ск}^{тр}$ – сила сопротивления качению трактора, Н; $F_{кр}^{тр}$ – сила сопротивления качению прицепа или тяговое усилие на крюке, Н.

Приведенный к выходному валу момент инерции тракторного агрегата равен:

$$J_{агр}^c = (G^{тр} + G^{схм}) (R_{пр})^2,$$

где $G^{тр}$ – масса трактора, кг; $G^{схм}$ – масса сельхозмашины, кг.

Приведенный к выходному валу максимальный крутящий момент разгона трактора

$$M_a^c = J_{агр}^c a_{макс}^{тр} / R_{пр},$$

где $a_{макс}^{тр}$ – максимальное ускорение трактора при переключении передач, м/с².

Радиус приведения используется и при расчете ускорения $a_{тр} = \dot{\omega} R_{пр}$ и скорости трактора $V^{тр} = \omega^c R_{пр}$ 3,6, где $\dot{\omega}^c$ – угловое ускорение выходного вала, рад/с²; ω^c – угловая скорость выходного вала, рад/с.

Параметры давления.

Обозначения и определения

В статье приведены формулы, в которых используется ряд параметров, требующих пояснения. В обозначениях параметров верхний индекс указывает на узел, к которому относится параметр, а нижний – функциональную особенность.

При формировании программы изменения давлений конечной целью расчетов является значение заданного или назначенного давления в муфте (для данного момента протекания процесса). Применительно к включаемой муфте – это P_z^k . Значение этого параметра может дискретно изменяться в процессе переключения.

Но при расчетах P_z^k используется так много параметров-«однофамильцев» P^k , что следует отдельно остановиться на пояснении их взаимосвязи, описании и обозначениях.

Четыре базовых параметра: $P_{хх}^k$ – давление холостого хода; P_f^k – давление, соответствующее моменту сопротивления движения; ΔP_a^k – добавочное давление, обеспечивающее разгон с заданным ускорением; P_{fu}^k – максимальное давление процесса переключения.

Давление холостого хода – это давление, которое нужно для перемещения поршня муфты и сжатия возвратных пружин, но недостаточно

для передачи муфтой какого-либо крутящего момента.

$$P_{xx}^k = P_s^k - P_{\Pi}^k.$$

Здесь P_s^k – давление сжатия возвратных пружин; P_{Π}^k – давление центробежных сил в бустере муфты.

Формулы для расчета этих давлений хорошо известны [6].

Исходя из того, что известны приведенные к выходному валу момент сопротивления движению и момент инерции тракторного агрегата, давления в муфте, адекватное моменту сопротивления движению, и добавочное давление, обеспечивающее разгон с заданным ускорением, рассчитываются по формулам:

$$P_f^k = M_f^c / (i_{mc}^k q_{mp}^k) + P_{xx}^k; \Delta P_a^k = M_a^c / (i_{mc}^k q_{mp}^k),$$

где M_f^c – момент сопротивления движению, приведенный к выходному валу, Н м; i_{mc}^k – передаточное число от муфты Φ^k до выходного вала; q_{mp}^k – удельный показатель момента муфты Φ^k (прирост передаваемого крутящего момента на прирост давления; Н·м/бар).

Самостоятельный интерес представляет сумма этих параметров:

$$P_{fa}^k = P_f^k + \Delta P_a^k.$$

Параметры P_f^k , ΔP_a^k и P_{fa}^k формируют задачу, а решает ее эффективное давление в бустере муфты, определяемое по формуле:

$$P_e^k = P_{\Gamma K}^k + P_{\Pi}^k - P_s^k = P_{\Gamma K}^k - P_{xx}^k,$$

где $P_{\Gamma K}^k$ – давление, подведенное к бустеру муфты через пропорциональный клапан.

Разность между заданным и подведенным давлениями будем называть дефицитом давления и обозначим его P_d . Но надо различать две функции этого параметра. Дефицит давления может использоваться как определенная постоянная величина, в качестве одного из слагаемых при расчете заданного давления. В этом случае он обозначается P_{dz} .

$$P_z^k = P_f^k + P_{dz}^k.$$

Если оценивается текущее значение дефицита давления в процессе переключения:

$$P_{dt}^k = P_z^k - P_{\Gamma K}^k. \quad (1)$$

Здесь P_{dt}^k изменяется в процессе переключения передач, поскольку непрерывно изменяется значение $P_{\Gamma K}^k$.

Первое, с чем пришлось столкнуться при расчетах, – формализация процесса изменения давления в муфте.

Для трактора ЧН-6 в математической модели процесса переключения передач изменение давления в муфте за время одного цикла расчета определялось по формуле:

$$\Delta P_{\Gamma K}^k = P_{dt}^k k_{\Pi} \Delta t, \quad (2)$$

где $\Delta P_{\Gamma K}^k$ – прирост давления в муфте за время Δt , бар; Δt – шаг времени расчетного цикла, с; k_{Π} – показатель удельной пропускной способности гидropодвода к муфте, с⁻¹.

Значение этого показателя выбиралось исходя из реально полученного достижения заданной величины давления в муфте. Начальное значение коэффициента было равно 50, но после замены модели пропорциональных клапанов и изменения гидравлической схемы значение пришлось снизить до 25. Физический смысл $k_{\Pi} \cdot \Delta t$ – это доля, на которую дефицит давления сокращается за Δt . Иначе говоря, в первом случае за один шаг величина дефицита давления уменьшалась на 5,0 %, а во втором случае на 2,5 %.

Изменение давления в муфте, как большинство процессов, управляемых обратной связью, носит экспоненциальный характер. Обычно понятие постоянная времени (τ) трактуется как характеристика экспоненциального процесса, определяющая время, через которое значение убывающего параметра упадет в «e» раз ($e \approx 2,718$).

Представляется возможным, в нашем случае, дать следующее определение постоянной времени экспоненциального процесса изменения давления: это время, за которое изменяющийся параметр достигнет заданного ему стабильного значения, если сохранится начальный темп его изменения.

Формула (1) показывает, что в процессе разгона при неизменном значении заданного давления P_z^k вследствие роста давления в бустере муфты $P_{\Gamma K}^k$, дефицит давления P_{dt}^k будет уменьшаться. В соответствии с формулой (2) будет снижаться темп роста давления в муфте и, соответственно, темп роста крутящего момента, создаваемого муфтой, и темп роста ускорения.

Приняв определенные значения и ускорения трактора ($a_{\Gamma P}^{\text{макс}}$), и максимального темпа роста ускорения ($j_{\Gamma P}^{\text{макс}}$), мы невольно определяем значение требуемой «постоянной времени» процесса разгона трактора и, следовательно, изменения давления в муфте.

В соответствии с приведенным выше определением постоянная времени будет равна числу секунд необходимых для достижения заданного ускорения, при условии сохранения начального темпа роста ускорения при разгоне:

$$\tau_z = a_{\text{тр}}^{\text{макс}} / j_{\text{тр}}^{\text{макс}}.$$

Значение τ_z зависит от двух параметров, величины которых являются требованиями к процессу, поэтому вправе назвать это значение заданным, а процесс расчетным.

Для принятых нами условий, значение τ_z будет 0,045 секунды.

Особенностями «расчетного» процесса является то, что от начала разгона трактора до завершения буксования включаемой муфты заданное давление остается неизменным и равным P_{fa}^k , дефицит давления в начале разгона равен ΔP_a^k , а допустимый темп изменения давления в муфте

$$\Delta P_{tz}^k = \Delta P_a^k / \tau_z.$$

Этот темп изменения давления в муфте обеспечивает выполнение требования к темпу изменения ускорения.

Реальный процесс изменения давления в муфте зависит от многих факторов и его постоянная времени τ_m будет отличаться от заданной τ_z . В случае большего значения τ_m ускорение будет расти медленнее, необходимое максимальное ускорение будет достигнуто позже и с большими тепловыми потерями. При меньшем значении τ_m исходный темп роста ускорения превысит допустимое значение джерк.

Формула расчета прироста давления (2) преобразуется:

$$\Delta P_{\text{гк}}^k = P_{dt}^k \Delta t / \tau_m, \quad (3)$$

где τ_m – постоянная времени реального процесса изменения давления в муфте, с.

Из сопоставления формул (2) и (3) следует, что постоянная времени процесса разгона реального трактора является обратной величиной показателя удельной пропускной способности гидроподвода к муфте. Для трактора ЧН-6 начальное значение постоянной времени процесса разгона было принято 0,02 с, а после изменения гидравлической схемы – 0,04 с.

Расчет вариантов переключения при различных постоянных времени муфт

С помощью математической модели был выполнен расчетный процесс переключения передач и еще два варианта переключения по той же программе изменения давлений, но при иных постоянных времени процесса. Расчеты были проведены для трех постоянных времени: 0,020 с, 0,045 с и 0,070 с (соответственно опыты № 1, 2 и 3).

Для расчетов был выбран вариант: трактор ЧН-6 с плугом, требующим рабочее усилие 70 кН; переключение с 9-ой передачи на 10-ю. Это, практически, штатная нагрузка для трактора и условия работы, требующие безразрывности процесса переключения передач.

Результаты расчета постоянных значений ряда параметров и начальных значений некоторых переменных

Нагрузки, приведенной к выходному валу			
Момент сопротивления движению	.	.	2147 Н·м
Момент инерции тракторного агрегата	.	.	13,56 кг·м ²
Крутящий момент, обеспечивающий разгон	.	.	910 Н·м
Базовые давления муфты Φ_{k-1}			
Давление холостого хода	.	.	1,895 бар
Давление установившегося движения	.	.	6,410 бар
Базовые давления муфты Φ_k			
Давление холостого хода	.	.	1,895 бар
Давление установившегося движения	.	.	7,150 бар
Добавочное давление разгона	.	.	2,183 бар
Максимальное давление	.	.	9,333 бар
Начальные значения			
Частота вращения вала двигателя	.	.	2121,7 мин ⁻¹
Крутящий момент двигателя	.	.	839,7 Н·м
Скорость трактора	.	.	8,540 км/ч

Программа изменения давления предусматривала 600 мс на подготовку муфт к переключению. Заданные давления на период подготовки к переключению: 7,051 бар в муфте Φ_{k-1} и 1,895 бар в муфте Φ_k . Давление в муфте Φ_{k-1} было увеличено до значения $1,1 \times P_f^{k-1*}$ для согласования крутящих моментов, передаваемых переключаемыми муфтами на выходной вал. При переходе к управлению переключением заданные давления были установлены 0,0 бар для муфты Φ_{k-1} и 9,333 бар (P_{fu}^{k*}) для муфты Φ_k .

В математической модели джерк определялся как разность ускорений трактора, полученных в последнем и предшествующем ему миллисекундных циклах:

$$j_n = (a_n^{TP} - a_{n-1}^{TP}) / \Delta t.$$

Некоторые результаты расчетов представлены в табл. 1.

В первом опыте к моменту срыва в буксование муфты Φ_{k-1} крутящий момент, создаваемый муфтой Φ_k , уже превышал потребности момента сопротивления движению. Перед срывом циркуляция мощности отбирала от этого мо-

мента более 100 Н·м, а после срыва весь крутящий момент муфты Φ_k направляется к ходовой системе. Отсюда большие значения джерк сразу после срыва муфты. По мере сокращения дефицита давления значение джерк уменьшается и к 642 мс становится допустимым.

Во втором опыте срыв муфты Φ_{k-1} в буксование и выход крутящего момента в муфте Φ_k на уровень, соответствующий моменту сопротивления движению, происходят практически одновременно. Момент циркулирующей мощности меньше, чем в опыте № 1. Поэтому «заброс» значения джерк за предельное значение меньше и длится всего 3 мс.

В третьем опыте срыв в буксование муфты Φ_{k-1} опережает создание муфтой Φ_k крутящего момента, соответствующего моменту сопротивления движению, вследствие чего, перешедшая на ходовую систему, небольшая циркулирующая мощность может лишь замедлить снижение скорости трактора, а разгон начинается после того, как момент в муфте Φ_k превысил потребности момента сопротивления движению.

Таблица 1

Сравнение результатов опытов № 1–3

Опыт	№ 1	№ 2	№ 3	
Постоянная времени, с	0,020	0,045	0,070	
Время начала циркуляции мощности, мс	621	650	679	
Время срыва в буксование Φ_{k-1} , мс	625	655	684	
Время выключения Φ_{k-1} , мс	626	657	686	
Время замыкания муфты Φ_k , мс	823	842	896	
Момент в муфте Φ_k в начале циркуляции мощности, Н·м	2054	2049	2076	
Крутящие моменты в муфтах при срыве в буксование, Н·м	Φ_{k-1}	-13	-37	-18
	Φ_k	2165	2143	2117
Момент в муфте Φ_k в конце циркуляции мощности, Н·м	2174	2170	2134	
Макс. момент циркулирующей мощности, Н·м	72	61	33	
Макс. положительный момент инерционных сил, Н·м	102	88	76	
Максимальное значение джерк	174	75	47	
Число миллисекунд, в течение которых джерк имел значение, мс	>100	1	–	–
	51–100	8	3	–
	34–50	8	0	2
	<34	147	186	210
Минимальная скорость трактора, км/ч	8,530	8,520	8,513	
Максимальное ускорение, м/с ²	1,531	1,508	1,457	
Работа трения Φ_k , Дж	375	485	584	

Расчет вариантов переключения при различной коррекции программ давления

Существует прямая связь между значением джерк и приростом давления во включаемой муфте. В нашем случае, когда расчетная постоянная времени равна 0,045 с, а дополнительное давление разгона 2,183 бар, прирост давления разгона ΔP_{tz}^k не должен превышать 48,5 бар/сил и 0,0485 бар/мс.

Расчеты подтвердили, что интенсивность роста ускорения зависит от постоянной времени. Кроме того, расчеты показали существенную зависимость потерь на трение в дисках от организации процесса переключения передач.

Из проведенных опытов можно сделать вывод, что в случае если у реальной системы управления переключением передач постоянная времени изменения давления в муфте меньше расчетного значения, то, для выполнения требований по интенсивности разгона, необходима коррекция программы изменения давления в сторону увеличения постоянной времени реального процесса переключения.

Единственной возможностью коррекции процесса, у разработчика управления, является коррекция дефицита давления в переключаемых муфтах.

Опыт № 4. Условия выполнения расчета в части переключаемых передач внешней нагрузки и постоянной времени процесса изменения давления, те же, что и в опыте № 1.

В случае опыта № 4, коррекция программы изменения давления состояла в исключении циркуляции мощности. Это достигалось ускорением срыва в буксование муфты Φ_{k-1} , для чего при подготовке к переключению было задано давление $P_z^{k-1} = 6,410$ бар.

Результаты расчета этого варианта представлены в табл. 2.

Муфта Φ_{k-1} сорвалась в буксование на 601-ой мс в начале фазы управления переключением. В это время именно через нее шел основной поток мощности на выходной вал. Какое-то время трактор продолжал замедляться, а обе муфты работали параллельно.

Расчет показывает, что при высоком темпе повышения давления в бустере включаемой муфты отсутствие циркуляции мощности не обеспечивает выполнения требований допустимой величины джерк.

Большинство из приведенных ниже расчетов исходит из того, что программа изменения давления частично формируется бортовым компьютером трактора, получающим информацию от штатных датчиков давления в бустерах муфт.

Опыт № 5. Корректируется давление в муфтах, имеющих постоянную времени процесса 0,020 секунды.

Как указано выше, значение максимально допустимого темпа роста давления в муфте при «расчетном» процессе разгона равно 48,5 бар/с. За счет коррекции мы должны получить тот же темп роста давления, но при $\tau_m^k = 0,020$ с.

Таблица 2

Результаты расчета давлений, моментов и динамических параметров (опыт № 4)

Время процесса, мс	Муфта Φ_{k-1}			Муфта Φ_k			Ускорение, м/с ²	Джерк при коррекции, м/с ³	
	P_z^{k-1} , бар	P_{zk}^{k-1} , бар	M^{k-1} , Н·м	P_z^k , бар	P_{zk}^k , бар	M^k , Н·м		до	после
0	6,410	19,000	2147	1,895	0,000	0,000	0,000	0	0
600	0,000	6,089	2030	9,333	2,267	111	-0,010	0	-10
601	Срыв	5,785	1843	–	2,620	258	-0,076	-10	-66
623	Разгон	1,872	0,0	–	7,161	2152	0,007	24	79
625		1,689	0,0	–	7,373	2240	0,153	75	71
640	Нормализация джерк				8,425	2679	0,877	35	33
650		0,469	0,0	–	8,789	2832	1,129	21	20
750		0,003	0,0	–	9,329	3070	1,521	0	0
775		0,001	0,0	–	9,332	3075	1,529	0	0
784				Блокировка		2235	0,145	0	-1386
800				19,00	Работа трения 373 Дж				

Из формулы (3) видно, что прирост давления зависит от постоянной времени процесса (которая определяется конструкцией гидросистемы) и дефицита давления в бустере муфты. Единственная возможность снизить прирост давления в муфте – это уменьшить дефицит давления, понизив заданное давление. Для этого принимается показатель коррекции:

$$E_{kor}^k = \tau_m^k / \tau_z^k.$$

Ранее было отмечено, что при расчетном переключении дефицит давления в начале разгона равен добавочному давлению разгона, умножив которое на показатель коррекции, получим откорректированный дефицит давления:

$$\Delta P_{kor}^k = \Delta P_a^k \times E_{kor}^k.$$

При подготовке муфт к переключению назначаются давления:

$$P_z^{k-1} = 1,1 \cdot P_f^{k-1} \text{ и } P_z^k = P_{xx}^k.$$

При переходе к управлению переключением на 25 шаге (600 мс) задаются:

$$P_z^{k-1} = 0,0 \text{ и } P_z^k = 1,3 \cdot P_f^k.$$

Коэффициент 1,3 преследует цель получить в муфте Φ_k давление P_f^k к 624 мс, чтобы на следующем шаге перейти к другому заданному давлению, обеспечивающему допустимую динамику. Далее на каждом шаге проверяются и выполняются два условия: если $P_{гк}^k > P_f^k$ то $P_z^k = P_{гк}^k + \Delta P_{kor}^k$ и $P_z^k > P_{fa}^k$, то $P_z^k = P_{fa}^k$.

Выполнение этих условий обновляло на каждом шаге значение P_z^k и увеличивало темп повышения давления в муфте, оставляя его в допустимых пределах, как и предотвращало превышение допустимого ускорения трактора. Результаты расчета показаны в табл. 3.

Такую коррекцию заданного давления можно назвать пошаговой.

Полученные цифры свидетельствуют, что с позиций динамики переключение можно оценить положительно. Только 2 мс джerk превышал допустимый уровень, причем самое большое значение соответствовало не разгону, а снижению замедления трактора. Потери на трение в дисках по сравнению с «расчетным» переключением сократились на 12 %.

Опыты № 6 и № 7. Была использована несколько иная стратегия коррекции. При расчете заданного давления, к достигнутому давлению в муфте добавлялось не постоянное значение откорректированного добавочного давления разгона, а откорректированное значение изменяющегося текущего дефицита давления, которое рассчитывалось по формуле

$$\Delta P_{kor}^k = (P_{fa}^k - P_{гк}^k) E_{kor}^k.$$

В опыте № 6 рассчитывался вариант переключения при $\tau_m^k = 0,020$ (результаты расчета представлены в табл. 4).

В опыте № 7 рассчитывался вариант переключения при $\tau_m^k = 0,070$ (результаты расчета представлены в табл. 5).

Таблица 3

Результаты расчета давлений, моментов и динамических параметров (опыт № 5)

Время процесса, мс	Муфта Φ_{k-1}			Муфта Φ_k			Ускорение, м/с ²	Джerk при коррекции, м/с ³	
	P_z^{k-1} , бар	$P_{гк}^{k-1}$, бар	M^{k-1} , Н·м	P_z^k , бар	$P_{гк}^k$, бар	M^k , Н·м		до	после
001	7,051	19,000	2147	1,895	0,000	0	0,000	0	0
600	0,000	6,698	2031	9,295	2,265	110	-0,010	0	-10
622	Циркуляция мощности	2,167	-48	–	6,901	2043	-0,165	4	3
624	Срыв	2,024	-11	–	7,171	2156	-0,005	-1	164
625	Отключение	1,923	0	8,140	7,219	2176	0,047	164	52
650		0,533	0	8,840	7,919	2468	0,529	10	33
675		0,148	0	9,333	8,609	2758	1,006	10	26
700		0,041	0	–	9,132	2978	1,370	8	7
800		0,000	0	–	9,331	3075	1,530	0	0
804	Замыкание муфты Φ_k					2235	0,145	0	-1385
825				19,000				Работа трения 423 Дж	

Таблица 4

Результаты расчета давлений, моментов и динамических параметров (опыт № 6)

Время процесса, мс	Муфта Φ_{k-1}			Муфта Φ_k			Ускорение, м/с ²	Джерк при коррекции, м/с ³	
	P_z^{k-1} , бар	$P_{зк}^{k-1}$, бар	M^{k-1} , Н·м	P_z^k , бар	$P_{зк}^k$, бар	M^k , Н·м		До	после
	001	7,051	19,000	2147	1,895	0,000			
600	0,000	6,698	2031	9,295	2,265	110	-0,010	0	-10
622	Циркуляция мощности	2,167	-48	–	7,021	2093	-0,168	-3	-3
624	Срыв	2,024	-11	–	7,171	2156	-0,005	-1	164
625	Отключение	1,923	0	8,131	7,219	2176	0,047	164	51
626	Нормализация джерк			8,131	7,264	2195	0,078	51	31
650		0,533	0	8,516	7,897	2459	0,514	10	22
675				8,778	8,357	2653	0,833	7	15
700				8,956	8,670	2785	1,051	5	10
725				9,077	8,883	2876	1,202	3	7
750				9,159	9,027	2939	1,306	2	5
775				9,215	9,125	2983	1,378	2	3
800				9,252	9,192	3014	1,429	1	2
825				9,278	9,237	3037	1,466	1	2
826)	Замыкание муфты Φ_k					2236	0,147	2	-1319
850				19,000	Работа трения 461 Дж				

Таблица 5

Результаты расчета давлений, моментов и динамических параметров (опыт № 7)

Время процесса, мс	Муфта Φ_{k-1}			Муфта Φ_k			Ускорение, м/с ²	Джерк при коррекции, м/с ³	
	P_z^{k-1} , бар	$P_{зк}^{k-1}$, бар	M^{k-1} , Н·м	P_z^k , бар	$P_{зк}^k$, бар	M^k , Н·м		до	после
	001	7,051	19,000	2147	1,895	0,000			
600	0,000	6,952	2147	9,333	2,001	0	0	0	0
625	–	4,852	1179	–	4,216	924	-0,074	-2	-2
650	–	3,386	512	–	5,762	1568	-0,111	-1	-1
675	–	2,363	54	–	6,841	2018	-0,125	0	0
679	Циркуляция мощности	2,231	-5	–	6,980	2076	-0,126	0	0
685	Срыв	2,086	-41	–	7,133	2139	-0,080	0	46
688	Отключение	1,998	0	–	7,226	2178	0,051	45	40
700				10,329	7,574	2324	0,291	18	27
725				9,861	8,400	2669	0,860	20	15
750				9,613	8,838	2854	1,165	10	8
775				9,481	9,070	2954	1,329	6	4
800				9,411	9,193	3008	1,419	3	2
825				9,374	9,259	3039	1,469	2	1
850				9,355	9,293	3057	1,499	1	1
873	Замыкание муфты Φ_k					2237	0,147	0	-1368
875				19,000	Работа трения 541 Дж				

Интересной особенностью расчета варианта № 6 является то, что заданное давление во включаемой муфте так и не достигало давления P_{ju}^k . Это увеличило длительность буксования муфты. Потери на трение в дисках оказались больше, чем в предыдущем опыте, но меньше, чем в расчетном переключении.

Большое значение джерк на 624 мс объясняется тем, что при срыве в буксование муфты Φ_{k-1} крутящий момент, развиваемый муфтой Φ_k , уже превысил потребности момента сопротивления движению.

В опыте № 7 из-за большого значения постоянной времени процесса изменения давления (0,070 с) срыв в буксование муфты Φ_{k-1} затянулся до 685 мс. С позиций выполнения требований к динамике трактора этот вариант аналогичен опыту № 3, но немного выигрывает в потерях на буксование муфты.

Анализ результатов расчета подтверждает, что наиболее благоприятной ситуацией с позиции ограничения темпа ускорения трактора является срыв в буксование муфты Φ_{k-1} сразу после начала циркуляции мощности и отключение ее раньше или одновременно с созданием муфтой Φ_k крутящего момента, уравновешивающего момент сопротивления движению.

Очевидно, что реальный процесс изменения давления в муфте будет отличаться от чисто математического варианта, так как существует множество факторов, влияющих на ход процесса. Вместе с тем, сохраняется влияние программы изменения давления на динамику трактора при переключении передач и сохраняется возможность влияния на динамику путем коррекции программы изменения давления.

Вызывает сомнение нормирование темпа изменения ускорения при разгоне трактора. Норма нужна, чтобы предотвратить рывки при переключении передач. В действующем в настоящее время ГОСТ 22576-90 [7] предусмотрены характеристики: время разгона на определенном отрезке пути и время разгона до определенной скорости. Может быть лучше нормировать не максимальное текущее значение джерк, а время увеличения ускорения при разгоне, например, на 0,25) м/с².

Выводы

1. Знание момента сопротивления движению и момента инерции тракторного агрегата, приведенных к выходному валу коробки передач, а также принятие определенного значения

максимально допустимого ускорения трактора при переключении передач позволяет рассчитать базовые давления для переключаемых фрикционных муфт, одно из которых, принятое в качестве заданного давления, обеспечивает выполнение ограничения максимального ускорения.

2. Совместно установленные предельно допустимые значения максимального ускорения и максимально допустимого темпа роста ускорения определяют расчетную постоянную времени процесса изменения давления и позволяют рассчитать соответствующий максимально допустимый темп изменения давления в муфте, соблюдение которого обеспечивает выполнение требования по ограничению темпа роста ускорения трактора.

3. Процесс изменения давления в муфте при гидравлической системе управления переключением передач носит экспоненциальный характер и его темп зависит от конструктивных особенностей гидросистемы (включая пропорциональный клапан) и от дефицита давления (разности между заданным давлением и реальным давлением в бустере муфты). Влияние конструктивных особенностей характеризуется реальной постоянной времени процесса.

4. В случае неблагоприятного различия реальной и расчетной постоянных времени выполнения динамических требований может быть достигнуто путем формирования программы изменения давления в муфтах с использованием алгоритма пошаговой коррекции заданного давления.

Литература

1. Рабинков Б.И. Исследование процесса плавного разгона машинно-тракторного агрегата: автореф. дис. ...канд. техн. наук. Москва. 1972. 30 с.
2. Максимов А.Н. Городской электротранспорт: Троллейбус. М.: Издательский центр «Академия». 2004. 256 с.
3. Курочкин Ф.Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля: дисс...канд. техн. наук. Москва. 2008. 149 с.
4. Алендеев Е.М. Методы управления переключением передач без разрыва потока мощности на тракторах: дис. ... канд. техн. таук. Москва. 2015. 143 с.
5. Вознесенский А.Н., Тимофиевский А.А., Евтушик О.В. Электрогидравлическая система управления переключением передач // Тракто-

ры и сельскохозяйственные машины. 2006. № 8. С. 34–38.

6. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение. 2009. 752 с.
7. ГОСТ 22576-90 «Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний». Издательство стандартов. 1991. 15 с.

References

1. Rabinkov B.I. *Issledovanie protsessa plynogo razgona mashinno-traktornogo agregata*: avtoref. dis. ...kand. tekhn. nauk [Investigation of the process of smooth acceleration of the machine-tractor unit: abstract. dissertation for Candidate technical of sciences degree]. Moscow, 1972. 30 p.
2. Maksimov A.N. *Gorodskoy elektrotransport: Trolleybus* [City electric transport: Trolleybus]. Moscow: Izdatel'skiy tsentr «Akademiya» Publ. 2004. 256 p.
3. Kurochkin F.F. *Metod vybora ratsional'nykh kharakteristik protsessa pereklyucheniya v avtomaticheskoy korobke peredach avtomobilya*: diss... kand. tekhn. nauk [The method of choosing the rational characteristics of the switching process in the automatic transmission of automobile: dissertation for Candidate technical of sciences degree]. Moscow, 2008. 149 p.
4. Alendeev E.M. *Metody upravleniya pereklyucheniem peredach bez razryva potoka moshchnosti na traktorakh*: dis. ... kand. tekhn. nauk [Gear shift control techniques without breaking the power flow on tractors: dissertation for Candidate technical of sciences degree]. Moscow, 2015. 143 p.
5. Voznesenskiy A.N., Timofievskiy A.A., Evtushik O.V. Electrohydraulic transmission control system. *Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*. 2006. No 8, pp. 34–38 (in Russ.).
6. Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 2009. 752 p.
7. *GOST 22576-90 «Avtotransportnye sredstva. Skorostnye svoystva. Metody ispytaniy»* [Motor vehicles. Velocity properties. Test methods]. Izdatel'stvo standartov Publ. 1991. 15 p.

CONTROL OF DYNAMICS OF TRACTOR WITH ELECTRONIC GEARSHIFT CONTROL

A.A. Timofievskiy

NII STALI JSC, Moscow, Russia

atimskiy@yandex.ru

The article deals with control of process of tractor unit acceleration from the standpoint of meeting the requirements imposed on the dynamics of the tractor: the maximum value of the tractor acceleration and the maximum acceleration growth rate.

As in the electro-hydraulic shift control the pressure in the switchable friction clutches is controlled by a feedback effected by proportional hydraulic valves, the pressure change process is considered to be exponential. The time constant of this process is defined. It is established that the simultaneous acceptance of the permissible values of the maximum acceleration of the tractor and the maximum growth rate of the acceleration (jerk) determines the calculated value of the time constant of the process of changing the pressure in the included friction clutch during the acceleration period.

There were determined the parameters of the calculated acceleration process and the basic values of the pressures in the friction clutches, which are used in the formation of the program for changing the pressure in the clutches when changing gears.

From the positions of dynamics and heat losses in friction clutches the influence of the structural difference in the hydraulic schemes of the pressure supply to the clutches and the progress of the tractor acceleration is estimated.

Some variants of forming a pressure change program are considered that allow, with unfavorable design characteristics of the pressure supply to the clutches, to meet the requirements for the dynamics of the tractor when shifting gears.

The results of calculations performed with the help of the mathematical model of the dynamics of the tractor in the course of gear shifting, the values of the dynamic parameters and the friction work in friction clutches for various characteristics of hydraulic pressure supply systems, or for various programs of pressure change are presented.

The analysis of calculation results is carried out; conclusions are drawn and recommendations are given.

Keywords: tractor, gearbox, gear shift, pressure control in clutches, tractor acceleration dynamics, mathematical model.