

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Автомобили»

О. С. Руктешель

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ
В АВТОМОБИЛЕ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-37 01 02
«Автомобилестроение (по направлениям)»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2016

УДК 629.33.028 (075.8)

ББК 39.33-01я7

P85

Рецензенты:

кафедра «Тракторы и автомобили» УО «БГАТУ»,
заведующий кафедрой, д-р техн. наук *Ю. Д. Карпиевич*;
заместитель директора по научной работе ГНУ «ОИМ НАН Беларуси»,
д-р техн. наук *В. Б. Альгин*

Руктешель, О. С.

P85 **Оптимальное проектирование алгоритмов автоматизированного переключения передач в автомобиле : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)» / О. С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2016. – 92 с.
ISBN 978-985-550-463-5.**

Учебно-методическое пособие предназначено для приобретения студентами практических навыков по проектированию алгоритмов переключения передач в трансмиссии автомобиля, оборудованного системой автоматического управления его узлами и агрегатами, их поэтапной разработке, рассмотрению задач подготовительного этапа оптимального проектирования данных алгоритмов на примере синтеза структуры и параметров алгоритмов переключения передач для САУ двигателем, моторным тормозом, сцеплением и коробкой передач в процессе переключения в механической ступенчатой трансмиссии транспортного средства. Пособие также будет полезно при выполнении курсовой работы или дипломного проекта при разработке имитационной модели движения автомобиля, оборудованного системой автоматического управления процессом переключения передач.

УДК 629.33.028 (075.8)

ББК 39.33-01я7

ISBN 978-985-550-463-5

© Руктешель О. С., 2016

© Белорусский национальный
технический университет, 2016

Введение

Одним из методов повышения эффективности использования грузового автомобиля или автобуса является автоматизация управления их рабочими процессами. Достигнутое к настоящему времени увеличение технической скорости и энергонасыщенности автотранспортных средств (АТС) показывает, что чем выше энергонасыщенность и грузоподъемность АТС, тем значительней потери от недоиспользования их потенциальных возможностей. Следовательно, с повышением технической скорости АТС все большее значение приобретает оптимальное управление их рабочими процессами, которое может быть успешно реализовано только при помощи систем автоматического управления (САУ). В частности, автоматизация управления процессом переключения передач в многоступенчатых коробках передач грузовых автомобилей и автобусов позволяет уменьшить утомляемость водителя и, как следствие, увеличить безопасность движения, обеспечить низкую себестоимость перевозок за счет увеличения средней скорости движения и (или) уменьшения расхода топлива, снизить нагруженность узлов силового агрегата автомобиля и повысить комфортность водителя и пассажиров.

Систему, которая собирает и обрабатывает информацию о состоянии и режиме движения автомобиля, выбирает направление и момент переключения, управляет двигателем, моторным тормозом, сцеплением и коробкой передач в процессе переключения, производит выбор и включение требуемой передачи после торможения или движения автомобиля накатом, называют системой автоматического управления переключением передач (САУПП), а систему, состоящую из узлов силового агрегата и САУПП, – системой автоматического переключения передач или САПП.

Синтез САУПП предполагает решение следующих научных задач:

- 1) выбор информационных параметров САУПП;
- 2) выбор законов переключения передач;
- 3) выбор алгоритмов процессов переключения передач и их параметров [1].

Решению третьей научной задачи и посвящено данное издание.

1. ЗАДАЧИ СИНТЕЗА АЛГОРИТМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Решение задачи организации процесса переключения передач сводится к синтезу алгоритмов переключения. Задача синтеза алгоритма переключения передач решается путем его оптимизации. **Оптимизация** – это управляемый процесс, позволяющий найти наилучший вариант системы в отношении заданного свойства. Управление при оптимизации реализуется в виде изменения элементов структуры или параметров системы, которые называются *оптимизируемыми* или *управляемыми*. Соответственно оптимизация подразделяется на структурную и параметрическую, т. е. оптимизация алгоритмов переключения предусматривает синтез как структуры, так и параметров алгоритма. Эти задачи решаются методами структурной и параметрической оптимизации алгоритмов переключения передач.

Структуры алгоритма переключения различают по принципу организации алгоритма, количеству операций управления, последовательности их выполнения, по условиям перехода между операциями, количеству и виду узлов САПП, реализующих данные операции.

По принципу организации алгоритмы переключения подразделяют на алгоритмы индивидуальной и центральной синхронизации, а также комбинированные, сочетающие в себе свойства обоих указанных принципов.

Количество и вид узлов САПП, участвующих в процессе переключения передач, определяются как принципом организации алгоритма, так и типом трансмиссии транспортной машины. В общем случае этими узлами являются двигатель, моторный тормоз, сцепление, фрикцион блокировки гидротрансформатора, элементы коробки передач (зубчатые муфты, синхронизаторы, фрикционы) и их исполнительные механизмы.

Под операциями управления понимаются управляющие воздействия, направленные на включение-выключение вышеперечисленных узлов и синхронизацию угловых скоростей или ускорений их элементов, и реализация данных воздействий.

Условиями перехода между операциями являются заданные состояния управляемых узлов САПП, достижение которых служит сигналом к началу выполнения очередной операции или группы операций, например, частичное или полное включение (выключение)

сцепления, моторного тормоза, достижение синхронизируемые элементами сцепления либо коробки передач заданных значений относительных угловых скоростей и (или) ускорений.

К параметрам алгоритма переключения передач относят интервалы смещения во времени сигналов управляющего блока САПП, определяющих начало параллельно выполняемых операций (например, управление двигателем и сцеплением; двигателем, моторным тормозом и коробкой передач и т. п.); время, темп включения (выключения) и характер нарастания (падения) нажимного усилия в силовых цилиндрах исполнительных механизмов, а также значения относительных угловых скоростей и ускорений элементов коробки передач или сцепления, синхронизируемых в процессе переключения передач. Достижение последних является сигналом к выполнению последующих операций.

В силу того что алгоритм процесса переключения передач оказывает влияние на нагруженность узлов силового агрегата, динамику и плавность хода автомобиля, задачи структурной и параметрической оптимизации алгоритмов переключения являются многокритериальными.

При решении многокритериальной задачи, рассматривая последовательно каждый критерий эффективности как численное значение целевой функции $\varphi_1(X), \dots, \varphi_u(X)$, можно найти соответствующие экстремальные решения X_i^* :

$$\{X_1^*, \varphi_1(X_1^*)\}, \dots, \{X_u^*, \varphi_u(X_u^*)\},$$

где $i = \overline{1, u}$,

но эти решения в общем случае не совпадают.

Проблема состоит в том, чтобы выбрать наилучшее компромиссное решение:

$$\{X^*, \varphi_1(X^*), \dots, \varphi_u(X^*)\} \rightarrow \min \forall X \in \overline{X},$$

т. е. решение, которое может не являться оптимальным ни для одного из частных критериев, но будет придавать возможно меньшее значение всему множеству критериев эффективности.

Решением задачи многокритериальной оптимизации является так называемая область компромиссов, которую называют множеством Парето (по имени итальянского ученого). По Парето, оптимальность векторного критерия

$$\Phi(X^*) = \{X^*, \varphi_1(X^*), \varphi_2(X^*), \dots, \varphi_u(X^*)\}$$

означает, что нельзя больше уменьшить значение любого из частных критериев, не увеличив при этом значение хотя бы одного из остальных.

Таким образом, с формальной точки зрения множество Парето следует считать решением многокритериальной задачи. Однако это решение не может удовлетворить конструктора хотя бы потому, что это – множество решений, а нужно лишь одно. Для однозначности решения многокритериальной задачи оптимизации необходимо введение дополнительной информации I . При отсутствии такой информации о решении X^* ничего нельзя сказать, кроме того, что оно лежит на множестве Парето. Поэтому решение задачи состоит, по сути дела, в поиске и использовании дополнительной информации I , с помощью которой многокритериальная задача сводится к однокритериальной:

$$\Phi(X) = W[\varphi_1(X), \varphi_2(X), \dots, \varphi_u(X)],$$

где $\Phi(X)$ – целевая функция (интегральный критерий эффективности), минимум которой на допустимом множестве \bar{X} является решением исходной многокритериальной задачи;

W – свертка функций $\varphi_k(X)$, $k = \overline{1, u}$, использующая информацию I .

Существующие методы свертки векторного критерия строятся на основе аддитивных и мультипликативных преобразований над выбранной системой частных критериев (линейное свертывание, различные принципы равномерности, принцип справедливых уступок, метод экспертных оценок и т. д.). Дополнительной информацией при этом служат весовые коэффициенты:

$$\sum_{i=1}^u \rho_i = 1, \quad \rho_i > 0,$$

т. е. ищется

$$\Phi(X) = \sum_{i=1}^u \rho_i \varphi_i \quad \forall X \in \bar{X} \quad \text{или} \quad \Phi(X) = \prod_{i=1}^u \rho_i \varphi_i \quad \forall X \in \bar{X}.$$

Недостатком аддитивных и мультипликативных преобразований является то, что при их использовании имеется возможность компенсации, т. е. существует неявное допущение, что недостаток в одном из частных критериев всегда может быть скомпенсирован за счет другого. Поэтому при решении некоторых задач оптимального проектирования САУ целесообразно не затрачивать время на поиски субъективной функции свертки, а, максимально учитывая специфику решаемой задачи, выделить главный критерий эффективности, а остальные перевести в ранг ограничений. Дополнительной информацией I при этом служат граничные значения частных (вспомогательных) критериев.

Для решения многокритериальных задач оптимизации используются также методы ЛП-поиска (заполнение таблиц со значениями, которые принимают частные критерии эффективности на заключительных итерациях поиска, с последующей их оценкой принимающим решение лицом) и максиминные методы, в основе которых лежит идея равномерности. Суть идеи заключается в выравнивании всех нормированных критериев.

При использовании максиминных методов влияние на целевую функцию оказывает лишь тот критерий, который в данной точке допустимого множества \bar{X} пространства управляемых параметров является наихудшим с точки зрения выполнения технических требований к объекту проектирования. В результате происходит выравнивание оценок степени выполнения технических требований. В этом существенное преимущество максиминных методов [2].

2. ВЫБОР КРИТЕРИЕВ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧИ СИНТЕЗА АЛГОРИТМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Наиболее трудным для автоматизации является процесс переключения передач в АТС со ступенчатыми механическими трансмиссиями, требующими предварительной синхронизации вводимых в зацепление элементов коробки передач.

Для количественной оценки эффективности выбора варианта структуры и параметров алгоритмов переключения передач выбираем время разрыва потока мощности при переключении t_p , удельные мощность $N_{уд}$ и работу буксования $L_{уд}$ сцепления или (и) синхронизатора, коэффициент динамических нагрузок $K_{дин}$ и максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля по времени \ddot{V}_a .

Выбранные критерии эффективности оценивают влияние организации процесса переключения передач на основные эксплуатационные и нагрузочные показатели автомобиля. Так, время разрыва потока мощности оказывает влияние на среднюю скорость движения и, следовательно, динамику и производительность автомобиля; удельные мощность и работа буксования сцепления или синхронизатора характеризуют соответственно нагрев и износ их поверхностей трения; коэффициент динамических нагрузок – нагруженность трансмиссии в процессе переключения передач; максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля – плавность процесса переключения, комфортабельность водителя и пассажиров, сохранность перевозимого груза, плавность движения автомобиля в целом.

За время разрыва потока мощности при переключении передач принят период времени, в течение которого крутящий момент на выходном валу коробки передач меньше приведенного к этому валу крутящего момента двигателя. Предполагая, что за время переключения передач момент сопротивления движению автомобиля не изменяется, за окончание времени разрыва потока мощности принят момент времени, при котором

$$M_k = M_n U_{i+1} / U_i,$$

где M_k и M_n – крутящие моменты на вторичном палу коробки передач соответственно в конце и начале процесса переключения;

U_{i+1} и U_i – передаточные числа соответственно включаемой и выключаемой передачи.

Удельная мощность и работа буксования фрикционных элементов определяются по формулам

$$N_{уд} = M_{тр} \omega_{отн} / A_{тр};$$

$$L_{уд} = \left(1/A_{тр}\right) \int_0^{t_6} M_{тр} \omega_{отн} dt,$$

где $M_{тр}$ – момент трения;

$\omega_{отн}$ – относительная угловая скорость поверхностей трения;

$A_{тр}$ – площадь поверхности трения;

t_6 – время буксования.

Коэффициент динамических нагрузок

$$K_{дин} = M_{дин}^{max} / M_d^{max},$$

где $M_{дин}^{max}$ – максимальный динамический крутящий момент в трансмиссии автомобиля в процессе переключения передач;

M_d^{max} – приведенный максимальный крутящий момент двигателя.

Максимальное значение производной продольного ускорения автомобиля:

$$\ddot{V}_a = d\dot{V}_a / dt,$$

где \dot{V}_a – продольное ускорение автомобиля.

3. ФОРМАЛИЗАЦИЯ ЗАДАЧИ СИНТЕЗА СТРУКТУРЫ АЛГОРИТМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Обозначим множество возможных принципов организации алгоритма переключения передач через P . Каждому принципу организации алгоритма p соответствует некоторое множество возможных операций управления $K(p)$, из которого при проектировании алгоритма надо выбрать упорядоченное подмножество $K \in K(p)$, необходимое и достаточное для реализации алгоритма по выбранному принципу p . Через M обозначим множество узлов САПП, реализующих операции управления, а через A – распределение операций управления по узлам САПП, т. е. отображение $K(p)$ на M . Оптимальное отображение должно обеспечивать экстремум критериев эффективности, вернее компромиссное решение, при выполнении критериальных ограничений.

В общем случае задача синтеза оптимальной структуры алгоритма переключения передач состоит в определении:

$$\Phi\{k \in K(p), A[m \in M]\} \rightarrow \text{extr}; \quad (3.1)$$

$$p \in P; \quad (3.2)$$

$$k \in K(p); \quad (3.3)$$

$$m \in M. \quad (3.4)$$

Если задан принцип организации алгоритма, то задача синтеза оптимальной структуры состоит в определении (3.1), (3.3) и (3.4).

Если заданы принцип организации алгоритма переключения и выполняемые операции управления, то задача синтеза оптимальной структуры состоит в определении (3.1) и (3.4).

Если заданы принцип организации алгоритма переключения, реализующие их операции управления и узлы САПП, то задача синтеза оптимальной структуры алгоритма переключения передач состоит в определении (3.1).

Задача анализа состоит в определении характеристик системы при заданных условиях (3.1)–(3.4).

Порядок следования операций определяется принципом организации алгоритма переключения и условиями перехода между операциями. Взаимосвязи между принципами организации алгоритма, операциями и условиями перехода могут быть заданы в виде графа

$$G_k = \{n, \Gamma_n\},$$

где Γ_n – множество операций, подчиненных n -му принципу организации алгоритма.

В общем случае взаимосвязь между операциями и условиями перехода может быть задана в виде оператора, который в зависимости от момента выполнения предыдущей операции (или группы операций) определяет моменты выполнения следующих за ней операций. Таким образом, задача синтеза структуры алгоритма переключения передач сводится к выбору такой последовательности выполнения операций, при которой заданный вектор критериев эффективности достигает экстремума и выполняются ограничения задачи.

Процесс решения задачи синтеза оптимальной структуры алгоритма переключения состоит из следующих основных этапов:

- 1) выбор критериев эффективности для оценки различных вариантов структуры алгоритма;
- 2) перечисление априори допустимых (рациональных) вариантов структуры;
- 3) построение сетевого графа допустимых вариантов структуры алгоритма переключения и его дерева;
- 4) формализация вариантов структуры алгоритма;
- 5) построение обобщенной имитационной модели процесса переключения передач, позволяющей определять значения критериев эффективности и проводить анализ альтернативных вариантов структуры алгоритма;
- 6) направленный перебор и оценка допустимых вариантов структуры алгоритма с целью нахождения оптимального решения.

Формализация последнего этапа приводит к задачам дискретного программирования. Перечисление допустимых вариантов структуры алгоритма и построение сетевого графа необходимы для формирования области поиска оптимального варианта структуры алгоритма переключения передач. Кроме того, сетевой граф, ввиду про-

стоты и наглядности, позволяет с помощью ЭВМ в относительно короткий срок составить схему программы автоматизированного синтеза структуры алгоритма переключения.

Переход от сетевого графа к дереву графа необходим для последующей формализации вариантов структуры алгоритма переключения и построения комбинационного автомата, позволяющего автоматически формировать и осуществлять перебор вариантов структуры алгоритма на ЭВМ.

4. ФОРМИРОВАНИЕ ОБЛАСТИ ПОИСКА ПРИ СИНТЕЗЕ СТРУКТУРЫ АЛГОРИТМА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Допустимые варианты структуры алгоритма переключения передач, необходимые для генерации области поиска оптимального варианта структуры алгоритма, формируются с учётом опыта, накопленного на кафедре «Автомобили» БНТУ, в научно-исследовательской и испытательной лаборатории БНТУ, в управлениях главного конструктора МАЗ и объединения КамаЗ.

В зависимости от направления переключения, т. е. от переключения на смежные высшую или низшую передачи, а также принципа организации алгоритма переключения распределение операций управления по узлам САПП производится различным образом. Так, при переключении на высшую передачу, с целью ускорения синхронизации угловых скоростей включаемых элементов коробки передач или сцепления, прекращается подача топлива в двигатель и включается моторный тормоз, что приводит к интенсивному снижению угловой скорости коленчатого вала двигателя. При переключении на смежную низшую передачу для достижения аналогичной цели требуется увеличить подачу топлива, чтобы увеличить угловую скорость двигателя. Причем операции управления угловой скоростью двигателя могут производиться как до выключения сцепления или передачи, так и после, и как при раздельном управлении подачей топлива и моторным тормозом, так и при одновременном.

Организация алгоритмов переключения по принципу индивидуальной синхронизации предусматривает выключение сцепления в начале процесса переключения, выключение предыдущей передачи, выравнивание угловых скоростей включаемых элементов в коробке передач

с помощью установленных в ней синхронизаторов, включение смежной передачи, управление двигателем и включение сцепления.

Принцип центральной синхронизации с использованием двигателя в качестве синхронизатора угловых скоростей включаемых элементов в коробке передач позволяет производить переключение по следующим основным схемам:

1) управление двигателем–выключение сцепления–выключение предыдущей передачи–частичное или полное включение сцепления–синхронизация с помощью управления двигателем включаемых элементов в коробке передач–выключение сцепления–включение последующей передачи–прекращение управления двигателем и включение сцепления;

2) алгоритм переключения, реализованный по второй схеме, отличается от вышеуказанного тем, что перед включением последующей передачи сцепление не выключается; следовательно, после включения передачи процесс переключения заканчивается;

3) управление двигателем–выключение предыдущей передачи–включение последующей передачи и прекращение управления двигателем.

Структуры алгоритмов переключения, реализованные по комбинированному принципу, позволяют организовать их по схемам центральной синхронизации с привлечением к работе индивидуальных синхронизаторов коробки передач на этапе включения новой передачи.

По условиям перехода между операциями управления структуры алгоритмов переключения передач различаются тем, что сигнал на выполнение очередной операции производится либо по результатам анализа значений относительных угловых скоростей, либо относительных угловых скоростей и ускорений синхронизируемых элементов коробки передач или сцепления, либо отношения относительной угловой скорости синхронизируемых элементов коробки передач к ускорению маховика двигателя.

В целях компактности и наглядности изображения допустимого множества вариантов структуры алгоритмов переключения передач представим последнее в виде сетевого графа [3].

Рассмотрим сетевой граф G_k^B допустимых вариантов структуры алгоритма переключения на смежную высшую передачу (рис. 4.1).

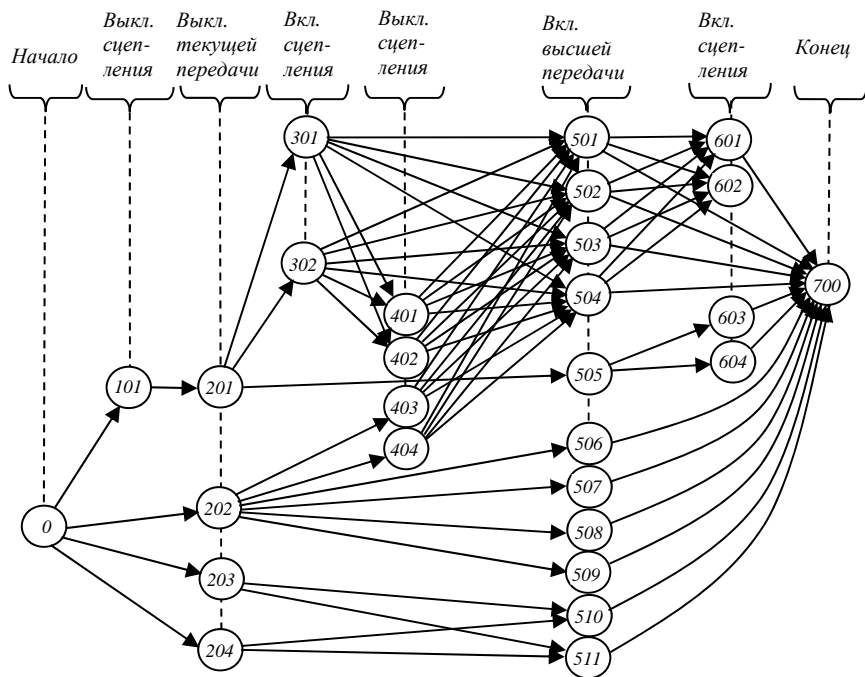


Рис. 4.1. Сетевой граф вариантов структуры алгоритма переключения на смежную высшую передачу

Здесь каждой из вершин графа соответствует определенное состояние узла САПП, расчлняющего динамическую систему силового агрегата (сцепление, коробка передач), а каждой из дуг графа – определенная операция по управлению узлами САПП и (или) проверке условий перехода между операциями.

Определим дуги графа G_k^B . Для этого дугу, связывающую i -ю и $(i + 1)$ -ю вершины, обозначим через $d_{i,i+1}$. Содержание операций, соответствующее дугам графа G_k^B , представлено в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Операции, соответствующие дугам графа структур алгоритмов переключения на смежную высшую передачу

№ п/п	Дуги	Операции
1	2	3
1	$d_{0,101}$	Сигнал на прекращение подачи топлива поступает до сигнала на выключение сцепления и текущей передачи; обработка сигналов
2	$d_{0,202}$	Сигнал на прекращение подачи топлива и выключение текущей передачи; обработка сигналов
3	$d_{0,203}$	Сигнал на прекращение подачи топлива и включение моторного тормоза поступает после сигнала на выключение текущей передачи; обработка сигналов
4	$d_{0,204}$	Сигнал на прекращение подачи топлива и включение моторного тормоза поступает до сигнала на выключение текущей передачи; обработка сигналов
5	$d_{101, 201}$	Проверка условия выключения текущей передачи
6	$d_{201, 301}$	Сигнал на частичное включение сцепления и включение моторного тормоза; обработка сигналов
7	$d_{201, 302}$	Сигнал на полное включение сцепления и моторного тормоза; обработка сигналов
8	$d_{201, 505}$	Сигнал на включение моторного тормоза и смежной высшей передачи; обработка сигналов
9	$d_{202, 403}$	Сигнал на включение моторного тормоза; обработка сигнала и по результатам анализа относительной угловой скорости и ускорения синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на выключение сцепления и его обработка
10	$d_{202, 404}$	Сигнал на включение моторного тормоза; обработка сигнала и по результату анализа относительной угловой скорости синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на выключение сцепления и его обработка
11	$d_{202,506}$	Сигнал на включение моторного тормоза; обработка сигнала и по результату анализа относительной угловой скорости синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на включение смежной высшей передачи (коробка передач без синхронизаторов) и его обработка
12	$d_{202, 508}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)

Продолжение табл. 4.1

1	2	3
13	$d_{202, 507}$	Сигнал на включение моторного тормоза; обработка сигнала и по результату анализа относительной угловой скорости и ускорения синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на включение смежной высшей передачи (коробка передач без синхронизаторов) и его отработка
14	$d_{202, 509}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
15	$d_{203, 510}$ $d_{204, 510}$	По результату анализа отношения относительной угловой скорости синхронизируемых элементов коробки передач к ускорению маховика двигателя подается сигнал на прекращение управления двигателем или сигнал на включение смежной высшей передачи (коробка передач без синхронизаторов) и происходит его отработка
16	$d_{203, 511}$ $d_{204, 511}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
17	$d_{301, 401}$ $d_{302, 401}$	По результату анализа значения относительной угловой скорости синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на выключение сцепления и производится его отработка
18	$d_{301, 402}$ $d_{302, 402}$	По результатам анализа значений относительной скорости и ускорения синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на выключение сцепления и производится его отработка
19	$d_{301, 501}$ $d_{302, 501}$ $d_{401, 501}$ $d_{402, 501}$ $d_{403, 501}$ $d_{404, 501}$	По результатам анализа значения относительной скорости синхронизируемых элементов в коробке передач подаются сигналы на включение смежной высшей передачи (коробка передач без синхронизаторов) и прекращение управления двигателем; происходит отработка данных сигналов
20	$d_{301, 503}$ $d_{302, 503}$ $d_{401, 503}$ $d_{402, 503}$ $d_{403, 503}$ $d_{404, 503}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
21	$d_{301, 503}$ $d_{302, 503}$ $d_{401, 503}$ $d_{402, 503}$ $d_{403, 503}$ $d_{404, 503}$	По результатам анализа значений относительной скорости и ускорения синхронизируемых элементов в коробке передач подаются сигналы на включение смежной высшей передачи (коробка передач без синхронизаторов) и прекращение управления двигателем; происходит отработка данных сигналов

1	2	3
22	$d_{301, 503}$ $d_{302, 503}$ $d_{401, 503}$ $d_{402, 503}$ $d_{403, 503}$ $d_{404, 503}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
23	$d_{501, 601}$ $d_{502, 601}$ $d_{503, 601}$ $d_{504, 601}$	Сигнал на довключение сцепления и его отработка
24	$d_{501, 601}$ $d_{502, 601}$ $d_{503, 601}$ $d_{504, 601}$	Сигнал на включение сцепления и его отработка
25	$d_{505, 603}$	По результатам анализа значений относительной угловой скорости ведущей и ведомой частей сцепления подаются сигналы на включение сцепления и прекращение управления двигателем; происходит отработка данных сигналов
26	$d_{506, 700}$ $d_{507, 700}$ $d_{508, 700}$ $d_{509, 700}$	Сигнал на прекращение управления двигателем, его отработка и движение автомобиля на смежной высшей передаче
27	$d_{501, 700}$ $d_{502, 700}$ $d_{503, 700}$ $d_{504, 700}$ $d_{510, 700}$ $d_{511, 700}$ $d_{601, 700}$ $d_{602, 700}$ $d_{603, 700}$ $d_{604, 700}$	Движение автомобиля на смежной высшей передаче

Дуги, сходящиеся к одной вершине, определяют одну и ту же операцию.

Сетевой граф G_k^H допустимых вариантов структур алгоритмов переключения на смежную низшую передачу изображен на рис. 4.2, а операции, соответствующие дугам графа G_k^H , перечислены в табл. 4.2.

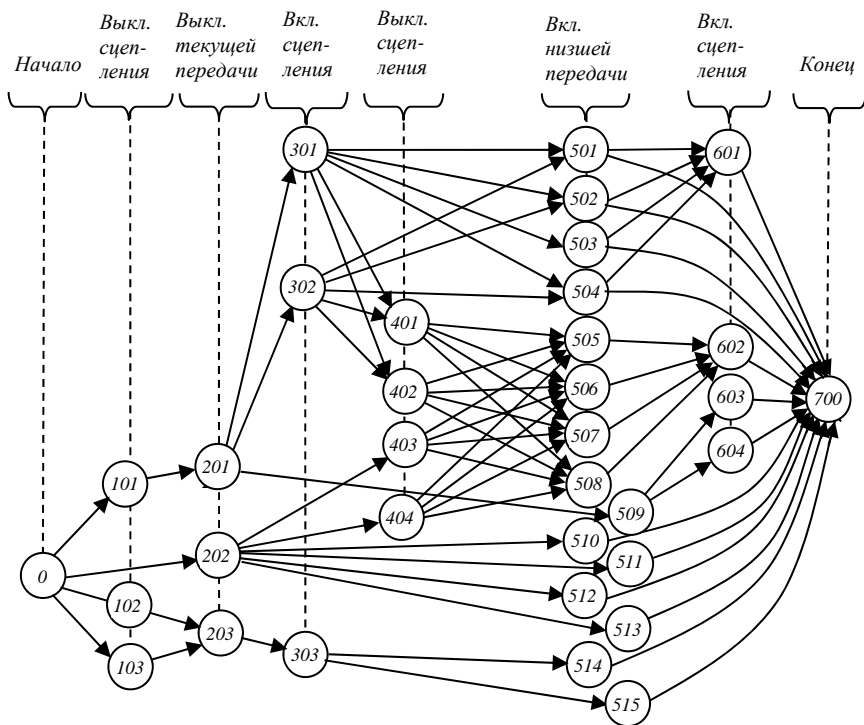


Рис. 4.2. Сетевой граф вариантов структуры алгоритма переключения на смежную низшую передачу

Таблица 4.2

Операции, соответствующие дугам графа структур алгоритмов переключения на смежную низшую передачу

№ п/п	Дуги	Операции
1	2	3
1	$d_{0, 101}$	Сигнал на прекращение подачи топлива поступает до сигнала на выключение сцепления и текущей передачи; обработка сигналов
2	$d_{0, 202}$	Сигнал на прекращение подачи топлива и выключение текущей передачи; обработка сигналов
3	$d_{0, 102}$	Сигнал на увеличение подачи топлива поступает после сигнала на выключение сцепления и текущей передачи; обработка сигналов

Продолжение табл. 4.2

1	2	3
4	$d_{0, 103}$	Сигнал на увеличение подачи топлива поступает до сигнала на выключение сцепления и текущей передачи; отработка сигналов
5	$d_{101, 201}$	Проверка условия выключения текущей передачи при прекращении подачи топлива
6	$d_{102, 203}$ $d_{103, 203}$ $d_{201, 301}$	Проверка условия выключения текущей передачи при увеличении подачи топлива
7	$d_{201, 302}$	Сигнал на полное включение сцепления и увеличение подачи топлива; отработка сигналов
8	$d_{201, 509}$	Сигнал на увеличение подачи топлива и включение смежной нижней передачи; отработка сигналов
9	$d_{202, 403}$	Сигнал на увеличение подачи топлива, отработка сигнала и по результатам анализа относительной угловой скорости и ускорения синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на выключение сцепления и производится его отработка
10	$d_{202, 404}$	Сигнал на увеличение подачи топлива, отработка сигнала и по результатам анализа относительной угловой скорости синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на выключение сцепления и производится его отработка
11	$d_{202, 510}$	Сигнал на увеличение подачи топлива, отработка сигнала и по результатам анализа относительной угловой скорости синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на включение нижней передачи (коробка передач без синхронизаторов) и производится его отработка
12	$d_{202, 512}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
13	$d_{202, 511}$	Сигнал на увеличение подачи топлива, отработка сигнала и по результатам анализа относительной угловой скорости и ускорения синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на включение нижней передачи (коробка передач без синхронизаторов) и производится его отработка
14	$d_{202, 513}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
15	$d_{203, 303}$	Сигнал на включение сцепления и его отработка
16	$d_{301, 401}$ $d_{302, 401}$	По результатам анализа значения относительной угловой скорости синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на выключение сцепления и производится его отработка

Продолжение табл. 4.2

1	2	3
17	$d_{301, 402}$ $d_{302, 402}$	По результатам анализа значений относительной скорости и ускорения синхронизируемых элементов в коробке передач подается сигнал на выключение сцепления и производится его отработка
18	$d_{301, 501}$ $d_{302, 501}$	По результатам анализа значения относительной скорости синхронизируемых элементов в коробке передач подаются сигналы на включение смежной низшей передачи (коробка передач без синхронизаторов) и прекращение управления двигателем; происходит отработка данных сигналов
19	$d_{301, 503}$ $d_{302, 503}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
20	$d_{301, 502}$ $d_{302, 502}$	По результатам анализа значений относительной скорости и ускорения синхронизируемых элементов в коробке передач подаются сигналы на включение смежной низшей передачи (коробка передач без синхронизаторов) и прекращение управления двигателем; происходит отработка данных сигналов
21	$d_{301, 504}$ $d_{302, 504}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
22	$d_{303, 514}$	По результатам анализа отношения относительной угловой скорости синхронизируемых элементов коробки передач к ускорению маховика двигателя подается сигнал на прекращение управления двигателем или сигнал на включение смежной низшей передачи (коробка передач без синхронизаторов) и происходит его отработка
23	$d_{303, 515}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
24	$d_{401, 506}$ $d_{402, 506}$ $d_{403, 506}$ $d_{404, 506}$	По результатам анализа значений относительной угловой скорости синхронизируемых элементов коробки передач подаются сигналы на прекращение подачи топлива и включение смежной низшей передачи (коробка передач без синхронизаторов); происходит отработка данных сигналов
25	$d_{401, 507}$ $d_{402, 507}$ $d_{403, 507}$ $d_{404, 507}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
26	$d_{401, 505}$ $d_{402, 505}$ $d_{403, 505}$ $d_{404, 505}$	По результатам анализа значений относительной угловой скорости и ускорения синхронизируемых элементов коробки передач подаются сигналы на прекращение подачи топлива и включение смежной низшей передачи (коробка передач без синхронизаторов); происходит отработка данных сигналов

1	2	3
27	$d_{401, 508}$ $d_{402, 508}$ $d_{403, 508}$ $d_{404, 508}$	То же самое (только коробка передач с синхронизаторами)
28	$d_{501, 601}$ $d_{502, 601}$ $d_{503, 601}$ $d_{504, 601}$	Сигнал на довключение сцепления и его отработка
29	$d_{505, 602}$ $d_{506, 602}$ $d_{507, 602}$ $d_{508, 602}$	Сигналы на включение сцепления и прекращение управления двигателем; отработка сигналов
30	$d_{509, 603}$	По результатам анализа значений относительной угловой скорости ведущей и ведомой частей сцепления подаются сигналы на включение сцепления и прекращение управления двигателем; происходит отработка данных сигналов
31	$d_{509, 604}$	По результатам анализа значений относительной угловой скорости и ускорения ведущей и ведомой частей сцепления подаются сигналы на включение сцепления и прекращение управления двигателем; происходит отработка данных сигналов
32	$d_{510, 700}$ $d_{511, 700}$ $d_{512, 700}$ $d_{513, 700}$	Сигнал на прекращение управления двигателем, его отработка и движение автомобиля на смежной низшей передаче
33	$d_{501, 700}$ $d_{502, 700}$ $d_{503, 700}$ $d_{504, 700}$ $d_{514, 700}$ $d_{515, 700}$ $d_{601, 700}$ $d_{602, 700}$ $d_{603, 700}$ $d_{604, 700}$	Движение автомобиля на смежной низшей передаче

Произвольный путь $S_{0, 700}$ (см. рис. 4.1 и 4.2), связывающий миноранту графа 0 (сигнал на переключение передач) с его мажорантой 700

(движение на новой смежной передаче), соответствует варианту структуры алгоритма переключения, т. е. для каждой i -й операции заданы n -й принцип управления, j -е условие перехода и m -й управляемый узел. И, наоборот, каждому варианту структуры алгоритма переключения поставлен в соответствие единственный путь $S_{0,700}$. Таким образом, задача выбора оптимальной структуры алгоритма переключения на смежную высшую или низшую передачу эквивалентна задаче выбора экстремального пути на соответствующем сетевом графе.

Формирование вариантов структур алгоритмов переключения передач предполагает построение деревьев рассмотренных сетевых графов и булевых матриц допустимых вариантов структур алгоритмов переключения.

Дерево сетевого графа допустимых вариантов структур алгоритмов переключения передач является деревом допустимых решений задачи синтеза структуры алгоритма переключения, построение которого осуществляется путем разрыва контуров сетевого графа G_k . Дерево характеризуется связностью дуг, отсутствием контуров, n вершинами и $n - 1$ дугами.

Дерево допустимых решений задачи синтеза структуры алгоритма переключения на высшую передачу изображено на рис. 4.3, а низшую – на рис. 4.4.

Для построения булевой матрицы допустимого множества структур алгоритмов переключения передач вводим переменную X_{ijnm} :

$$X_{ijnm} = \begin{cases} 1, & \text{если } i\text{-я операция осуществляется по } n\text{-му принципу при выполнении } j\text{-го условия перехода с помощью } m\text{-го узла системы;} \\ 0 & \text{– в противном случае.} \end{cases}$$

Каждый вариант структуры алгоритма переключения передач должен включать в себя лишь один способ распределения операций по узлам системы и один принцип организации алгоритма переключения. Это учитывается следующим ограничением:

$$\sum_{\{i, n, j, m\}} X_{i, n, j, m} = 1 \forall i = \overline{1, i_n}.$$

При построении дерева сетевого графа допустимых вариантов структуры алгоритма переключения данное ограничение выполняется автоматически.

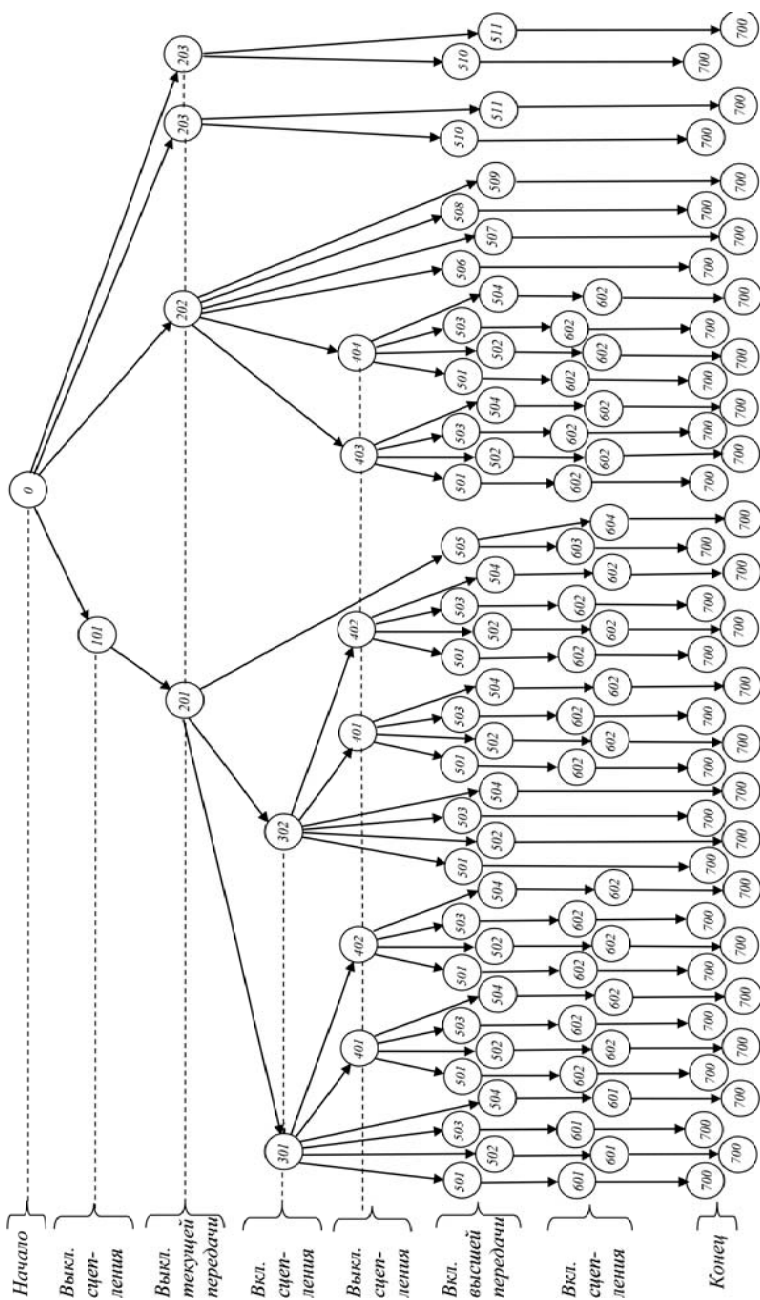


Рис. 4.3. Дерево допустимых решений задачи синтеза структуры алгоритма переключения на высшую передачу

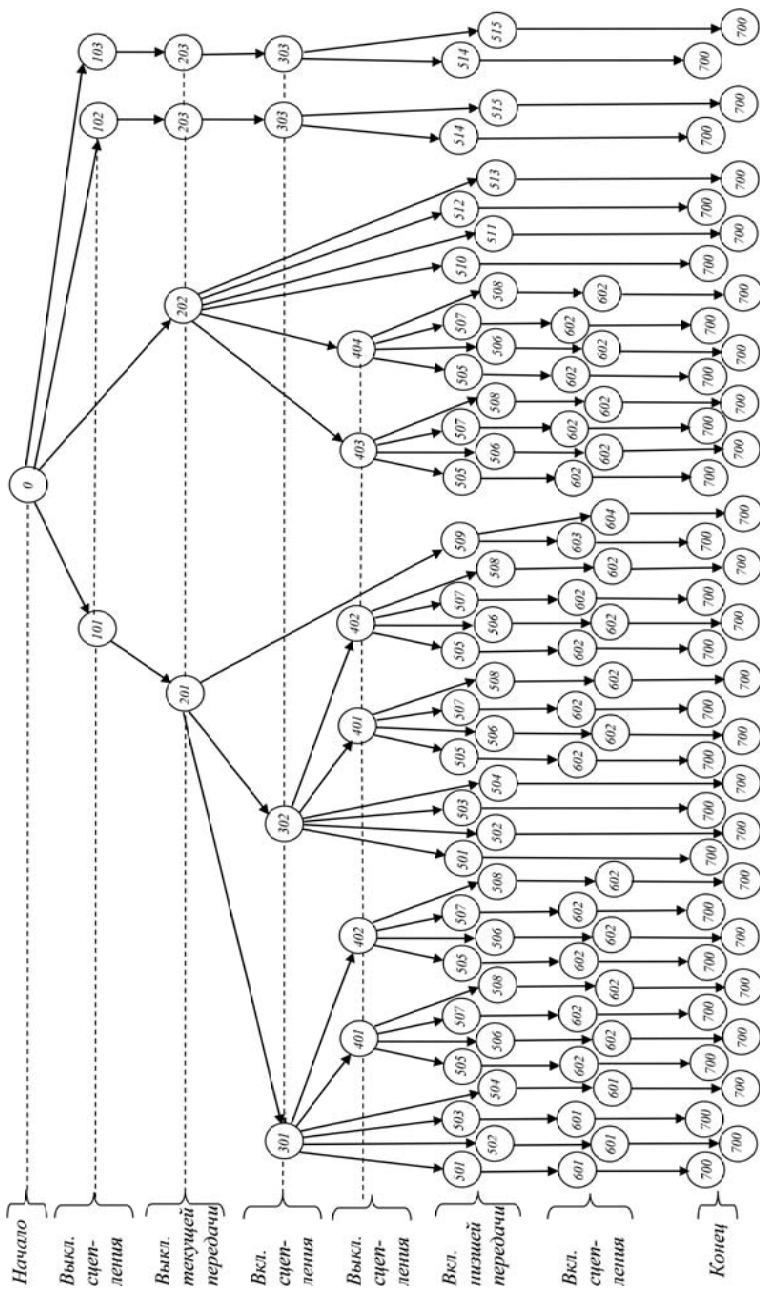


Рис. 4.4. Дерево допустимых решений задачи синтеза структуры алгоритма переключения на низшую передачу

Для удобства машинной реализации различных вариантов структуры алгоритма переключения передач многомерный массив X_{ijnm} заменяется одномерным массивом K_l , где $l = injm$. Массив K_l является булевым вектором

$$K = (k_1, \dots, k_l)^m.$$

Вариант структуры алгоритма переключения передач представляется в виде функции

$$S_r = f_r(K),$$

где $r = \overline{1, R}$;

R – количество структур алгоритмов переключения, входящих в допустимое множество вариантов структур алгоритма переключения передач.

При этом область поиска оптимального варианта структуры алгоритма переключения задается в виде булевой матрицы.

Булевы матрицы, позволяющие с помощью ЭВМ формировать область поиска варианта структуры алгоритма переключения на смежные высшую и низшую передачи, представлены соответственно табл. 4.3 и 4.4.

Таблица 4.3

Отображение множества структур алгоритма переключения на смежную высшую передачу на множество операций управления, условий перехода и узлов САПП

Номер структуры	Операции																				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
01	1	0	1	0	0	1	0	1	1	0	0	1	0	1	1	1	0	0	1	0	0
02	1	0	1	0	0	1	0	1	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0
03	1	0	1	0	0	1	0	1	1	0	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0
04	1	0	1	0	0	1	0	1	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0
05	1	0	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0
06	1	0	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0

Окончание табл. 4.3

Номер струк- туры	Операции																				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
07	1	0	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
08	1	0	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0
09	1	0	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0
10	1	0	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0
11	1	0	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
12	1	0	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0
13	1	0	1	0	0	1	1	1	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0
14	1	0	1	0	0	1	1	1	1	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0
15	1	0	1	0	0	1	1	1	1	0	0	1	0	1	0	0	1	0	0	0	0
16	1	0	1	0	0	1	1	1	1	1	0	1	0	1	0	0	1	0	0	0	0
17	1	0	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0
18	1	0	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0
19	1	0	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
20	1	0	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0
21	1	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0
22	1	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0
23	1	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
24	1	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0
25	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
26	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
27	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0
28	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0
29	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
30	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0
31	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	1	0
32	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0
33	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
34	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0
35	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	1	1	1	0	1	0	0	0
36	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	1	1	1	0	1	0	0	0
37	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0
38	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0
39	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0
40	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0
41	0	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0
42	0	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0

Таблица 4.4

Отображение множества структур алгоритма переключения на смежную низшую передачу на множество операций управления, условий перехода и узлов САПП

Номер структуры	Операции																					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
01	1	1	1	0	0	1	0	1	1	0	0	1	0	1	1	1	0	0	1	0	0	1
02	1	1	1	0	0	1	0	1	1	1	0	1	0	1	1	1	0	0	1	0	0	1
03	1	1	1	0	0	1	0	1	1	0	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0	1
04	1	1	1	0	0	1	0	1	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0	1
05	1	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0
06	1	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0
07	1	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
08	1	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	1	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0
09	1	1	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0
10	1	1	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0
11	1	1	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
12	1	1	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0
13	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	1
14	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	1
15	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	0	1	0	1	0	0	1	0	0	0	0	1
16	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	0	1	0	1	0	0	1	0	0	0	0	1
17	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0
18	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0
19	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
20	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0
21	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0
22	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0
23	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
24	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0
25	1	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
26	1	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1
27	0	1	0	1	0	0	0	1	1	1	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0
28	0	1	0	1	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0
29	0	1	0	1	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
30	0	1	0	1	0	0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0
31	0	1	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	0	0	1	0	0
32	0	1	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0
33	0	1	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
34	0	1	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0
35	0	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	1	1	1	0	1	0	0	0	1

Номер струк- туры	Операции																					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
36	0	1	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	1	1	1	0	1	0	0	0	1
37	0	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1
38	0	1	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1
39	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1
40	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	1
41	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1
42	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	1

5. ПОСТРОЕНИЕ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

5.1. Требования к имитационной модели процесса переключения передач

Базой для решения задач синтеза алгоритма переключения передач служит имитационная модель. Всякая имитационная модель является упрощенным представлением действительности, и искусство ее построения состоит в том, чтобы достичь максимальной концентрации реальности в простой математической форме.

Детализированное, слишком подробное описание всех узлов САПП, участвующих в организации процесса переключения передач, приводит к модели, содержащей намного больше деталей, чем нужно на самом деле. А поскольку синтез алгоритма переключения передач представляет собой поэтапный вычислительный процесс и для решения его задач требуется многократное обращение к имитационной модели, то общий объем вычислений стремительно возрастает с увеличением размеров модели.

Таким образом, важно точно решить, какая степень детализации фактически необходима для решения задачи анализа процесса переключения передач.

При построении модели число ее компонент следует свести к необходимому минимуму. Объем вычислений в основном определяется общим числом событий, которые необходимо имитировать. Имитационная модель значительно упрощается, если ряд элементарных действий удастся объединить в некоторое обобщенное действие.

Так, специфика автоматически управляемого процесса переключения передач требует, чтобы имитационная модель учитывала влияние регулятора угловой скорости коленчатого вала на работу дизельного двигателя и на протекание процесса переключения передач в целом. Поэтому модельные модули дизельного двигателя со всережимным регулятором должны являться неотъемлемой частью общей модели процесса переключения передач.

Степень упрощения физической модели динамической системы транспортной машины определяется способностью модели с достаточной точностью воспроизводить переходные процессы, возникающие в трансмиссии при переключении передач.

Вышеприведенные соображения по упрощению имитационной модели и анализ критериев эффективности процесса переключения передач позволяют сформулировать требования, которым должна соответствовать модель.

Необходимо, чтобы имитационная модель процесса переключения передач позволяла:

- 1) имитировать работу двигателя, всережимного регулятора, моторного тормоза, сцепления, исполнительных механизмов коробки передач, синхронизаторов (фрикционов) коробки передач и управление ими в различной последовательности, включая параллельное управление;

- 2) учитывать время задержки на срабатывание исполнительных механизмов по управлению двигателем, моторным тормозом, сцеплением и коробкой передач;

- 3) осуществлять переключение как с низшей на высшую, так и с высшей на низшую передачи;

- 4) моделировать включение сцепления и синхронизаторов (зубчатых муфт, фрикционов) коробки передач при различных начальных угловых скоростях их ведущих и ведомых элементов, а также различных угловых ускорениях последних;

- 5) регулировать темп, характер протекания и величину максимального момента трения сцепления и синхронизаторов (фрикционов) коробки передач, а также тормозного момента моторного тормоза и усилия на вилках переключения в коробке передач;

- 6) результатом решения дифференциальных уравнений, описывающих состояние модели в процессе переключения, должны являться

непосредственно критерии эффективности организации процесса переключения или переменные, необходимые для их расчета.

5.2. Схема расчетной динамической системы автомобиля для имитационного моделирования процесса переключения передач

Важнейшим этапом, предшествующим моделированию переходных процессов, происходящих в реальной системе, является схематизация этой системы, т. е. составление схемы расчетной динамической системы.

Схематизация реальной системы заключается в выборе идеализированной физической модели, отображающей поведение этой системы при изучении определенного вида явлений.

Автомобиль в целом и трансмиссия, как составная его часть, являются системами с распределенными параметрами. Однако для удобства исследования переходных (колебательных) процессов в узлах и агрегатах автомобиля последние обычно представляют в виде механической модели, состоящей из системы сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругими звеньями. Основанием для дискретизации является тот факт, что крутильные колебания в силовом агрегате автомобиля имеют ярко выраженный дискретный спектр собственных частот в диапазоне до 200 Гц. Поэтому дискретные системы вполне пригодны для расчета переходных процессов в этом частотном диапазоне.

В системах, приведенных к дискретному виду, все детали заменяются элементами, каждый из которых характеризуется только одним из параметров: инерционностью или податливостью. Дискретизация динамической системы силового агрегата автомобиля производится путем выделения элементов, относящихся к сосредоточенным массам, и элементов, обладающих только податливостью. К сосредоточенным массам относят детали, размер которых вдоль оси вращения не превышает их двойного диаметра. Распределенные массы, если они малы по сравнению с сосредоточенными, приближенно учитываются путем отнесения их к сосредоточенным массам, приложенным к концам рассматриваемого участка. Так, для учета момента инерции вала третья часть последнего распределяется по сосредоточенным массам на концах вала [4].

В процессе колебаний сосредоточенные массы системы обладают только кинетической энергией, а упругие звенья – только потенциальной.

К сосредоточенным массам обычно относят маховик двигателя, диски сцепления, зубчатые колеса, фланцы, детали подшипников, корпуса агрегатов.

К элементам, обладающим только жесткостью (податливостью), как правило, относят валы, специально введенные в трансмиссию автомобиля упругие узлы или детали и упругие элементы подвесок агрегатов. Учет и правильное определение податливости перечисленных элементов имеют определяющее значение при составлении расчетной схемы машинного агрегата автомобиля.

В общем случае рассеивание энергии – демпфирование – в машинном агрегате автомобиля вызывается гистерезисными потерями в материале деталей, сопротивлением, оказываемым вращению шестерен маслом, имеющимся в картерах узлов, в стыках, т. е. шпоночных и шлицевых соединениях, опорах валов и зубчатых зацеплениях, а также в различных демпферных устройствах. Потери энергии в материале деталей можно не учитывать, так как относительное рассеивание энергии ψ (т. е. отношение рассеянной за цикл колебаний энергии $\Delta\Pi$ к полной энергии цикла Π) в металлах очень мало: $\psi = 0,01-0,02$. Для стыков же $\psi = 0,6-1,0$. Следовательно, если нет специальных демпфирующих элементов, демпфирование динамической системы определяется рассеянием энергии в стыках.

При проведении динамических расчетов системы с учетом демпфирования в упругих звеньях и стыках коэффициент демпфирования $r_{k,k+1}$ может быть определен по формуле

$$r_{k,k+1} = \frac{\psi}{2\pi r_{k,k+1} \omega}, \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с},$$

где ω – частота колебаний системы.

Для случая трения на массе коэффициент демпфирования r_k находится из выражения

$$r_k = 2\psi\pi J_k \omega,$$

где $r_{k,k+1}$ и J_k – соответственно податливость упругого звена и момент инерции массы;

ω – частота колебаний системы.

Демпфирование оказывает существенное влияние на свободные колебания системы в резонансных областях, поэтому в этих частотных диапазонах можно принимать значения коэффициентов демпфирования постоянными, равными их значениям для собственных частот колебаний.

При идентификации модели динамической системы силового агрегата автомобиля на ЭВМ, сопоставив результаты моделирования и эксперимента, целесообразно подобрать коэффициенты демпфирования, обеспечивающие на модели то же демпфирование, что и в оригинале.

Валы силового агрегата автомобиля вращаются с различными угловыми скоростями. Поэтому при анализе процесса переключения передач параметры динамической системы силового агрегата (моменты инерции, податливости, коэффициенты демпфирования) следует привести к нескольким валам в местах расчленения системы.

Теоретическое обоснование метода приведения требует соблюдения равенства кинетических энергий приводимой и приведенной масс, потенциальных энергий деформации приводимого и приведенного упругих звеньев системы и энергии рассеивания (диссипативных функций) на приведенном и приводимом элементе динамической системы. Следовательно, приведенные значения параметров системы могут быть найдены из выражений

$$J = J_0 / U^2;$$

$$e = e_0 U^2;$$

$$r = r_0 / U^2,$$

где U – передаточное число от вала приведения до оси приводимого элемента: $U = \omega / \omega_0$;

J_0, e_0, r_0, ω_0 – собственные значения соответствующих величин.

При практических расчетах приведенную динамическую систему автомобиля упрощают, сокращая число ее элементов. Степень упрощения может быть различной и зависит от характера решаемой задачи и исследуемого частотного диапазона.

Упрощение динамической системы можно вести до тех пор, пока частоты и формы собственных колебаний упрощенной системы в исследуемом частотном диапазоне с заданной точностью совпадают с аналогичными параметрами исходной системы.

На этапе составления приведенной динамической системы автомобиля каждому инерционному и упругому элементу соответствуют определенная деталь или группа деталей силового агрегата. При упрощении системы, уменьшении числа степеней свободы последней определенность такого соответствия теряется.

Расчетная динамическая система эквивалентна реальной системе силового агрегата только в том, что колебательный процесс в ней в заданном частотном диапазоне моделирует реальный колебательный процесс. Однако тот факт, что ряд узлов силового агрегата характеризуется инерционными и упругими параметрами, преобладающими по своей величине (большие моменты инерции имеют маховик двигателя, колёса, сосредоточенная масса главной передачи, большие податливости – карданный вал, полуоси), дает основание приписывать элементам расчетной динамической системы соответствие определенным деталям и узлам, что удобно для анализа результатов расчета.

При решении вопроса об учете в динамической системе реактивных звеньев следует принимать во внимание степень взаимосвязи колебаний поддрессоренных масс автомобиля и масс трансмиссии через реактивный контур и влияние реактивных элементов на частоты и формы собственных колебаний системы. Для анализа переходных процессов, вызванных переключением передач, достаточно учитывать только реактивный контур ведущего моста, т. е. податливость элементов подвески при повороте инерционной массы ведущего моста в продольной плоскости.

Учитывая требования, предъявляемые к имитационной модели, и вышеприведенные рассуждения о составлении динамической системы, в качестве упрощенной динамической системы автомобиля для анализа процесса переключения передач в механической трансмиссии принимаем систему, схема которой изображена на рис. 5.1.

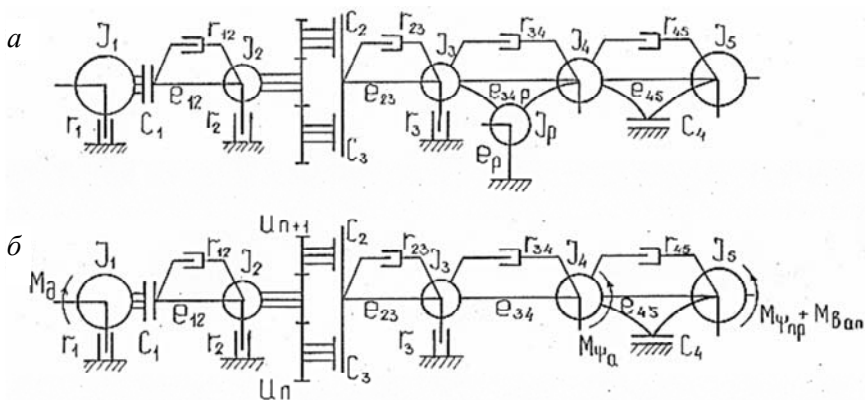


Рис. 5.1. Схемы динамической системы автомобиля с механической трансмиссией для анализа процесса переключения передач:
a – приведенной упрощенной динамической системы;
б – схема расчетной динамической системы

С целью экономии времени моделирования на ЭВМ процесса переключения передач в механической трансмиссии автомобиля число степеней свободы последней может быть уменьшено. Для этого парциальная система с двумя податливостями ($e_{34p} \leftrightarrow J_p \leftrightarrow e_p$), изображенная на рис. 5.1, *a*, заменяется системой с двумя массами

$$\left[J_p \frac{e_p}{e_{34p} + e_p} \leftrightarrow (e_{34p} + e_p) \leftrightarrow J_p \frac{e_{34p}}{e_{34p} + e_p} \right],$$

где J_p – приведенный к выходному валу коробки передач момент инерции заднего ведущего моста при его выкручивании;

e_{34p} , e_p – приведенные податливости соответственно части трансмиссии и элементов подвески на выкручивание.

Затем первая масса новой парциальной системы объединяется с массой, имеющей момент инерции J_3 , а вторая – с заделкой.

Податливость элементов подвески e_p дополняет податливость трансмиссии e_{34p} , образуя общую податливость e_{34} . Схема полу-

ченной таким образом расчетной динамической системы автомобиля изображена на рис. 5.1, б. Параметры этой системы, расположенные до синхронизаторов коробки передач, приведены к коленчатому валу двигателя, а расположенные за синхронизаторами – к выходному валу коробки передач.

Схема включает:

1) приведенные моменты инерции:

J_1 – подвижных деталей двигателя и ведущей части сцепления,

J_2 – ведомой части сцепления и деталей коробки передач, расположенных до синхронизаторов,

J_3 – деталей коробки передач, расположенных за синхронизаторами, части деталей карданной и главной передачи, части инерционной массы заднего ведущего моста,

J_4 – оставшейся части деталей карданной и главной передачи, ведущих колес автомобиля,

J_5 – условного маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля (автопоезда) и ведомых колес;

2) приведенные податливости:

e_{12} – дисков сцепления и части первичного вала коробки передач,

e_{23} – фрикционного конуса синхронизатора и части вторичного вала коробки передач, передающей крутящий момент,

e_{34} – оставшейся части трансмиссии и рессор на выкручивание,

e_{45} – шин ведущих колес;

3) приведенные коэффициенты демпфирования:

r_{12} – демпфера сцепления и шлицевого соединения ступицы дисков сцепления с первичным валом коробки передач,

r_{23} – шлицевого соединения каретки синхронизатора со вторичным валом коробки передач,

r_{34} – валов и соединений оставшейся части трансмиссии и рессор при выкручивании,

r_{45} – шин ведущих колес,

r_1, r_2, r_3 – обобщенные коэффициенты трения соответственно моторного тормоза, ведущих элементов коробки передач и вилки о муфту синхронизатора;

4) элементы, расчленяющие динамическую систему:

C_1 – сцепление,

C_2 и C_3 – синхронизаторы включения соответственно высшей и низшей передачи,

C_4 – сцепление в контакте шин ведущих колес с поверхностью дорожного покрытия.

5.3. Математическая модель движения масс расчетной динамической системы автомобиля в процессе переключения передач

Динамическая система силового агрегата транспортных машин представляет собой логико-динамическую систему с переменной структурой. Объясняется это тем, что при переключении передач в силовом агрегате происходят перестройка структуры и изменение параметров его динамической системы с последующим согласованием кинематических и силовых характеристик ведущей и ведомой частей системы. В частном случае анализа процесса переключения передач в механической ступенчатой трансмиссии изменения в структуре расчетной динамической системы автомобиля (см. рис. 5.1) наступают при выключении-включении любого из сцеплений C_1, C_2, C_3, C_4 , т. е. при изменении состояния любого из элементов, расчленяющих динамическую систему машинного агрегата автомобиля.

Традиционное описание каждого из структурных состояний системы соответствующей системой дифференциальных уравнений при решении задач синтеза алгоритма переключения передач на современных ЭВМ является неприемлемым, так как требует разработки излишне громоздкой подпрограммы вычисления правых частей дифференциальных уравнений. Громоздкость указанной подпрограммы объясняется необходимостью локальной алгоритмизации не только каждого из состояний системы в отдельности (их число равно 2^n , где n – число элементов, расчленяющих динамическую систему), но, что самое трудоемкое, необходимостью алгоритмизации в этой подпрограмме логики формирования каждого из вариантов допустимого множества структур алгоритмов переключения. Причем каждый из вариантов алгоритма переключения содержит свой, присущий

только ему набор состояний динамической системы. В математических моделях этих систем наряду с функциональными зависимостями, описываемыми числовыми функциями и дифференциальными уравнениями, между параметрами и процессами имеют место и логические связи, которые поддаются исследованию методами математической логики. Поэтому при имитационном моделировании процесса переключения передач аналитические и логические зависимости объединены в единый комплекс.

Логические связи и переходы в логико-динамической системе оказывают влияние на протекающие в них процессы, т. е. с логическими изменениями уравнений системы меняются описание происходящих в ней процессов и решение исходных уравнений. Динамика процесса в таких системах получается кусочно-непрерывной. В каждой области будет своё решение, а связи между процессами в разных областях заранее не определены.

При описании логико-динамических систем, как правило, используются гибридные функции [5].

По определению, гибридная функция представляет собой произведение некоторой числовой функции на функцию предикат:

$$G(x_i, \dots, x_l) = f(x_i, \dots, x_n)L(x_j, \dots, x_m),$$

где G – гибридная функция;

f – числовая функция;

L – функция предикат;

$1 \leq i < n \leq l$; $1 \leq j < m \leq l$.

Функция $G(x_i, \dots, x_l)$ принимает значение $f(x_i, \dots, x_n)$ при $L(x_j, \dots, x_m) = 1$ или значение, равное нулю при $L(x_j, \dots, x_m) = 0$.

Функция предикат – это дискретная (булева) функция от непрерывных переменных. В зависимости от количества аргументов предикаты могут быть одноместными, двух- или многоместными.

При составлении логико-дифференциальных уравнений, описывающих процесс переключения передач, кроме гибридных функций целесообразно использовать так называемые прерыватели, которые позволяют ограничить область действия некоторой функции или уравнения. При умножении непрерывной функции на прерыватель можно добиться

ся ограничения ее действий в заданной ограниченной области. Это ограничение области может быть односторонним или двухсторонним (ограничение слева, справа или с двух сторон). Прерыватель представляет собой функцию, использующую понятие «модуль функции» $|f(x)|$ и принимающую одно из двух возможных значений: либо 0, либо 1 в зависимости от положения на оси: от $-\infty$ до $+\infty$.

Прерыватели бывают трех видов:

1) прерыватель слева – принимает значение, равное 0 в области от $-\infty$ до некоторой точки a на оси абсцисс, и значение 1 в области от точки a до $+\infty$;

2) прерыватель справа – принимает значение, равное 1 в области от $-\infty$ до некоторой точки b , и значение, равное 0 в области от точки b до $+\infty$;

3) двухсторонний прерыватель – принимает значение, равное 0 в области от $-\infty$ до a и в области от b до $+\infty$, а в области от a до b – значения, равные 1.

Прерыватели имеют вид

$$J_a(x) = 0,5 \left(1 + \frac{|x-a|}{x-a} \right) \text{ – прерыватель слева;}$$

$$J^b(x) = 0,5 \left(1 - \frac{|x-b|}{x-b} \right) \text{ – прерыватель справа;}$$

$J_a^b(x) = 0,5 \left((|x-a|)/(x-a) - (|x-b|)/(x-b) \right)$ – двухсторонний прерыватель.

Работу прерывателя рассмотрим на следующем **п р и м е р е**.

Пусть имеется функция вида

$$y = \begin{cases} y_1 = C & \text{при } x < x_0; \\ y_2 = x & \text{при } x \geq x_0, \end{cases}$$

где $C = \text{const}$; $x = \text{var}$.

Чтобы получить единое аналитическое выражение для описания функции $y = f(x)$, нужно ограничить функцию справа, начиная от точки x_0 , и функцию y_2 слева до точки x_0 и произвести их сложение:

$$y = y_1 J + y_2 J;$$

$$y = 0,5C \left(1 - \frac{|x - x_0|}{x - x_0} \right) + 0,5x \left(1 + \frac{|x - x_0|}{x - x_0} \right).$$

Если учесть, что

$$\frac{|x - a|}{x - a} = \text{sign}(x - a),$$

то можно написать

$$y = 0,5C [1 - \text{sign}(x - x_0)] + 0,5x [1 + \text{sign}(x - x_0)].$$

Следовательно, *прерыватель* – это функция непрерывных переменных $f(x)$, принимающая дискретные значения 0 или 1 в зависимости от области рассмотрения. Причем

$$y = \text{sign } x = \begin{cases} +1 & \text{при } x \geq 0; \\ -1 & \text{при } x < 0. \end{cases}$$

$$x = |x| \text{sign } x; \text{sign } |x| = |\text{sign } x|; \text{sign}(-x) = -\text{sign } x;$$

$$\text{sign}(xy) = \text{sign } x \cdot \text{sign } y; \text{sign}(x^2) = (\text{sign } x^2) = \text{sign } |x|.$$

Ввиду того что состояние элементов C_i , расчленяющих динамическую систему транспортной машины, характеризуется не одним, а двумя параметрами: передаваемым крутящим моментом и относительной угловой скоростью соединяемых инерционных масс, при описании процесса переключения передач используют как прерыватели, так и гибридные функции в сочетании с прерывателями. Уравнения движения масс расчетной динамической системы транспортной машины, схема которой изображена на рис. 5.1, б, при этом имеют вид

- 1) $\dot{\omega}_1 = [M_{\text{д}} - (M_{12} + M_{r21})0,5(1 + P_{12})L_1 - M_{\text{сц}} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) \times$
 $\times 0,5(1 - P_{12})L_{12} - M_{\text{мт}}]I_1^{(-1)}$;
 - 2) $\dot{M}_{12} = e_{12}^{-1}(\omega_1 - \omega_2)0,5(1 + P_{12})L_1$; $M_{r12} = r_{12}(\omega_1 - \omega_2)0,5(1 + P_{12})L_1$;
 - 3) $\dot{\omega}_2 = [(M_{12} + M_{r12})0,5(1 + P_{12})L_1 + M_{\text{сц}} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2)0,5(1 - P_{12})L_2 -$
 $-(M_{23} + M_{r23})U_{\text{кп}}^{-1}\eta_{\text{кп}}^{-1}L_3 - M_{\text{сх}} \text{sign}(\omega_2 U_{\text{кп}}^{-1} - \omega_3)U_{\text{кп}}^{-1}L_4 -$
 $- M_{\text{тп}}^{\text{кп}} \text{sign} \omega_2)]I_2^{-1}$;
 - 4) $\dot{M}_{23} = e_{23}^{-1}(\omega_2 U_{\text{кп}}^{-1} - \omega_3)L_3$; $M_{r23} = r_{23}(\omega_2 U_{\text{кп}}^{-1} - \omega_3)L_3$;
 - 5) $\dot{\omega}_3 = \left\{ (M_{23} + M_{r23})L_3 + [M_{\text{сх}} \text{sign}(\omega_2 U_{\text{кп}}^{-1} - \omega_3) - M_{\text{тп}}^{\text{бм}} \text{sign} \omega_3] \times \right.$
 $\left. \times L_4 - (M_{34} + M_{r34}) \right\} I_3^{-1}$;
 - 6) $\dot{M}_{34} = e_{34}^{-1}(\omega_3 - \omega_4)$; $M_{r34} = r_{34}(\omega_3 - \omega_4)$;
 - 7) $\dot{\omega}_4 = [(M_{34} + M_{r34}) - (M_{45} + M_{r45})0,5(1 + P_{45}) -$
 $- M_{\varphi} \text{sign}(\omega_4 - \omega_5)0,5(1 - P_{45}) - M_{\psi a} \text{sign} \omega_4]I_4^{-1}$;
 - 8) $\dot{M}_{45} = e_{45}^{-1}(\omega_4 - \omega_5)0,5(1 + P_{45})$; $M_{r45} = r_{45}(\omega_4 - \omega_5)0,5(1 + P_{45})$;
 - 9) $\dot{\omega}_5 = [(M_{45} + M_{r45})0,5(1 + P_{45}) + M_{\varphi} \text{sign}(\omega_4 - \omega_5)0,5(1 - P_{45}) -$
 $- (M_{\psi \text{нп}} + M_{\text{бан}}) \text{sign} \omega_5]I_5^{-1}$.
- $$L_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } \omega_1 = \omega_2; \\ 0 & \text{при } \omega_1 \neq \omega_2. \end{cases} \quad L_2 = \begin{cases} 1 & \text{при } \omega_1 \neq \omega_2; \\ 0 & \text{при } \omega_1 = \omega_2. \end{cases}$$
- $$L_3 = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_2 U_{\text{кп}}^{-1} - \omega_3| \leq \omega_{23}^{\text{отн}}; \\ 0 & \text{при } |\omega_2 U_{\text{кп}}^{-1} - \omega_3| > \omega_{23}^{\text{отн}}; \end{cases} \quad L_4 = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_2 U_{\text{кп}}^{-1} - \omega_3| > \omega_{23}^{\text{отн}}; \\ 0 & \text{при } |\omega_2 U_{\text{кп}}^{-1} - \omega_3| \leq \omega_{23}^{\text{отн}}; \end{cases}$$
- $$P_{12} = \text{sign}(M_{\text{сц}} - |M_{12} + M_{r12}|); \quad P_{45} = \text{sign}(M_{\varphi} - |M_{45} + M_{r45}|),$$

где $\omega_i, \dot{\omega}_i$ – соответственно угловые скорость и ускорение массы с моментом инерции I_i , где $i = 1, \dots, 5$;

$M_{i,i+1}, \dot{M}_{i,i+1}$ – соответственно упругий момент и скорость изменения упругого момента в звене с податливостью $e_{i,i+1}$, где $i = 1, \dots, 4$;

$M_{r,i+1}$ – демпфирующий момент в упругом звене с податливостью $e_{i,i+1}$, где $i = 1, \dots, 4$;

M_d – крутящий момент двигателя;

M_{MT} – тормозной момент моторного тормоза;

$M_{сц}, M_{сх}, M_{тр}^{кп}, M_{тр}^{вм}$ – соответственно моменты трения сцепления, синхронизатора включаемой передачи, элементов коробки передач, расположенных до синхронизатора (зубчатой муфты) включаемой передачи; вилки о муфту включаемого синхронизатора;

$U_{кп}, \eta_{кп}$ – соответственно передаточное число и КПД трансмиссии на включённой в коробке передаче;

$M_{\psi_a}, M_{\psi_{np}}$ – соответственно моменты суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля и прицепа;

$M_{в.ап}$ – момент сопротивления воздуха движению автопоезда;

M_ϕ – момент сцепления шин ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия;

L_i – функция предикат, где $i = 1, \dots, 4$;

$\omega_{23}^{отн}$ – относительная угловая скорость инерционных масс, соединяемых синхронизатором, при которой в зацепление возможно ввести венцы каретки синхронизатора или зубчатой муфты с зубчатым венцом шестерни.

При исследовании процесса переключения передач в транспортной машине, оборудованной дизельным двигателем, системы уравнений движения масс расчетной динамической системы автомобиля должны быть дополнены дифференциальными уравнениями, описывающими работу регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя, выражением для определения предварительной затяжки

пружины регулятора, уравнением связи координат перемещения муфты регулятора и рейки топливного насоса и уравнением, определяющим эффективный крутящий момент двигателя. После приведения перечисленных уравнений к виду, удобному для программирования на ЭВМ, последние записываются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \dot{Z}_p &= V_p; \\ \dot{V}_p &= \left[A(Z_p)\omega^2 U_p^2 - C_p Z_p - E(\alpha_d) - \mu_p V_p - F_p \text{sign} V_p \right] m_p^{-1}; \\ M_d &= M_d^H(\omega_1) \left(1 - \frac{Z_p}{Z_{p \max}} \right) - (M_{гд}^0 + b_{гд} \omega_1); \\ (\alpha_d) &= E_0 + b_\alpha \alpha_d, \end{aligned} \right\} (5.1)$$

где \dot{Z}_p и V_p – скорость перемещения муфты чувствительного элемента регулятора;

\dot{V}_p – ускорение перемещения муфты чувствительного элемента регулятора;

$A(Z_p)$ – инерционный коэффициент, значение которого зависит от положения муфты регулятора Z_p ;

ω_1 – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

U_p – отношение угловых скоростей валика регулятора и коленчатого вала двигателя;

C_p – приведенная жесткость пружин регулятора;

$E(\alpha_d)$ – приведенная к муфте регулятора сила затяжки пружин регулятора, зависящая от угла поворота рычага управления регулятором α_d , т. е. от настройки скоростного режима работы двигателя;

μ_p – коэффициент жидкостного трения;

F_p – сила сухого трения;

m_p – приведенная масса регулятора;

$M_{\text{д}}^{\text{и}}(\omega_1)$ – предельное значение индикаторного момента на скоростной характеристике двигателя;

$Z_{\text{р max}}$ – максимальное значение перемещения муфты регулятора (соответствует работе двигателя на режиме холостого хода);

$M_{\text{тд}}^0$ – постоянная составляющая тормозного момента двигателя;

$b_{\text{тд}}$ – коэффициент тормозного момента двигателя;

E_0 – сила предварительной затяжки пружины регулятора;

b_{α} – коэффициент, определяемый жесткостью пружины регулятора.

В зависимости от необходимости уменьшения или увеличения подачи топлива перемещение педали управления двигателем из текущего положения $\alpha_{\text{д}}^{\text{T}}$ в нулевое или максимальное $\alpha_{\text{д}}^{\text{max}}$ происходит во времени t в соответствии с выражениями

$$\alpha_{\text{д}}(t) = \alpha_{\text{д}}^{\text{T}} \exp(-k_{\text{д}}^{\text{вык}} t); \quad (5.2)$$

$$\alpha_{\text{д}}(t) = \alpha_{\text{д}}^{\text{max}} \left[1 - \exp(-k_{\text{д}}^{\text{вк}} t) \right], \quad (5.3)$$

где $k_{\text{д}}^{\text{вык}}$ и $k_{\text{д}}^{\text{вк}}$ – коэффициенты, характеризующие соответственно темп падения и нарастания перемещения педали управления двигателем;

t – текущее время.

Коэффициент k показывает, во сколько раз нарастание перемещения педали управления двигателем происходит быстрее, чем функция e^{-t} приближается к нулю. Так как $e^{-3} \approx 0$ (при этом $\alpha_{\text{д}}(t) = 0,95\alpha_{\text{д}}^{\text{max}}$), то приближенно можно считать, что $kt \approx 3$ и время нарастания перемещения педали управления двигателем до максимума $t = 3/k$.

Уравнения, описывающие работу регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя, справедливы при отсутствии в регуляторе корректора.

Продольное ускорение поступательно движущейся массы автомобиля (автопоезда) определяется по формуле

$$\dot{V}_a = \dot{\omega}_5 r_k / U_0,$$

где U_0 – передаточное число главной передачи автомобиля.

5.4. Внешние моменты, действующие на массы расчетной динамической системы автомобиля в процессе переключения передач

Внешними моментами по отношению к массам расчетной динамической системы автомобиля (см. рис. 5.1, б), которые целесообразно учитывать при анализе процесса переключения передач, являются крутящий момент двигателя, тормозной момент моторного тормоза, моменты трения сцепления и синхронизаторов коробки передач, момент сцепления шин ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия, моменты сопротивления вращению отдельных масс динамической системы и движению автомобиля в целом.

Формирование крутящего момента двигателя определяется уравнениями (5.1), а управление двигателем – уравнениями (5.2) или (5.3).

Тормозной момент M_{MT} , развиваемый моторным тормозом, зависит как от степени перекрытия заслонкой выпускного трубопровода, т. е. величины создаваемого противодействия на выпуске отработавших газов, так и от значения угловой скорости коленчатого вала двигателя и определяется по формуле

$$M_{MT}(\omega_1, \alpha_{MT}) = M_{MT}^{\max}(\omega_1) K_{MT}(\alpha_{MT}),$$

где

$$M_{MT}^{\max}(\omega_1) = M_{MT}^0 + b_{MT1} \omega_1; \quad (5.4)$$

$$K_{MT}(\alpha_{MT}) = b_{MT2} \alpha_{MT} + b_{MT3} \alpha_{MT}^2 + b_{MT4} \alpha_{MT}^3. \quad (5.5)$$

В этих выражениях:

$M_{\text{MT}}^{\text{max}}(\omega_1)$ – максимальное значение тормозного момента моторного тормоза, зависящее от угловой скорости коленчатого вала двигателя ω_1 ;

$K_{\text{MT}}(\alpha_{\text{MT}})$ – коэффициент, зависящий от положения заслонки моторного тормоза α_{MT} ;

M_{MT}^0 – постоянная составляющая тормозного момента моторного тормоза;

$b_{\text{MT}1}, b_{\text{MT}2}, b_{\text{MT}3}, b_{\text{MT}4}$ – постоянные коэффициенты.

Управление заслонкой моторного тормоза производится аналогично управлению двигателем, т. е. при включении моторного тормоза (закрытии заслонки)

$$\alpha_{\text{MT}} = \alpha_{\text{MT}}^{\text{max}} \left[1 - \exp\left(-k_{\text{MT}}^{\text{BK}} t\right) \right],$$

а при выключении

$$\alpha_{\text{MT}} = \alpha_{\text{MT}}^{\text{T}} \exp\left(-k_{\text{MT}}^{\text{ВЫК}} t\right),$$

где $\alpha_{\text{MT}}^{\text{max}}, \alpha_{\text{MT}}^{\text{T}}$ – соответственно максимальное и текущее положение заслонки моторного тормоза;

$k_{\text{MT}}^{\text{BK}}, k_{\text{MT}}^{\text{ВЫК}}$ – коэффициенты, характеризующие темп перемещения заслонки моторного тормоза соответственно при его включении и выключении;

t – текущее время.

Закон изменения момента трения сцепления при его включении описывается уравнением

$$M_{\text{сц}} = M_{\text{сц}}^{\text{CT}} \left[1 - \exp\left(-k_{\text{сц}}^{\text{BK}} t\right) \right],$$

а при выключении

$$M_{\text{сц}} = M_{\text{сц}}^{\text{CT}} \exp\left(-k_{\text{сц}}^{\text{ВЫК}} t\right),$$

где $M_{\text{сц}}^{\text{ст}}$ – статический момент трения сцепления;

$k_{\text{сц}}^{\text{вк}}$, $k_{\text{сц}}^{\text{вык}}$ – коэффициенты, характеризующие темп изменения момента трения сцепления соответственно при его включении и выключении;

t – текущее время.

До определения момента трения синхронизатора кратко рассмотрим его работу.

В коробках передач современных грузовых автомобилей наибольшее распространение получили инерционные синхронизаторы. Принцип действия таких синхронизаторов заключается в использовании инерции соединяемых деталей трансмиссии автомобиля для предотвращения преждевременного включения передачи путем поворота запирающего звена – блокирующих пальцев, синхронизирующих колец с зубчатыми венцами или обоймы с фигурными вырезами – относительно скользящей зубчатой муфты. Начиная с момента соприкосновения фрикционных конусов, процесс включения передачи с помощью инерционного синхронизатора можно разделить на три этапа.

На первом этапе под действием момента трения синхронизатора происходит выравнивание угловых скоростей вторичного вала коробки передач и шестерни включаемой передачи. В это время запирающее звено не позволяет переместить скользящую зубчатую муфту (кадетку) синхронизатора в сторону включаемой шестерни. На втором этапе происходит разблокировка синхронизатора при возвращении деталей запирающего устройства в первоначальное положение относительно зубчатой муфты. Третий этап включает в себя процесс зацепления зубьев скользящей муфты с зубьями шестерни включаемой передачи.

На шестерню включаемой передачи и кинематически связанные с ней детали трансмиссии (масса I_2 на рис. 5.1, б) при выключенном сцеплении во время выравнивания угловых скоростей кроме инерционного момента действует момент трения между фрикционными конусами $M_{\text{сх}}$ (синхронизирующий момент).

Шестерня вторичного вала находится под действием трех моментов: инерционного, синхронизирующего и упругого. Упругий момент трансмиссии M_{34} в данном случае является моментом, ока-

зывают сопротивлением вращению вторичного вала коробки передач (масса I_3).

Закон изменения синхронизирующего момента при быстром включении синхронизатора с достаточной степенью точности описывается уравнением

$$M_{\text{сх}} = M_{\text{сх}}^{\text{ст}} \left[1 - \exp\left(-k_{\text{сх}}^{\text{БК}} t\right) \right],$$

где $M_{\text{сх}}^{\text{ст}}$ – статический момент трения синхронизатора;

$k_{\text{сх}}^{\text{БК}}$ – коэффициент, характеризующий темп изменения момента трения синхронизатора;

t – текущее время.

Так как $e^{-3} \approx 0$ (при этом $M_{\text{сх}} = 0,95M_{\text{сх}}^{\text{ст}}$), то приближенно можно считать, что при $t = t_{\text{max}}$

$$k_{\text{сх}}^{\text{БК}} t_{\text{max}} \approx 3 \quad \text{и} \quad k_{\text{сх}}^{\text{БК}} = 3 / t_{\text{max}},$$

где t_{max} – время нарастания момента трения синхронизатора от нуля до максимума; эквивалентом ему служит время срабатывания исполнительного механизма коробки передач.

Значение статического момента трения синхронизатора определяется по формуле

$$M_{\text{ст}}^{\text{сх}} = r_{\text{ср}} \mu_{\text{сх}} P_{\text{с}} / \sin \gamma,$$

где $r_{\text{ср}}$ – средний радиус трения;

$\mu_{\text{сх}}$ – коэффициент трения трущихся поверхностей;

$P_{\text{с}}$ – величина свободного усилия, создающего синхронизирующий момент;

γ – угол наклона конуса трения во фрикционном кольце синхронизатора.

Момент сцепления шин ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия в приведении ко вторичному валу коробки передач определяется по формуле

$$M_{\phi} = G_{\phi} \phi r_k / (U_0 \eta_0),$$

где G_{ϕ} – сцепной вес автомобиля;

ϕ – коэффициент сцепления шин ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия;

U_0 – передаточное число главной передачи автомобиля;

η_0 – КПД ведущего моста автомобиля.

Момент трения элементов коробки передач, расположенных до синхронизаторов $M_{\text{тр}}^{\text{кп}}$, вызывается потерями на взбалтывание масла, трением в опорах и зубчатых зацеплениях; определяется экспериментально и может быть аппроксимирован выражением [6]

$$M_{\text{тр}}^{\text{кп}} = M_{r_2} + b_{\text{кп1}} \omega_2 + b_{\text{кп2}} \omega_2^2,$$

где M_{r_2} – постоянная составляющая момента трения;

$b_{\text{кп1}}$ и $b_{\text{кп2}}$ – постоянные коэффициенты.

Момент трения вилки в механизме управления коробкой передач о муфту синхронизатора в процессе его включения-выключения $M_{\text{тр}}^{\text{вм}}$ определяется по формуле

$$M_{\text{тр}}^{\text{вм}} = \mu_m R_i P_m,$$

где μ_m – коэффициент трения скольжения вилки по муфте синхронизатора;

R_i – средний радиус поверхности трения муфты синхронизатора;

P_m – сила прижатия вилки к муфте синхронизатора.

Моменты от сил суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля (автопоезда) M_{ψ_a} и сопротивления воздуха $M_{\text{в.ап}}$, приведенные к выходному валу коробки передач, определяются соответственно из выражений [7]

$$M_{\psi_a} = G_a \psi r_k / (U_0 \eta_0),$$

где G_a – вес автомобиля (автопоезда);

ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

$$M_{\text{в.ап}} = K_{\text{в}} A_{\text{в}} \omega_5^2 r_{\text{к}}^3 / (U_0^3 \eta_0),$$

где $K_{\text{в}}$ – коэффициент сопротивления воздуха;

$A_{\text{в}}$ – площадь лобового сопротивления автомобиля (автопоезда);

ω_5 – угловая скорость маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля (автопоезда), приведенная к выходному валу коробки передач.

5.5. Идентификация подсистем автомобиля, оборудованного системой автоматического управления переключением передач

Математические модели подсистем автомобиля, оборудованного системой автоматического управления переключением передач, разрабатываются в условиях отсутствия полной информации. Так, в частности, при разработке модели дизельного двигателя со всережимным регулятором угловой скорости коленчатого вала точно неизвестны такие описывающие его работу параметры, входящие в уравнения (5.1), как коэффициент жидкостного трения μ_p , сила сухого трения F_p , приведенная жесткость пружин регулятора C_p , а также коэффициенты $b_{\text{MT1}}, b_{\text{MT2}}, b_{\text{MT3}}, b_{\text{MT4}}$ в уравнениях (5.4) и (5.5), позволяющие определить тормозной момент моторного тормоза. Исходя из этого, математические модели отдельных подсистем автомобиля, оборудованного системой автоматического управления переключением передач, нуждаются в идентификации некоторых своих параметров.

Под *идентификацией* модели подразумевается процесс определения ее параметров $B = (b_1, \dots, b_r)^T$ в режиме нормальной эксплуатации объекта [8]. Структура модели подсистемы при этом известна:

$$Y^M = F(Z, B),$$

т. е. оператор F предполагается заданным. Это означает, что заданы алгоритм или уравнение, с помощью которых можно определить состояние Y^M модели, если задано состояние ее входа Z , а также параметры вектора B . Именно эти параметры определяются на этапе идентификации.

Очевидно, что для идентификации параметров необходимо иметь информацию об изменении входов и выходов объекта.

В процессе идентификации используются исходные данные, которые подразделяются на априорные, содержащиеся в структуре S модели, и апостериорные, представляющие собой наблюдения состояний входа Z и выхода Y объекта, т. е. информацию

$$I = \langle Z_i, Y_i \rangle \forall i = \overline{1, N}, \quad (5.6)$$

где i – номер моментов времени t_i , когда фиксировались значения $Z_i = Z(t_i)$ и $Y_i = Y(t_i)$, где $Z(t)$ и $Y(t)$ – функции, описывающие поведение входа и выхода объекта в процессе его функционирования.

Таким образом, исходные данные, необходимые для идентификации параметров модели, образуются двойкой $\langle S, I \rangle$, т. е. структурой модели Y^M и наблюдениями I . Процесс идентификации параметров модели сводится к определению параметров вектора B по исходным данным S и I , т. е. $B = \varphi(S, I)$, где φ – алгоритм идентификации, определяющий, каким образом можно найти параметры вектора B , зная S и I .

Под *алгоритмом идентификации* понимается алгоритм, позволяющий уточнить значения идентифицируемых параметров модели по мере получения дополнительной информации о работе объекта. Пусть на $(i - 1)$ -м шаге адаптивной идентификации были получены определенные значения идентифицируемых параметров. Отметим их индексом $i - 1$:

$$B_{i-1} = \left(b_1^{i-1}, \dots, b_r^{i-1} \right)^T.$$

Пусть далее получена информация, т. е. пара наблюдений входа и выхода объекта в i -й момент времени:

$$I_i = \langle Z_i, Y_i \rangle.$$

Очевидно, что эта информация должна изменить (откорректировать) имеющиеся значения B_{i-1} и дать возможность получить B_i – более точное значение параметров. Связь между B_{i-1} и B_i определяется адаптивным алгоритмом идентификации

$$B_i = \tilde{\Phi}_a(B_{i-1}, I_i),$$

где $\tilde{\Phi}_a$ – алгоритм адаптивной идентификации, который позволяет определить последующее значение параметров, исходя из новой информации I_i и старых представлений о значениях параметров B_{i-1} .

Этот алгоритм можно записать в виде

$$B_i = B_{i-1} + \Phi_a[F(Z_i, B_{i-1}), I_i], \quad (5.7)$$

где Φ_a – оператор адаптивной идентификации.

Адаптация, таким образом, представляет собой процесс получения «нового знания» путем коррекции «старого знания».

Состояние объекта Y_i , которым является подсистема системы автоматического переключения передач, определяется не только состоянием его выходов Z_i , но и собственным состоянием в предыдущий момент времени Y_{i-1} . Поэтому модель объекта на стадии идентификации можно записать в общем виде:

$$Y_i^M = F(Y_{i-1}^M, Z_i, B),$$

где F – функция (оператор), задаваемая аналитически или алгоритмически.

Эффективность идентификации оценивается по реакции объекта и модели на одно и то же входное воздействие Z , т. е. по выходам объекта $Y(t)$ и модели $Y^M(t)$. Степень близости этих реакций в каждый момент времени оценивают значением квадрата модуля разности векторов выхода (квадратом так называемой функции невязки):

$$q^2(t) = |Y^M(t) - Y(t)|^2 = \sum_{i=1}^r [y_i^M(t) - y_i(t)]^2, \quad (5.8)$$

где $Y^M = y_1^M, \dots, y_r^M$ – вектор выхода модели.

Пусть B_{i-1} – значения идентифицируемых параметров на $(i - 1)$ -м шаге адаптивной идентификации, и пусть получена новая информация

$$I_i = \langle Z_i, Y_i \rangle.$$

Эта информация должна изменить B_{i-1} на B_i , т. е. быть источником коррекции параметров:

$$B_i = B_{i-1} + \Delta B_i.$$

Задача, таким образом, состоит в определении ΔB_i через I_i . Для этого образуем локальную невязку выходов модели и объекта в момент i :

$$q_i(B_{i-1}) = f(Z_i, Y_{i-1}, B_{i-1}) - y_i. \quad (5.9)$$

Очевидно, что величина ΔB_i должна быть такой, чтобы уменьшить квадрат этой невязки. Этого можно добиться, если шаг ΔB_i сделать антиградиентным, т. е.

$$\Delta B_i = -\alpha_i \nabla q_i^2(B_{i-1}).$$

Здесь α_i – положительный коэффициент, а ∇ – «набла», знак оператора градиента функции, которая стоит под этим знаком.

Определим градиент функции $q^2(B)$:

$$\begin{aligned} \nabla q^2(B) &= \left[\frac{\partial \nabla q^2(B)}{\partial b_1}, \dots, \frac{\partial \nabla q^2(B)}{\partial b_r} \right] = \\ &= 2q(B) \left[\frac{\partial \nabla q(B)}{\partial b_1}, \dots, \frac{\partial \nabla q(B)}{\partial b_r} \right] = 2q(B) \nabla q(B). \end{aligned}$$

Подставив в последнее выражение данные из формулы (5.9), получим

$$\nabla q^2(B) = 2q(B) \nabla_B f(Y, Z, B).$$

Здесь индексом B при ∇ обозначен градиент по параметрам вектора B . Таким образом, для коррекции параметров на i -м шаге получаем следующее выражение:

$$\Delta B_i = -2\alpha_i q_i(B_{i-1}) \nabla_B f(Y_{i-1}, z_i, B_{i-1}),$$

где

$$\nabla_B f(Y_{i-1}, z_i, B_{i-1}) = \left[\frac{\partial f(Y_{i-1}, z_i, B_{i-1})}{\partial b_1}, \dots, \frac{\partial f(Y_{i-1}, z_i, B_{i-1})}{\partial b_r} \right]_{B=B_{i-1}}. \quad (5.10)$$

Для сложных систем функция f определена лишь алгоритмически. Поэтому приходится воспользоваться конечно-разностными оценками производных в выражении (5.10):

$$\frac{d\hat{f}(Y, Z, B)}{db_l} = \frac{1}{2g} [f(Y, Z, B + ge_l) - f(Y, Z, B - ge_l)],$$

где $g > 0$ – база оценки;

e_l – единичный вектор, направленный вдоль l -й оси.

Параметр α выбирается оптимальным из соображений минимизации локальной невязки:

$$q[B - 2\alpha q(B) \nabla_B f(Y, Z, B)] \rightarrow \min \Rightarrow \alpha^* \forall \alpha > 0,$$

т. е. минимизировать квадрат невязки по параметру α (двойная стрелка « \Rightarrow » читается «решением является»). Зная, что минимальное значение невязки равно нулю, можно записать

$$q[B - 2\alpha q(B) \nabla_B f(Y, Z, B)] = 0.$$

Решение этого уравнения дает оптимальное значение α^* .

Наиболее удобно и оперативно адаптивную идентификацию и отладку моделей подсистем, участвующих в процессе автоматического переключения передач, производить на ЭВМ.

Если адаптивный метод идентификации реализуется в реальном масштабе времени, то его принято называть методом самонастраивающейся модели. Схема этого метода показана на рис. 5.2.

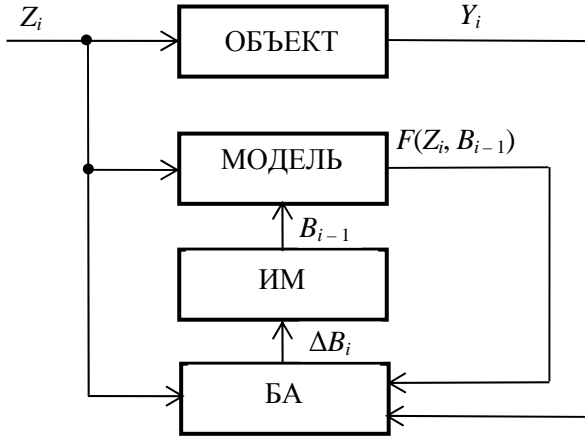


Рис. 5.2. Схема адаптивной идентификации

Здесь на вход объекта, модели и блока адаптации (БА) подается информация о состоянии среды (внешнее воздействие) Z_i . Информация о состоянии объекта Y_i , модели $F(Z_i, B_{i-1})$ и среды Z_i (указанное ранее) сообщается блоку адаптации, который вырабатывает сигнал коррекции

$$\Delta B_i = \varphi_a[F(Z_i, B_{i-1}), I_i],$$

изменяющий параметры модели в соответствии с выражением (5.7) с помощью исполнительного механизма (ИМ).

Очевидно, что для реализации адаптивных алгоритмов идентификации совсем не обязательно использовать реальный масштаб времени. В этом случае роль объекта играет информация I (5.6), которая используется в алгоритме адаптивной идентификации порциями

$$\langle Z_i, Y_i \rangle \forall i = \overline{1, N}.$$

При идентификации моделей различных подсистем системы автоматического переключения передач функции блоков адаптации

и исполнительного механизма выполняются исследователем. Такой метод адаптивной идентификации называют **методом настраиваемой модели**.

В частности, на двигателе (объекте) и его модели воспроизводились переходные процессы, вызванные:

1) резким нажатием или отпусканьем педали управления двигателем (рычага настройки регулятора) α_d при отсутствии нагрузки на двигатель;

2) приложением и снятием нагрузки;

3) управлением заслонкой моторного тормоза.

Информацией для коррекции параметров модели в ходе идентификации служили показатели качества переходных процессов, используемые в теории автоматического управления [9]:

1) время переходного процесса t_n , т. е. время от начала переходного процесса до момента, когда разность $\omega_d(t) - \omega_d(\infty)$ по абсолютной величине становится меньше, чем $0,05\omega_d(\infty)$, где $\omega_d(t)$ и $\omega_d(\infty)$ – соответственно текущее и установившееся значение угловой скорости коленчатого вала двигателя;

2) время первого согласования t_0 , т. е. время, в течение которого $\omega_d(t)$ впервые достигает величины, соответствующей установившемуся значению $\omega_d(\infty)$;

3) перерегулирование π_n , т. е. максимальное отклонение $\omega_d^{\max}(t)$ от заданного установившегося значения $\omega_d(\infty)$, выраженное в процентах:

$$\pi_n = \left[\frac{\omega_d^{\max}(t) - \omega_d(\infty)}{\omega_d(\infty)} \right] \cdot 100 \%;$$

4) число перерегулирований N_n , т. е. число экстремумов разности $\omega_d(t) - \omega_d(\infty)$ в течение времени переходного процесса.

Кроме того, дополнительно вводились следующие измерители:

1) время запаздывания переходного процесса t_3 – время от начала воздействия на рычаг регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя до начала изменения $\omega_d(t)$;

2) интенсивность переходного процесса $I_{\text{п}}$ – отношение разности $\omega_{\text{д}}(\infty) - \omega_{\text{д}}(0)$ ко времени первого согласования:

$$I_{\text{п}} = \left[\left[\omega_{\text{д}}(\infty) - \omega_{\text{д}}(0) \right] / t_0 \right],$$

где $\omega_{\text{д}}(0)$ – начальное значение угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Данные показатели и измерители предварительно были определены по результатам, полученным в процессе натуральных испытаний двигателя и моторного тормоза, и подвергнуты статистической обработке. Последняя заключалась в определении доверительных интервалов оценки математических ожиданий показателей качества переходных процессов. Для этого, в предположении, что генеральная совокупность распределена по нормальному закону, по выборке объема n находится выборочная средняя \bar{x} и «исправленное» среднее квадратическое отклонение S_e . Неизвестное математическое ожидание a оценивается при помощи доверительного интервала [10], который накрывает математическое ожидание a с заданной доверительной вероятностью γ (принималась равной 0,95), т. е.

$$P \left(\bar{x} - t_{\gamma} \frac{S_e}{\sqrt{n}} < a < \bar{x} + t_{\gamma} \frac{S_e}{\sqrt{n}} \right) = \gamma,$$

где t_{γ} – квантили распределения Стьюдента.

В зависимости от объема выборки n и доверительной вероятности γ по таблицам t -распределения Стьюдента [11] определяются значения квантилей

$$t_{\gamma} = f(\gamma, n);$$

затем находят доверительные границы

$$\bar{x} - t_{\gamma} \frac{S_e}{\sqrt{n}} \quad \text{и} \quad \bar{x} + t_{\gamma} \frac{S_e}{\sqrt{n}},$$

где $t_\gamma \frac{S_e}{\sqrt{n}}$ – точность (предельная погрешность) оценки математического ожидания.

Выборочные средние показателей переходного процесса двигателя представляем в виде вектора

$$\theta = (\bar{t}_\Pi, \bar{t}_0, \bar{\pi}_\Pi, \bar{N}_\Pi, \bar{t}_3, \bar{I}_\Pi)^T$$

или в общем виде

$$\theta = (V_1, \dots, V_r)^T,$$

где r – число показателей переходного процесса, используемых при оценке эффективности идентификации модели двигателя.

Обобщение понятия доверительного интервала на случай векторной характеристики θ приводит к понятию доверительной области.

Доверительной областью для вектора θ , соответствующей доверительной вероятности γ , называется такая случайная область, полностью определяемая результатами опытов и не зависящая от неизвестных характеристик, которая с вероятностью γ содержит неизвестное значение θ .

Обычно стараются определить доверительные области, имеющие минимальные размеры при заданной вероятности γ . Этому условию удовлетворяют области, симметричные относительно оценки $\hat{\theta}$ вектора θ .

При определении многомерной доверительной области необходимо найти такие доверительные интервалы $I_{n_1}(\hat{\theta}), \dots, I_{n_r}(\hat{\theta})$ для элементов V_1, \dots, V_r вектора θ , чтобы вероятность одновременного накрытия всех элементов V_1, \dots, V_r соответствующими доверительными интервалами была не меньше заданной γ .

Введем события

$$\Omega_q = \{V_q \in I_{n_q}(\hat{\theta})\}, \quad q = \overline{1, r},$$

и обозначим область в r -мерном пространстве, образованную доверительными интервалами $I_{n_1}(\hat{\theta}), \dots, I_{n_r}(\hat{\theta})$, через $I_n(\hat{\theta})$. На основании принципа двойственности и свойства полуаддитивности вероятности можно записать

$$P[\theta \in I_n(\hat{\theta})] = P\left(\bigcap_{q=1}^r \Omega_q\right) = 1 - P\left(\bigcup_{q=1}^r \tilde{\Omega}_q\right) \geq 1 - \sum_{q=1}^r P(\tilde{\Omega}_q),$$

где $\tilde{\Omega}_q$ – событие, противоположное событию Ω_q .

Отсюда видно, что для решения поставленной задачи достаточно найти доверительные интервалы $I_{n_1}(\hat{\theta}), \dots, I_{n_r}(\hat{\theta})$ для элементов вектора θ , соответствующие доверительной вероятности $[1 - (1 - \gamma) / r]$. Тогда вероятность одновременного накрытия доверительными интервалами всех элементов V_1, \dots, V_r будет не менее γ .

Минимизация квадрата функции невязки (5.8) при настройке моделей подсистем системы автоматического переключения передач производилась путем подбора подходящих значений коэффициентов уравнений, описывающих их работу. Подбор коэффициентов продолжался до тех пор, пока значения показателей качества переходного процесса, полученные на модели, не покрывались $[1 - (1 - \gamma) / r]100\%$ -ми доверительными интервалами оценки математических ожиданий показателей, полученных на объекте, т. е. не осуществлялось событие

$$\Omega_q = \{V_q \in I_{n_q}(\hat{\theta})\}, \quad q = \overline{1, r}.$$

Эта задача аналогична задаче многокритериальной оптимизации [2], где в качестве критериев эффективности выступают показатели качества переходного процесса, а в качестве управляемых (оптимизируемых) параметров – искомые коэффициенты уравнений идентифицируемых моделей подсистем.

6. СИНТЕЗ СТРУКТУРЫ АЛГОРИТМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

6.1. Методика выбора структуры алгоритмов переключения передач

Методика решения задачи синтеза структуры алгоритма переключения передач сводится к последовательной формализации ранее сформулированных этапов её решения.

Заключительный этап решения указанной задачи предусматривает перебор и отсев вариантов, заведомо не удовлетворяющих тем или иным требованиям к алгоритму переключения передач с целью выбора компромиссного варианта структуры алгоритма.

Общая постановка задачи принятия решения выглядит следующим образом:

1. Имеется некоторое множество структур R , причем каждая структура S_r^A характеризуется определенной совокупностью свойств a_1, a_2, \dots, a_u .

2. Имеется совокупность частных критериев эффективности $C = (C_1, C_2, \dots, C_u)^T$, количественно характеризующих множество свойств алгоритма, т. е. каждая структура характеризуется вектором

$$C(S_r^A) = [C_1(S_r^A), C_2(S_r^A), \dots, C_u(S_r^A)]^T.$$

3. Необходимо принять решение о выборе одной из структур. Задача принятия решения по выбору структуры формально сводится к отысканию отображения W , которое каждому вектору C ставит в соответствие действительное число

$$\Phi = W(C) = W(C_1, C_2, \dots, C_u)^T,$$

определяющее степень предпочтительности данного решения.

Получаемый в результате свёртки частных критериев критерий эффективности $\Phi = W(C)$ называют *интегральным (обобщённым) критерием*. Интегральный критерий присваивает каждому решению по выбору структуры соответствующее значение эффективности.

Это позволяет упорядочить множество решений по степени предпочтительности. Наиболее простой и объективный метод построения интегрального критерия эффективности для случая решения задачи синтеза структуры алгоритма переключения передач заключается в том, что один из критериев C_k принимается в качестве обобщенного (главного), а все остальные учитываются в виде ограничений, определяющих область эффективных структур:

$$\Phi = C_k; \quad C_i \leq C_i^0 \quad \forall i = \overline{1, u}; \quad i \neq k,$$

где $C_i^0 = (C_1^0, C_2^0, \dots, C_u^0)^T$ – вектор, определяющий допустимые значения по всем критериям.

В этом случае задача сравнения структур по векторному критерию эффективности сводится к задаче принятия решений со скалярным критерием, а все остальные критерии переводятся в разряд ограничений. Структуры, не укладывающиеся в заданные границы, сразу же отбрасываются как неконкурентоспособные. В этом случае задача нахождения оптимального решения при выборе структуры АПП формулируется как задача дискретного программирования:

$$\min[C_k(S_r^A)] \quad \forall r \in R \quad \text{при} \quad C_i(S_r^A) \leq C_i^0(S_r^A) \quad \forall i = \overline{1, u}; \quad i \neq k.$$

Специфика решаемой задачи позволяет обоснованно выделить главный критерий эффективности. Таким критерием при синтезе структуры алгоритма переключения передач является время разрыва потока мощности на ведущих колесах транспортной машины в процессе переключения.

Выбор данного критерия в качестве главного объясняется тем, что время разрыва потока мощности оказывает влияние как на динамику движения и производительность транспортной машины, так и на плавность хода, нагруженность фрикционных элементов и валов трансмиссии, т. е. однозначно и непосредственно влияет на значения вспомогательных критериев эффективности.

В частном случае решения задачи синтеза структуры алгоритма переключения для большегрузного автомобиля, оборудованного механической ступенчатой трансмиссией с синхронизированной ко-

робкой передач вспомогательными критериями, переведенными в разряд ограничений, являются $N_{уд}^{сх}$, $N_{уд}^{сц}$, $L_{уд}^{сх}$, $L_{уд}^{сц}$, $K_{дин}$, V_a , $I_{п}$.

В качестве нижней границы данных критериев принимаем нулевые значения, а в качестве верхней – допустимые значения по условию обеспечения требуемой долговечности соответствующих узлов автомобиля. Последние задаются на базе результатов экспериментальных исследований или сведений, почерпнутых из литературных источников.

6.2. Схема комплекса программ многокритериальной оптимизации структуры алгоритмов переключения передач

С целью автоматизации структуры алгоритмов переключения передач (АПП) разработан комплекс программ, схема которого изображена на рис. 6.1. Данный комплекс позволяет программно реализовать задачу структурной оптимизации путем приведения последней к задаче дискретного программирования. Поиск компромиссного варианта структуры алгоритма переключения осуществляется методом направленного полного перебора на фиксированном множестве структур

$$S_r^A = f_r(K) \forall r = \overline{1, R}.$$

Логика алгоритма формирования r -й структуры сводится к построению комбинационного автомата, задачей которого является программное присвоение элементам булева вектора K значений в соответствии с ранее сформированными матрицами (см. табл. 4.3 и 4.4).

Кроме комбинационного автомата (блоки 4 и 5 на рис. 6.1) рассматриваемый комплекс включает в себя в качестве подкомплексов следующие основные алгоритмы: имитационного моделирования процесса переключения передач, расчета главного и вспомогательных критериев эффективности (блок 6), а также поиска оптимальной структуры алгоритма переключения (блоки 7–10).

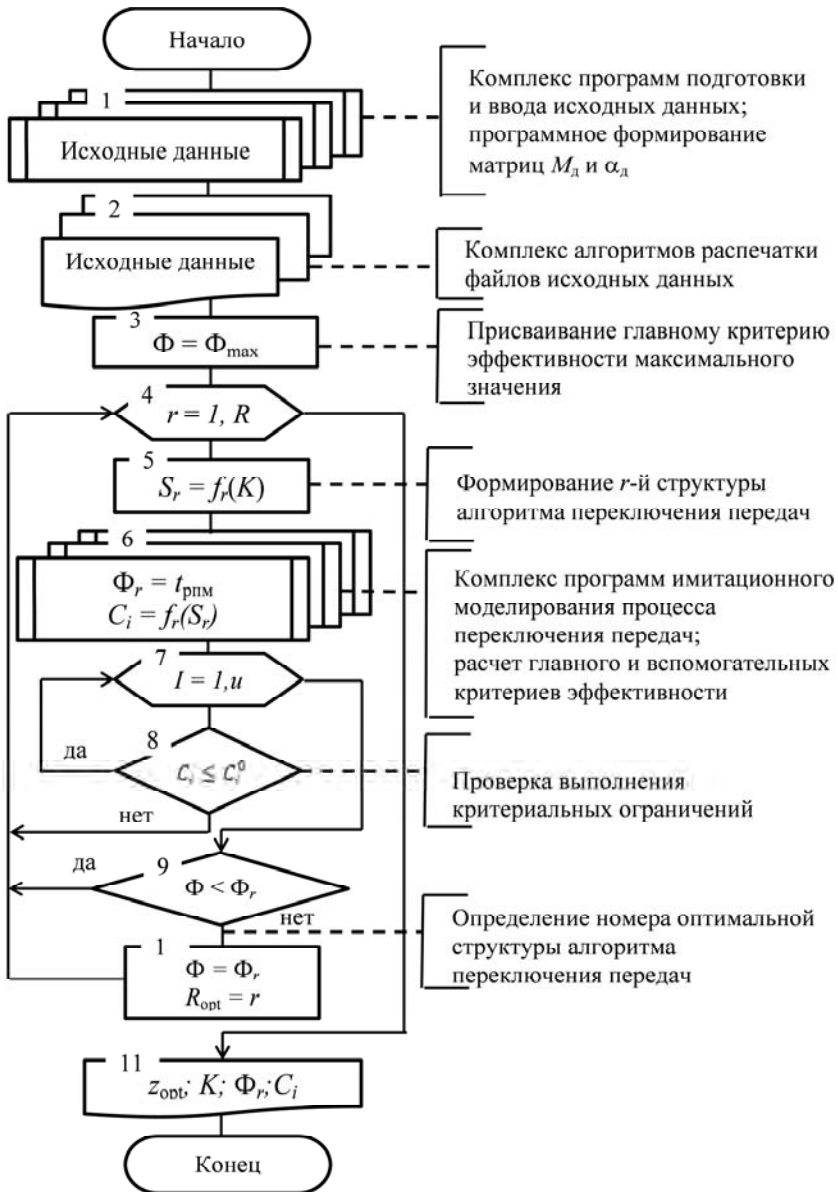


Рис. 6.1. Схема комплекса программ решения задачи синтеза структуры алгоритма переключения передач

Комплекс алгоритмов имитационного моделирования процесса переключения передач и расчета критериев эффективности реализуется с помощью подпрограмм (рис. 6.2):

- 1 – формирования массивов исходных данных: параметры двигателя и регулятора, трансмиссии и АТС в целом, временных задержек;
- 2 – численного интегрирования дифференциальных уравнений;
- 3 – логики имитационного моделирования допустимого множества АПП и расчета критериев эффективности;
- 4 – вычисления правых частей логико-дифференциальных уравнений;
- 5 – линейного интерполирования функции одной переменной.

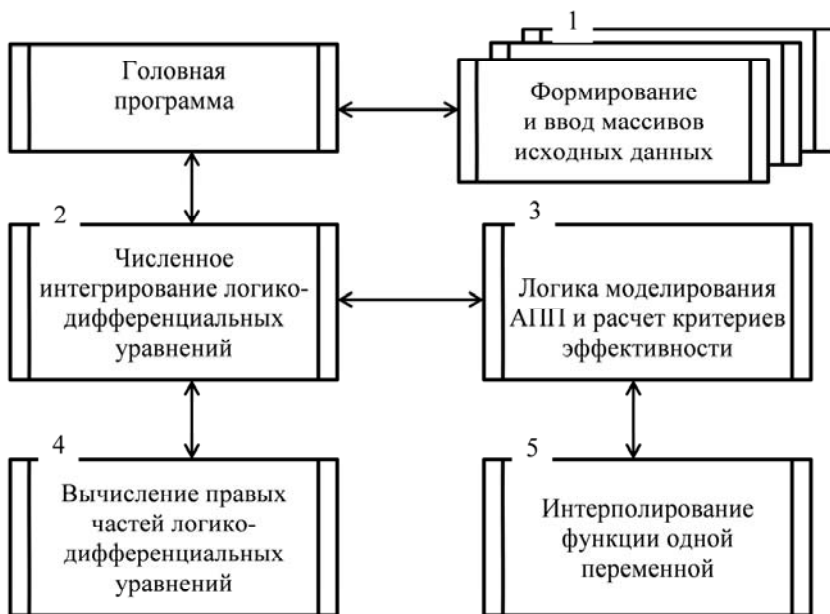


Рис. 6.2. Структура взаимодействия компонентов комплекса программ имитационного моделирования процессов переключения передач и расчета критериев эффективности

Подпрограмма моделирования допустимого множества АПП и расчета критериев эффективности разработана на базе алгоритмов, заданных сетевыми графами (см. рис. 4.1 и 4.2) и табл. 4.1 и 4.2.

В рассматриваемом случае подпрограмма позволяет формировать 84 варианта алгоритмов процесса переключения передач: 42 варианта алгоритмов переключения на высшую передачу и столько же – на низшую.

Логика организации отдельных операций, присущих ряду вариантов алгоритмов переключения передач, нуждается в пояснении. При моделировании АПП вначале проверяются необходимость управления двигателем и моторным тормозом, а также необходимость управления ими в процессе переключения передач или в период его подготовки, задержки управляющих сигналов, характеристики изменения тормозного момента двигателя, моторного тормоза и положения педали управления двигателем. Затем производится выбор момента переключения передач, подача сигналов на управление двигателем, сцеплением или коробкой передач, организация задержки данных сигналов, очередность их поступления и обработка.

Сигнал к началу переключения передач поступает в двух случаях: если угловая скорость коленчатого вала двигателя превышает пороговую скорость включения высшей передачи, то происходит переключение на смежную высшую передачу, или, если угловая скорость коленчатого вала двигателя уменьшается до значения пороговой скорости включения низшей передачи, то при этом происходит переключение на смежную низшую передачу. Значения пороговых угловых скоростей коленчатого вала двигателя определяются в соответствии с ранее найденными законами переключения передач [1].

Предполагается, что процесс выключения предыдущей передачи заканчивается при одновременном выполнении двух условий:

1) крутящий момент M_{23} , передаваемый зубчатой муфтой каретки синхронизатора или просто зубчатой муфтой (при отсутствии синхронизатора), по абсолютной величине становится меньше заданного момента M_{23}^3 ;

2) усилие, развиваемое на вилке механизма переключения передач (штока силового цилиндра $P_{ц}$), превышает заданное значение $P_{ц}^3$.

Величина крутящего момента M_{23}^3 выбирается такой, чтобы усилие

$$P_{ц} = 0,8P_{ц}^{\max}$$

было достаточным для выключения передачи. При этом предполагается, что усилие на штоке поршня силового цилиндра изменяется по закону

$$P_{\text{ц}} = P_{\text{ц}}^{\text{max}} [1 - \exp(k_{\text{п}}^{\text{вык}} t_{\text{п}}^{\text{вык}})],$$

где $P_{\text{ц}}^{\text{max}}$ – максимальное значение усилия;

$k_{\text{п}}^{\text{вык}}$ – коэффициент, характеризующий темп изменения усилия на штоке поршня силового цилиндра при его наполнении;

$t_{\text{п}}^{\text{вык}}$ – текущее время при наполнении силового цилиндра сжатым воздухом.

В ходе моделирования процесса переключения передач последовательно выполняются операции выключения сцепления, управления двигателем, проверки выполнения условия выключения передачи, задержки времени на перемещение вилки в нейтральное положение, сигналы на частичное или полное промежуточное включение сцепления, управление двигателем или моторным тормозом, проверка выполнения условий, при которых подаются сигналы на повторное выключение сцепления, включение передачи и обработка этих сигналов для различных вариантов алгоритмов переключения, а также определение работы и мощности буксования фрикционных элементов, участвующих в организации процесса переключения передач. Сигнал на частичное или полное промежуточное включение сцепления подается в случае, если

$$\Delta\omega_{23} = (\omega_2 / U_{\text{кп}} - \omega_3) \leq \omega_{231}^3,$$

где ω_{231}^3 – заданное значение относительной угловой скорости синхронизируемых масс в коробке передач.

А сигнал на повторное выключение сцепления и (или) включение новой передачи – при $\Delta\omega_{23} \leq \omega_{232}^3$, где $\omega_{232}^3 < \omega_{231}^3$. Аналогичным образом осуществляется проверка значений относительных

ускорений синхронизируемых инерционных масс, если таковая предусмотрена структурой алгоритма.

Если

$$\left| \left(\frac{\omega_2}{U_{\text{кп}}} \right) - \omega_3 \right| \leq \omega_{23}^{\text{отн}},$$

где $\omega_{23}^{\text{отн}}$ – относительная угловая скорость синхронизируемых инерционных масс коробки передач, при которой возможно ввести в зацепление зубчатый венец каретки синхронизатора или зубчатой муфты с зубчатым венцом шестерни, то возможно безударное переключение.

В случае реализации алгоритма переключения передач, в котором после подачи сигнала на управление двигателем при нейтрали в коробке передач определяется параметр t_c :

$$t_c = |\omega_3 U_{\text{кп}} - \omega_2| / \omega_1,$$

то если $t_c = t_1$ – подается сигнал на прекращение управления двигателем, а если $t_c = t_2$, то подается сигнал на включение передачи (где t_1 и t_2 – заданные константы).

В процессе моделирования процесса переключения передач производятся проверка условий и сигналов на включение сцепления и прекращение управления двигателем при завершении переключения (если сцепление до этого было выключено), расчет работы и мощности буксования сцепления, скорости изменения ускорения автомобиля, времени разрыва потока мощности на ведущих колесах, максимального крутящего момента в трансмиссии, а также других оценочных измерителей и их распечатка.

Удельная мощность буксования фрикционных элементов трансмиссии определяется в виде отношения максимальной мощности буксования к площади поверхности трения. Поиск максимального значения мощности буксования, а также поиск максимального значения скорости изменения продольного ускорения автомобиля осуществляются программно.

6.3. Результаты синтеза структуры алгоритмов переключения передач

Имитационное моделирование процесса переключения передач производилось применительно к трансмиссии автомобиля-тягача МАЗ-64221, работающего совместно с полуприцепом МАЗ-9396. При этом предполагалось, что автопоезд МАЗ-64221+9396 оборудован двигателем ЯМЗ-8421 и коробкой передач ЯМЗ-201.

Отдельные образцы результатов цифрового моделирования процессов переключения передач в форме графиков приведены на рис. 6.3–6.8. При моделировании имитировалось переключение с 7-й на 8-ю (см. рис. 6.3–6.6) и с 8-й на 7-ю передачи (см. рис. 6.7 и 6.8). Передаточное число коробки передач на 7-й передаче $u_7 = 1,41$, а на 8-й – $u_8 = 1$. На этих рисунках под $M_{\text{сц}}$ подразумевается потенциальный момент трения сцепления, т. е. максимальный крутящий момент, который может быть передан сцеплением при его буксовании.

Полный направленный автоматизированный перебор допустимого множества вариантов структур алгоритмов переключения передач позволил выбрать их компромиссные структуры. Компромиссный вариант структур алгоритмов переключения как на высшую, так и на низшую передачи характеризует путь, проходящий через следующие вершины деревьев допустимых решений: 0–101–201–301–504–601–700. Данному пути соответствует структура № 4 (рис. 6.4). В рассмотренном случае номера структур алгоритмов переключения на высшие и низшие передачи совпали, хотя это не является обязательным условием.

Значения критериев эффективности, оценивающих характерные структуры АПП на высшую и низшую передачи, сведены соответственно в табл. 6.1 и 6.2. Анализ приведенных в таблицах данных позволяет выделить в качестве перспективных 1(2), 19(20) и 41(42) структуры АПП. В скобках указаны структуры, имеющие одинаковые с впереди стоящими структурами значения критериев эффективности.

Алгоритмы с перспективными структурами являются комбинированными, т. е. при их организации используются принципы как центральной, так и индивидуальной синхронизации элементов коробки передач. Кроме того, АПП с перспективными структурами предусматривают выключение или недовключение сцепления перед

включением смежной передачи. Указанные алгоритмы переключения, по сравнению с алгоритмами центральной или индивидуальной синхронизации, при практически одинаковых с ними значениях времени разрыва потока мощности позволяют на 10–15 % снизить динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и на 15–20 % улучшить плавность хода автомобиля, оцениваемую максимальным значением скорости изменения его продольного ускорения.

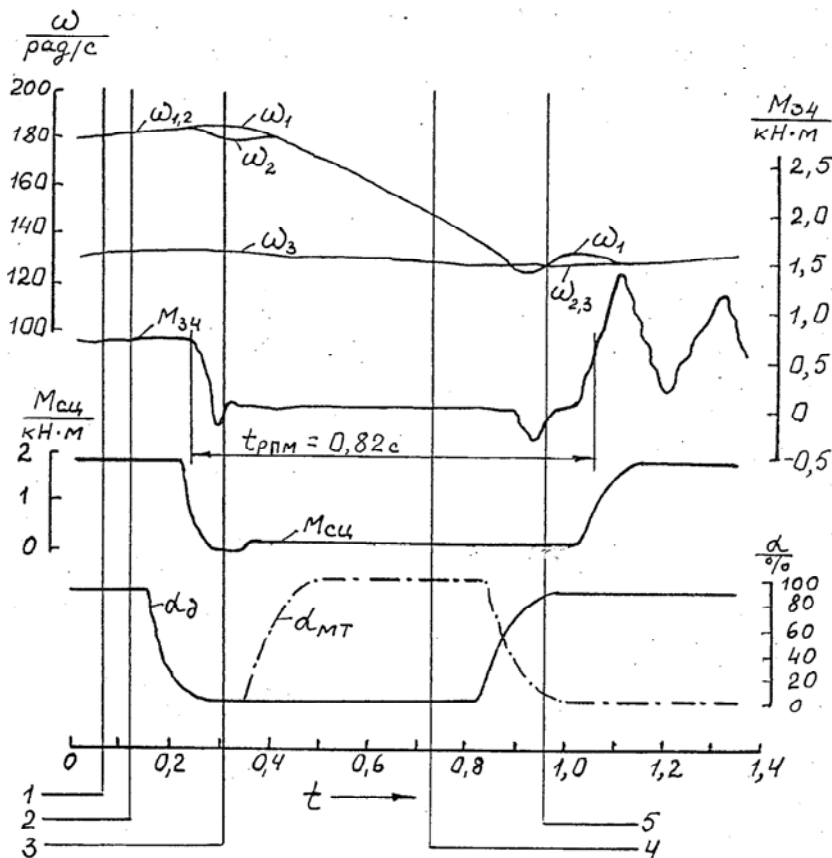


Рис. 6.3. Переключение на высшую передачу. Структура АПП № 1.

Сигналы: 1 – на уменьшение подачи топлива; 2 – выключение сцепления и передачи; 3 – частичное включение сцепления и включение моторного тормоза; 4 – включение высшей передачи и прекращение управления двигателем; 5 – довключение сцепления

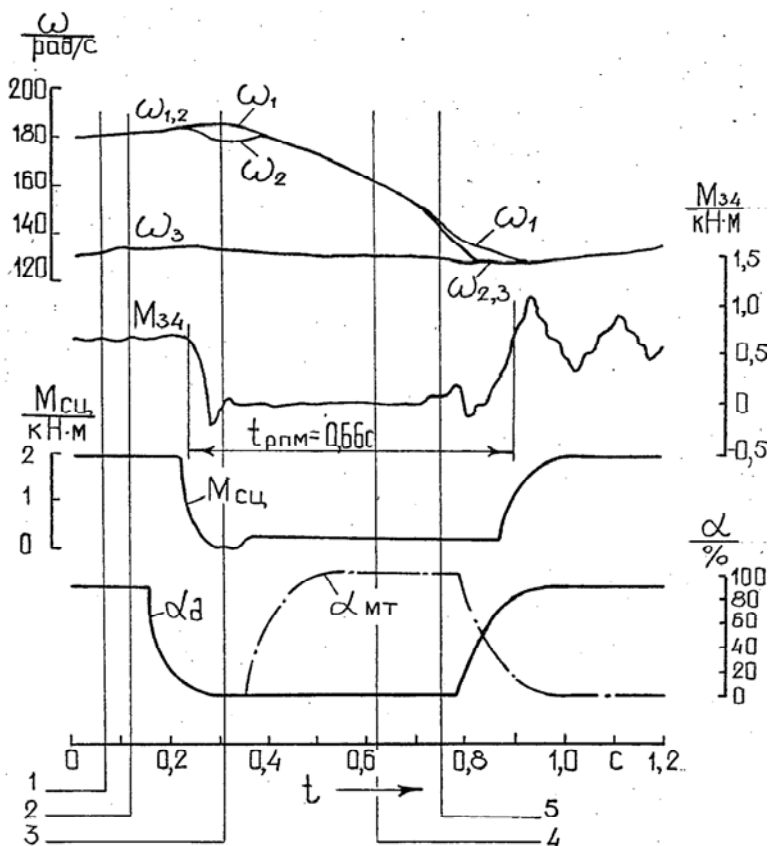


Рис. 6.4. Переключение на высшую передачу. Структура АПП № 4.
 Сигналы: 1 – на уменьшение подачи топлива; 2 – выключение сцепления и передачи; 3 – частичное включение сцепления и включение моторного тормоза; 4 – включение высшей передачи и прекращение управления двигателем; 5 – довключение сцепления

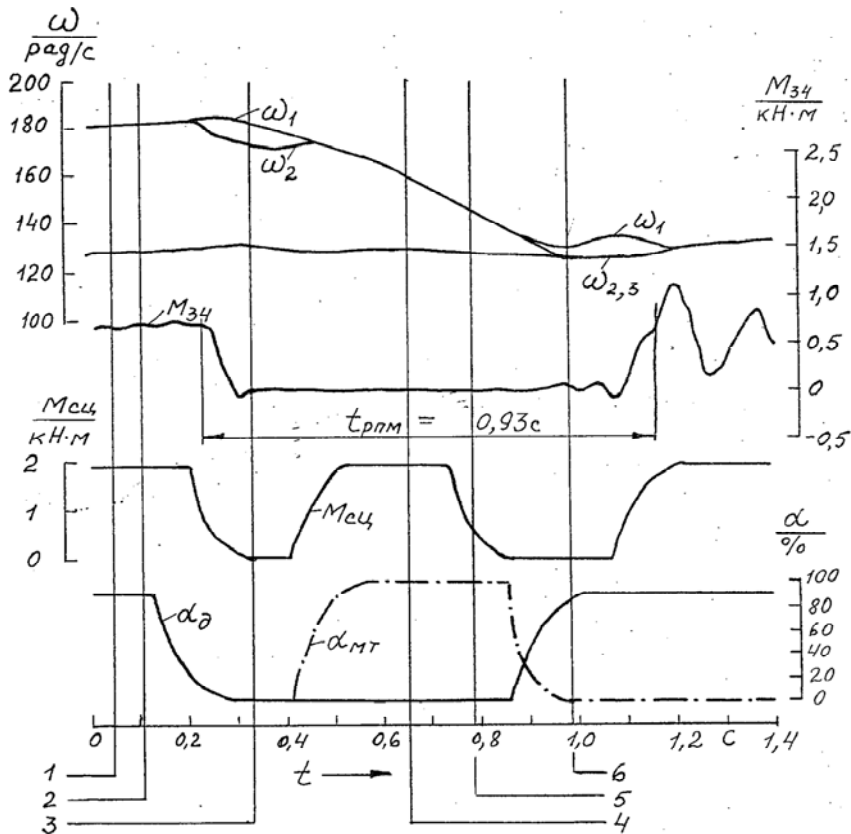


Рис. 6.5. Переключение на высшую передачу. Структура АПП № 17.
 Сигналы: 1 – на уменьшение подачи топлива; 2 – выключение сцепления и передачи;
 3 – включение сцепления и моторного тормоза; 4 – выключение сцепления;
 5 – включение высшей передачи и прекращение управления двигателем;
 6 – включение сцепления

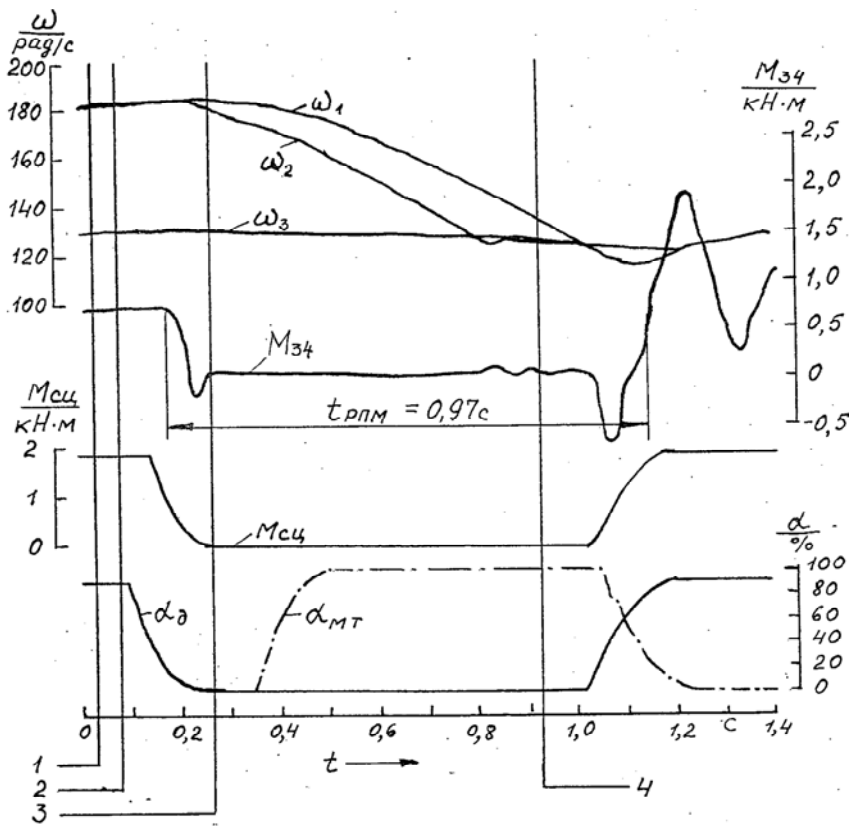


Рис. 6.6. Переключение на высшую передачу. Структура АПП № 25.
 Сигналы: 1 – на уменьшение подачи топлива; 2 – выключение сцепления и передачи;
 3 – включение моторного тормоза и высшей передачи; 4 – включение сцепления
 и прекращение управления двигателем

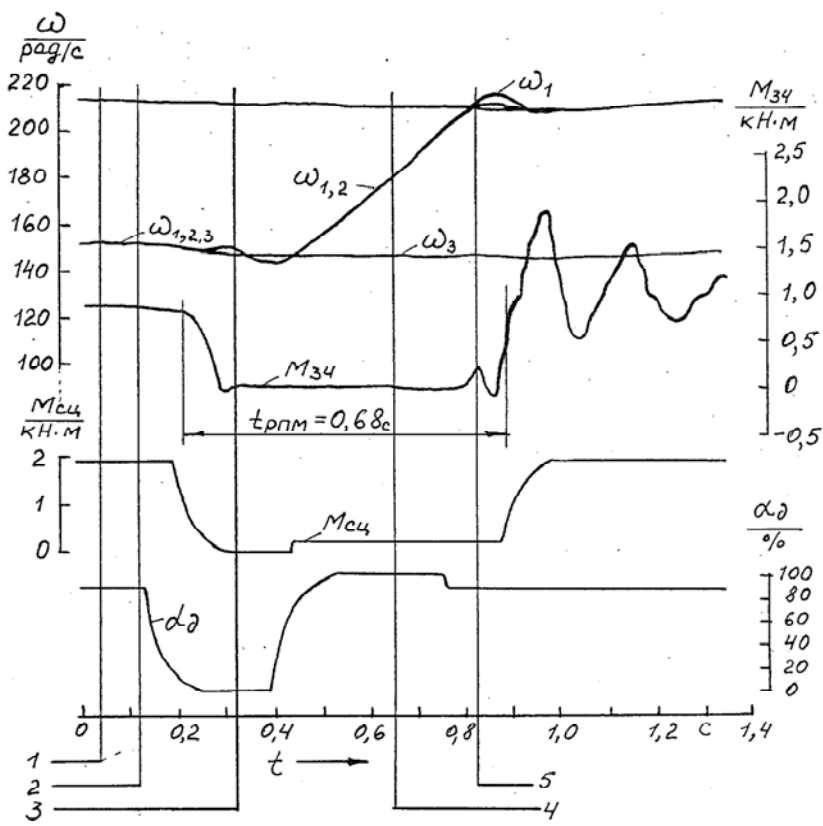


Рис. 6.7. Переключение на низшую передачу. Структура АПП № 1.
 Сигналы: 1 – на уменьшение подачи топлива; 2 – выключение сцепления и передачи; 3 – частичное включение сцепления и увеличение подачи топлива; 4 – включение низшей передачи и прекращение управления двигателем; 5 – довключение сцепления

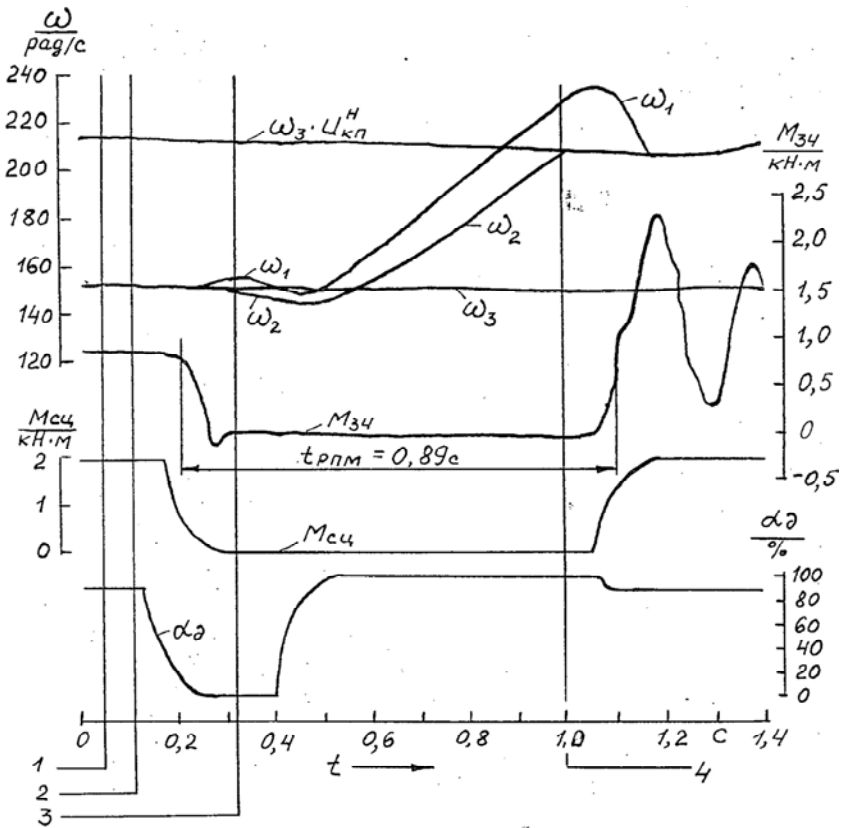


Рис. 6.8. Переключение на низшую передачу. Структура АПП № 25.
 Сигналы: 1 – на уменьшение подачи топлива; 2 – включение сцепления и передачи;
 3 – увеличение подачи топлива и включение низшей передачи; 4 – включение сцепления и прекращение управления двигателем

Таблица 6.1

Значения критериев эффективности, оценивающих структуры алгоритмов переключения на высшую передачу

Номер структуры	$t_{\text{рпм}}, \text{с}$	$L_{\text{сц}}^{\text{уд}}, \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}$	$N_{\text{сц}}^{\text{уд}}, \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}$	$L_{\text{сх}}^{\text{уд}}, \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}$	$N_{\text{сх}}^{\text{уд}}, \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}$	$\dot{V}_a^{\text{max}}, \frac{\text{джерк}}{\text{с}}$	$K_{\text{дин}}$
1	0,820	0,007	1,38	0	0	3,25	1,22
4	0,665	0,006	1,15	0,17	3,03	3,10	1,10
5	0,870	0,047	8,45	0	0	4,12	1,43
7	0,825	0,041	7,90	0,01	0,14	3,98	1,38
10	0,87	0,047	8,45	0	0	4,12	1,43
11	0,825	0,041	7,90	0,01	0,14	3,98	1,38
13	0,770	0	0	0	0	6,15	2,10
14	0,770	0	0	0	0	6,15	2,10
15	0,725	0	0	6,1	32,50	5,85	1,98
17	0,930	0,050	8,60	0	0	4,15	1,45
19	0,880	0,045	8,00	0,01	0,15	4,01	1,41
22	0,930	0,050	8,60	0	0	4,15	1,45
25	0,970	0,610	12,30	3,98	19,90	5,90	1,85
27	0,935	0,055	9,25	0	0	4,20	1,50
29	0,885	0,050	8,60	0,01	0,15	4,05	1,42
31	0,935	0,055	9,25	0	0	4,20	1,50
34	0,885	0,050	8,60	0,01	0,15	4,05	1,42
35	0,865	0	0	0	0	6,35	2,05
38	0,815	0	0	9,80	58,40	6,12	1,95
40	0,775	0	0	8,70	45,30	5,95	1,91
41	0,785	0	0	0	0	6,05	1,94

Таблица 6.2

Значения критериев эффективности, оценивающих структуры алгоритмов переключения на низшую передачу

Номер структуры	$t_{\text{рпм}}, \text{с}$	$L_{\text{сц}}^{\text{уд}}, \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}$	$N_{\text{сц}}^{\text{уд}}, \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}$	$L_{\text{сх}}^{\text{уд}}, \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}$	$N_{\text{сх}}^{\text{уд}}, \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}$	$V_{\text{а}}^{\text{max}}, \frac{\text{джерк}}{\text{с}}$	$K_{\text{дин}}$
1	0,680	0,005	0,93	0	0	2,15	1,15
4	0,625	0,004	0,72	0,08	2,95	2,01	0,97
5	0,730	0,031	5,65	0	0	2,75	1,28
7	0,685	0,027	5,38	0,007	0,11	2,66	1,25
10	0,730	0,031	5,65	0	0	2,75	1,28
11	0,685	0,027	5,38	0,007	0,11	2,66	1,25
13	0,630	0	0	0	0	4,15	1,85
14	0,630	0	0	0	0	4,15	1,85
15	0,580	0	0	4,2	21,50	3,90	1,67
17	0,785	0,035	5,73	0	0	3,74	1,33
19	0,735	0,030	5,60	0,010	0,15	3,65	1,31
22	0,785	0,035	5,73	0	0	3,74	1,33
25	0,820	0,520	8,04	3,50	14,80	4,05	1,42
27	0,790	0,040	6,02	0	0	3,80	1,35
29	0,740	0,035	5,73	0,010	0,15	3,70	1,32
31	0,790	0,040	6,02	0	0	3,80	1,35
34	0,740	0,035	5,73	0,010	0,15	3,70	1,32
35	0,720	0	0	0	0	5,18	1,90
38	0,670	0	0	6,55	36,80	4,12	1,65
40	0,600	0	0	5,80	28,75	4,05	1,60
41	0,650	0	0	0	0	4,10	1,64

7. СИНТЕЗ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

7.1. Методика проведения параметрической оптимизации алгоритмов переключения передач

На первом этапе решения задачи синтеза алгоритма переключения передач была выбрана наилучшая структура алгоритма. Второй, заключительный этап решения этой задачи предусматривает оптимизацию параметров алгоритма с заданной структурой и является решением задачи синтеза параметров алгоритма переключения. Решение данной задачи является сложным, т. е. оно сводится к нахождению такой альтернативы из множества допустимых, которая может не являться оптимальной ни для одной из целевых функций, но оказывается приемлемой для всего множества целевых функций $\varphi_i(x)$, где $i = \overline{1, u}$. Под приемлемостью будем понимать существование на множестве \bar{X} такой альтернативы, при которой величина отклонений от оптимальных значений по каждой целевой функции

$$\Delta\varphi_i(x) = \varphi_i(x) - \varphi_i^* \forall i \in U$$

достигает наименьшего значения (здесь через φ_i^* обозначено оптимальное значение i -й целевой функции на множестве допустимых альтернатив). Поскольку наименьшее значение величин $\Delta\varphi_i(x)$ не достигается одновременно на одной альтернативе, то возникает необходимость сравнивать эти величины между собой, что связано с привлечением в ситуацию принятия сложного решения дополнительной информации от экспертов, т. е. с эвристикой. Такими эвристическими аспектами являются следующие [12]:

- определение количественных характеристик, позволяющих сравнивать друг с другом величины отклонений от оптимальных значений целевых функций различной размерности;
- задание предпочтения на множестве целевых функций, с учетом которых принимается решение.

Так как целевые функции множества U имеют различную размерность, то необходимо условиться, какие количественные харак-

теристики каждой из них $\varphi_i(x)$ можно сравнивать друг с другом. Для этого каждой целевой функции множества U сопоставим некоторое преобразование $\eta_i[\varphi_i(x)]$, приводящее $\varphi_i(x)$ к безразмерному виду. Эти преобразования должны удовлетворять следующим требованиям:

- учитывать необходимость минимизации величины отклонений от оптимальных значений по каждой целевой функции;
- иметь общее начало и один порядок изменения значений на всем множестве допустимых альтернатив;
- сохранять отношение предпочтения на множестве альтернатив, сравниваемых по множеству целевых функций (критериев эффективности), и тем самым не изменять множества эффективных альтернатив.

Последнее требование означает, что преобразование

$$\eta_i[\varphi_i(x)] \forall i \in U$$

должно быть монотонным.

В качестве такого нормирующего и масштабирующего преобразования рекомендуется использовать функцию вида

$$\eta_i[\varphi_i(x)] = \left[\varphi_i(x) - \varphi_i^* \right] / \left(\varphi_i^{\max} - \varphi_i^* \right) \forall i \in U,$$

где φ_i^{\max} – наибольшие значения минимизируемых целевых функций, достигаемые ими на множестве допустимых альтернатив (критериальные ограничения).

Преобразование

$$\eta_i(x) \forall i \in U$$

однозначно определяет расположение множества допустимых альтернатив в пространстве $H \subset R^U$ значений функций

$$\eta_i(x) = \eta_i[\varphi_i(x)].$$

Пусть выбрано множество функций

$$H = \{\eta_i(x)\} (i \in U),$$

каждая из которых минимизируется, $0 < \eta_i(x) < 1$, и задано предпочтение на множестве целевых функций U . Тогда единственную компромиссную альтернативу можно получить, оптимизируя интегральный критерий эффективности. В качестве такого критерия предлагается выбрать критерий вида

$$\Phi^A = \sum_{i=1}^U \rho_i \eta_i(x),$$

где ρ_i – i -й элемент вектора весовых коэффициентов. Вектор весовых коэффициентов $\rho \in P^+$ будем интерпретировать как предпочтение целевых функций множества U друг перед другом, выраженное в количественной шкале.

Для того чтобы объективно определить весовые коэффициенты, воспользуемся одной из лемм теории сложных систем [13], которая гласит, что для «каждой допустимой альтернативы $X \in \overline{X}$ такой, что

$$0 < \eta_i(x) < 1 \forall i \in U,$$

в пространстве H существует вектор $\rho \in P^+$, удовлетворяющий соотношениям

$$\rho = \{\rho_i\} = \left\{ \rho_i : \rho_i > 0 \forall i \in U, \sum_{i=1}^u \rho_i = 1 \right\},$$

и число $k_0 > 0$, такое, что альтернатива $X \in \overline{X}$ удовлетворяет одновременно U равенству

$$\rho_i \eta_i(x) = k_0 (i \in U). \quad (7.1)$$

Из этой леммы следует, что так как

$$\eta_i(x) \neq 0 \forall i \in U,$$

то, разделив обе части выражения (7.1) на $\eta_i(x)$, получим

$$\rho_i = k_0 / \eta_i(x).$$

Подставив в соотношение $\sum_{i=1}^u \rho_i = 1$ выражение для ρ_i , получим

$$\sum_{i=1}^u \frac{k_0}{\eta_i(x)} = 1 \quad \text{или} \quad k_0 = 1 / \left[\sum_{i=1}^u 1 / \eta_i(x) \right].$$

С учетом данного выражения равенство $\rho_i = k_0 / \eta_i(x)$ примет вид

$$\rho_i = \eta_i(x) / \sum_{i=1}^u \frac{1}{\eta_i(x)}.$$

Таким образом, задача нахождения единственной компромиссной альтернативы при заданном векторе предпочтений ρ , а также известных критериальных и параметрических ограничениях сводится к виду

$$\min \left\{ \Phi^A(x) = \sum_{i=1}^U \rho_i [\varphi_i(x) - \varphi_i^*] / (\varphi_i^{\max} - \varphi_i^*) \quad \forall X \in \bar{X} \right\}.$$

Эта задача является задачей параметрической оптимизации.

Изложенный выше подход реализуется в виде следующего человеко-машинного алгоритма.

Шаг 1. По каждой из целевых функций решается задача поиска наилучших и наихудших значений:

$$\min_{X \in X} \varphi_i(x) = \varphi_i^0, \quad \max_{X \in \bar{X}} \varphi_i(x) = \varphi_i^{\max} \quad \forall i \in U.$$

Шаг 2. Формируется вспомогательная информация для выбора граничных и желательных значений целевых функций (критериев эффективности): о поведении их на множестве допустимых альтернатив (управляемых параметров), в частности, о величине разбросов:

$$[\varphi_i^0, \varphi_i^{\max}] \forall i \in U.$$

Шаг 3. Определяется вид преобразований $\eta_i[\varphi_i(x)]$:

$$\eta_i(x) = \frac{[\varphi_i(x) - \varphi_i^*]}{(\varphi_i^{\max} - \varphi_i^*)} \forall i \in U \quad (7.2)$$

и на основании вспомогательной информации лицом, принимающим решение (ЛПР), задаются желательные значения $\varphi_i^0(x)$ по каждому из критериев эффективности.

Шаг 4. Желательные значения

$$\varphi_i^0(x) \forall i \in U$$

переводятся в точку

$$\eta^0 = \left\{ \eta_i^0 = \eta_i[\varphi_i^0(x)] \forall i \in U \right\}$$

пространства H (по формуле (7.2), где $\varphi_i(x) = \varphi_i^0(x)$).

Шаг 5. Вычисляются значения элементов ρ_i вектора предпочтений $\rho \in P^+$ по формуле

$$\rho_i = \eta_i(x) / \sum_{i=1}^u \frac{1}{\eta_i(x)}.$$

Шаг 6. Решается задача векторной параметрической оптимизации при $\rho = \rho^0$, что позволяет отыскать эффективную альтернативу X^k (вектор управляемых параметров) со значениями целевых функций

$$\varphi_i(X^k) \forall i \in U$$

и соответствующую ей точку $\eta^k \in H$.

Компоненты вектора управляемых (оптимизируемых) параметров $X^k \in \bar{X}$ являются решением задачи синтеза параметров алгоритма переключения передач.

7.2. Планирование эксперимента с целью определения влияния каждого из критериев эффективности на целевую функцию

Для того чтобы свести к минимуму субъективизм эвристических процедур, задача поиска оптимальных параметров процесса переключения передач должна решаться с использованием теории планирования эксперимента [13] и последующего имитационного моделирования процесса переключения передач. С целью выявления влияния на значения целевых функций $\varphi_i(x)$ каждого из управляемых параметров последние должны варьироваться на четырех-пяти уровнях, что требует проведения большого числа экспериментов. В частном случае решения задачи синтеза параметров алгоритмов переключения передач для полного исследования влияния четырех управляемых параметров, каждый из которых может принимать по пять значений, требуется проделать $5^4 = 625$ различных комбинаций экспериментов. Проведение такого количества экспериментов требует большой затраты машинного времени и материальных ресурсов. Сокращение экспериментов чаще всего проводится за счёт:

- а) исследования только части управляемых параметров;
- б) уменьшения числа уровней варьирования каждого из параметров;
- в) исследования влияния каждого из параметров только при некоторых частных значениях других параметров.

Для достижения требуемой объективности при выборе критериев и параметрических ограничений, а также выборе начального приближения элементов вектора оптимизируемых параметров используется методика рационального планирования экспериментов. Эта методика основывается на развитии идеи так называемого латинского квадрата [14] и при минимальном числе опытов позволяет наиболее равномерно охватить всю поверхность пространства воз-

можных сочетаний управляемых параметров. Построенный по указанной методике комбинационный квадрат трансформируется путем перетасовки столбцов и строк в сокращенную схему планирования экспериментов.

Схема планирования экспериментов для четырех управляемых параметров и пяти вариантов каждого из них изображена на рис. 7.1.

$\omega_{23}^3, \frac{a_{23}}{c^2}$		ω_{23}^3				
		5	20	40	80	160
$\frac{a_{23}}{c}$	$a_{MT}^{max}, \%$ k_{MT}^{BK}	60	70	80	90	100
		20	6		///	
15						///
20					///	
30				///		
60					///	
35	6				///	
	15		///			
	20					///
	30				///	
	60		///			
50	6		///			
	15			///		
	20		///			
	30				///	
	60					///
65	6					///
	15				///	
	20			///		
	30				///	
	60	///				
80	6					///
	15		///			
	20			///		
	30	///				
	60					///

Рис. 7.1. Комбинационный квадрат планирования четырехфакторных экспериментов для пяти уровней каждого из факторов:

$\omega_{23}^3, \dot{\omega}_{23}^3$ – пороговые значения относительной угловой скорости и ускорения синхронизируемых масс коробки передач; $a_{MT}^{max}, k_{MT}^{BK}$ – степень прикрытия заслонки моторного тормоза и коэффициент интенсивности ее движения

Большой комбинационный квадрат состоит из $5^2 = 25$ средних малых квадратов, т. е. всего имеется $5^4 = 625$ квадратов по полному сочетанию четырех управляемых параметров. С помощью перетасовки столбцов и строк из 25 возможных сочетаний пары факторов в каждом из средних квадратов выбирается только один, обозначенный заштрихованной клеткой. При этом число экспериментов сокращается с 625 до 25. Каждому эксперименту соответствует определенное сочетание управляемых параметров, которое в дальнейшем не повторяется.

В результате проведенных по указанной схеме экспериментов была получена информация, необходимая для формирования вектора предпочтений ρ , начального значения компонентов и границ вектора оптимизируемых параметров, и уточнены критериальные ограничения.

7.3. Схема комплекса программ синтеза параметров алгоритмов переключения передач

Разработанный интегральный критерий эффективности Φ^A при оптимизации параметров алгоритмов переключения передач позволяет использовать методы параметрической оптимизации, предложенные для синтеза законов переключения передач.

Составляющими интегрального критерия эффективности являются элементы вектора весовых коэффициентов ρ_i и нормирующие функции η_i . Причем как первые, так и вторые зависят от целевых функций $\varphi_i(x)$, численные значения которых представляют собой критерии эффективности.

В случае решения задачи синтеза параметров АПП в качестве критериев эффективности принимались время разрыва потока мощности при переключении передач $t_{\text{рпм}}$, удельные работа и мощность буксования сцепления $L_{\text{сц}}^{\text{уд}}$, $N_{\text{сц}}^{\text{уд}}$ и буксования синхронизатора $L_{\text{сх}}^{\text{уд}}$ и $N_{\text{сх}}^{\text{уд}}$, скорость изменения продольного ускорения автомобиля \ddot{V}_a и коэффициент динамических нагрузок $K_{\text{дин}}$.

Элементами допустимого множества управляемых параметров \bar{X} при оптимизации алгоритма переключения на смежную низшую передачу являлись пороговые значения относительных угловых скоростей и ускорения синхронизируемых масс в коробке передач ω_{231}^3 , ω_{232}^3 и ω_{231}^3 , время задержки t_{31} от подачи сигнала на уменьшение подачи топлива до подачи сигнала на выключение сцепления и предыдущей передачи, коэффициент $k_{д}^{бк}$, характеризующий темп перемещения педали управления сцеплением. Для оптимизации параметров алгоритма переключения на смежную высшую передачу к вышеперечисленным управляемым параметрам добавлялся коэффициент $k_{MT}^{бк}$, характеризующий темп перемещения заслонки моторного тормоза α_{MT}^{max} . Из элементов допустимого множества управляемых параметров \bar{X} при оптимизации АПП с конкретной структурой формируется соответствующий вектор управляемых параметров X .

Начальные и граничные значения управляемых параметров определялись по результатам экспериментов, выполненных по схеме, аналогичной изображенной на рис. 7.1.

Наличие интегрального критерия Φ^A позволяет многокритериальную задачу синтеза параметров АПП свести к однокритериальной и решать последнюю методом стохастической аппроксимации, усовершенствованный алгоритм которой рассмотрен в работе [1].

Схема комплекса программ синтеза параметров алгоритмов переключения передач АПП изображена на рис. 7.2.

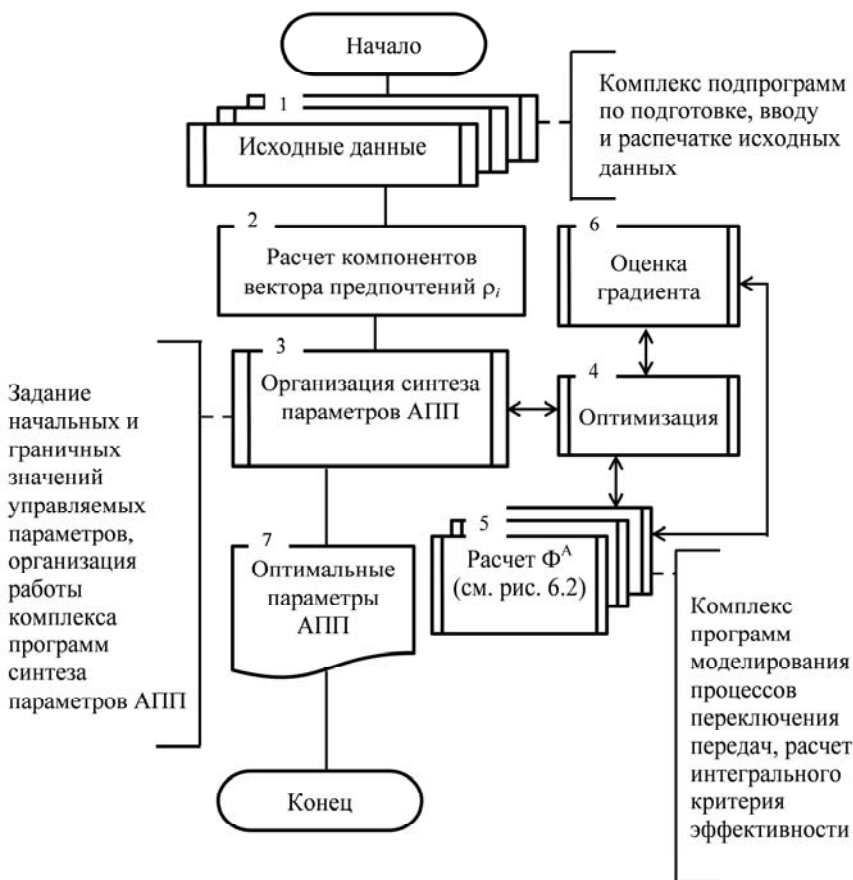


Рис. 7.2. Схема комплексов программ синтеза параметров алгоритмов переключения передач

Здесь *I* – комплекс подпрограмм формирования и ввода файлов исходных данных, включающих:

- параметры динамической системы регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя, моторного тормоза и характеристики двигателя,
- параметры динамической системы трансмиссии и автомобиля (автопоезда) в целом,
- временные задержки срабатывания исполнительных механизмов САПП и их характеристики,

- параметры, необходимые для организации процесса оптимизации и поиска вектора оценки градиента,
- данные для формирования оптимизируемого варианта структуры алгоритма переключения и вычисления компонентов вектора предпочтений;
- 2 – расчет нормирующих и масштабирующих функций η_i и вычисление компонентов вектора предпочтений ρ_i ;
- 3 – подготовка и организация работы комплекса программ оптимизации параметров алгоритмов переключения передач;
- 4 – подпрограмма параметрической оптимизации методом стохастической аппроксимации;
- 5 – комплекс подпрограмм имитационного моделирования процессов переключения передач, расчета целевых функций $\varphi_i(x)$ и интегрального критерия эффективности Φ^A ; структура взаимодействия компонентов комплекса изображена на рис. 6.2;
- 6 – подпрограмма вычисления вектора оценки градиента;
- 7 – распечатка оптимальных параметров алгоритма переключения передач.

7.4. Результаты синтеза параметров алгоритмов переключения передач

В частном случае оптимизации параметров алгоритма переключения на высшую передачу (структура № 4) автопоезда МАЗ-64221+9396 были получены следующие значения:

- интервал времени между сигналами на уменьшение подачи топлива и на выключение сцепления и передачи составляет 0,08 с;
 - интенсивность торможения двигателя 150 рад/с²;
 - относительная скорость вращения синхронизируемых масс коробки передач, при которой подается сигнал на включение высшей передачи и прекращение управления двигателем, $\omega_{231} \leq 28$ рад/с;
 - время выключения моторного тормоза 0,17 с;
 - время довключения сцепления в конце переключения 0,33 с.
- При этом оценочные измерители принимают значения:
- время разрыва потока мощности 0,58 с;
 - удельная работа буксования синхронизатора 0,35 Дж/см², сцепления – 0,002 Дж/см²;

удельная мощность буксования синхронизатора $5,18 \text{ Вт/см}^2$, сцепления – $0,52 \text{ Вт/см}^2$;

коэффициент динамичности $0,98$;

скорость изменения продольного ускорения автопоезда $2,84 \text{ джерк/с}$;

путь, проходимый поршнем двигателя за время переключения передач, $4,83 \text{ м}$.

В результате оптимизации параметров алгоритма структуры № 4 переключения на низшую передачу получено, что при ускорении

двигателя $\dot{\omega}_1 = 160 \text{ рад/с}^2$, перемещении педали управления двигателем при $\omega_{231}^3 \leq 32 \text{ рад/с}$ и перемещении педали управления сцеплением при его довключении за $0,35 \text{ с}$ время разрыва потока мощности $t_{\text{рпм}}$ составляет $0,51 \text{ с}$, $L_{\text{сх}}^{\text{уд}} = 0,15 \text{ Дж/см}^2$, $N_{\text{сх}}^{\text{уд}} = 4,05 \text{ Вт/см}^2$,

$L_{\text{сц}}^{\text{уд}} = 0,002 \text{ Дж/см}^2$, $N_{\text{сц}}^{\text{уд}} = 0,38 \text{ Вт/см}^2$, $k_{\text{дин}} = 0,95$ и $\ddot{V}_a = 1,98 \text{ джерк/с}$, что привело к улучшению практически всех критериев эффективности, приведенных в табл. 6.2 для одноименной структуры АПП. Оптимизация параметров других перспективных структур АПП приводит к получению аналогичных результатов.

Учитывая, что при ручном управлении переключением передач большегрузных автомобилей время разрыва потока мощности $t_{\text{рпм}} = 1,5\text{--}2,5 \text{ с}$, удельная работа буксования сцепления

$L_{\text{сц}}^{\text{уд}} = 0,2\text{--}0,5 \text{ Дж/см}^2$; удельная работа буксования синхронизатора

$L_{\text{сх}}^{\text{уд}} = 10\text{--}0 \text{ Дж/см}^2$ и коэффициент динамичности $k_{\text{дин}} = 1,3\text{--}2,2$,

можно констатировать, что синтез алгоритмов переключения передач позволяет в 2,5 и более раза снизить время разрыва потока мощности, свести к минимуму работу и мощность буксования фрикционных элементов и на 10–15 % снизить уровень динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля.

Оптимизация параметров перспективных АПП позволила выяснить, что управлять ускорением синхронизируемых масс коробки передач можно только за счет изменения темпа включения-выключения моторного тормоза или органа подачи топлива двигателя, а ускорением синхронизируемых масс сцепления – за счет изменения темпа включения сцепления и органа подачи топлива двигателя.

Заключение

Анализ результатов оптимизации параметров алгоритмов переключения показал, что последние должны быть адаптивными, т. е. изменяющимися в зависимости от эксплуатационного состояния и степени износа двигателя, условий эксплуатации и весового состояния автомобиля. Причем адаптация должна осуществляться автоматически. Для этого такие параметры АПП, как ω_{23i}^3 и ω_{232}^3 , должны быть не жестко заданными константами, а представлять собой функции

$$\omega_{23i}^3 = f\left(\dot{\omega}_1, \dot{\omega}_3, u_{\text{кп}}, t_{\text{кп}}^{\text{БК}}\right),$$

где i – количество условий перехода между операциями, при выполнении которых анализируется относительная угловая скорость синхронизируемых масс коробки передач;

$\dot{\omega}_1, \dot{\omega}_3$ – угловые ускорения инерционных масс двигателя и выходного вала коробки передач;

$u_{\text{кп}}$ – передаточное число коробки передач на включаемой передаче;

$t_{\text{кп}}^{\text{БК}}$ – время от подачи сигнала на исполнительный механизм коробки передач до его полного срабатывания. Значения указанных функций должны рассчитываться в ходе выполнения процесса переключения передач.

В отличие от констант обозначим рассчитываемые относительные угловые скорости синхронизируемых масс коробки передач, при которых следует подавать сигнал на включение смежной высшей или низшей передачи, соответственно через ω_p^{B} и ω_p^{H} . Значения функций ω_p^{H} и ω_p^{B} определим из выражений:

$$\omega_p^{\text{B}} = (\dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_3 u_{\text{кп}}) t_{\text{кп}}^{\text{БК}},$$

где $\dot{\omega}_1 = (\omega_{11} - \omega_{12}) / \Delta t$;

$$\dot{\omega}_3 = (\omega_{13} - \omega_{23}) / \Delta t$$

Δt – время опроса датчиков САПП:

$$\Delta t = t_2 - t_1;$$

ω_{11} , ω_{13} и ω_{12} , ω_{23} – угловые скорости коленчатого вала двигателя и выходного вала коробки передач, соответствующие моментам времени t_1 и t_2 ;

$$\omega_p^H = (\dot{\omega}_1 + \dot{\omega}_3 u_{\text{кп}}) t_{\text{кп}}^{\text{БК}},$$

где $\dot{\omega}_1 = (\omega_{12} - \omega_{11}) / \Delta t$.

Список использованных источников

1. Руктешель, О. С. Основы проектирования систем автоматического управления агрегатами транспортного средства : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / О. С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2012. – 111 с.
2. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : ДизайнПРО, 2004. – 640 с.
3. Харари, Ф. Теория графов / Ф. Харари. – М. : Мир, 1973. – 495 с.
4. Руктешель, О. С. Определение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / О. С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2010. – 50 с.
5. Жук, К. Д. Исследование структур и моделирование логико-динамических систем / К. Д. Жук, А. А. Тимченко, Т. И. Доленко. – Киев : Наукова думка, 1975. – 199 с.
6. Соловьев, А. И. Коэффициент полезного действия механизмов и машин / А. И. Соловьев. – М. : Машиностроение, 1966. – 179 с.
7. Руктешель, О. С. Оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / О. С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2008. – 63 с.
8. Растрин, Л. А. Современный принцип управления сложными объектами / Л. А. Растрин. – М. : Сов. радио, 1980. – 232 с.
9. Пугачев, В. С. Основы автоматического управления / В. С. Пугачев. – М. : Наука, 1974. – 720 с.
10. Айвазян, С. А. Прикладная статистика: Основы моделирования и первичная обработка данных / С. А. Айвазян, И. С. Енюков, Л. Д. Мешалкин. – М. : Финансы и статистика, 1983. – 471 с.
11. Мелник, М. Основы прикладной статистики : пер. с англ. / М. Мелник. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
12. Михалевич, В. С. Вычислительные методы исследования и проектирования сложных систем / В. С. Михалевич, В. Л. Волкович. – М. : Наука, 1982. – 286 с.
13. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Марков, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.

14. Марков, Е. В. Руководство по применению латинского квадрата при планировании эксперимента с качественными факторами / Е. В. Марков. – Челябинск: Южно-Уральское книжное издательство, 1971. – 156 с.

Оглавление

Введение	3
1. Задачи синтеза алгоритмов переключения передач.....	4
2. Выбор критериев эффективности при решении задачи синтеза алгоритмов переключения передач.....	8
3. Формализация задачи синтеза структуры алгоритмов переключения передач	10
4. Формирование области поиска при синтезе структуры алгоритмов переключения передач.....	12
5. Построение имитационной модели процесса переключения передач	28
5.1. Требования к имитационной модели процесса переключения передач	28
5.2. Схема расчетной динамической системы автомобиля для имитационного моделирования процесса переключения передач	30
5.3. Математическая модель движения масс расчетной динамической системы автомобиля в процессе переключения передач.....	36
5.4. Внешние моменты, действующие на массы расчетной динамической системы автомобиля в процессе переключения передач.....	44
5.5. Идентификация подсистем автомобиля, оборудованного системой автоматического управления переключением передач	49
6. Синтез структуры алгоритмов переключения передач	59
6.1. Методика выбора структуры алгоритмов переключения передач	59
6.2. Схема комплекса программ многокритериальной оптимизации структуры алгоритмов переключения передач.....	61
6.3. Результаты синтеза структуры алгоритмов переключения передач	67
7. Синтез параметров алгоритмов переключения передач.....	76
7.1. Методика проведения параметрической оптимизации алгоритмов переключения передач.....	76
7.2. Планирование эксперимента с целью определения влияния каждого из критериев эффективности на целевую функцию	81
7.3. Схема комплекса программ синтеза параметров алгоритмов переключения передач	83
7.4. Результаты синтеза параметров алгоритмов переключения передач	86
Заключение	88
Список использованных источников	90

Учебное издание

РУКТЕШЕЛЬ Олег Степанович

**ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ
В АВТОМОБИЛЕ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-37 01 02
«Автомобилестроение (по направлениям)»

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 16.06.2016. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 5,35. Уч.-изд. л. 4,18. Тираж 200. Заказ 233.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.