

Из табл. 3 следует, что наибольшей оценкой обладает простое упругое звено.

Таким образом, с помощью классификации механизмов старта установлено, что наиболее перспективными структурными схемами являются две схемы стартовых устройств: с вертикальной осью вращения и с дополнительными инерционными звеньями; в качестве двигателей механизмов старта наиболее целесообразно использовать упругое звено.

Библиографические ссылки

1. Аленченков Г. С., Пушкарев А. Э. Функционально-структурная модель стартовых устройств летательных аппаратов малой массы // Вестн. Ижев. гос. техн. ун-та. – 2011. – № 2. – С. 4–7.
2. Аленченков Г. С., Пушкарев А. Э. Структурный синтез механизмов стартовых устройств беспилотных летательных аппаратов малой массы // Интеллектуал. системы в пр-ве. – 2012. – № 1. – С. 5–11.
3. Пат. на полезную модель 98396 РФ, МПК В64F 1/06. Катапульта / Г. С. Аленченков, А. Э. Пушкарев. – № 2010119280/11; Заявлено 13.05.2010. – Оpubл. 20.10.2010. – Бюл. № 29.

G. S. Alenchenkov, PhD in Engineering, Engineer, LLC «Izhmash - Unmanned Systems»

A. E. Pushkarev, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

L. A. Pushkareva, PhD in Education, Associate Professor, Kamsky Institute of Humanities and Engineering Technologies, Izhevsk

Classification and synthesis of starting mechanisms of unmanned aerial vehicles

Classification signs are established and the classification of starting mechanisms of unmanned aerial vehicles is created. The most perspective schemes of starting mechanisms are offered. Assessment of various types of engines of starting mechanisms is made. It is established that it is most rational to apply elastic links as engines for vehicles of small and average weight.

Keywords: classification, synthesis of mechanisms, unmanned aerial vehicle

Получено: 25.04.13

УДК 621.833.1

В. И. Гольдфарб, доктор технических наук, профессор;

С. А. Поскребышев, аспирант;

А. А. Ткачев, кандидат технических наук, доцент

Ижевский государственный технический университет
имени М. Т. Калашникова

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ КОНЦЕПЦИИ ДИНАМИЧНОГО БЛОКИРУЮЩЕГО КОНТУРА

Одним из новых подходов к проектированию эвольвентных цилиндрических передач (ЭЦП) является концепция динамического блокирующего контура (ДБК). Изложен один из возможных путей расширения концепции ДБК. Показаны новые линии-«инструменты», связанные с прочностными характеристиками передач, которые могут быть добавлены к набору линий, используемых в САПР ЭЦП «Контур», разработанной на основе данной концепции. Описаны некоторые новые возможности, которые приобретает САПР в связи с этим.

Ключевые слова: цилиндрическая зубчатая передача, динамичный блокирующий контур, прочностной расчет

Введение

Среди множества разновидностей зубчатых передач, используемых в технике, эвольвентные цилиндрические передачи по-прежнему являются одними из самых распространенных. Это в значительной степени обусловлено технологичностью их изготовления и хорошими техническими характеристиками. Эвольвентные цилиндрические передачи (ЭЦП), как и многие другие разновидности зубчатых передач, характеризуются большим количеством геометрических, прочностных и кинематических параметров, расчет которых достаточно сложен и трудоемок. Это, естественно, делает процесс проектирования более сложным и длительным. Используемые при проектировании методики далеко не всегда позволяют оптимизировать те или иные параметры передач

в зависимости от предъявляемых к ним требований и свести к минимуму временные затраты. В этой связи разработка новых методов и подходов, повышающих производительность и качество проектирования ЭЦП, продолжает оставаться актуальной. Одним из таких подходов является концепция динамического блокирующего контура (ДБК), позволяющая благодаря применению современной вычислительной техники и программного обеспечения в значительной степени по-новому подойти к процессу проектирования ЭЦП. Применение данной концепции по отношению к прочностному расчету может открыть новые возможности при проектировании ЭЦП, повысить эффективность и качество процесса проектирования передач данного типа.

Метод блокирующих контуров и его развитие

Применение блокирующих контуров позволяет практически полностью решить проблему выбора так называемых коэффициентов смещения шестерни (x_1) и колеса (x_2) проектируемой передачи – важных параметров, от которых существенно зависят многие характеристики как отдельно взятых шестерни и колеса, так и всей передачи в целом [1–3, 5]. Блокирующим контуром (БК) называется совокупность линий в системе координат x_1 и x_2 , ограничивающих зону допустимых значений коэффициентов смещения (затененная область на рис. 1) для передачи с числами зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 [6]. Основные линии, которые могут участвовать в формировании БК, указаны в подписной подпункти. Данные линии формируют блокирующий контур, но, вообще говоря, не все перечисленные линии могут участвовать в образовании блокирующего контура какой-либо конкретной передачи; это зависит, главным образом, от исходных параметров передачи.

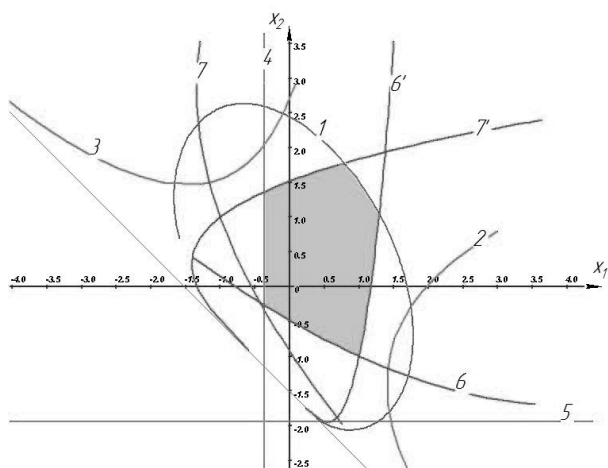


Рис. 1. Линии блокирующего контура

Линиями представлены ограничения: 1 – по коэффициенту торцового перекрытия; 2 и 3 – по заострению зуба соответственно шестерни и колеса; 4 и 5 – по подрезанию для шестерни и колеса; 6 и 6' – по интерференции для шестерни; 7 и 7' – по интерференции для колеса. Видно, что в данном случае линии 2 и 3 не участвуют в формировании БК.

Каждая точка (x_1, x_2) на координатной плоскости соответствует некоторой передаче, имеющей коэффициенты смещения x_1 – для шестерни и x_2 – для колеса. Коэффициенты смещения x_1, x_2 определяют относительное расположение зуборезного инструмента и заготовки. При этом кинематическая правильность работы передачи обеспечивается выбором точки (x_1, x_2) в пределах блокирующего контура либо, в крайнем случае, на границе БК.

Новый подход к определению коэффициентов смещения при проектировании ЭЦП стал возможен с появлением концепции динамического блокирующего контура. ДБК отличается от «обычного» блокирующего контура (пример такого БК представлен на рис. 1) тем, что в его формировании участвует по

крайней мере одна пара линий одного и того же показателя качества зубчатой передачи с разными значениями этого показателя [4]. Пример динамического блокирующего контура приведен на рис. 2.

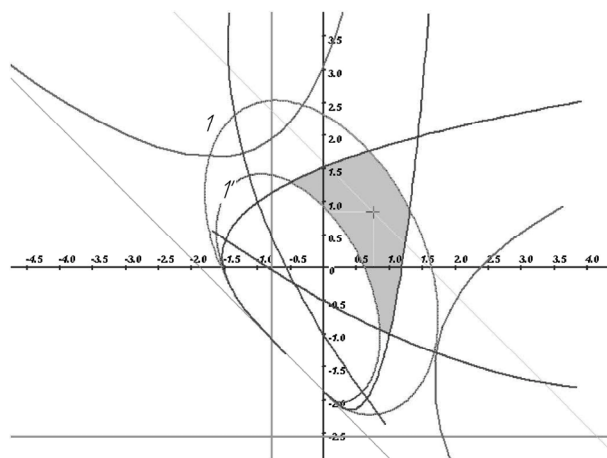


Рис. 2. Динамический блокирующий контур

Здесь показаны линии 1 и 1' коэффициента торцового перекрытия ϵ_α , соответствующие различным значениям этого коэффициента: для линии 1 $\epsilon_\alpha = 1,0$, а для линии 2 $\epsilon_\alpha = 1,2$. Каждому значению ϵ_α соответствует своя линия коэффициента торцового перекрытия (КТП). Таким образом, при изменении величины ϵ_α линия КТП как бы перемещается по координатной плоскости, обретая своеобразную динамику. Такой подход позволяет решать задачи проектирования, например, в следующей постановке: спроектировать передачу с коэффициентом торцового перекрытия, находящимся в пределах $\epsilon_{\alpha\min} \leq \epsilon_\alpha \leq \epsilon_{\alpha\max}$, где $\epsilon_{\alpha\min}$ и $\epsilon_{\alpha\max}$ – соответственно минимальное и максимальное значения КТП. Решать такую задачу целесообразно с применением нового блокирующего контура, в формировании которого участвуют обе линии. Пример такого БК и показан на рис. 2, где соответствующая область затенена. В работе [4] такие БК названы блокирующими контурами второго рода.

Подобной динамикой обладают далеко не все линии БК. В частности, в существующей версии системы «Контур» таких линий три: помимо только что описанной линии КТП, это линии толщины зуба на окружности вершин для шестерни и колеса, имеющие уравнения соответственно $s_{a1} = k_1 m$ и $s_{a2} = k_2 m$, где m – модуль зацепления; k_1 и k_2 – коэффициенты пропорциональности.

(Здесь, впрочем, следует оговориться, что еще одной «динамичной» линией на координатной плоскости x_1, x_2 является линия межосевого расстояния – прямая, проходящая под углом 45° к обеим осям координат и располагающаяся тем выше, чем больше межосевое расстояние a_w . Однако эта линия не участвует в формировании границ блокирующего контура, хотя и играет важную роль в практической работе с ним.)

Благодаря активному развитию систем автоматизированного проектирования ЭЦП появляются программные продукты, позволяющие в ходе проектирования предоставлять максимум информации, необходимой для рационального выбора коэффициентов смещения. Одной из программных систем, позволяющих успешно решать эту задачу, является САПР ЭЦП «Контур» [4]. Работа данной САПР с «обычным» и динамичным блокирующими контурами способствует решению целого ряда задач, возникающих при выборе коэффициентов смещения x_1, x_2 для проектируемой передачи.

Исследование концепции ДБК показало, что данный подход имеет значительный потенциал для дальнейшего развития, который может быть реализован в рамках системы «Контур». В частности, при исследовании аспектов проектирования, связанных с расчетом прочностных характеристик передач, была выявлена возможность расчета и отображения на координатной плоскости новых линий, отображающих специфические прочностные свойства ЭЦП. Учет этих свойств позволит еще более повысить эффективность автоматизированного проектирования передач данного вида.

Исследование прочностных характеристик ЭЦП

Расчет прочностных характеристик в системе «Контур» основан на принципах, изложенных в соответствующих стандартах (ГОСТ 21354–87 [7], ISO 6336). В существующей версии системы реализован вариант расчета, предусматривающий получение следующих шести основных характеристик: контактное напряжение в полюсе зацепления (σ_H), допускаемое контактное напряжение (σ_{HP}), изгибные напряжения на шестерне (σ_{F1}) и колесе (σ_{F2}) в опасном сечении у основания зуба, соответствующие допускаемые изгибные напряжения ($\sigma_{FP1}, \sigma_{FP2}$). Эти параметры, наряду с геометрическими характеристиками передачи, можно рассчитать в каждой точке (x_1, x_2) на координатной плоскости, т. е. для любой пары коэффициентов смещения шестерни и колеса. С данной задачей успешно справляется модуль прочностного расчета системы «Контур». При этом в качестве обобщенного показателя, применяемого для оценки контактной и изгибной прочности передачи, целесообразно принять отношение допускаемых напряжений к расчетным – коэффициент запаса прочности:

$$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H}; \quad S_{F1(2)} = \frac{\sigma_{FP1(2)}}{\sigma_{F1(2)}}.$$

В ходе исследования при разных сочетаниях коэффициентов смещения шестерни и колеса выполнялся прочностной расчет с получением шести вышеуказанных параметров. При этом коэффициенты смещения x_1, x_2 изменялись таким образом, чтобы их сумма оставалась постоянной ($x_1 + x_2 = x_\Sigma = \text{const}$), что, в свою очередь, соответствует постоянному значению межосевого расстояния и, следовательно, сохранению габаритов передачи. При этом точка ($x_1,$

x_2) перемещается по координатной плоскости вдоль линии постоянного межосевого расстояния a_w . Расчет прочностных характеристик для исследуемых передач осуществлялся в интервале изменения коэффициента смещения $x_1 = -0,7 \dots 1$, при этом шаг перемещения между точками, в которых были проведены расчеты прочностных характеристик и фиксация этих данных для последующей обработки, равен 0,1. Очевидно, что в силу равенства $x_1 + x_2 = \text{const}$ по мере перемещения точки и увеличения коэффициента смещения x_1 в каждой из точек с такой же скоростью уменьшается x_2 .

Каждой передаче соответствует определенная точка (x_1, x_2) на координатной плоскости, поэтому любое изменение коэффициентов x_1, x_2 и, вследствие этого, геометрических характеристик проектируемой передачи влечет за собой изменение коэффициентов запаса прочности по контактным и изгибным напряжениям. Полученные в ходе расчетов данные сведены в графики зависимости коэффициентов запаса прочности от коэффициента смещения шестерни x_1 .

На рис. 3 приведены графики запаса прочности по контактным напряжениям для ряда межосевых расстояний одной из рассмотренных в данном исследовании передач.

Каждая из линий, показанных на рис. 3, имеет экстремум (максимум); следовательно, для каждого из рассмотренных межосевых расстояний на координатной плоскости x_1, x_2 существует точка, в которой коэффициент запаса по контактной прочности для проектируемой передачи будет максимальным. Определенные координаты этих точек и нанесение их на координатную плоскость x_1, x_2 дает возможность построить линию, которую можно назвать **линией максимального запаса по контактной прочности**.

Несколько иначе обстоит дело с линией равенства коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям, показанной на рис. 4.

Для построения данной линии необходимо рассчитать коэффициенты запаса прочности по изгибным напряжениям шестерни (S_{F1}) и колеса (S_{F2}) для ряда межосевых расстояний проектируемой передачи, а затем для каждого значения a_w определить координаты точки, в которой достигается равенство $S_{F1} = S_{F2}$. Последующее нанесение полученных точек на координатную плоскость x_1, x_2 дает возможность построить линию равенства коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям. Эта линия, таким образом, определяет важную для практического функционирования характеристику проектируемой передачи, которую можно назвать **равнопрочностью шестерни и колеса по изгибным напряжениям**.

Возможность расчета и построения данных линий как составных частей блокирующего контура открывает новые перспективы в проектировании передач с применением ДБК, и прежде всего – в части совершенствования прочностного расчета проектируемой передачи.

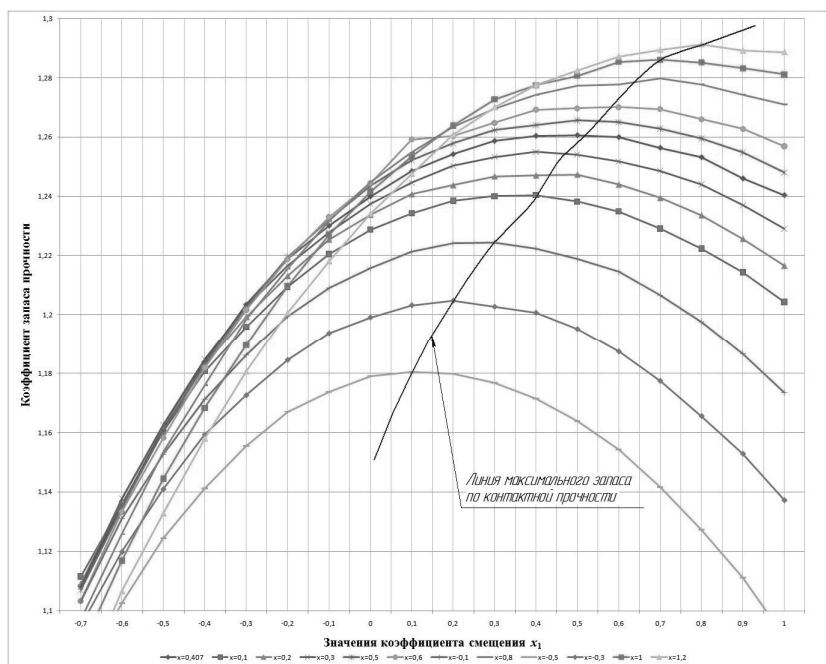


Рис. 3. Линия максимального запаса прочности по контактным напряжениям

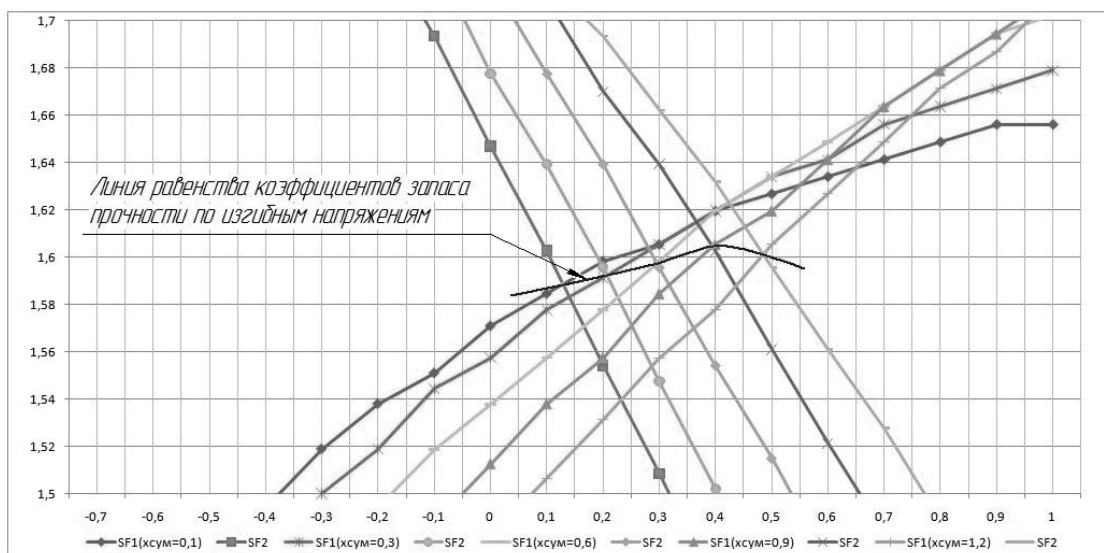


Рис. 4. Линия равенства коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям

Заключение

Таким образом, обобщение полученных результатов позволяет сделать вывод о возможности расчета линий максимального запаса контактной прочности и равенства коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям и отображения этих линий на координатной плоскости x_1, x_2 .

Обе эти линии обладают своеобразной динамикой, поскольку с изменением любого из параметров, влияющих на контактную и/или изгибную прочность передачи, соответствующая линия изменяет свое положение и форму на координатной плоскости x_1, x_2 и, следовательно, подчиняется концепции ДБК. Реализация данных линий в системе «Контур» позволит решать задачи по выбору коэффициентов смещения,

исходя из оптимизации не только геометрических, но и прочностных характеристик проектируемой передачи, что особенно важно в тех случаях, когда изгибные и контактные напряжения проектируемой передачи «балансируют» на грани допускаемых.

Библиографические ссылки

1. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии : справ. пособие / И. А. Болотовский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1974. – 160 с.
2. Болотовская Т. П., Болотовский И. А., Смирнов В. Э. Расчет коррекции зубчатых колес с помощью блокирующих контуров : справ. рук. для конструкторов машиностроит. предприятий / Башк. респ. науч.-техн. о-во маши-

ностроит. пром-сти, Уфим. авиац. ин-т, Уфим. нефтян. ин-т. – Уфа : [б. и.], 1958. – 190 с.

3. Болотовский И. А., Болотовский Т. П., Смирнов В. Э. Справочник по корригированию зубчатых колес / под ред. И. А. Болотовского. – М. ; Свердловск : Машгиз, Уралосиб. отд-ние, 1962. – 215 с.

4. Гольдфарб В. И., Ткачев А. А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.

5. Громан М. Б. Подбор коррекции зубчатых передач // Вестн. машиностроения. – 1955. – № 2. – С. 3–13.

6. ГОСТ 16532–70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 41 с. – URL: <http://vsegost.com/Catalog/42/42828.shtml> (дата обращения: 20.05.2013).

7. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 129 с. – URL: <http://vsegost.com/Catalog/11/11895.shtml> (дата обращения: 20.05.2013).

* * *

V. I. Goldfarb, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

S. A. Poskrebyshev, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

A. A. Tkachev, PhD in Engineering, Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Improvement of gear strength analysis on the base of dynamic blocking contour concept

The concept of a dynamic blocking contour (DBC) is one of the new approaches to spur and helical gear design. The article describes one method of further developing the DBC concept. Some new lines – “tools” are shown, related to strength gear characteristics, which can be added to the set of lines already used in the “Contour” CAD-system developed on the base of the concept. Some new possibilities of the CAD-system with new lines are also described.

Keywords: spur and helical gear, dynamic blocking contour, strength calculation

Получено: 25.04.13

УДК 629.1.02

А. Р. Имангулов, магистрант;

Н. М. Филькин, доктор технических наук, профессор
Ижевский государственный технический университет
имени М. Т. Калашникова

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТРАНСМИССИИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ

В настоящее время одним из основных способов решения экологических проблем, вызванных современным автомобилестроением, является разработка автомобилей с гибридными энергосиловыми установками. Рассмотрена математическая модель работы гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы с механической трансмиссией с упруго-демпфирующими звеньями.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, трансмиссия, упруго-демпфирующее звено, математическая модель

Динамические процессы в трансмиссии автомобиля целесообразно разделить на два вида: переходные процессы, возникающие при неустановившемся режиме движения автомобиля (при включении и выключении муфты сцепления, при переключении передач, при резком торможении, при переезде через различные препятствия и т. д.), и процессы, возникающие при установившемся режиме движения автомобиля, т. е. при постоянной скорости его движения [1].

Во время протекания неустановившихся переходных процессов детали трансмиссии автомобиля испытывают значительные динамические нагрузки, которые могут привести к поломке деталей и выходу автомобиля из строя. Согласно [2], при резком включении сцепления нагрузки в трансмиссии могут быть в 3–4 раза больше максимального крутящего момента двигателя, что может привести к поломке деталей.

Так как на сегодняшний день одним из основных путей решения экологических проблем, созданных

современным автомобилестроением, является разработка автомобилей с гибридными энергосиловыми установками (ГЭСУ), состоящими из двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и электродвигателя (ЭД), то и актуальным является вопрос исследования динамических процессов в трансмиссии гибридного автомобиля.

В общем случае в силу инерционности деталей трансмиссии машины при передаче крутящего момента от двигателя к движителю происходит закручивание валов, т. е. трансмиссия работает как упругий элемент. Кроме того, в трансмиссии возникают силы неупругого сопротивления (демпфирования), зависящие от трения в трансмиссии, угловой скорости вращения, частоты изменения подводимого крутящего момента и ряда других факторов [3].

Рациональной для исследования динамических процессов, протекающих в трансмиссиях гибридных автомобилей с колесной формулой 4×2 , является приведенная динамическая модель, изображенная на