

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ ОПТИМИЗАЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ МЕЖДУ ДВИЖИТЕЛЯМИ КОЛЕСНЫХ МАШИН

А. В. Келлер

Приведены методологические принципы и результаты определения оптимального характера распределения мощности между двигателями колесной машины согласно сформулированной целевой функции и системе ограничений.

Тенденция повышения требований к эффективности колесных машин (КМ) обуславливает необходимость дальнейшего совершенствования конструкции шасси, и в том числе переход на индивидуальное распределения мощности между двигателями КМ. При этом необходимость дальнейшего совершенствования КМ требует развития теории движения машин на иной, более совершенной методологической основе, которая позволит не только анализировать эксплуатационные свойства машин, но и управлять этими свойствами, обеспечивая тем самым максимальную их эффективность в процессе движения.

Для развития теории в новом направлении необходимо прежде всего установить взаимосвязь распределения мощности в трансмиссии колесных машин с их эксплуатационными свойствами, по оценочным показателям которых следует оптимизировать характер распределения мощности и управлять им в процессе движения, чтобы достичь максимальной эффективности машины.

Особое значение в современных условиях приобретают вопросы методологии, поскольку применяемые в ряде исследований критерии оптимальности и методики, разработанные исходя из задачи улучшения одного из эксплуатационных свойств, оказываются для перспективных колесных машин пригодными не в полном объеме. Отсутствие достаточных научных обоснований приводит к неоптимальному распределению мощности и, как следствие, к низкой эффективности КМ.

Для определения оптимального характера распределения мощности между двигателями колесной машины рассмотрим ее как объект многокритериальной оптимизации (рис.1). Состояние объекта зависит от параметров, воздействующих на его вход (внутренних параметров объекта), причем некоторые из них следует считать заданными: масса и габариты; параметры силовой установки и трансмиссии; параметры ходовой части; параметры рулевого управления.

При заданных внутренних параметрах объекта эксплуатационные свойства колесной машины зависят от: количества ведущих колес; расположения ведущих колес; распределения мощности между ведущими колесами.

Изменением вышеперечисленных параметров можно достичь определенного уровня эксплуатационных свойств. Поэтому эти параметры будем называть управляющими.

Движение колесной машины осуществляется по маршруту, который характеризуется случайными параметрами: параметрами опорной поверхности (сопротивление качению, коэффициент сцепления и т.д.); микропрофилем; макропрофилем; радиусами и углами поворота.

Учитывая воздействие случайных возмущений, считаем задачу оптимизации вероятностной.

Эффективность движения колесной машины определяют показатели ее эксплуатационных свойств (выходные параметры): тягово-скоростных свойств; проходимости; топливной экономичности; управляемости; устойчивости; маневренности.

Один из выходных параметров или их сочетание представляет собой показатель качества (функцию цели) оптимизируемого объекта, который в процессе оптимизации следует привести к экстремуму. Остальные выходные параметры должны поддерживаться в заданных пределах, т. е. на поведение объекта при оптимизации накладываются ограничения.

Задачей оптимизации распределения мощности между ведущими колесами является отыскание таких управляющих параметров, которые обеспечили бы максимальную эффективность движения колесной машины.

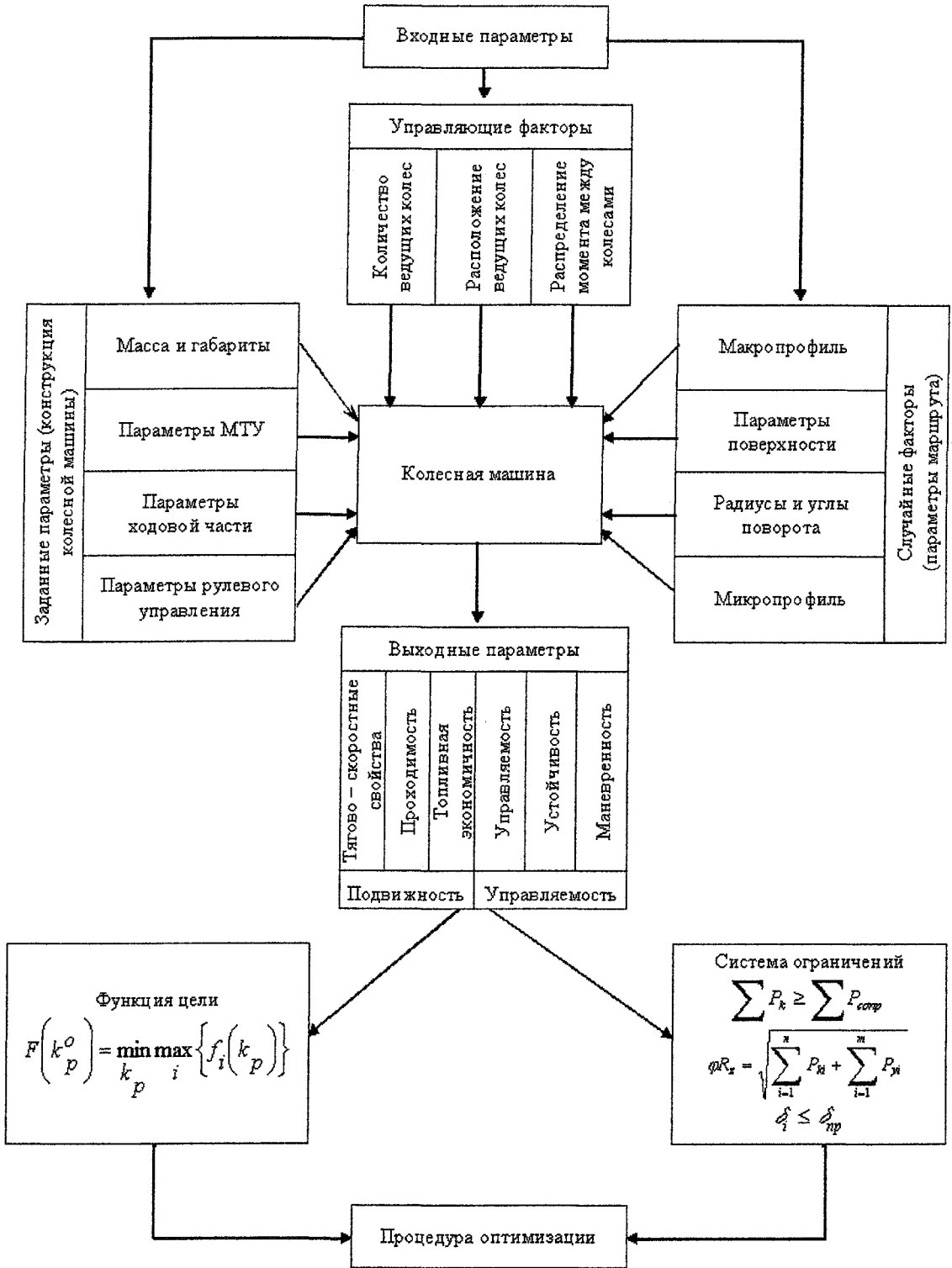


Рис. 1. Структурная схема оптимизации распределения мощности между двигателями колесной машины

Проведенный анализ эксплуатационных свойств колесных машин и их оценочных показателей [1] позволяет заключить, что задача поиска оптимальных законов распределения мощности между колесами является многокритериальной.

Вместе с тем, анализ эксплуатационных свойств позволил выделить две группы однородных свойств, каждую из которых можно оценивать по одному критерию. Такой подход к оптимизации распределения мощности позволяет превратить многокритериальную задачу в задачу двух-

критериальной оптимизации, которую можно решить на основе принципа компромисса, т.е. с использованием минимаксного критерия [2].

Первая группа однородных свойств, назовем ее подвижностью, включает в себя тягово-скоростные свойства, проходимость и топливную экономичность. В качестве функции цели при поиске распределения мощности между ведущими колесами, сформулирован новый принцип распределения мощности между движителями колесной машины - принцип пропорциональности буксований δ ведущих колес:

$$\delta_1 = k \cdot \delta_2 = \dots = k^{i-1} \delta_i. \quad (1)$$

где k - коэффициент пропорциональности, зависящий от условий качения конкретного колеса.

Вторая группа однородных эксплуатационных свойств - управляемость, характеризует возможность колесной машины двигаться по заданной водителем (в том числе и прямолинейной) траектории и объединяет в себе поворотливость (маневренность), устойчивость и управляемость машины. Анализ многочисленных исследований в области управляемости колесных машин [3] позволяет сделать вывод о том, что оптимальная поворотливость, устойчивость и управляемость обеспечиваются при равенстве углов γ увода всех колес:

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3 = \dots = \gamma_n. \quad (2)$$

При таком подходе частные критерии будут выглядеть следующим образом:
по подвижности

$$f_1(k_p) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{r_{koi}}{r_{ko1}} \cdot k^{i-1} \cdot \delta_i - \frac{\bar{r}_{ko}}{r_{ko1}} \cdot \bar{\delta} \cdot \left(\frac{\sum_{i=1}^n k^{i-1}}{n} \right) \right]^2; \quad (3)$$

по управляемости

$$f_2(k_p) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\gamma_i - \bar{\gamma})^2}{n-1}}. \quad (4)$$

где k_p - коэффициент распределения мощности, n - число ведущих колес.

Целевая функция при поиске оптимального распределения мощности между ведущими колесами, обеспечивающая машине максимальную эффективность:

$$F(k_p^o) = \min_{k_p} \max_i \{f_i(k_p)\}, \quad i = 1, n, \quad k_p = k_{p1}, \dots, k_{pm} \quad (5)$$

Следовательно, выражение (5) целесообразно использовать в качестве целевой функции при поиске оптимального распределения мощности между ведущими колесами, обеспечивающим машине максимальную эффективность.

В процессе поиска оптимальных законов распределения мощности необходимо учитывать ряд ограничений:

- обеспечение принципиальной возможности движения машины:

$$\sum P_k \geq \sum P_{сопр}, \quad (6)$$

где $\sum P_k$ - суммарная сила тяги; $\sum P_{сопр}$ - суммарная сила сопротивления движению;

- ограничения, накладываемые на сцепные свойства колес с опорной поверхностью:

$$\varphi R_z = \sqrt{\sum_{i=1}^n P_{ki} + \sum_{i=1}^m P_{yi}}, \quad (7)$$

где P_{ki} - сила тяги i -го колеса; P_{yi} - боковая сила, действующая на i -е колесо;

- ограничения на допустимые величины буксования колес, от которых зависят глубина образующейся колеи и истирание почвы. Последнее характерно главным образом для сельскохозяйственных тракторов, что связано с сохранением плодородного слоя полей.

Процедура оптимизации представляет собой процесс отыскания оптимальных управляющих

параметров с помощью одного или нескольких методов поиска. Кроме формулировки целевой функции и системы ограничений в конкретном виде, необходимо найти соотношения, определяющие количественные связи выходных параметров с входными, т.е. составить математическую модель объекта.

Для получения модели движения использовались уравнения с множителями Лагранжа. При составлении математической модели колесной машины была осуществлена декомпозиция ее общей структуры на подсистемы (рис. 2). Особенностью движения колесной машины является наличие неголономных связей, осуществляемых элементами движителей между динамическими системами машины и опорной поверхностью. Применяя принцип декомпозиции и вынося неголономные связи в отдельную подсистему, были выделены две подсистемы машины: силовая установка - трансмиссия - ведущие колеса; кузов - подвеска - мосты - шины и подсистема маршрута движения.

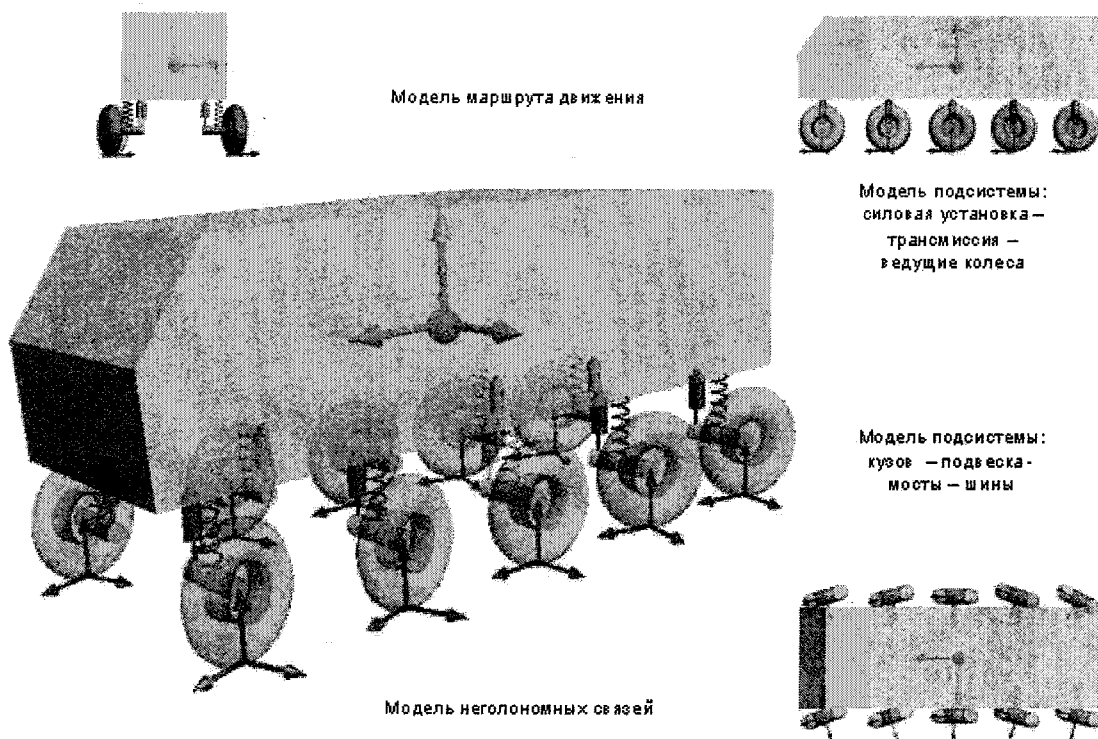


Рис. 2. Структурная схема построения математической модели n-осной машины

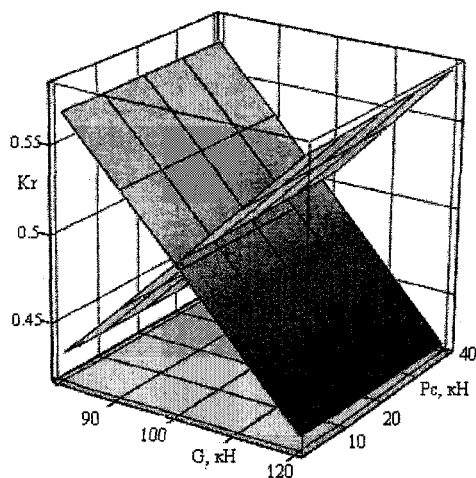
В реальных условиях движения колесных машин коэффициент k_p распределения мощности для обеспечения максимально эффективного движения должен автоматически изменяться в широком диапазоне применительно к условиям движения.

В процессе прямолинейного движения при бортовой симметрии (равные вертикальные реакции и одинаковые дорожные условия) и отсутствии действующих на колесную машину боковых сил, оптимальный характер распределения мощности определяется подвижностью, так как в этих условиях углы увода колес равны нулю.

Исходя из допущения о бортовой симметрии, величина коэффициента распределения мощности k_{pi} , характеризующего часть крутящего момента двигателя M_{0e} , приходящегося на i-е колесо, может быть найдена посредством следующего выражения:

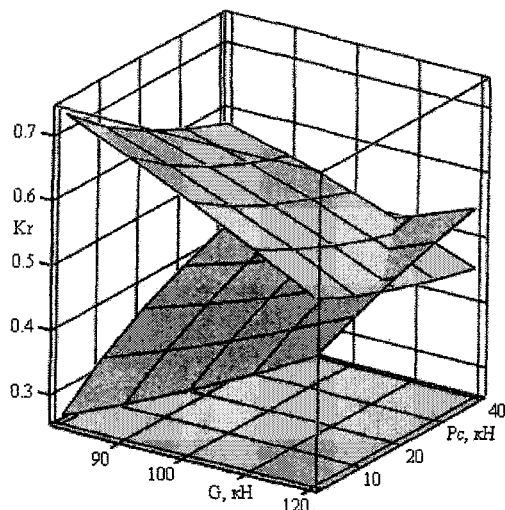
$$k_{pi} = \frac{M_{fci} + \frac{1}{k^{i-1} \cdot \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{k^{j-1} \cdot \lambda_j}} r_n P_{ka}}{M_{0e}} \quad (14)$$

На рис. 3 и в таблице представлены коэффициенты оптимального распределения мощности колесных машин 4X4, 6X6 при движении в различных условиях.

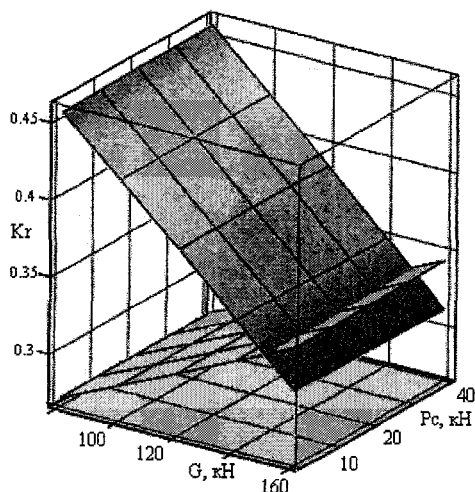


Асфальт

Колесная машина 4X4

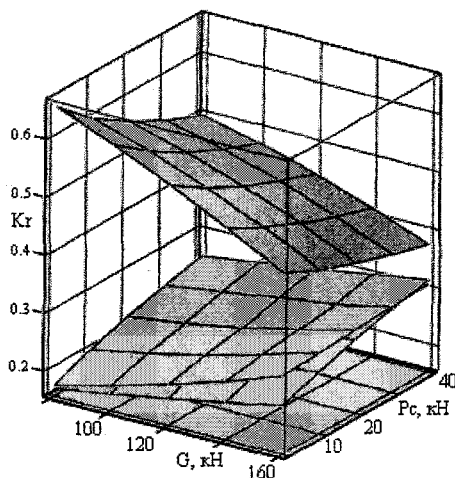


Суглинок



Асфальт

Колесная машина 6X6



Суглинок

Рис. 3. Зависимость коэффициента оптимального распределения мощности от массы колесной машины и силы внешних сопротивлений движению

Анализ данных, представленных на рис. 3, свидетельствует об уменьшении доли крутящего момента, приходящейся на колеса переднего моста при увеличении массы машины, что связано с уменьшением доли вертикальной нагрузки, приходящейся на данный мост. В то же время, увеличение нагрузки на колеса задних осей вызывает увеличение доли крутящего момента, который требуется к ним подвести. При этом у машин 6X6 более интенсивно увеличивается доля мощности распределяемой на колеса среднего моста, так как при движении по деформируемому грунту они имеют большее сопротивление качению, по сравнению с колесами заднего моста.

При увеличении внешних сил сопротивления движению, для преодоления которых требуется создание продольной силы тяги, доля крутящего момента, приходящаяся на передний мост, уменьшается. Это связано с меньшими сцепными возможностями колес переднего моста при движении по деформируемой поверхности. Так как при движении по деформируемой поверхности сцепные возможности задних колес наибольшие, то большая часть момента, идущего на преодоление внешних сил сопротивления должна подводиться к заднему мосту, что наглядно видно из данных, приведенных на рис. 1.

Значения коэффициентов оптимального распределения мощности для различных типов машин

Тип КМ	Коэффициент	Недеформируемый грунт	Деформируемый грунт
Х	K_{p1}	0,417...0,568	0,454...0,733
	K_{p2}	0,432...0,583	0,267...0,546
	K_{pMOD}	0,761...1,399	0,364...1,204
Х	K_{p1}	0,309...0,457	0,377...0,655
	K_{p2}	0,272...0,345	0,175...0,308
	K_{p3}	0,272...0,345	0,17...0,315
	K_{pMOD}	1,189...2,23	0,526...1,654
Х	K_{p1}	0,174...0,255	0,284...0,446
	K_{p2}	0,174...0,255	0,212...0,297
	K_{p3}	0,245...0,322	0,125...0,253
	K_{p4}	0,245...0,322	0,132...0,251
	K_{pMOD}	0,959...1,851	0,346...1,016

На рис. 4, представлена зависимость коэффициента распределения мощности между бортами машины 4X4 при движении на повороте с различной скоростью и при различной массе машины.

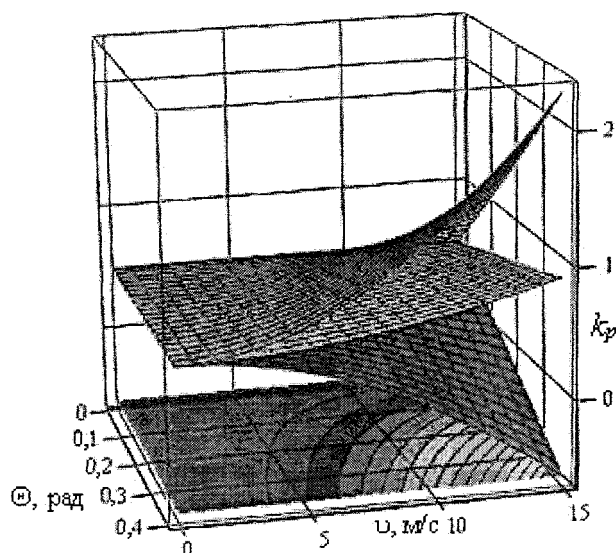


Рис. 4. Зависимость коэффициента оптимального распределения мощности между бортами машины 4X4 от угла поворота управляемых колес и скорости

Анализ результатов исследования позволяет сделать вывод о том, что при движении в условиях бортовой симметрии (без значительной разницы в коэффициентах сцепления колес правого и левого борта) оптимальные значения коэффициентов распределения мощности между осями по условию проходимости и управляемости практически совпадают. Распределение мощности по бортам определяется управляемостью автомобиля.

Литература

1. Пирковский Ю.В., Шухман СБ. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). - М.: Академия проблем качества РФ. Отделение спецтехники и конверсии, 1996. - 240 с.
2. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. - Минск.: ДизайнПРО, 2004. - 640 с.
3. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1978. - 216 с.