

## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ, ДИНАМИЧЕСКИЙ И РЕСУРСНЫЙ РАСЧЕТЫ В МЕХАНИКЕ МАШИН

Альгин В.Б.<sup>1</sup>, Дробышевская О.В.<sup>2</sup>, Ломоносов С.В.<sup>2</sup>, Сорочан В.М.<sup>2</sup>, Широков Б.Н.<sup>1</sup>

*The kinematical, dynamic and lifetime models and methods for calculating machine mechanical systems are presented. These models and methods are the bases for making the united mechanical complex at a general informational machine model in designing.*

**Введение.** Теоретическая механика построена на законах Ньютона, ее методы широко применяются при расчетах машин. С развитием цифровых моделей и методов расчета, усложнением механических объектов обостряются вопросы: насколько адекватно дискретные методы могут отобразить процессы реального мира, аналоговые по своей сути, какими должны быть механические модели машин, используемые на различных стадиях проектирования? Известно мнение, что применение численных методов неизбежно связано с накоплением погрешностей, ошибками, и в этом причина роста числа аварий современных технических объектов, рассчитанных указанными методами [1].

В статье рассматриваются вопросы построения моделей и методов расчета машин, охватывающих основные стадии их проектирования. К традиционным кинематическим и динамическим расчетам добавлен ресурсный расчет (ресурсная механика [2]) как неотъемлемая стадия проектирования. Кроме того, модели, используемые для расчета ресурса элементов машин, в основном, носят феноменологический характер, основываются на действии силовых и кинематических факторах, которые определяются в рамках положений механики.

**Общие положения.** *Машина* — это потребляющая энергию система, состоящая из компонентов (подсистем), в общем случае основанных на различных технических принципах, но объединенных в комплекс, реализующая определенную техническую функцию (функции) и наделенная ресурсом, проявляющимся при выполнении этой функции в эксплуатации.

При проектировании машины работают с ее моделями. На каждом этапе проектирования используется соответствующий набор данных и модель. Прослеживается иерархический подход: с уменьшением уровня абстракции используется модель, которая получается детализацией исходной. Имеют место ситуации, когда происходит не изменение уровня детализации существующих элементов, а добавление новых.

Наиболее абстрактным представлением машины являются структурная и кинематическая схемы. Последняя — зародыш всех функциональных свойств. По мере проектирования, расчетчику становятся доступны данные об инерционных, упругих и диссипативных параметрах машины и на их основе возможно проведение квазистатических и динамических расчетов для определения нагрузок и функциональных характеристик машины. Выбор материалов и технологии позволяет оценить ресурсные свойства и провести общую оценку машины, как ресурсно-функциональной системы [3]. При этом расчет ресурса — наиболее сложная задача [4].

**Кинематический расчет.** Структурно-кинематический этап проектирования — синтетический. Обычно сначала решается задача синтеза структуры, выбирается пригодная структура. Затем определяют кинематические элементы и их параметры. Мы полагаем, что, имея *универсальную кинематическую модель*, которая позволяет рассчитывать выходные параметры системы для произвольной структуры, управляющих воздействий и значений внутренних параметров, этапы структурного и кинематического синтеза целесообразно объединять и общую задачу решать с помощью генетического алгоритма (ГА).

На начальном этапе проектирования машина рассматривается как система двигатель — трансмиссия — исполнительный механизм. При синтезе трансмиссии мы предлагаем рассматривать ее как регулярную систему, полагая, что известны набор трансмиссионных эле-

ментов и правила объединения их в подсистемы, а также правила соединения подсистем. Трансмиссия снабжена элементами управления, включение которых изменяет ее характеристики.

Общий подход состоит в поочередном синтезе и рассмотрении перспективных структур. Для каждой структуры решается задачи определения комбинаций элементов управления, включаемых на передачах, и выбора чисел зубьев зубчатых колес. Критерий — близость получаемого ряда передаточных отношений к заданному. Для оптимизации на основе ГА используется *хромосома*, содержащая два набора генов. В первом представлены включаемые элементы управления (ЭУ), во втором — параметры звеньев (в рассматриваемом случае — числа зубьев зубчатых колес). Вид хромосомы показан на рис. 1.

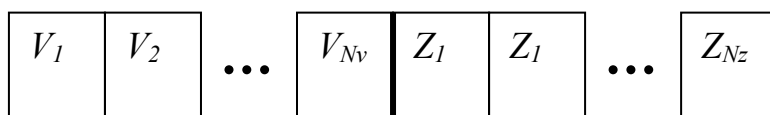


Рис. 1. Схема хромосомы для представления параметров кинематической схемы

ЭУ представлены вариантами рабочих комбинаций:  $V_n$  — номер варианта включения ЭУ;  $N_v$  — общее число рассматриваемых рабочих вариантов. Множество рабочих вариантов определяется предварительно пробным расчетом с использованием аналитической модели. Основные кинематические элементы (зубчатые колеса) представлены числами зубьев  $Z_n$ , которые определяются на основе заданного дискретного ряда значений для каждого из  $N_z$  зубчатых колес, связанных с основными звеньями схемы. В качестве примера на рис. 2 показана структура простейшего многоскоростного механизма с тремя степенями свободы, а на рис. 3 — одна из возможных кинематических схем по данной структуре.

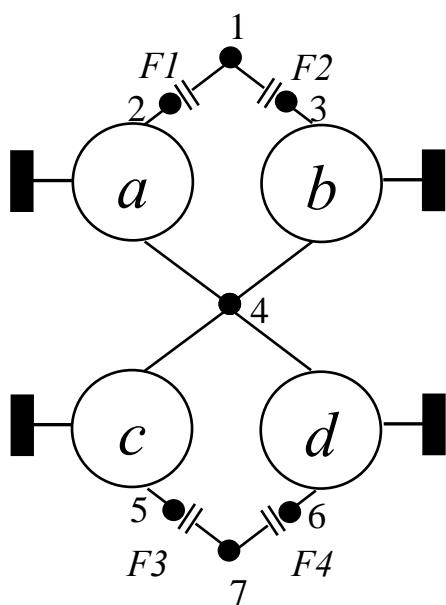


Рис. 2. Структура простейшего многоскоростного механизма

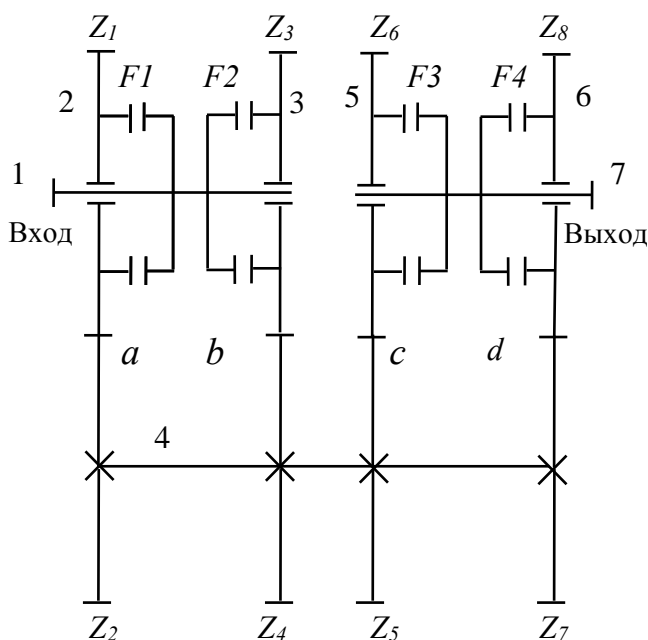


Рис. 3. Возможная кинематическая схема трансмиссии

Полученные в результате структурно-кинематического синтеза рабочие комбинации ЭУ, значения передаточных чисел и числа зубьев, представлены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты структурно-кинематического синтеза простейшего многоскоростного механизма

Комбинация ЭУ	$F1 F3$	$F1 F4$	$F2 F3$	$F2 F4$
Передаточное отношение	1,24	1,47	2,86	3,45
Зубчатое колесо	$Z_1$	$Z_3$	$Z_5$	$Z_7$
Число зубьев	47	26	61	59
Зубчатое колесо	$Z_2$	$Z_4$	$Z_6$	$Z_8$
Число зубьев	70	91	53	58
Суммы чисел зубьев	117	117	117	117

Для поддержки этапа кинематического расчета разработано программное средство *Кинематика-2*, включающее три описываемых ниже модуля.

1. Модуль “*Чертежник (визуальное построение схем)*” использует библиотеку базовых элементов, с помощью которой пользователь «собирает» на экране монитора кинематическую схему. Каждый элемент наделен определенным интеллектом: проверяет, можно ли его установить в схему и выполняет установку, если она допустима.

2. Модуль “*Расчетчик*” после отрисовки схемы обеспечивает автоматическое формирование математической модели, расчеты передаточных отношений, угловых скоростей, крутящего момента и КПД на передачах.

3. Модуль “*Оптимизатор*” дает возможность провести оптимизацию параметров для достижения заданных передаточных чисел при помощи ГА.

Вид главного окна *Кинематики-2* с изображением кинематической схемы коробки передач *World Transmission* показан на рис. 4.

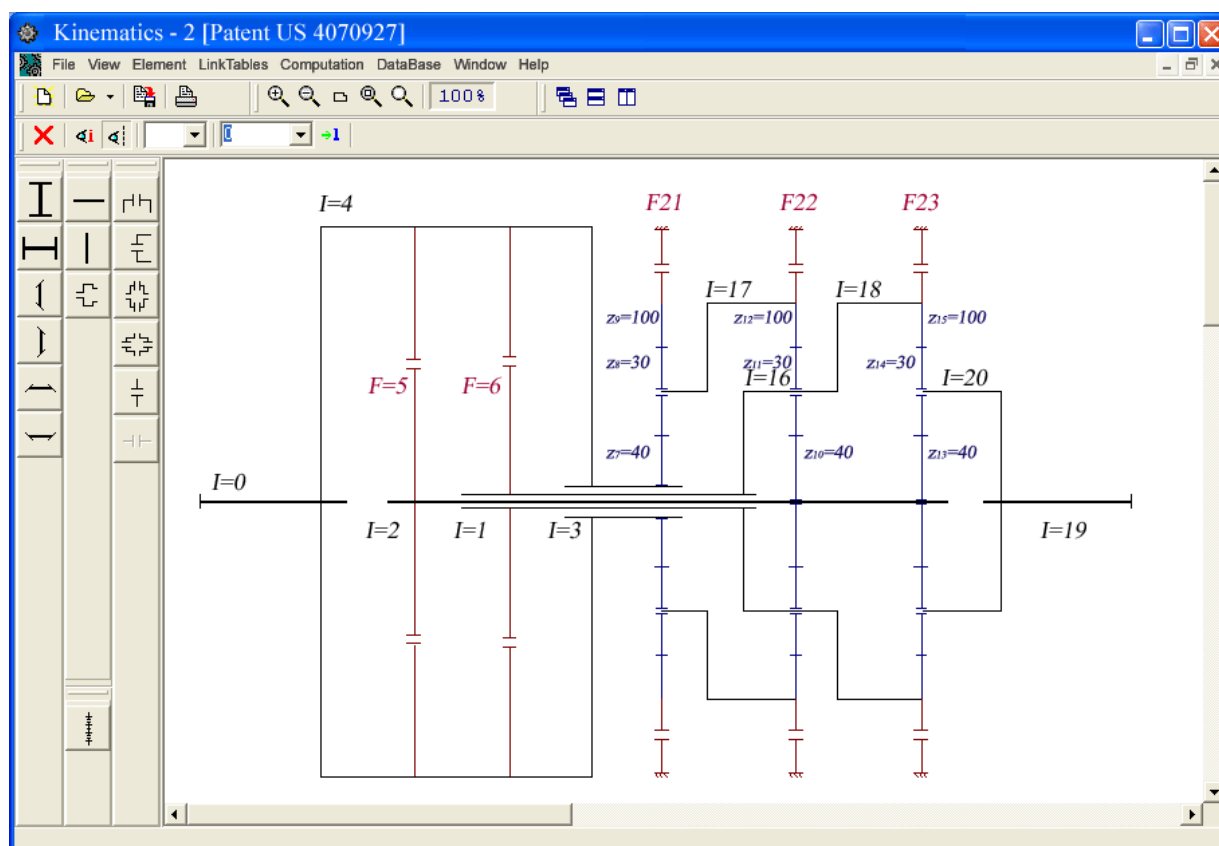


Рис. 4. Представление «World Transmission» в «Кинематике-2»

В основу универсальной кинематической модели положены уравнения силового и скоростного расчета трансмиссии, приведенные в работе [5].

**Динамический расчет.** Ключевая проблема динамического расчета — моделирование механических объектов, обладающих инерционными, упругими и диссипативными свойствами. Наиболее сложные задачи связаны с моделированием процессов, происходящими при контакте тел. В настоящее время эти явления изучаются на макро-, микро- и наноуровнях [6, 7], учитываются изменения размеров при трении из-за температурных воздействий и т.п. Применение чисто механических моделей требует в каждом конкретном случае обоснования.

Приводимый на рис. 5 пример иллюстрирует особенности моделирования контактирующих упруго-инерционных объектов. В модели 1 — контакт с упругой связью (Elastic Friction); в модели 2 — абсолютно жесткий контакт. Результаты моделирования представлены на рис. 6; жирная линия — модель 2 (абсолютно жесткий контакт), тонкая — модель 1.

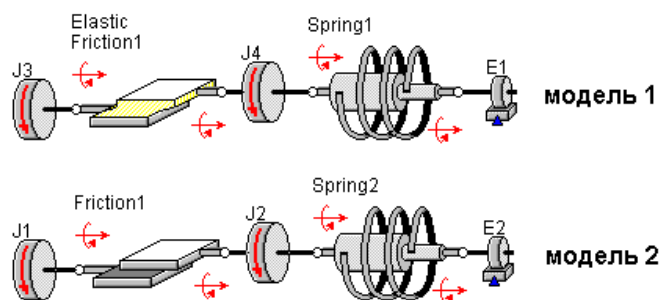


Рис. 5. Простейшие модели контактирующих упруго-инерционных объектов (пакет IPI-SIM)

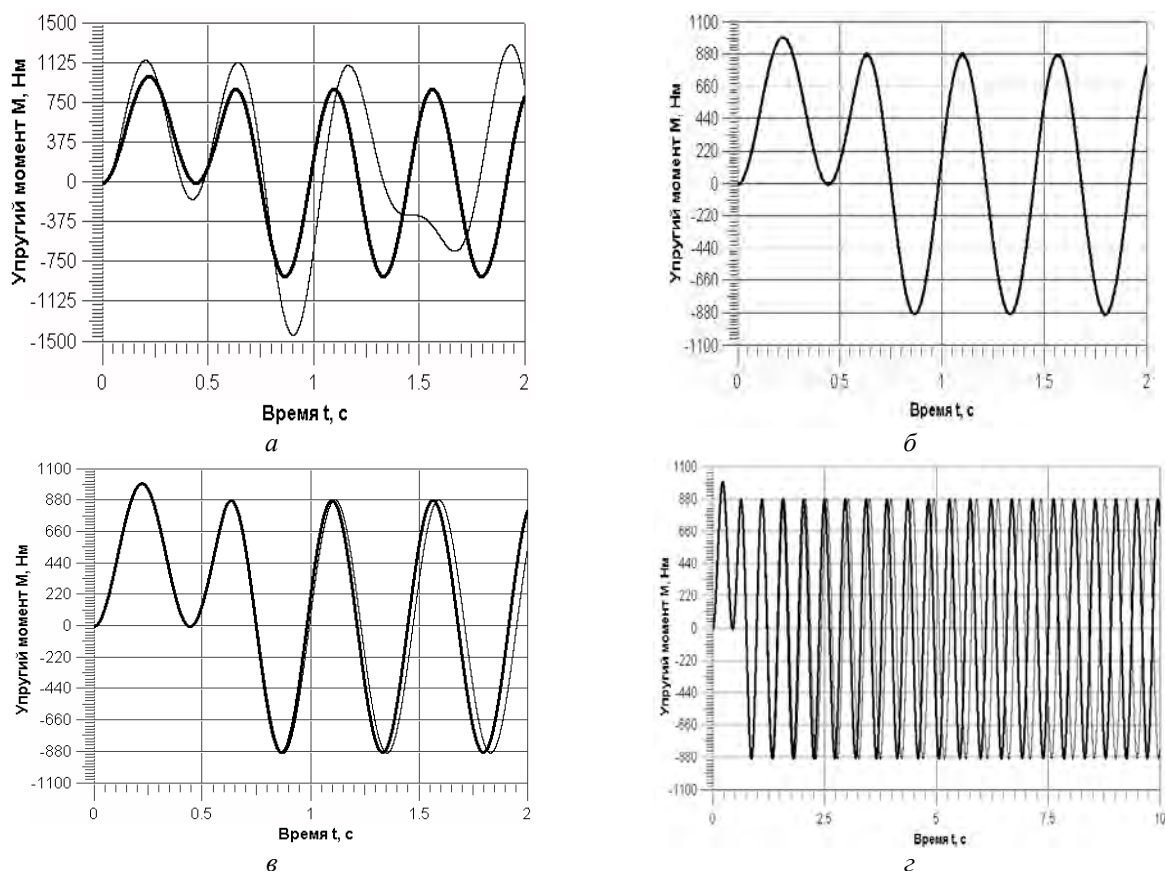


Рис. 6. Результаты моделирования (жесткость контакта в модели 1: а —  $10^2$  Н·м; б —  $10^4$  Н·м; в —  $10^{25}$  Н·м, время 2 с; г —  $10^{25}$  Н·м, время 10 с)

До значения жесткости около  $10^{20}$  Н·м погрешность отсутствует или незначительна (рис.6, б). При большей жесткости (рис.6, в) погрешность начинает проявляться. Она не зависит от шага интегрирования, степени точности расчета и возрастания жесткости. Из рис. 6, г видно, что погрешность накапливается со временем моделирования.

Данный пример показывает, что неоправданное использование элементов с высокой жесткостью приводит к погрешностям. В этом мы усматриваем одну из причин ошибок при расчетах механических систем (а не применение численных методов, как указывают в [1]).

Мы полагаем, что при выборе механических моделей, следует избегать ситуаций, когда при схематизации используют сильно отличающиеся по параметрам элементы. Элементы с высокой жесткостью должны схематизироваться как абсолютно жесткие. Приложение сил целесообразно осуществлять к абсолютно жестким элементам, обладающим только инерционными свойствами. Такие элементы следует использовать при схематизации как граничные части контактирующих объектов. Это позволит четко описывать переходы от состояния покоя к скольжению и обратно в контактах механических объектов.

Возможность использования при схематизации абсолютно жестких элементов, обладающих только инерционными свойствами, является, по нашему мнению, необходимым требованием к современным пакетам динамического расчета механических систем. Программные комплексы, реализующие такие возможности, должны основываться на индикаторах состояния контактирующих элементов, отслеживающих переходы от покоя к трению скольжения и обратно, системах дифференциальных и алгебраических уравнений. Последние используются при нахождении сил в контактах замкнутых элементов.

Для проведения динамических расчетов систем с переменной структурой и контактирующими элементами мы предлагаем пакет “Динамика” [8]. Как пример использования пакета на рис. 7 показана динамическая схема, сформированная инструментами пакета, и позволяющая воспроизводить процессы буксования и срыва фрикционных элементов сцепления (элемент  $F1$ , соединяющий маховые массы  $J1$ ,  $J2$ ) и движителя (элементы  $F1$  и  $F2$ , соединяющие маховые массы  $J6$ ,  $J8$  и  $J7$ ,  $J8$ ).

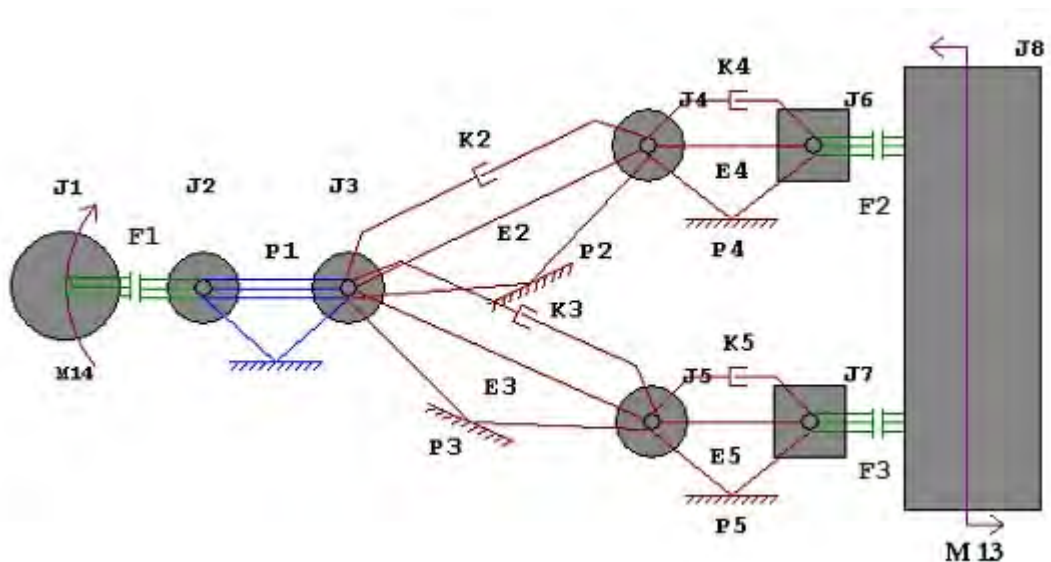


Рис. 7. Динамическая схема трактора (передачи: P1 — коробка передач и главная передача, P2 и P3 — передний и задний мосты, P4 и P5 — передачи, преобразующие вращательное движение соответственно передних и задних колес к поступательному движению движителя; массы: J1 — маховая масса двигателя, J6, J7 — поступательно движущиеся массы колес, J8 — поступательно движущаяся масса трактора; податливости упругих звеньев: E2, E3 — переднего и заднего мостов, E4, E5 — шин передних и задних колес; коэффициенты демпфи-

рования  $K_i$  соответствуют податливостям  $E_i$ ;  $F1$  – сцепление,  $F2, F3$  – фрикционы, моделирующие контакт колес с грунтом;  $M14$  – момент двигателя,  $M13$  – момент сопротивления)

На рисунке 8 представлены результаты моделирования.

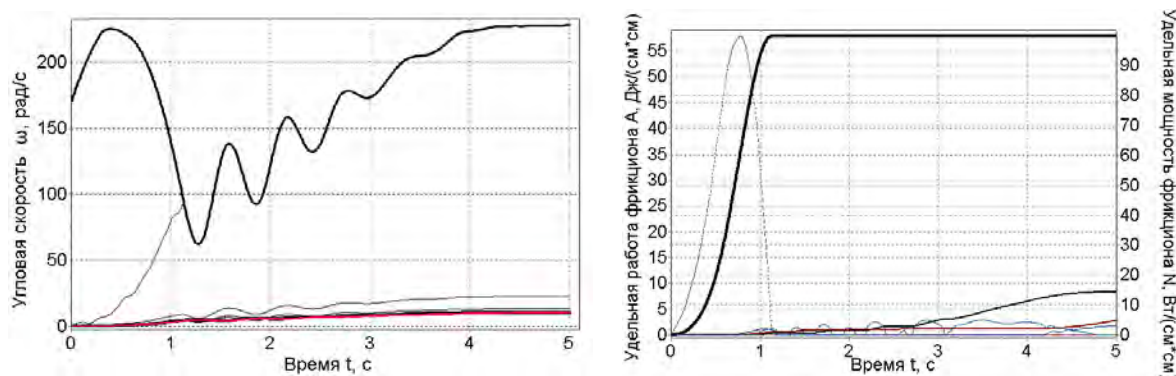


Рис. 8. Результаты моделирования процесса трогания трактора

**Ресурсный расчет.** С методической точки зрения ресурсный расчет основан на опытных данных о наработках, полученных при испытаниях машиностроительных компонентов (деталей и узлов) в известных условиях действия силовых и кинематических факторов, и моделях (гипотезах, теориях), позволяющих перейти от них к наработке.

При расчетах в реальных условиях эксплуатации первоочередной задачей является установление эксплуатационных нагрузочных режимов. Однако у различных деталей (и даже конструктивных элементов одной детали) понятия нагрузочных режимов разные. Поэтому как общий фактор вводится *понятие условий эксплуатации*, и от этого фактора определяются конкретные нагрузочные режимы. Для этого используются квазистатические, кинематические и динамические модели машины.

Вторая задача — расчет ресурса машины как системы. Знание ресурсов составных частей не является достаточным основанием для перехода от них к ресурсу системы. Необходимы специальные методики, основанные на моделировании согласованных процессов повреждения и утраты ресурса лимитирующих конструктивных элементов.

Принципиальные положения по расчету ресурса машины как механической системы:

описание ресурса машин и ее компонентов в вероятностном аспекте (говорить о ресурсе вне связи с вероятностью не имеет смысла) [5];

описание ресурса машины и ее компонентов в связи с условиями эксплуатации [5];

учет вариации условий эксплуатации для множества машин и соответствующая вероятностная модель спектра условий эксплуатации [9] (рис. 8);

построение ресурсного расчета по схеме “условия эксплуатации — ресурс” взамен традиционной схемы “нагрузочный режим — ресурс” [2]; для этого предлагаются ресурсно-прочностные кривые (рис. 9), которые могут быть построены по результатам обычных детерминированных расчетов либо испытаний, а при отсутствии этих данных сформированы на основе мнений экспертов;

учет зависимости ресурсов у компонентов машины от общего фактора — условий эксплуатации, а также других зависимостей (принцип ресурсно-зависимого поведения элементов в нагруженной механической системе) [5];

квалификация предельного состояния (ПС) машины на основе иерархической модели (рис. 10) и сложной логики предельных состояний (ПС) составных частей [10, 11] (табл. 2);

интеграция ресурсного расчета в общую процедуру моделирования ресурсно-функциональных свойств машины [3, 12].

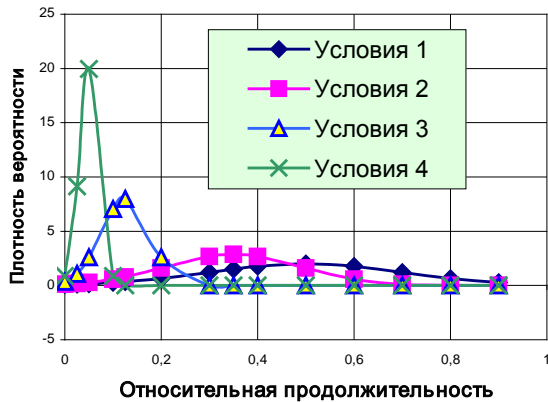


Рис. 8. Вероятностное представление спектра условий эксплуатации машин

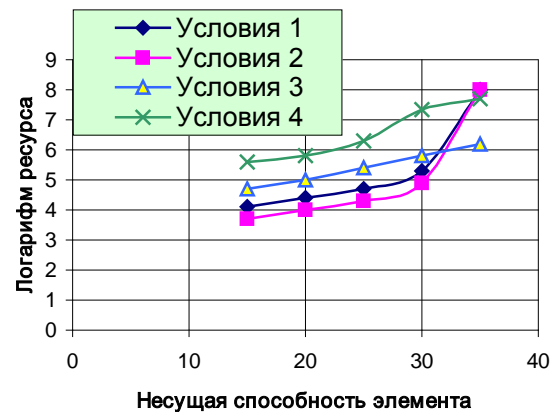


Рис. 9. Ресурсно-прочностные кривые элемента для расчетов по схеме «условия эксплуатации — ресурс»

В простейшем случае расчета ресурса системы предельное состояние любого ее элемента (составной части) квалифицируется как предельное состояние всей системы. В действительности у систем, особенно технических, предельные состояния имеют более сложные описания, что оговаривается в технических условиях. Мы предлагаем при ресурсном расчете описывать объект иерархической моделью (структурной ресурсной схемой). При этом каждый элемент, кроме элемента высшего уровня является составной частью (элементом) объекта более высокого уровня. Составные части наделяются типом. Если предельные состояния составных частей имеют одинаковую значимость для вышестоящего элемента, то они относятся к одному типу. Для каждого элемента (кроме элементов нижнего уровня), формируются комбинации предельных состояний составных частей, при достижении которых квалифицируется его предельное состояние. Например, комбинация (1, 2, 4) означает, что для наступления предельного состояния элемента предельных состояний должны достичь: одна его составная часть первого типа, две составные части второго типа и четыре третьего. Таких комбинаций для элемента может быть несколько.

На рис. 10 приведено два верхних уровня структурной ресурсной схемы машины. Каждый из элементов второго уровня (двигатель, коробка передач и т.д.) также имеет сложную структуру, состоит из узлов. На двух нижних уровнях располагаются детали и их конструктивные элементы. Предельное состояние последних определяется расчетом, испытаниями или экспертными оценками.

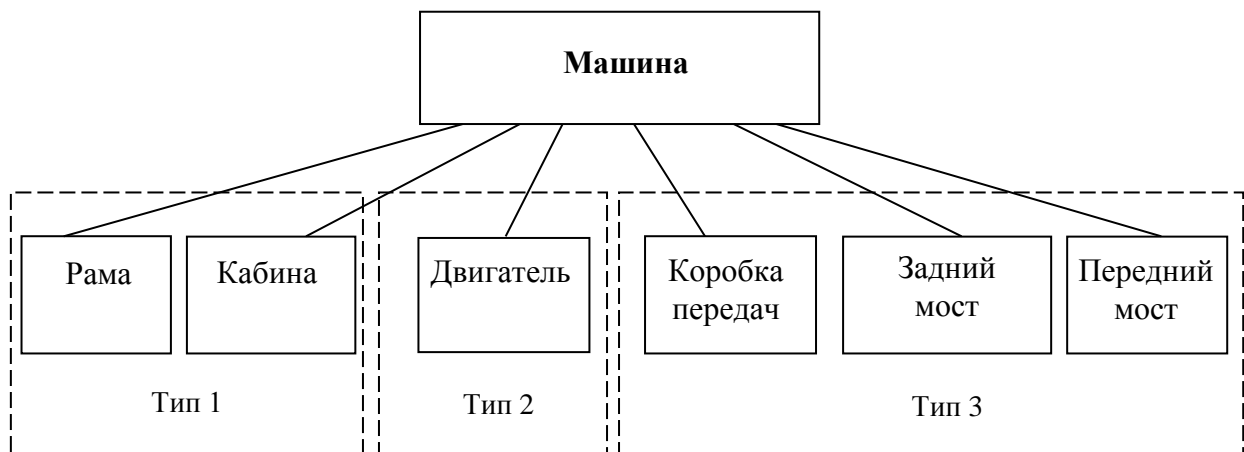


Рис. 10. Иерархическая структурная схема машины (два верхних уровня) как ресурсная схема: элементы разделены на типы для описания предельного состояния машины в целом

В табл. 2 приведены результаты вероятностного расчета ресурса машин как двухуровневого объекта, включающего пять характерных элементов (составных частей). При расчете принята схема предельных состояний машины (1, 1, 1), которая означает, что для наступления предельного состояния машины должны предельных состояний достичь: одна составная часть первого типа, одна — второго типа и одна третьего. Из таблицы видно, что ресурсы до первого отказа и по сложной логике существенно отличаются. Отсюда следует, что модели, используемые в расчетах ресурса, должны быть четко определены, так как они составляют основу для оптимизации проектных решений и оценок сопоставляемых образцов техники (до первого ресурсного отказа или с определенной логикой предельных состояний).

Таблица 2. Вероятностный расчет ресурса машины до первого отказа и с учетом логики предельных состояний по схеме (1, 1, 1)

Объект	Распределение ресурса	Коэффициент вариации ресурса	Ресурс в относительных единицах	
			средний	80%-ный
Элемент 1 (рама), тип 1	Логарифмически нормальное	0,50	1,70	1,00
Элемент 2 (двигатель), тип 2		0,45	1,57	
Элемент 3 (коробка передач), тип 3		0,55	1,73	
Элемент 4 (передний мост), тип 3		0,45	1,55	
Элемент 5 (задний в мост), тип 3		0,45	1,58	
Машина (до первого ресурсного отказа)	Близко к логарифмически нормальному	0,29	0,91	0,687
Машина (с учетом логики предельных состояний)		0,38	2,07	1,42

**Заключение.** Представленные модели и методы кинематического, динамического и ресурсного расчета механических систем машин составляют основу наиболее наукоемких расчетных процедур проектирования и служат для формирования единого механического комплекса в составе общей информационной модели машины.

## ЛИТЕРАТУРА

1. По ком звонит ANSYS? // Новый компаньон. № 1 (342). 18.01.2005. — <http://nk.kama.ru/print.asp?Num=342&Art=2>.
2. Альгин В. Необходимый этап перехода. От расчетов деталей — к ресурсной механике машин // Инженер-механик, 2000. № 3. — С. 21—23.
3. Альгин В.Б. Расчет и оценка машины как ресурсно-функциональной системы // Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления. Сборник научных трудов. Вып. 1. В 3-х т.— Т.1/ Под общей ред. П.А.Витязя. — Минск: УП “Технопринт”, 2002. — С. 85—88.
4. Альгин В.Б. Проектирование оптимальных машин и проблема ресурса // Современные методы проектирования машин: Республиканский межведомственный сб. научн. тр. Вып. 2. В 7 томах. — Т.1. Перспективные направления создания машин / Под общ. ред. П.А.Витязя — Мн.: УП “Технопринт”, 2004. — С. 93—100.



5. Альгин В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Мн.: Наука и техника, 1995. — 256 с.
6. Польцер Г., Майсснер Ф. Основы трения и изнашивания: Пер. с нем. — М.: Машиностроение, 1984. — 264 с.
7. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.
8. Альгин В.Б., Сорочан В.М., Дробышевская О.В. Моделирование динамических процессов мобильных машин с учетом буксования двигателя // Современные методы проектирования машин: Республиканский межведомственный сб. научн. тр. Вып. 2. В 7 томах. — Т.4. Перспективные направления создания машин / Под общ. ред. П.А.Витязя — Мн.: УП “Технопринт”, 2004. — С. 74—79.
9. Альгин В.Б., Богдановский И.Г. Вероятностная модель спектра условий эксплуатации мобильной техники // Вестник Могилевского государственного технического университета. 2001. №1. — С. 14—17.
10. Альгин В.Б., Вербицкий А.В., Суровцев А.И. Схемы предельных состояний и расчет ресурса машин // Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления. Сб. научн. тр. Вып. 1. В 3-х т. — Т.2 — Минск: УП “Технопринт”, 2002. — С. 344—348.
11. Альгин В.Б., Суровцев А.И. Программный комплекс для расчета ресурса механических систем // Механика машин. Теория и практика. Материалы междунар. науч-техн. конф., Минск, 10—11 февраля 2003 г. — Минск: НИРУП “Белавтотракторостроение”, 2004.— С. 286 — 297.
12. Альгин В.Б. Проектирование как оптимизация ресурсно-функциональных свойств машин в свете CALS // Механика машин. Теория и практика. Материалы междунар. науч-техн. конф., Минск, 10—11 февраля 2003 г. — Минск: НИРУП “Белавтотракторостроение”, 2004. — С. 209 — 222.