

1566005

На правах рукописи

МАСЛОВ Геннадий Васильевич

УДК 621.9: 531: 681.3 + 658.512

**МЕТОДЫ КОМПЬЮТЕРНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ
ДИСКРЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ МЕХАНИКИ СТАНКОВ
НА РАННИХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

*Специальность 05.03.01 – Процессы механической
и физико – технической обработки, станки и инструмент*

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Маслов Г.В.

Москва - 1999

Работа выполнена на Нижегородском заводе фрезерных станков
(ОАО «ЗеФС»)

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Кудинов В.А.;
доктор технических наук, профессор
Хомяков В.С.;
доктор технических наук, профессор
Гуськов А.М.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1566005

Маслов Г.В. Методы компьютер

Ведущая организация: Нф ИМАШ РАН им. А. А. Благонравова

Защита диссертации состоится "19 апреля 2000 г. 8 1430
на заседании диссертационного совета Д 053.15.04 при
Московском государственном техническом университете имени
Н. Э. Баумана по адресу: 107005 Москва, 2-я Бауманская, 5.

экземпляре, заверенный
адресу.

в библиотеке МГТУ им.

сентября 2000 г.

1566005

Усов Б. А.

и 2 п.л. Тираж 100 экз.
им. Н. Э. Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Диссертация посвящена решению проблемы моделирования металлорежущих станков в условиях автоматизированного проектирования. В ней применительно к его ранним этапам разработаны методы компьютерного конструирования дискретных математических моделей станков, описывающих их статическое поведение, собственные и вынужденные колебания. Разработан численный метод машинной дискретизации и статического расчета нелинейно деформируемых затянутых и подвижных соединений корпусных деталей, содержащих плоские стыки с заданными топологией поверхностей, микро и макрогеометрией, зазорами и натягами, а также несущих конструкций станков с соединениями такого вида. С использованием процедур указанных методов разработан оптимизационный подход к решению многоконтактных задач. С целью получения проектных оценок статического и динамического качеств конструктивных вариантов на базе разработанных методов созданы две подсистемы автоматизированного моделирования, расчета и анализа станков. Возможности подсистем проиллюстрированы на примерах решения практически важных задач, возникающих при проектировании станков.

На защиту выносятся:

1. Новые эффективные методы ручного и компьютерного блочного конструирования в аналитическом и числовом матричном виде линеаризованных уравнений движения станочных конструкций (несущих систем, приводов главного движения, приводов подач, приспособлений и др.), идеализированных в виде многомерных дискретных систем твердых тел с упруго-диссипативными связями и структурами типа простой цепи, дерева, неполного или полного связных графов с циклами.
2. Численный метод дискретизации и статического расчета нелинейных многоконтактных систем с плоскими стыками.
3. Оптимизационный подход к решению задач, сформулированных в п. 2.

Личный вклад автора. Все выносимые на защиту методы и оптимизационный подход разработаны автором диссертации. Компьютерные средства автоматизации моделирования, статического и динамического расчета металлорежущих станков, созданные с использованием этих методов, разработаны в соавторстве по инициативе при участии и научном руководстве Г. В. Маслова. Так, подсистема моделирования, дискретизации и статического расчета станочных конструкций создана совместно с В. Н. Жильцовой и аспирантом А. А. Ершовым, научным руководителем которого является Г. В. Маслов. Программная реализация оптимизационного подхода выполнена совместно с А. М. Стерлиным и А. А. Ершовым. Подсистема САПР для моделирования, расчета и анализа собственных и вынужденных колебаний станков создана

совместно с А. М. Стерлиным и В. Е. Трубиным.

Актуальность проблемы разработки методов компьютерного конструирования дискретных моделей механики станков обусловлена необходимостью создания подсистем автоматизированного моделирования как компонентов САПР, обеспечивающих многовариантный анализ и оценку статического и динамического качеств генерируемых вариантов конструкций станков на различных, и в частности ранних, этапах автоматизированного проектирования. Опыт многих конструкторских коллективов свидетельствует о том, что на ранние этапы проектирования приходится сравнительно небольшие затраты относительно стоимости разработки проекта. Однако, именно на этих этапах принимается наибольшая часть важных технических решений. Некоторые из них очень трудно, а порой практически невозможно изменить на последующих этапах. Поэтому для повышения эффективности проектирования сразу вслед за появлением геометрического облика будущего станка необходимо моделировать условия его приемо-сдаточных испытаний и эксплуатации, включая процесс механической обработки на станке.

Цель работы - повышение точности и производительности создаваемых станков за счет вскрытия с помощью математических моделей и использования при проектировании факторов, улучшающих их статические и динамические качества.

Методы исследования. В работе использовались методы аналитической механики, теории колебаний, линейной алгебры, теории чувствительности, оптимизации, элементы теории графов, математический аппарат теории матриц. Из специальных дисциплин привлечена динамика станков. При всех видах исследований широко использовались современные ЭЭВМ.

Достоверность полученных результатов. Достоверность разработанных методов компьютерного конструирования линейных динамических моделей (уравнений движения) станочных конструкций основывается на:

- строгом соблюдении при их разработке основных теорем механики и правил матричного исчисления;
- симметричности получаемых матриц массы, демпфирования и жесткости конструкций;
- совпадении результатов сопоставления моделей, сконструированных в соответствии с разработанными методами, с моделями, полученными автором диссертации с помощью системы аналитических вычислений Reduce и уравнений Лагранжа II рода, а также с известными моделями различных конструкций, полученными другими авторами путем использования классических методов механики.

Достоверность численного метода статического расчета и дискретизации

нелинейных многоконтактных станочных систем с плоскими стыками, разработанного с использованием эвристического подхода, основывается на приведенных в диссертации доказательствах сходимости вычислительных процессов, а также совпадении результатов расчетов с опубликованными экспериментальными данными других авторов (ЭНИМСа, Д. Н. Решетова, Э. В. Рыжова и В. И. Островского).

Указанные результаты совпадают с результатами расчетов, полученными с использованием разработанного оптимизационного подхода к решению многоконтактных задач с плоскими стыками. Поэтому достоверность последнего не вызывает сомнений.

Научная новизна работы состоит в следующем.

- Разработаны новые эффективные методы блочного ручного и компьютерного конструирования в матричном виде линеаризованных уравнений движения станочных конструкций (несущих конструкций, приводов, приспособлений и др.), идеализируемых многомерными системами твердых тел, связанных сосредоточенными пружинами и демпферами, со структурами простых цепей, дерева, неполного или полного связных графов с циклами. Конфигурации исследуемых объектов могут быть заданы абсолютными или относительными обобщенными координатами. Число степеней свободы и регулярных элементов объектов может быть сколь угодно большим, но конечным числом.

- Разработан новый численный метод дискретизации и статического расчета нелинейных многоконтактных систем с плоскими стыками. Метод обеспечивает учет топологии, макро и микрогеометрии поверхностей соединений, а также наличие в них зазоров с любыми законами распределения по поверхностям контактов. Объектами расчета могут быть плоские стыки, затянутые фланцевые соединения (которые могут содержать уступы, шпонки и т.п.), направляющие скольжения произвольного профиля, а также несущие конструкции машин и их подконструкции, корпусные детали которых связаны соединениями указанного типа. Многоконтактные системы могут иметь любое конечное число плоских стыков, в том числе содержащих зазоры и натяги. В идеализации объекты представляются системами абсолютно твердых тел, связанных распределенными нелинейно деформируемыми контактами. Структура таких систем может быть произвольной.

- С использованием части процедур указанных выше методов разработан оптимизационный подход к решению многоконтактных задач данного типа.

Практическая ценность. Применение разработанных компьютерных методов существенно облегчает задачу создания подсистем автоматизированного моделирования и способствует реализации многовариантного анализа при

автоматизированном проектировании станков на основе проведения машинных экспериментов, имитирующих значительную часть проверок соответствия проектируемого станка установленным нормам точности, жесткости и механической обработки.

Методы конструирования линеаризованных уравнений динамики станочных конструкций не содержат процедур классических методов механики. В силу своей простоты они могут быть использованы в заводской практике как инженерами-расчетчиками, так и инженерами-разработчиками подсистем автоматизированного моделирования САПР.

Реализация в промышленности. С использованием разработанных автором методов на Нижегородском заводе фрезерных станков (ОАО «ЗеФС») созданы две подсистемы автоматизированного моделирования, анализа и оценки вариантов создаваемых конструкций станков по показателям статического и динамического качеств. Обе подсистемы вошли в ядро разрабатываемой САПР фрезерных станков.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на III-ей (г. Тольятти, 1988) и IV-ой (г. Н. Новгород, 1992) Российских научно-технических конференциях «Динамика станочных систем гибких автоматизированных производств»; Всесоюзной конференции «Аналитические преобразования на ЭВМ в автоматизации научно-исследовательских работ» (г. Вильнюс, 1990); III-ей (г. Н. Новгород, 1993) и IV-ой (г. Н. Новгород, 1996) Российских, и V-ой Международной (г. Н. Новгород, 1999) конференциях «Нелинейные колебания механических систем»; Международной конференции «Проблемы оптимизации в механике деформируемого твердого тела» (г. Н. Новгород, 1995); Международной конференции по компьютерной геометрии и графике «Кограф-96» (г. Н. Новгород, 1996); Российской научно-технической конференции, посвященной 10-летию Нф ИМАШ РАН «Проблемы машиноведения» (г. Н.Новгород, 1997); V-ой Международной конференции по динамике технологических систем (г. Ростов-на-Дону, 1997).

Полностью работа докладывалась на совместном заседании кафедр «Теория технологических машин» и «Станки» МГТУ «СТАНКИН».

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 28 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и приложения. Она содержит 213 страниц машинописного текста и 68 рисунков. Список литературы включает 128 наименований.

Ниже в тексте реферата приняты следующие обозначения: Ц - простая

цепь, Д - дерево, НСГ(ц) - неполный связный граф с циклами без петель, ПСГ - полный связный граф.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение заданной точности и производительности обработки - ключевой вопрос при проектировании и эксплуатации металлорежущих станков. Основы учения о точности механической обработки металлов резанием заложены работами Н. С. Ачеркана, Б. С. Балакшина, Б. М. Базрова, Н. А. Бородачева, Ю. Д. Врагова, А. М. Дальского, З. М. Левиной, А. А. Маталина, В. Г. Митрофанова, В. Т. Портмана, Д. Н. Решетова, А. П. Соколовского, Ю. М. Соломенцева и др. Фундаментальный вклад в исследование поведения станочных конструкций при их взаимодействии с рабочими процессами во время обработки внесли О. И. Аверьянов, И. С. Амосов, В. С. Белов, Е. В. Бордачёв, В. Л. Вейц, К. В. Вотинов, Ю. И. Городешский, В. К. Дондопанский, Н. А. Дроздов, В. Л. Заковоротный, В. В. Зарс, В. В. Каминская, А. И. Каширин, С. С. Кедров, М. К. Клебанов, Л. Ф. Копелев, В. А. Кудинов, Л. К. Кучма, А. И. Левин, Л. С. Мурашкин, С. Л. Мурашкин, В. Н. Подураев, А. С. Проников, В. Э. Пуш, А. В. Пуш, Ж. С. Равва, В. А. Ратмиров, Э. В. Рыжов, Ю. И. Санкин, В. С. Хомяков, М. Е. Эльясберг и другие отечественные и зарубежные ученые. Практика показала, что наиболее рациональные - это те проектные решения, которые учитывают результаты, рекомендации и выводы указанных выше работ.

С развитием средств вычислительной техники, вычислительной математики, механики и появлением САПР резко возросли объёмы, сложность и число решаемых при проектировании задач. Переход на автоматизированное проектирование выдвинул на передний план новую проблему - автоматизации моделирования в процессе проектирования. Необходимость её решения явилась причиной появления и развития компьютерных методов механики станков, как составной части развиваемой в последнее время алгоритмической механики для ЭВМ, базирующейся на классических методах механики и учитывающей специфику и результаты научных исследований объектов проектирования, их прототипов и аналогов. Наиболее серьезные, по мнению автора, результаты в этой области получены Е. А. Арайсом, В.- К. В. Аугустайтисом, Й. Виттенбургом, В. М. Дмитриевым, В. В. Величенко, В. А. Коноплевым, Т. А. Кейном, Д. А. Левинсоном, В. С. Хомяковым и др.

Далее во введении сформулированы проблемы, решению которых посвящена диссертация. Приведены результаты обзора литературы, характери-

зующего состояние этих проблем. Обоснована их актуальность. Кратко изложено содержание диссертации по главам.

1. РАЗРАБОТКА МЕТОДА КОНСТРУИРОВАНИЯ ЛИНЕЙНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СЛОЖНЫХ СТАНОЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ В АБСОЛЮТНЫХ ОБОБЩЕННЫХ КООРДИНАТАХ

Показано, что по структурным признакам станочные конструкции (несущие системы, приводы и др.) подразделяются на конструкции со структурами Ц, Д, НСГ(ц), и леса, состоящего из графов различных типов. Для разработки метода была принята идеализация объекта исследования в виде линейной неконсервативной системы с сосредоточенными параметрами, состоящей из любого конечного числа твердых тел с голономными стационарными связями и имеющей в общем случае произвольное число степеней свободы и структуру НСГ(ц) или ПСГ. Снятие ограничений на структуру, число тел и число степеней свободы в значительной мере «размывает» существующие границы между распределенными и дискретными системами. Тем самым значительно расширяется круг объектов моделирования, конструкции которых в общем случае могут быть многократно статически неопределимыми. В соответствии с принятой идеализацией расчетная схема исследуемого объекта может быть построена при помощи типового набора регулярных элементов, включающего твердое тело, пружину растяжения-сжатия, пружину кручения и два демпфера. Один из них работает при поступательных перемещениях, другой - при поворотах соединяемых тел.

Описанные в главах 1 - 3 методы компьютерного конструирования динамических моделей станочных конструкций разработаны с использованием уравнений Лагранжа 2-го рода. Согласно этим методам искомые модели конструируются без использования процедур Лагранжа в матричном виде

$$M\ddot{q} + H\dot{q} + Cq = Q, \quad (1.1)$$

где M , H , C - симметрические матрицы массы, демпфирования и жесткости конструкции, Q и q - векторы обобщенных сил и обобщенных координат объекта. *Основные математические конструкции*, являющиеся «строительными блоками» разработанных методов, включают структурный граф объекта, его матрицу смежности (рис. 1), вектор обобщенных координат, а также базовые, неполные и полные матрицы регулярных элементов и векторы обобщенных сил. *Конструируемым динамическим агрегатом* в методах является уравнение движения объекта (1.1) и его блоки - матрицы M , H , C и векторы q , Q .

Ниже при описании методов считается, что каждое тело объекта имеет 6

степеней свободы. Общее замечание, относящееся к случаям, когда эти числа меньше 6, сделано после изложения метода, описанного в главе 3.

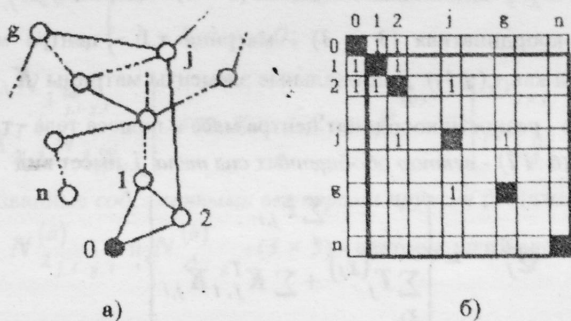


Рис. 1. Структурный граф (а) механического объекта, идеализированного в виде системы твердых тел, и его матрица смежности (б): вершины графа - твердые тела, ребра - группы пружин и демпферов, ● - неподвижное тело

Перейдем к описанию метода, изложенного в главе 1. В соответствии с этим методом конфигурация объекта в пространстве задается блочным $(6n \times 1)$ - вектором обобщенных координат

$$\mathbf{q} = \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{q}_n \end{Bmatrix}, \quad (1.2)$$

блоками которого служат (6×1) - векторы абсолютных обобщенных координат тел $\mathbf{q}_j = [U, V, W, \Phi, \Psi, \Theta]^T_j$, где $j = \overline{1, n}$; n - общее число тел объекта; U_j, V_j, W_j - составляющие перемещения полюса j -го тела вдоль координатных осей правой инерциальной системы координат XYZ ; Φ_j, Ψ_j, Θ_j - углы поворотов тела относительно осей, проходящих через его полюс параллельно указанным.

Базовая матрица массы j -го тела - это блочная (6×6) - матрица

$$\mathbf{M}_j^{\text{баз}} = m_j \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{K}_{j,l} \\ \mathbf{K}_{j,l}^T & \mathbf{K}_{j,l} \end{bmatrix} + \text{diag}(\mathbf{O}_{3 \times 3}, \mathbf{J}_j), \quad (1.3)$$

где m_j и J_j - его масса и тензор инерции в центральной системе координат Кёнига, E и $O_{3 \times 3}$ - единичная и нулевая (3×3) - матрицы, $K_{j,l}$ - кососимметрическая координатная (3×3) - матрица т.1 - центра масс тела j , (обозначенной как т. (j, l)). Диагональные элементы матрицы $K_{j,l}$ - нули, не диагональные - разности координат центра масс и полюса тела - т. (j, p) .

Базовый (6 Ч 1) - вектор обобщенных сил тела j имеет вид

$$Q_j^{6 \times 1} = \left\{ \begin{array}{c} \sum_i F_{j,i} \\ \sum_{\chi_j} T_j^{(\chi_j)} + \sum K_{j,l}^T K_{j,i} \end{array} \right\}, \quad (1.4)$$

где $F_{j,i} = [F_x, F_y, F_z]^T_{j,i}$ - сила, приложенная в т. (j, i) ; $T_j^{(\chi_j)} = [T_x, T_y, T_z]^T_{j,i}$ - «чистый» момент (не являющийся моментом силы $F_{j,i}$), χ_j - число моментов, действующих на тело j .

Неполные (12 Ч 12) - матрицы жесткости пружин, связывающих тела с номерами j и g , определяются выражением

$$C_B^{неп} = \left[\begin{array}{ccc} \langle C_{j-j} \rangle & \vdots & \langle C_{j-g} \rangle \\ \dots & \vdots & \dots \\ \langle C_{g-j} \rangle & \vdots & \langle C_{g-g} \rangle \end{array} \right]_B \quad (B = \lambda^{(a)}, A^{(b)}), \quad (1.5)$$

где λ и A - коэффициенты жесткости пружин соответственно растяжения - сжатия и кручения, $a = \overline{l, \xi}$ и $b = \overline{l, \eta}$ - номера пружин, ξ - число пружин растяжения - сжатия, η - то же, но кручения. Для пружины растяжения - сжатия, связывающей т. (j, i) с т. (g, i) , блоками неполной матрицы служат (6×6) - матрицы

$$\langle C_{k-r} \rangle_{\lambda_{j,i-g,i}^{(a)}} = \delta_{kr} \lambda_{j,i-g,i}^{(a)} R_{k,i}^{(a)} R_{r,i}^{(a)T}, \quad (1.6)$$

где $k, r = j, g$; $j, g \in (1, 2, \dots, n)$; $i \in (1, 2, \dots, N)$, N - число точек. Для пружины кручения - (6×6) - матрицы

$$\langle C_{k-r} \rangle_{A_{j-g}^{(b)}} = \delta_{kr} A_{j-g}^{(b)} P_A^{(b)} P_A^{(b)T} \quad (k; r = j; g). \quad (1.7)$$

$$\text{В (1.6),(1.7)} \quad \delta_{kr} = \begin{cases} 1, & k=r \neq 0; \\ 0, & k=r=0, \text{ или } k \neq r=0, \text{ или } r \neq k=0; \\ -1, & k \neq r \neq 0; \end{cases}$$

$$R_{\chi,i}^{(a)} = \left\{ \begin{matrix} N_{\lambda_{j,l-g,i}}^{(a)} \\ K_{\chi,i}^T N_{\lambda_{j,l-g,i}}^{(a)} \end{matrix} \right\}, \text{ где } \chi = j; g, \text{ и } P_{\Lambda}^{(b)} = \left\{ \begin{matrix} O_{3 \times 1} \\ N_{\Lambda_{j-g}}^{(b)} \end{matrix} \right\} - (6 \times 1) -$$

векторы, названные *собственными векторами пружин* растяжения - сжатия и кручения; $N_{\lambda_{j,l-g,i}}^{(a)}$ и $N_{\Lambda_{j-g}}^{(b)}$ - (3×3) - векторы направляющих косинусов их осей.

Математические конструкции для диссипативных элементов аналогичны рассмотренным конструкциям для пружин.

Уравнение движения объекта (1.1) конструируются следующим образом.

Матрица массы объекта конструируется из базовых матриц масс тел (1.3). В сформированном виде - это блочно-диагональная $(6n \times 6n)$ - матрица

$$M = \text{diag} \left(M_1^{\text{баз}}, M_2^{\text{баз}}, \dots, M_j^{\text{баз}}, \dots, M_n^{\text{баз}} \right).$$

Матрица жесткости объекта конструируется путем рассылки блоков неполных матриц жесткости пружин (1.5) - (1.7) в блочную, первоначально нулевую, $(6n \times 6n)$ - матрицу. Рассылка производится с учетом информации, содержащейся в обведенной жирной линией субматрице матрицы смежности объекта (рис. 1,б). При попадании в один блок рассылаемые блоки суммируются. Поясним сказанное. Если тела j и g соединены пружиной, то блоки её неполной матрицы (1.5) должны быть разосланы в блоки $\langle j-g \rangle$ и $\langle g-j \rangle$, содержащие на рис. 1,б цифры «1», и диагональные блоки $\langle j-j \rangle$, $\langle g-g \rangle$. Таким образом, адреса заполняемых и рассылаемых блоков должны совпадать. Из рис. 1,б следует, например, что в блоке $\langle j-j \rangle$ матрицы жесткости объекта должны быть просуммированы соответствующие блоки неполных матриц жесткости пружин, соединяющих тела 2 и j , а также j и g . В блоке $\langle 2-2 \rangle$ - соединяющих тела 0, 1, j с телом 2.

Процесс конструирования *матрицы демпфирования объекта* аналогичен описанному.

Вектор обобщенных сил объекта конструируется из базовых векторов обобщенных сил тел (1.4) в соответствии с выражением

$$Q = \begin{Bmatrix} Q_1^{6 \times 3} \\ \vdots \\ Q_n^{6 \times 3} \end{Bmatrix} \quad (1.8)$$

При отсутствии действия на k -ое тело ($1 \leq k \leq n$) внешних сил и моментов в (1.8) вместо $Q_k^{6 \times 3}$ следует подставить нулевой вектор $0_{6 \times 1}$.

Изложенный метод имеет особенность, ограничивающую область его применения и связанную с использованием специального набора указанных выше абсолютных обобщенных координат. По этой причине он не распространяется на такие системы с упруго-шарнирными соединениями подвижных тел, у которых в число обобщенных координат не могут быть включены имеющие место линейные перемещения полюсов тел. Простейшим примером подобного рода систем может служить двухстепенной плоский маятник, состоящий из двух тел, первое из которых связано с неподвижным и вторым телом посредством упруго-шарнирных соединений. В этом случае особенность заключается в том, что линейные перемещения полюса (шарнира) второго тела не могут быть приняты за его обобщенные координаты, поскольку они реализуются по законам движения первого тела.

С целью снятия указанного ограничения были разработаны другие методы. Их описание приведено в главах 2, 3.

2. РАЗРАБОТКА МЕТОДА КОНСТРУИРОВАНИЯ ЛИНЕЙНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СТАНОЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СО СТРУКТУРАМИ ПРОСТЫХ ЦЕПЕЙ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ОБОБЩЕННЫХ КООРДИНАТАХ

Разработка такого метода имеет две предпосылки. С одной стороны, она представляет самостоятельный интерес, поскольку среди реальных существуют конструкции со структурами Ц. С другой, конструирование динамических моделей объектов с более сложными структурами в соответствии с методом автора, описанным в 3-ей главе, предполагает уже на начальном этапе декомпозицию сложного объекта на простейшие подобъекты со структурами Ц и построение для них своих моделей.

В связи со сказанным был разработан алгоритм, позволяющий осуществлять декомпозицию сложного объекта со структурой конечного НСГ(ц) или ПСГ на подобъекты (подконструкции) со структурами ориентированных Ц. Декомпозиция осуществляется с использованием принципа освобождаемости от связей и проводится в два этапа. На первом этапе выполняется переход от

исходного к эквивалентному объекту со структурой Д. На втором - от объекта со структурой Д к подобъектам со структурами ориентированных Ц.

Охарактеризуем основные математические конструкции метода.

Вектор обобщенных координат объекта со структурой Ц из j подвижных тел (первое из которых связано с «нулевым» - неподвижным телом, второе - с первым и т.д.) имеет вид (1.2). Элементами его блоков - векторов обобщенных координат тел q_k ($k = \overline{1, j}$) являются перемещения $u_{k,p}, v_{k,p}, w_{k,p}$ полюсов тел относительно начал их подвижных локальных систем координат в направлениях координатных осей, а также углы поворотов тел $\varphi_k, \psi_k, \theta_k$ относительно осей, проходящих через их полюса параллельно указанным направлениям.

Базовая ($6k \times 6k$) - *матрица массы k -го тела цепи* ($1 \leq k \leq j$) имеет размерность, зависящую от номера тела. Если эту матрицу представить в блочном виде, разбив на k^2 одинаковых блоков, то формула для её общего члена будет

$$\langle M_{\xi\eta} \rangle_{M_k^{6\alpha 3}} = \begin{bmatrix} m_k N_{\xi-\eta} & \vdots & m_k N_{\xi-\eta} K_{k,l}^{(\eta)} \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ m_k K_{k,l}^{(\xi)T} N_{\xi-\eta} & i m_k K_{k,l}^{(\xi)T} N_{\xi-\eta} K_{k,l}^{(\eta)} + N_{\xi}^T I_k N_{\eta} \end{bmatrix},$$

где $\xi, \eta = \overline{1, k}$, N_{ξ} и N_{η} - (3×1) - векторы направляющих косинусов осей локальных систем координат тел ξ и η ; (3×3) - матрица $N_{\xi-\eta} = N_{\xi}^T N_{\eta}$; $K_{k,l}^{(\xi)}$ и $K_{k,l}^{(\eta)}$ - кососимметрические (3×3) - матрицы. Их диагональные элементы - нули, остальные - разности координат центра масс тела k - т. (k, l) и полюсов тел ξ и η - т. (ξ, p) и т. (η, p).

Базовые матрицы жесткости пружин растяжения - сжатия и кручения, связывающих i - ые точки соседних тел с номерами k и $(k-1)$, - это соответственно (6×6) и (3×3) - матрицы вида

$$C_{\lambda}^{6\alpha 3} = \lambda a_{k,i}^{(k)T} N_k^T \hat{N}_{\lambda} N_k a_{k,i}^{(k)}, \quad (2.1)$$

$$C_{\Lambda}^{6\alpha 3} = \Lambda N_k^T \hat{N}_{\Lambda} N_k, \quad (2.2)$$

где $\hat{N}_{\lambda} = N_{\lambda} N_{\lambda}^T$ и $\hat{N}_{\Lambda} = N_{\Lambda} \dot{N}_{\Lambda}^T$ - (3×3) - матрицы направляющих косинусов осей пружин, $a_{k,i}^{(k)} = \begin{bmatrix} E, K_{k,i}^{(k)} \end{bmatrix}$ - (3×6) - матрица.

Базовый $(6k \times 1)$ - вектор обобщенных сил, действующих на k -ое тело цепи, находится как

$$Q_k^{баз} = \left\{ \begin{matrix} \langle Q_1 \rangle \\ \vdots \\ \langle Q_k \rangle \end{matrix} \right\}_{Q_k^{баз}} \quad (2.3)$$

Его блочные компоненты

$$\langle Q_\xi \rangle_{Q_k^{баз}} = \begin{bmatrix} N_\xi^T \\ \dots\dots\dots \\ K_{k,i}^{(\xi)T} N_\xi^T \end{bmatrix} \sum_i F_{k,i} + \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} \\ \dots\dots\dots \\ N_\xi^T \end{bmatrix} \sum_\zeta T_k^{(\zeta)} \quad (\xi = \overline{1, k}).$$

Конструирование математических агрегатов объекта со структурой Ц выполняется по следующим правилам.

Матрица массы объекта определяется суммой $M = \sum_{k=1}^j M_k^{полн}$, где

$M_k^{полн}$ - полная $(6j \times 6j)$ - матрица массы k -го тела. Её блоки, число которых j^2 , находятся в соответствии с выражением

$$\langle M_{\xi\eta} \rangle_{M_k^{полн}} = \begin{cases} \langle M_{\xi\eta} \rangle_{M_k^{баз}}; & \xi, \eta = \overline{1, k} \\ 0_{6 \times 6}; & \xi, \eta = \overline{k+1, j} \end{cases}$$

Матрица жесткости объекта находится как

$$C = \sum_{r=1}^{\chi} C_{\lambda_r} + \sum_{v=1}^{\mu} C_{\Lambda_v},$$

где χ и μ - число пружин растяжения - сжатия и кручения, C_{λ_r} и C_{Λ_v} - их полные блочно - диагональные $(6j \times 6j)$ - матрицы жесткости:

$$C_{\lambda} = \text{diag} \left(\underbrace{0_{6 \times 6}, 0_{6 \times 6}, \dots, 0_{6 \times 6}}_{(k-1) \text{ блоков}}, \underbrace{C_{\lambda}^{баз}}_{(6 \times 6)}, \underbrace{0_{6 \times 6}, \dots, 0_{6 \times 6}}_{(j-k) \text{ блоков}} \right),$$

$$C_{\Lambda} = \text{diag} \left(\underbrace{0_{3 \times 3}, 0_{3 \times 3}, \dots, 0_{3 \times 3}}_{(2k-1) \text{ блоков}}, \underbrace{C_{\Lambda}^{баз}}_{(3 \times 3)}, \underbrace{0_{3 \times 3}, \dots, 0_{3 \times 3}}_{2(j-k) \text{ блоков}} \right), \text{ где } k = \overline{1, j}.$$

Процедуры получения базовых и полных матриц диссипативных элементов, а также матрицы демпфирования объекта, аналогичны описанным процедурам получения соответствующих матриц жесткости.

Вектор обобщенных сил объекта $Q = \sum_{k=1}^j Q_k$, где $Q_k = \left\{ \begin{matrix} \langle Q_1 \rangle \\ \vdots \\ \langle Q_j \rangle \end{matrix} \right\}_{Q_k}$

полный $(6j \times 1)$ - вектор обобщенных сил k -го тела. Его блоки

$$\langle Q_\xi \rangle_{Q_k} = \begin{cases} \langle Q_\xi \rangle_{Q_k^{bas}}, & \xi = \overline{1, k}; \\ 0_{6 \times 1}, & \xi = \overline{k+1, j}. \end{cases}$$

3. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЛИНЕЙНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СЛОЖНЫХ СТАНОЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ОБОБЩЕННЫХ КООРДИНАТАХ

В этой главе описаны методы конструирования моделей объектов со структурами Д, НСГ(ц) и ПСГ. Работу методов проиллюстрируем на примере конструирования модели объекта со структурой Γ (рис. 2). Вначале в соответствии с разработанным алгоритмом, описанным в главе 2, выполняется

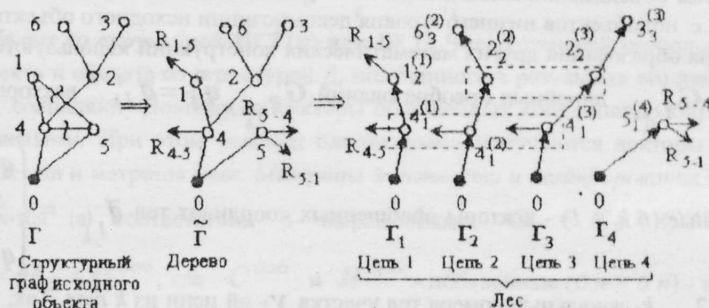


Рис. 2. Структурная декомпозиция объекта, используемого для иллюстрации работы метода

декомпозиция исходного объекта на подобъекты со структурами дерева $\tilde{\Gamma}$ и цепей $\Gamma_1 - \Gamma_4$. Модель исходного объекта конструируется в три этапа. На первом этапе конструируются модели подобъектов со структурами Ц, затем Д, и на последнем этапе - исходного объекта.

Объект со структурой Д. Поясним обозначения на рис. 2. Для обозначения тел - вершин графов используются их полные идентификаторы. Они представляют собой глобальные номера тел в структуре исходного объекта

Γ с нижними и верхними (в скобках) индексами. Нижние индексы - это локальные номера тел в одной из ориентированных цепей $\Gamma_1 - \Gamma_4$, номер которой указан в верхнем индексе. В общем виде идентификатор может быть записан как $I_k^{(v)}$. Буквой «R» на рис. 2 обозначены векторы сил реакций разорванных связей между телами с глобальными номерами, указанными в об- индекс. Пунктиром обведены вершины графов (тела), входящие в разные цепи, но имеющие одинаковые глобальные номера.

Конструирование модели объекта со структурой Д начинается с введения блочного $(6n \times 1)$ - вектора относительных обобщенных координат

$$q_{\Gamma} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_n \end{Bmatrix}_{\Gamma}, \quad (3.1)$$

где n - число тел объекта (в примере $n = 6$). Его блоки - векторные элементы упорядоченного в порядке глобальной нумерации тел множества, полученного путем объединения множеств из векторов обобщенных координат тел цепей, т.е. подобъектов низшего уровня декомпозиции исходного объекта.

Для образования других математических конструкций используются матрицы $G_{q_{I_k^{(v)}}}$ линейных преобразований $G_{q_{I_k^{(v)}}} q_{\Gamma} = \tilde{q}_{I_k^{(v)}}$ вектора q_{Γ}

в полные $(6k \times 1)$ - векторы обобщенных координат тел $\tilde{q}_{I_k^{(v)}} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_k \end{Bmatrix}^{(v)}$,

где 1, 2, ... k - локальные номера тел участка V -ой цепи из k тел. Так, например, для тела 4, полным будет (6×1) - вектор обобщенных координат

$$\tilde{q}_{4\{1\}} = \tilde{q}_{4\{2\}} = \tilde{q}_{4\{3\}} = q_4; \text{ для тела 2 - } (12 \times 1) - \text{вектор } \tilde{q}_{2\{2\}} = \tilde{q}_{2\{3\}} = \\ = \begin{Bmatrix} q_4 \\ q_2 \end{Bmatrix}, \text{ тела 3 - } (18 \times 1) - \text{вектор } \tilde{q}_{3\{3\}} = \begin{Bmatrix} q_4 \\ q_2 \\ q_3 \end{Bmatrix}.$$

После получения базовых матриц масс M_I^{bas} тел цепей, базовых матриц жесткости пружин растяжения - сжатия (2.1) и кручения (2.2), неполных матриц жесткости пружин кручения $C_A^{nen} = \text{diag}(\theta_{3 \times 3}, C_A^{bas})$, базовых матриц линейных и неполных матриц демпфирования поворотных демпфе-

ров, уравнения движения объекта со структурой Д конструируются в форме

$$M_{\Gamma} \ddot{q}_{\Gamma} + H_{\Gamma} \dot{q}_{\Gamma} + C_{\Gamma} q_{\Gamma} = Q_{\Gamma}.$$

При этом $(6n \times 6n)$ - матрица массы объекта находится как

$$M_{\Gamma} = \sum_{l=1}^n G_{q_l}^T M_l^{6 \times 3} G_{q_l}.$$

Конструирование его $(6n \times 6n)$ - матрицы жесткости осуществляется в соответствии с выражением

$$C_{\Gamma} = \sum_{l=1}^n G_{q_l}^T C_{s_l} G_{q_l},$$

где суммарные (6×6) - матрицы жесткости пружин соединений

$$C_{s_l} = \sum_{a=1}^{\chi_l} C_{\lambda_{s_l}^{(a)}}^{6 \times 3} + \sum_{b=1}^{\mu_l} C_{\Lambda_{s_l}^{(b)}}^{6 \times 6}; \text{ где } \chi_l - \text{число пружин растяжения - сжатия в}$$

l ом соединении, μ_l - то же, но кручения. Аналогичным образом конструируется $(6n \times 6n)$ - матрица демпфирования объекта. Его $(6n \times 1)$ - вектор обобщенных сил находится как $Q_{\Gamma} = \sum_l G_{q_l}^T Q_{l_k}^{6 \times 3}$

Объект со структурой НСТ(ц) или ПСТ. Число степеней свободы такого объекта и объекта со структурой Д, полученного в результате его декомпозиции, совпадают. Поэтому их векторы обобщенных координат выбираются одинаковыми. При этом условии одинаковыми получаются векторы обобщенных сил и матрицы масс. Матрицы жесткости и демпфирования конструируются в соответствии с выражениями $C_{\Gamma} = C_{\Gamma} + C^{\text{доб}}$ и

$H_{\Gamma} = H_{\Gamma} + H^{\text{доб}}$, где $C^{\text{доб}}$ и $H^{\text{доб}}$ - добавочные $(6n \times 6n)$ - матрицы жесткости и демпфирования. Их появление является следствием «замыкания» отдельных цепей, характеризующегося наличием цикловых ребер в структуре исходного объекта.

Если цепи i и j замыкаются посредством упруго - диссипативных связей между телами $J_m^{(j)}$ и $L_k^{(i)}$, то для каждой отдельной пружины растяжения - сжатия, связывающей эти тела, добавочная матрица жесткости будет

$$C_{\lambda_{J,c-L,e}^{\text{доб}}} = \lambda_{J,c-L,e} B_{\lambda_{J,c-L,e}}^T \hat{N}_{\lambda_{J,c-L,e}} B_{\lambda_{J,c-L,e}},$$

где $B_{\lambda_{J,c-L,e}} = A_{L_k,e}^{(i)} G_{q_k^{(i)}} - A_{J_m,c}^{(j)} G_{q_m^{(j)}}$, где $A_{L_k,e}^{(i)}$ и $A_{J_m,c}^{(j)}$ - матри-

цы, составленные из блоков - матриц направляющих косинусов k тел Πi , m тел Πj и координатных матриц точек связи - т. (I_m, c) и т. (I_k, e) . Добавочная матрица для пружины кручения будет

$$C_{A_{j-L}}^{\text{доб}} = A_{j-L} D_{A_{j-L}}^T \hat{N}_{A_{j-L}} D_{A_{j-L}},$$

где $D_{A_{j-L}} = \tilde{N}_{j_m^{(j)}} G_{q_m^{(j)}} - \tilde{N}_{L_k^{(i)}} G_{q_k^{(i)}}$, где $\tilde{N}_{j_m^{(j)}}$ и $\tilde{N}_{L_k^{(i)}}$ - матрицы, блоками которых служат матрицы направляющих косинусов тел с локальными номерами от 1 до m для Πj и от 1 до k для Πi .

Добавочные матрицы жесткости объекта конструируются из добавочных матриц жесткости пружин путём их суммирования. Аналогично - суммированием добавочных матриц демпферов получаются его добавочные матрицы демпфирования. Полученные в соответствии с этим методом матрицы жесткости и демпфирования объекта со структурой НСГ(ц) представляют собой разреженные матрицы. Для объекта со структурой ПСГ они становятся полностью заполненными.

Заканчивая описание содержания первых трех глав диссертации, укажем на особенности конструирования уравнений движения объектов с различными структурами, когда число степеней свободы у одного, нескольких или каждого тела объекта меньше 6. В такой ситуации в используемых для указанной цели базовых, неполных и полных матрицах удаляются строки и столбцы, а в векторах - строки, соответствующие отсутствующим степеням свободы. В остальном ход конструирования соответствует описанному.

4. РАЗРАБОТКА ЧИСЛЕННОГО МЕТОДА СТАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА И ДИСКРЕТИЗАЦИИ НЕЛИНЕЙНЫХ МНОГОКОНТАКТНЫХ СИСТЕМ С ПЛОСКИМИ СТЫКАМИ

Под многоконтактными здесь понимаются системы произвольной структуры с любым конечным числом твердых тел, связанных соединениями с распределенными нелинейно деформируемыми плоскими стыками. К числу подобного рода соединений относятся направляющие скольжения различного профиля, фланцевые соединения, соединения с уступами, шпонками и др. Примерами многоконтактных систем могут служить несущие конструкции металлорежущих станков и других машин. Предполагается, что контактные поверхности соединений тел в рассматриваемых системах могут иметь произвольное очертание, вырезы, любую макро и микрогеометрию, свойственную различным видам механической обработки, а сами соединения - иметь зазоры и натяги.

В основу разработки метода положены эмпирические характеристики

1366005

контактного деформирования поверхностных слоев твердых шероховатых тел. К ним относятся: известная зависимость А. П. Соколовского, описывающая процесс контактного деформирования в нормальном к плоскости контакта направлении, кусочно-линейная характеристика трения с участками предварительного смещения и скольжения контактно взаимодействующих тел и полученная Back N., Burdekin M. и Cowley A. зависимость касательной контактной жесткости от давления в стыке, физических констант материала контактируемых тел и шероховатости их поверхностей.

Описаны предложенные эвристические подходы и численные алгоритмы решения нелинейных задач контактирования двух тел, одно из которых неподвижно, при малой площади контакта ($\leq 30 - 50 \text{ см}^2$). Показано, что решение задач такого типа может быть найдено с использованием вывески подвижного тела на линейных нормальных и тангенциальных пружинах растяжения - сжатия. Эффективность и сходимость предложенных алгоритмов продемонстрированы на примерах решения задач контактирования тел без и при наличии скольжения, а также при отсутствии и наличии начального зазора. С использованием этих подходов и алгоритмов разработан численный метод статического расчета и дискретизации нелинейных многоконтактных станочных систем с плоскими стыками большой площади ($> 30 - 50 \text{ см}^2$). Описаны основные процедуры метода. Они заключаются в следующем.

На предполагаемых поверхностях контакта соединений тел многоконтактной системы наносится сетка, разбивающая их на треугольные элементы, названные в отличие от конечных сеточными. Ввиду того, что метод базируется на эмпирических зависимостях, полученных на площадях контакта $30 - 50 \text{ см}^2$, площади этих элементов не должны превышать указанные размеры. Задаются поля начальных давлений (или перемещений - «натягов»), а также зазоров. Переход от давлений к перемещениям при необходимости производится по зависимости А. П. Соколовского. Выполняется дискретизация рабочих поверхностей соединений. Она заключается в замене поверхностных слоев сосредоточенными пружинами, имитирующими их свойства. Первоначально на каждом сеточном элементе вводится по три пружины. Одна из них - нормальная к плоскости элемента, две другие - касательные. Точками сосредоточения этих пружин на 1-ой итерации служат проекции на плоскость элементов центров тяжести эпюр давлений.

В результате проведения начальной дискретизации в зависимости от вида и сложности объекта получается его расчетная схема в виде либо системы твердых тел, связанных различно ориентированными в пространстве линейными пружинами растяжения - сжатия, либо в виде одного тела, вывешенного

го на упругом подвесе. В соответствии с полученной расчетной схемой с использованием процедур одного из разработанных автором методов, описанных в главах 1 - 3, формируется система уравнений статического равновесия объекта в виде

$$Cq = Q,$$

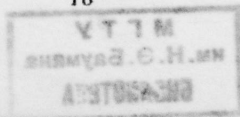
где C - симметрическая матрица жесткости конструкции, q и Q - векторы обобщенных координат и обобщенных сил объекта. Находится её решение. По найденному вектору q вычисляются узловые перемещения сеточных элементов, давления и касательные напряжения. На контактных поверхностях с учетом знаков узловых нормальных перемещений выделяются области контакта и устанавливаются их границы. Если последние пересекают сеточные элементы, то на время следующей итерации вводятся временные дополнительные элементы. Выполняется проверка: находится ли исходный объект при действии приложенных внешних сил и найденных контактных давлений и касательных напряжений в состоянии статического равновесия или нет? Для этого на каждом находящемся в контакте сеточном элементе вычисляются силы реакции и находятся точки их приложения. Формируются векторы обобщенных сил Q и сил реакций Q_R . Проверяется выполнение условия статического равновесия объекта

$$Q + Q_R \leq \xi,$$

где ξ - вектор заданных абсолютных погрешностей вычислений. Его компонентами служат заданные погрешности вычисления сил и моментов сил. Если данное условие выполняется, то дальнейшие вычисления прекращаются. Задача решена. В противном случае осуществляется переход к следующей процедуре. Для следующей итерации с использованием данных, полученных на предыдущей итерации, для каждого элемента вычисляются новые значения нормальных и касательных пружин и координаты точек их сосредоточения. В зависимости от характера распределения касательных напряжений на отдельном сеточном элементе может быть введено от 3-х до 5-ти пружин: одной в нормальном направлении и от 2-х до 4-х - в касательном.

Далее в главе 4 описана специфика работы метода при расчетах многоконтактных систем, включающих равномернодвигающиеся тела, и систем с зазорами. Отметим две особенности, характерные для работы метода в этих случаях.

При расчетах систем, содержащих равномернодвигающиеся тела, в качестве «динамометрических элементов» для определения значений тяговых сил подвижных тел используются фиктивные пружины малой жесткости. Один конец каждой такой пружины связывается с точкой приложения тяговой си-



лы, другой жестко заделывается. Ориентации осей пружин и тяговых сил совпадают. Вычислительный алгоритм построен таким образом, что решение квазистатических задач расчета многоконтактных систем с равномерным движением отдельных ее тел сводится к статическому случаю.

Механизмом решения задач с зазорами, как и в других случаях, служит подвес тел, корректировкой числа и параметров пружин которого решается поставленная задача. Отличительной особенностью подвесов для решения задач с зазорами заключается в том, что на каждом сеточном элементе в нормальном направлении вместо одной вводятся две последовательно соединенные пружины. Одна из них - пружина малой жесткости считается «ззорной». Другая - пружина значительно большей жесткости - «контактной». В ходе решения задачи эти пружины корректируются по-разному в соответствии с разработанным алгоритмом.

Оптимизационный подход, предложенный для решения многоконтактных задач, заключается в следующем. Как и раньше на контактных поверхностях соединений вводится сетка, и определяется массив координат узловых точек. В соответствии с одним из разработанных автором и описанных в главах 1 - 3 методов вводится вектор обобщенных координат объекта q , и устанавливаются зависимости для вычисления векторов обобщенных сил $Q(q)$ и сил реакций $Q_R(q)$. Задача оптимизации ставится как задача минимизации квадрата длины вектора невязок

$$\|(Q_R(q) + Q(q))\|^2 \rightarrow \min$$

при выполнении ограничений

$$Q(q) + Q_R(q) \leq \xi, \quad q^* \leq q \leq q^{**},$$

где ξ - в общем случае $(6n \times 1)$ - вектор невязок, компонентами которого служат заданные невязки по силам и моментам, n - число тел объекта, q^* и q^{**} - ограничения на вектор обобщенных координат, назначаемые с учетом геометрических факторов, зазоров и толщины контактных слоев. Управляемыми параметрами задачи служат компоненты вектора q .

Приобретенный опыт в решении многоконтактных задач оптимизационным путем показал, что выбор начального значения вектора обобщенных координат, как правило, оказывает существенное влияние на ход и длительность вычислительного процесса и в значительной мере зависит от опыта и интуиции пользователя. Поэтому для повышения эффективности предложенного оптимизационного подхода был разработан комбинированный подход,

сочетающий процедуры различных описанных выше методов.

5. КОМПЬЮТЕРНЫЕ СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ МОДЕЛИРОВАНИЯ, СТАТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА МЕТАЛЛОРЕЗУЮЩИХ СТАНКОВ, СОЗДАННЫЕ НА БАЗЕ РАЗРАБОТАННЫХ МЕТОДОВ

Описаны две автоматизированные подсистемы, позволяющие быстро оценивать по показателям статического и динамического качеств проектные варианты станочных конструкций. Программное обеспечение для обеих подсистем написано на языке «Си». Операционная среда - MS DOS версии 6.22 и выше. Объем рабочих модулей первой из описанных ниже подсистем занимает 150 Кбайт, второй, - 300 Кбайт.

Подсистема моделирования, дискретизации и статического расчета станочных конструкций

В этой подсистеме программно реализован метод автора, описанный в 4 - ой главе, и часть метода, описанного в 1 - ой главе диссертации.

Подсистема позволяет рассчитывать конструкции с различной степенью их детализации. Это обеспечивает учет податливости болтов, контактной податливости клиньев, шпонок, отжатый планок и др. При моделировании и расчете все конструктивные элементы считаются абсолютно твердыми телами. При необходимости каждое из них может быть представлено группой связанных пружинами тел. Расчеты выполняются при учете эмпирических законов контактного взаимодействия твердых шероховатых тел в нормальном и тангенциальном направлениях. По желанию пользователя эти законы могут быть учтены как в нелинейном, так и линеаризованном видах.

В результате автоматизированного расчета определяются: значения и распределения по поверхностям соединений контактных давлений, касательных напряжений, сил трения, а также нормальных и касательных перемещений; средние давления; тяговые силы приводов подач; абсолютные и относительные перемещения заданных точек конструкции, в том числе и перемещения тел, приведенные в зону резания; энергии деформаций соединений; координаты точек сосредоточения, коэффициенты жесткости и направляющие косинусы осей пружин, полученных в результате дискретизации стыков; главные векторы и главные моменты систем распределенных реактивных сил в каждом соединении. Заметим, что две последние возможности подсистемы следует рассматривать как препроцессорные, если иметь ввиду последующий динамический расчет конструкций или их конечно-элементный анализ.

С помощью созданной подсистемы можно выполнить анализ чувствительности выходных характеристик рассчитываемого объекта к изменению

его конструктивных параметров.

Перечисленные выше функции позволяют рассчитывать рабочие поля несущих конструкций станков и делать оценку точности взаимных расположений и перемещений их узлов.

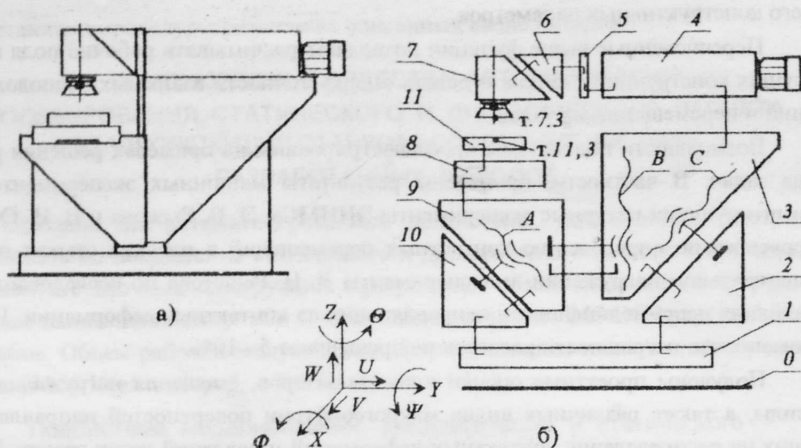
Возможности подсистемы проиллюстрированы на примерах решения ряда задач. В частности, приведены результаты машинных экспериментов, имитирующих натурные эксперименты ЭНИМСа, Э. В. Рыжова и В. И. Островского по определению контактных перемещений в плоских стыках при центральном нагружении, и эксперименты Д. Н. Решетова по исследованию влияния непрямолинейности направляющих на контактные деформации. Показано, что погрешности расчетов не превышают 5 - 10%.

Получены проектные оценки влияния зазоров, смещения нагружающей силы, а также различных видов макрогеометрии поверхностей направляющих на распределения контактных деформаций и давлений на их гранях. По данному машинному эксперименту сделан вывод о том, что в направляющих с одинаковыми размерами при одинаковой внешней нагрузке в зависимости от вида макронеровностей средние давления могут отличаться не более, чем на 10%. При этом их контактная жесткость может отличаться в 5 раз, а максимальные давления - в 14 раз. Это свидетельствует о том, что технологические факторы и стабильность производства деталей выпускаемых станков играют важную роль в обеспечении их выходных характеристик.

Для сравнения эффективности функционирования подсистемы в неоптимизационном и оптимизационном режимах часть описанных выше задач была решена оптимизационным путем. Результаты сравнения свидетельствуют о том, что время, затраченное на решения, в обоих случаях имеет один порядок. При этом на решение оптимизационным путем процедур, как правило, затрачивается в 3 - 4 раза больше.

Созданная подсистема может служить эффективным инструментом получения проектных оценок статического качества конструктивных вариантов станков, отличающихся повышенной сложностью. В качестве такого примера для одного из вариантов несущей конструкции фрезерного станка нетрадиционной компоновки (рис. 3,а,б) приведены результаты решения ряда важных вопросов, включающих:

- выбор целесообразного расположения ходовых винтов передвижения подвижных узлов и определения тяговых сил (рис. 3,в);
- оценку перемещений корпусных деталей, приведенных в зону резания;
- определение распределений по контактным поверхностям соединений контактных давлений, касательных напряжений и перемещений;



№	Наличие ходовых винтов	Движение		Тяговая сила, кН			ΣF_i , кН ($i=A, B, C$)	K_i	ΣK_i	ΣF , кН	K_2
		консоли	стойки	F_A	F_B	F_C					
1	A, B	↖	↙	4,40	4,31		8,71	2	6	23,74	4
		↘	↗	5,41	9,62		15,03	4			
2	B	↖	↙		7,87		7,87	1	2	19,73	1
		↘	↗		11,86		11,86	1			
3	B, C	↖	↙		6,38	3,45	9,83	4	6	22,28	2
		↘	↗		6,48	5,97	12,45	2			
4	A, B, C	↖	↙	4,09	3,85	1,63	9,57	3	6	23,56	3
		↘	↗	2,75	5,76	5,48	13,99	3			
5	A, C	↖	↙	7,17		4,76	11,93	5	10	28,90	5
		↘	↗	7,02		9,95	16,97	5			
6	A	↖	↙	Заклинивание							
		↘	↗	29,3			29,3				
7	C	↖	↙			18,2	18,2				
		↘	↗	Заклинивание							

в)

Рис. 3. Общий вид (а), расчетная схема (б) и таблица (в) проектных оценок вариантов несущей конструкции фрезерного станка, отличающихся числом и расположением ходовых винтов: 0 - пол цеха, 1 - основание, 2 и 10 - тумбы, 3 - стойка, 4 - ползун, 5 - плита, 6 - корпус, 7 - головка, 8 - консоль, 11 - деталь; K_1 и K_2 - приоритеты

- оценку распределений энергии деформаций по соединениям корпусных деталей станка;
- выявление наиболее ослабленных соединений;
- вычисление сил реакций в соединениях для последующего конечно-элементного расчета корпусных деталей и др.

Заметим, что все задачи по этому станку были решены при введении 2418 сеточных элементов. Их количество на поверхностях соединений колебалось от 32 до 420. Время решения отдельных задач на ПЭВМ на базе 486-го микропроцессора с тактовой частотой 66 МГц составляло 1 – 4 мин при числе итераций, не превышающем, как правило, 100.

Функциональные возможности созданной подсистемы позволяют получать трехмерные изображения эпюр распределения по поверхностям соединений контактных давлений, касательных напряжений и перемещений. Такие эпюры для рассмотренной несущей конструкции приведены в конце раздела 5.1 диссертации. Подобные данные необходимы для выполнения прочностных расчетов, а также расчетов износа и долговечности соединений.

Завершая описание возможностей первой подсистемы, отметим, что получаемая с её помощью информация дает достаточно глубокое представление о напряженно-деформированном состоянии соединений корпусных деталей исследуемой конструкции. При проектировании это облегчает сравнение ее вариантов и выбор наиболее рационального варианта.

Подсистема САПР для моделирования, расчета и анализа собственных и вынужденных колебаний станков

В этой подсистеме программно реализован метод автора, описанный в 1-й главе диссертации.

Объектами моделирования и расчета могут быть приводы главного движения, приводы подач, несущие конструкции станков и их подконструкции, а также более сложные объекты в виде комбинаций выше перечисленных. Расчетные схемы объектов представляются системами твердых тел, связанных линейными дискретными пружинами и демпферами. Структуры объектов могут быть любыми. Поскольку подсистема ориентирована на эксплуатацию на ранних этапах проектирования, все расчеты выполняются при модальном демпфировании.

Функциональные возможности подсистемы обеспечивают: проведение в течение одного сеанса расчетов нескольких объектов или вариантов одного объекта; ввод, просмотр, корректировку и распечатывание исходных данных; конструирование математических моделей объектов в обобщенных и главных координатах; расчет собственных частот и форм колебаний; анализ собст-

венных форм колебаний с целью выявления чувствительных конструктивных элементов, оказывающих наибольшее влияние на проявление тех или иных форм, отстройку собственных частот от запрещенных диапазонов частот (что особенно важно для станков специального назначения); расчет вынужденных колебаний при гармонических и полигармонических кинематических возмущениях; расчет частотных характеристик; расчет вынужденных колебаний при произвольных детерминированных силовых возмущениях (в том числе и нелинейных, действующих со стороны процесса резания); расчет переходных процессов при импульсных и внезапно приложенных статических нагрузках; расчет перемещений любых точек объектов под действием статических нагрузок (в отличие от первой подсистемы здесь расчет производится в окрестности состояния статического равновесия); анализ чувствительности статических перемещений выбранных точек конструкции к изменению жесткости соединений; проведение модального анализа конструкций при всех указанных выше видах возмущений; изменение во время сеанса работы точек наблюдения, точек приложения нагрузок и самих нагрузок; получение абсолютных и относительных перемещений, скоростей и ускорений выбранных точек конструкции при всех видах нагрузок и возмущений.

В разделе 5.2 освещены основные концепции разработки подсистемы и достаточно подробно описаны её структура и возможности. Она состоит из шести блоков: ввода данных, конструирования математических моделей объекта, расчета и анализа собственных колебаний, отстройки собственных частот, расчета вынужденных колебаний и блока статических расчетов.

Функционирование подсистемы в различных режимах работы показано на примере моделирования и анализа одного из конструктивных вариантов несущей конструкции одностоечного продольно-фрезерного станка, выполненных на стадии проектирования с целью выявления путей улучшения его статического и динамического качеств. Общий вид и расчетная схема несущей конструкции станка приведены на рис. 4. На расчетной схеме конструкция представлена системой, имеющей 48 степеней свободы и состоящей из 8-ми твердых тел. В качестве последних приняты базовые узлы станка. Поскольку демпфирование принято модальным, их соединения имитированы наборами пружин с различной пространственной ориентацией.

С учетом накопленного опыта в эксплуатации подсистемы машинные эксперименты были поставлены в следующей последовательности. Вначале для оценки уровня колебаний и величины статических отжатий был выполнен расчет вынужденных колебаний при фрезеровании деталей - представителей на станке с начальным вариантом конструктивного исполнения несущей конструкции (кривые 1 на рис. 5 справа). Далее были рассчитаны её амплитудно-частотные характеристики. В результате было установлено, что ко-

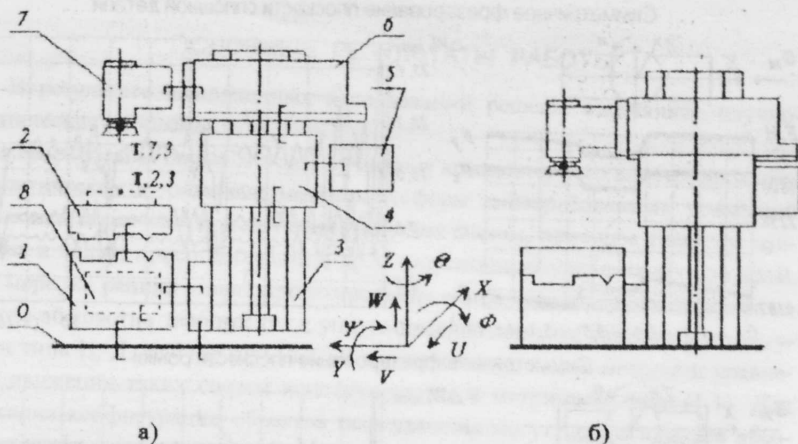
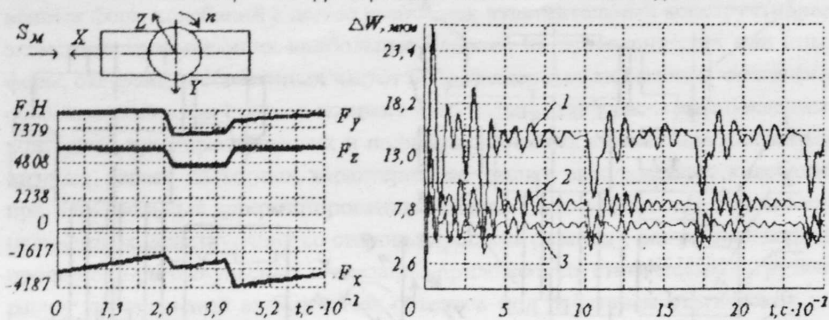


Рис. 4. Расчетная схема (а) и общий вид (б) несущей конструкции одно-стоечного продольно-фрезерного станка: 0 - пол цеха, 1 - станина, 2 - стол с деталью, 3 - стойка, 4 - салазки, 5 - редуктор, 6 - ползун, 7 - головка, 8 - коробка подач

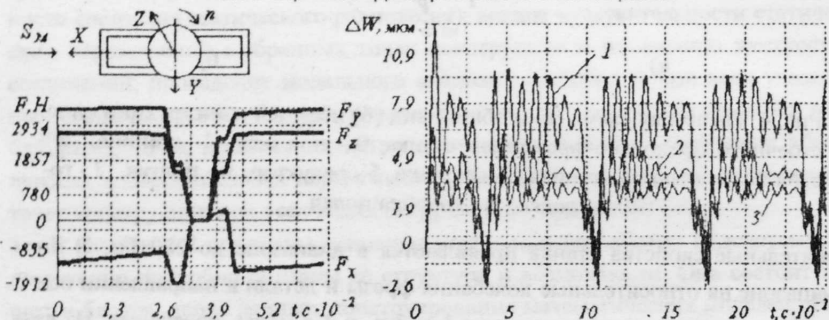
лебательные свойства станка проявляются в диапазоне до 280 Гц. В этом диапазоне на относительные колебания фрезы и детали в направлении оси Z доминирующее влияние оказывают 1-я, 3-я и 4-я моды колебаний. Из анализа распределения энергий и самих деформаций по соединениям на этих модах был сделан вывод о том, что наиболее эффективным путем снижения уровня колебаний и статических отжатий фрезы относительно детали в вертикальном направлении является увеличение в этом же направлении жесткости соединения «стойка - салазки» (3-4), т.е. механизма перемещения салазок. Подтверждением правильности сделанного вывода служат кривые 2, 3 на рис. 5, а также амплитудно-частотные характеристики, которые здесь не приводятся.

В конце главы 5 приведены результаты, полученные при функционировании подсистемы в режимах отстройки собственных частот, расчета переходных процессов и статического расчета. Приведены также результаты использования данной подсистемы для проектной оценки вынужденных колебаний станков, вызываемых действием различных факторов: сил резания, дебалансных возмущений вращающихся деталей приводов, кинематических возмущений со стороны фундаментов станков или полов цеха.

Симметричное фрезерование плоскости сплошной детали



Симметричное фрезерование плоскости рамки



Несимметричное фрезерование плоскости рамки

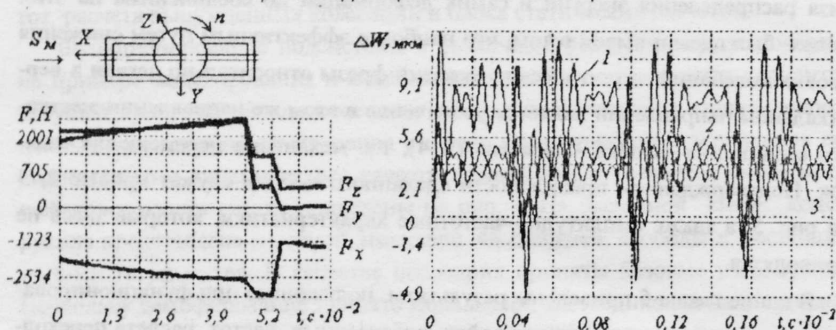


Рис. 5. Проектная оценка влияния изменения жесткости соединения "стойка - салазки" на поведение станка при различных видах обработки: слева схема обработки и составляющие силы фрезерования, справа - относительные перемещения (ΔW) между фрезой и деталью; кривая 1 - для начального варианта конструкции, 2 - при увеличении указанной жесткости в 2 раза, 3 - в 3 раза

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

В результате выполненных исследований решены следующие научно-технические проблемы.

1. Разработаны новые методы ручного и компьютерного конструирования аналитических и числовых матричных форм линеаризованных уравнений динамики станочных конструкций (несущих систем, приводов главного движения и подач, приспособлений и др.), допускающих идеализацию, по крайней мере, на ранних этапах проектирования в виде многомерных дискретных систем абсолютно твердых тел с упруго-диссипативными связями и структурами типа Ц, Д, НСГ(ц) или ПСГ. В соответствии с этими методами уравнения движения таких систем конструируются в матричном виде (1.1). Для описания конфигурации объектов исследования могут использоваться абсолютные или относительные обобщенные координаты.

Разработанные технологии конструирования уравнений движения исключают выполнение стандартных процедур, присущих формализму классических методов механики. Процесс получения уравнений движения математических моделей объектов сводится к прямому конструированию матриц, входящих в (1.1), из типовых блоков, сформированных на основе информации о структуре и параметрах моделируемого объекта. Процедуры конструирования просты, и не требуют от пользователя знаний вариационных принципов механики. В силу отмеченных обстоятельств разработанные методы легко доступны как для заводских инженеров-расчетчиков, применяющих для получения моделей проектируемых объектов либо «ручную» технологию, либо системы аналитических вычислений, так и для инженеров-разработчиков подсистем автоматизированного моделирования САПР.

Разработанные методы высокоэффективны. При их «ручном» применении время получения моделей объектов относительно невысокой сложности сокращается в десятки и сотни раз в сравнении со временем получения моделей с использованием аппарата уравнений Лагранжа второго рода. По мере возрастания степени сложности объектов эффективность применения методов увеличивается. Опыт компьютерного конструирования моделей несущих конструкций и приводов главного движения фрезерных станков, идеализируемых системами с числом степеней свободы порядка 50-80, показывает, что время их получения на ПЭВМ РС/АТ, как правило, не превышает 1-1,5 с.

2. Разработан новый численный метод дискретизации и статического расчета нелинейных многоконтактных станочных систем с плоскими стыками. Объектами расчета могут быть плоские стыки, затянутые фланцевые соединения, направляющие скольжения произвольного профиля, а также несущие

щие конструкции станков и их подконструкции, корпусные детали которых связаны соединениями указанного типа. Перечисленные объекты могут иметь любое конечное число плоских стыков, в том числе и содержащих зазоры и натяги. Ограничений на топологию, а также микро и макрогеометрию плоских поверхностей не накладывается. В идеализации объекты представляются системами абсолютно твердых тел, связанных распределенными нелинейно-деформируемыми контактами. В общем случае структура таких систем может быть произвольной. При отработке метода контактные свойства поверхностных слоев имитируются группами сосредоточенных пружин. Их параметры подбираются в ходе решения задачи в соответствии с разработанными алгоритмами. Моделирование контактов осуществляется на каждой итерации. При этом обеспечивается согласованное, определяемое заданными эмпирическими законами контактного взаимодействия, взаимно-однозначное соответствие между контактными деформациями, давлениями и касательными напряжениями.

Результатом отработки метода служат данные статического расчета, характеризующие напряженно-деформированное состояние соединений объекта, а также его механический линеаризованный аналог в виде многомерной системы твердых тел, связанных линейными пружинами. Последние находятся при соблюдении условий идентичности напряженно-деформированных состояний, вызванных действием приложенных сил, и статической эквивалентности в их малой окрестности исходного нелинейного дискретно-распределенного объекта и его линейного аналога.

Разработанный метод является важной методической разработкой для решения проблемы машинной генерации расчетных схем станков для последующих динамических расчетов в условиях многовариантного автоматизированного проектирования.

3. Для решения многоконтактных задач с плоскими стыками разработан оптимизационный подход, использующий часть процедур вышеуказанных методов. При реализации данного подхода за управляемые параметры задачи принимаются компоненты вектора обобщенных координат объекта, определяющие в любой момент времени его конфигурацию, а, следовательно, и контактные деформации соединений. Целевой - минимизируемой функцией задачи служит квадрат длины вектора невязок, равного разности между вектором обобщенных сил объекта и вектором его обобщенных реакций. Для решения задачи накладываются ограничения на изменения компонент вектора обобщенных координат и вектора невязок.

4. На базе разработанных автором методов, описанных в главах 1 и 4, на Нижегородском заводе фрезерных станков под руководством и при участии автора созданы две компьютерные подсистемы, предназначенные для много-

вариантного анализа статических и динамических качеств конструкций станков на ранних этапах проектирования.

Использование созданных подсистем существенно расширяет круг задач, подлежащих оперативному решению при проектировании.

Особо следует отметить два обстоятельства. Во-первых, с помощью первой из подсистем обеспечивается возможность численного решения класса многоконтактных задач при больших площадях контакта (превышающих $30 - 50 \text{ см}^2$), наличии макрогеометрии на контактных поверхностях и зазоров в соединениях. Во-вторых, использование другой подсистемы позволяет решать практически важные задачи о колебаниях несущих конструкций и приводов станков при детерминированных возмущениях произвольного вида, включая нелинейные возмущения от сил резания и кинематические возмущения, передающиеся от полов цехов и фундаментов станков.

Опыт эксплуатации созданных подсистем свидетельствует о том, что их внедрение в практику проектирования предоставляет возможности:

- сокращения сроков создания конкурентоспособных моделей станков за счет проведения многоаспектных машинных экспериментов над математическими моделями их различных конструктивных вариантов;
- автоматизации процессов анализа и поиска путей совершенствования как создаваемых, так и существующих станков;
- синтеза конструкций станков с наперед заданными характеристиками качества;
- существенного сокращения времени и экономических затрат на доводку опытных образцов за счет замены большей части натурных испытаний создаваемых станков машинными экспериментами над их математическими моделями, обеспечивающими получение результатов имитации проверочных процедур приемки-сдачи.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Содержит акт внедрения на Нижегородском заводе фрезерных станков (ОАО «ЗеФС») двух подсистем САПР, созданных на базе разработанных Г. В. Масловым методов компьютерного конструирования дискретных моделей механики станков.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах.

1. Маслов Г. В. Об общих закономерностях в динамическом поведении несущих систем консольных вертикально-фрезерных станков // Динамика систем: Межвуз. сб. - Горький: Горьк. ун-т. - 1975. - Вып. 5. - С. 109-117.

2. Маслов Г. В. О построении математических моделей, описывающих

камертонные формы колебаний несущих систем консольных вертикально-фрезерных станков // Динамика систем: Межвуз. сб. - Горький: Горьк. ун-т.- 1975.- Вып. 7.- С. 117-127.

3. Городецкий Ю. И., Маслов Г. В. Колебания несущих систем консольных вертикально-фрезерных станков и их математическая модель // Динамика систем. Оптимизация и адаптация: Межвуз. сб. - Горький: Горьк. ун-т.- 1978.- Вып. 14.- С. 178-199.

4. Городецкий Ю. И., Маслов Г. В. Определение путей снижения уровня колебаний несущих систем консольных вертикально - фрезерных станков // Динамика систем. Математические методы теории колебаний: Межвуз. сб.- Горький: Горьк. ун-т. - 1979. - С. 187- 202.

5. Городецкий Ю. И., Маслов Г. В. Повышение динамических качеств вертикальных консольно-фрезерных станков // Актуальные проблемы проектирования и эффективной эксплуатации металлорежущих станков и их комплексов в машиностроении: Материалы зон. конф. - Уфа, 1980.- С. 98 - 99.

6. Городецкий Ю. И., Маслов Г. В. Повышение динамической жесткости несущих систем консольных вертикально - фрезерных станков // Изв. ВУЗов. Машиностроение.- 1981.- № 2.- С. 126-128.

7. Ануфриева Н. Ю., Маслов Г. В. Автоматизация расчета геометрии масс в задачах динамики сложных тел / НИИ прикл. мат. и кибернетики при Горьк. ун-те. - Горький, 1986.- 9 с.- Деп. в ВИНТИ 10.06.86, № 4227- В86.

8. Маслов Г. В., Трубин В. Е.. Автоматизация построения на ЭВМ динамических моделей компоновок в задачах САПР металлорежущих станков // Динамика станочных систем гибких автоматизированных производств: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Тольятти, 1988.- С. 123 - 124.

9. Ануфриева Н. Ю., Галкин А. П., Маслов Г. В. Расчет инерционных параметров сложного тела // Алгоритмы и программы: Инф. бюл. ВНТИЦ.- 1988.- № 5.- реф. № 50870001342.

10. Ануфриева Н. Ю., Галкин А. П., Маслов Г. В. Расчет инерционных параметров сложного тела на СМ ЭВМ в диалоговом режиме // Алгоритмы и программы: Инф. бюл. ВНТИЦ.- 1989.- № 1.- реф. № 50880000566.

11. Маслов Г. В., Трубин В. Е. Проблемы автоматизированного проектирования компоновок несущих конструкций специальных фрезерных станков // Аналитические преобразования на ЭВМ в автоматизации научно-исследовательских работ: Тез. докл. Всесоюз. конф.- Вильнюс, 1990.- С. 26.

12. Маслов Г. В. К вопросу моделирования динамики машин со сложной структурой // Динамика станочных систем гибких автоматизированных производств: Тез. докл. IV РНТК.- Н. Новгород, 1992. - С. 60.

13. Маслов Г. В., Стерлин А. М., Трубин В. Е. Подсистема САПР для мо-

делирования, статического и динамического анализа станочных систем // Динамика станочных систем гибких автоматизированных производств: Тез. докл. IV РНТК.-Н. Новгород, 1992. - С. 60-61.

14. Маслов Г. В., Трубин В. Е. Специфика задач динамики при создании интегрированных САПР фрезерных станков // Динамика станочных систем гибких автоматизированных производств: Тез. докл. IV РНТК.- Н. Новгород, 1992. - С. 61.

15. Маслов Г. В. Проблемно-ориентированные методы автоматизации моделирования металлорежущих станков // Нелинейные колебания механических систем: Тез. докл. III РНТК по нелинейным колебаниям механических систем. - Н. Новгород, 1993.- С. 133.

16. Маслов Г. В. Численный метод решения многоконтактных задач статического расчета несущих конструкций машин / Нижегород. гос. техн. ун - т.- Н. Новгород, 1994.- 22 с. - Деп. в ВИНТИ 15.06.94, № 1463 - В94.

17. Маслов Г. В. Построение линейных динамических моделей машин / Нижегород. гос. техн. ун -т. - Н. Новгород, 1994.- 13 с. - Деп. в ВИНТИ 22.06.94, № 1818 - В95.

18. Маслов Г. В. К вопросу автоматизации моделирования металлорежущих станков на ранних этапах проектирования // Математическое моделирование и оптимальное управление: Межвуз. сб. науч. тр. / Под ред. Р. Г. Стронгина. - Н. Новгород: Нижегород. ун-т., 1996.- С. 172-179.

19. Маслов Г. В. Компьютерный метод построения дискретных динамических моделей машин одного класса // Изв. ВУЗов. Машиностроение. - 1996.- № 7-9.- С. 13-20.

20. Маслов Г. В., Ершов А. А. Получение проектных оценок влияния нелинейных свойств соединений корпусных деталей на колебания фрезерных станков // Нелинейные колебания механических систем: Тез. докл. IV РНТК по нелинейным колебаниям механических систем.- Н. Новгород, 1996.- С. 103.

21. Маслов Г. В. Автоматизация построения дискретных расчетных схем несущих конструкций металлорежущих станков // КОГРАФ - 96: Тез. Междунар. конф. по компьютерной графике. - Н. Новгород, 1996.- С. 108.

22. Маслов Г. В., Стерлин А. М., Трубин В. Е. Подсистема автоматизации моделирования и анализа механических конструкций // КОГРАФ - 96: Тез. Междунар. конф. по компьютерной графике. - Н. Новгород, 1996.- С. 110.

23. Маслов Г. В. Методы блочного компьютерного конструирования матричных форм уравнений малых колебаний станочных конструкций // V Междунар. конф. по динамике технологических систем: Тез. докл. В 2 т. - Ростов - на - Дону, 1997.- Т 1.- С.50-51.

24. Маслов Г. В. Метод получения уравнений малых колебаний сложных систем абсолютно твердых тел с большим числом степеней свободы // Проблемы машиноведения: Тез. докл. РНТК, посвящ. 10-летию Нф ИМАШ РАН.- Н. Новгород, 1997.- С. 31.

25. Маслов Г. В. Дискретизация соединений в многоконтактных соединениях одного класса // Проблемы машиноведения: Тез. докл. РНТК, посвящ. 10-летию Нф ИМАШ РАН.- Н. Новгород, 1997.- С. 115.

26. Маслов Г. В., Стерлин А. М. Оптимизационный подход к решению многоконтактных задач // Прикладные проблемы прочности и пластичности. Анализ и оптимизация: Материалы Междунар. конф. «Проблемы оптимизации в механике деформируемого твердого тела», г. Н. Новгород, 16-20 октября 1995 г.- М., 1997.- С. 143-147.

27. Маслов Г. В. Инженерный метод получения динамической модели станка // Проектирование технологических машин: Сб. науч. тр. / Под ред. А. В. Пуша.- М.: МГТУ «СТАНКИН», 1998.- Вып. 11.- С. 7 - 16.

28. Маслов Г. В., Трубин В. Е. Оценка динамического качества станков в условиях автоматизированного проектирования // Нелинейные колебания механических систем: Тез. докл. V Междунар. конф. по нелинейным колебаниям механических систем. - Н. Новгород, 1999.- С. 149.