

О ПРИМЕНЕНИИ МЕТОДОВ ОПТИМИЗАЦИИ В ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЯЖЕЛЫХ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ

*В.Г. АТАПИН, доктор техн. наук, профессор
(НГТУ, г. Новосибирск)*

Поступила 10 марта 2013 г.

Рецензирование 23 июля 2013 г.

Принята к печати 25 августа 2013 г.

Атапин В.Г. – 630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20,
Новосибирский государственный технический университет,
e-mail: metal_working@mail.ru

Представлены результаты по применению интегрированной работы метода конечных элементов и методов оптимизации при проектировании тяжелых многоцелевых станков с массой несколько сотен тонн. Обоснован выбор массы несущих конструкций этих станков в качестве целевой функции в задаче оптимизации. Ограничения в задаче оптимального проектирования несущих конструкций формулируются на основе анализа возможных видов нарушения их работоспособности (прочность, жесткость, устойчивость, резонансные явления). Для решения задачи оптимизации применяется метод штрафных функций. Решение задачи получается безусловной минимизацией целевой функции методом Давидона-Флетчера-Пауэлла (ДФП). В свою очередь, метод ДФП использует при одномерном поиске кубическую интерполяцию. Используется авторское программное обеспечение, эффективность которого подтверждена при решении известных в литературе функций, имеющих точное решение. Рассмотрена оптимизация паллеты несущей системы тяжелого поворотного-подвижного стола, входящего в состав многоцелевого станка массой 380 т, для случаев детерминированной и вероятностной моделей. В результате оптимального проектирования в случае детерминированной модели масса паллеты снижена на 35,5 % по сравнению с серийным вариантом. Оценка влияния ограничений задачи оптимизации на переменные проектирования подтверждает значимость критерия жесткости по отношению к другим критериям. Расчет по вероятностной модели позволяет уменьшить массу конструкции на 27 % в сравнении с детерминированной моделью при сохранении работоспособности. Учет собственной жесткости обрабатываемой детали на основе представительской корпусной детали минимальной жесткости приводит к снижению массы паллеты на 22,3 % в сравнении с детерминированной моделью.

Ключевые слова: многоцелевой станок, несущие конструкции, проектирование, метод конечных элементов, методы оптимизации.

Введение

Основные параметры качества станка, как известно, закладываются на стадии проектирования. Рассмотрим сравнительный анализ технических характеристик ряда многоцелевых станков сверлильно-фрезерно-расточной группы, которые в той или иной мере отражают качество их проектирования. На рис. 1 показаны результаты анализа технических характеристик станков, приведенных в [1], которые показывают, что при практически одинаковых технических характеристиках станки существенно различаются по массе. На рис. 2 приведены результаты анализа характеристик двух отечественных станков – ИР1400ПМ1Ф4 (Ивановский завод тяжелого станкостроения) и ЛР500ПМФ4М (Ленинградский станкостроительный завод им. Я.М. Свердлова) [1]. Видно, что станок ЛР500ПМФ4М, обладая более высокими техническими характеристиками по сравнению со

станком ИР1400ПМ1Ф4, имеет в 2,8 раза меньшую массу. Таким образом, проведенный анализ технических характеристик многоцелевых станков показал, что станки одного класса точности имеют существенное различие по массе.

Несущие конструкции (базовые детали) по массе составляют 80–85 % от массы станка. Следовательно, технико-экономические показатели станка в большой мере определяются качеством проектирования несущих конструкций. Проектирование несущих конструкций (стойка, корпус шпиндельной бабки, станина и др.) связано с поиском компромиссного решения между противоречивыми требованиями [2]: создание конструкций жестких, но имеющих малую массу; простых по конфигурации, но обеспечивающих высокую точность; дающих экономию металла, но учитывающих возможности литейной технологии при проектировании литых конструкций и возможности технологии сварных конструкций.

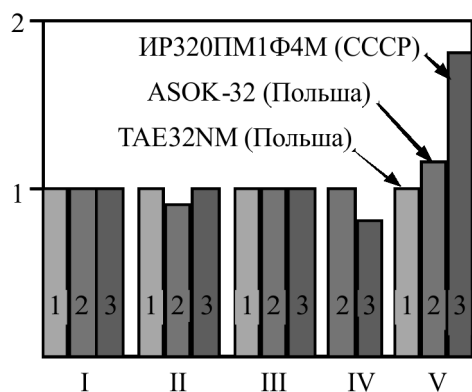


Рис. 1. Показатели (в условных единицах) станков по отношению к соответствующим показателям станка TAE32NM [1]:

I – ширина стола; II – частота вращения шпинделя; III – перемещение шпиндельной бабки; IV – перемещение стойки; V – масса станка

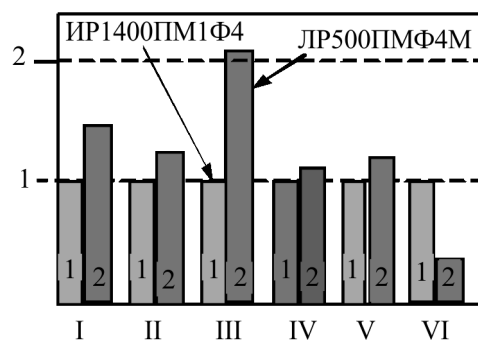


Рис. 2. Показатели (в условных единицах) станка LP500PMΦ4M по отношению к показателям станка IP1400PM1Φ4 [1]:

I – ширина стола; II – частота вращения шпинделя; III – перемещение шпиндельной бабки; IV – продольное перемещение стола; V – поперечное перемещение стола; VI – масса станка

За последние десятилетия в станкостроении при проектировании несущих конструкций широко применяется метод конечных элементов (МКЭ). В станкостроении МКЭ активно используется для статического и динамического анализа конструкций заданной геометрии [3–7]. Картины деформированного состояния, полученные расчетом МКЭ и экспериментом, качественно совпадают, количественные расхождения не превышают 16 % [5]. Однако в своей настоящей форме данный анализ используется лишь для идентификации технической задачи, но мало помогает конструктору в достижении действительно оптимальной конструкции, а также в определении способов модификации проекта с целью совершенствования рассматриваемых характеристик [8]. Лучшая конструкция выбирается на основе просчета МКЭ нескольких возможных вариантов. Однако в этом случае количество рассматриваемых вариантов ограничивается возможностью конструктора и значительно меньше общего числа вариантов, отвечающих всем сочетаниям варьируемых параметров. Поэтому вариант, признанный лучшим, является таковым не в абсолютном смысле, а лишь по сравнению с небольшим числом других рассмотренных вариантов.

Перспективные шаги в направлении рационального проектирования несущих конструкций станков связаны с использованием МКЭ в сочетании с методами одно- и многокритериальной оптимизации. Отметим следующие постановки задач оптимизации, встречающиеся в практике проектирования станков.

1. Минимизируется масса конструкции (станины токарного и фрезерного станков, траверса и колонна радиально-сверлильного станка) при выполнении ограничений по прочности, жесткости, низшим частотам собственных колебаний и устойчивости авто-

колебаний [9,10]. Расчетные схемы конструкций формируются по схеме МКЭ с использованием балочных элементов, задача оптимизации решается с помощью метода штрафных функций. При решении задач данного типа достигается снижение массы до 20 %.

2. Минимизируется стоимость изготовления (включается стоимость материала, сварки и механической обработки) несущих конструкций при ограничениях на точность и производительность механической обработки и на локальные деформации элементов конструкции [11]. В работе предложен многоэтапный метод проектирования, использующий упрощенные модели несущей системы (балочные элементы коробчатого типа) и включающий три этапа: упрощение конструкции, оптимизация и реализация. На последнем этапе определяются реальные формы и размеры несущих конструкций и методы их механической обработки. При решении задач оптимизации используется метод штрафных функций.

3. В работах [12, 13] рассматривается подход к параметрической оптимизации несущих конструкций на основе некоторого обобщенного критерия с весовыми коэффициентами. Стойка моделируется стержнем коробчатого прямоугольного поперечного сечения без перегородок. Основная трудность в применении данного подхода заключается в сложности определения весовых коэффициентов.

4. При решении задач многокритериальной оптимизации успешно применяется метод ЛП-поиск [14]. Однако применение этого метода сопровождается значительными затратами машинного времени. В работе [15] для оптимизации несущих конструкций одностоечного токарно-карусельного станка использован анализ чувствительности; здесь получены варианты стойки с уменьшенной массой (на 10 %) и податливостью в зоне обработки (более чем в два раза).

Подводя итог, можно отметить, что в станкостроении направление, связанное с интегрированной работой МКЭ и методов оптимизации, требует дополнительных исследований, особенно для тяжелых и уникальных станков, отличающихся большими габаритами и массой. Это связано, во-первых, со сложностью задачи – большая размерность системы, экспоненциальный рост объема вычислений при увеличении числа переменных проектирования, отсутствие объективной достоверности значений весовых коэффициентов в целевой функции, невозможность использования простых балочных конечных элементов при моделировании конструкций. Во-вторых, изменение в процессе оптимального поиска переменных проектирования (как правило, это геометрические параметры конструкции) требует, чтобы дискретизация конструкции была проделана заново на каждом шаге. При этом МКЭ требует полной смены сетки первоначальной области для новой развивающейся области, что существенно затрудняет оптимальный поиск.

За последние десятилетия широкое распространение получили многоцелевые станки (МС) колонкового типа (рис. 3) вследствие технологической способности обрабатывать деталь со всех сторон. Поворот детали в ранних моделях станков осуществлялся цеховым краном, при этом на установку детали для обработки с одной стороны требовалось 0,5...3 ч. В большинстве случаев обработка поверхностей одной стороны детали выполняется за время, меньшее длительности смены, что приводит к насыщенности крановых операций и снижению производительности. Применение поворотного-подвижного стола позволяет устранить указанные недостатки. Деталь устанавливается на поворотную часть (паллету) стола и необходимая точность ее положения

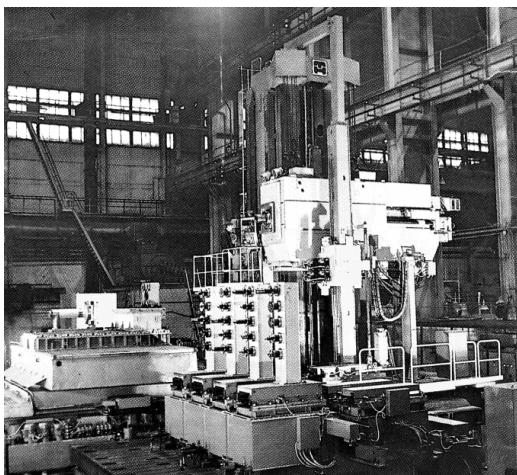


Рис. 3. Тяжелый многоцелевой станок сверлильно-фрезерно-расточной группы с поворотным-подвижным столом для обработки корпусных деталей массой до 200 т

относительно станка обеспечивается разворотом поворотной части.

Целью настоящей работы является рассмотрение перспективных разработок по совершенствованию оптимального проектирования несущих конструкций тяжелого МС для обработки корпусных деталей массой до 200 т (рис. 3). Масса серийного станка равна 380 т, длина, ширина, высота соответственно 21,9×16,5×10,9 м. Структурно МС имеет две не связанные между собой части – собственно станок и поворотный-подвижный стол, размещаемые на едином фундаменте. Это дает возможность на начальном этапе проектирования рассматривать станок и стол раздельно.

1. Теория и методы

1.1. Выбор целевой функции

Основной вопрос при постановке задач оптимизации – выбор целевой функции. В качестве целевой функции могут быть выбраны технико-экономические показатели станка: его производительность, точность обработки, масса, экономические показатели и др. Данные показатели являются конфликтными, так как улучшение одних показателей приводит к ухудшению других. Так, увеличение массы и, следовательно, повышение стоимости могут быть вызваны увеличением жесткости конструкции для получения большей точности и увеличения производительности механической обработки. Задачи такого типа, в которых качество конструкции требуется оценивать и улучшать по нескольким показателям одновременно, являются задачами многокритериальной оптимизации. Однако ранее было показано, что в литературе [9–11] имеются примеры успешного применения однокритериальной оптимизации при проектировании станков. В этой связи исследуем возможные варианты целевой функции на основе анализа технико-экономических показателей станков применительно к проектированию их несущих конструкций.

1. *Производительность механической обработки* чаще всего оценивают объемом металла, снимаемого в единицу времени цикла использования инструмента (объемная производительность):

$$П = V / (T + \tau_{см}), \quad (1)$$

где V – объем припуска, снятого за цикл использования инструмента (мм^3); T – период стойкости инструмента; $\tau_{см}$ – время смены инструмента.

При проектировании несущих конструкций станка, т. е. силовых конструкций, целесообразно использовать $П$, положив $\tau_{см} = 0$, так как время смены ин-



струмента непосредственного влияния на качество силовой конструкции не оказывает. Тогда критерий объемной производительности (1) вырождается в критерий

$$\Pi_1 = bts, \quad (2)$$

где b, t – ширина и глубина резания; s – подача. Оптимизация несущих конструкций в соответствии с критерием (2) связана с достижением максимально возможной подачи, которая непосредственно связана с силами резания. Например, окружная сила резания при фрезеровании определяется по формуле [19]

$$F_z = \frac{10C_p t^x s_z^y b^u z}{D^q n^w} K_{\text{тр}},$$

где C_p, x, y, u, q, w – показатели, берущиеся из справочника; t – глубина резания, мм; s_z – подача на зуб, мм; b – ширина обработки, мм; z – число зубьев фрезы; D – диаметр фрезы, мм; n – частота вращения инструмента, об/мин; $K_{\text{тр}}$ – коэффициент.

Следовательно, критерий (2) участвует в проектировании несущих конструкций станка через силы резания, которые являются для них внешней нагрузкой.

2. *Точность обработки* изделий в основном определяется точностью станка. Все ошибки станка, влияющие на погрешность обработки, условно разделяют на несколько групп [20], из которых при оптимальном проектировании несущих конструкций интерес представляют следующие:

- *жесткость* станка несущих конструкций определяется отношением силы F к соответствующей упругой деформации δ в том же направлении

$$j = F / \delta, \quad (3)$$

оптимизация несущих конструкций в соответствии с критерием (3) связана с достижением максимально возможной жесткости;

- *виброустойчивость* (динамическое качество) станка определяет его способность сопротивляться возникновению колебаний, снижающих точность и производительность станка; оптимизация несущих конструкций здесь связана с достижением максимально возможной виброустойчивости станка, что, в свою очередь, возможно при варьировании собственной жесткости элементов конструкции, т. е. существует связь с критерием (3).

3. *Масса* (или *вес*) является одной из основных характеристик конструкции, поэтому в большинстве работ по оптимальному проектированию этот показатель либо рассматривается в качестве целевой функции, либо фигурирует среди других принимаемых ограничений. Масса конструкции характеризует как

расход материалов, необходимых для ее создания, так и некоторые эксплуатационные свойства. Кроме того, затраты на материал, изготовление и транспортировку зависят также от массы конструкции.

В настоящей работе рассматривается масса конструкции, под которой понимается сумма масс, определенных на всей области V , состоящей из n элементов (ρ_i – плотность материала):

$$M = \sum_{i=1}^n m_i, \quad m_i = \rho_i \int_V dV. \quad (4)$$

Оптимальное проектирование несущих конструкций станка по критерию (4) связано с достижением минимально возможной массы конструкции. Для обеспечения последнего необходимо решить задачу об оптимальном распределении материала по конструкции.

4. *Условия прочности*, как и условия жесткости конструкции, относятся к основным ограничениям в оптимальном проектировании. Критерий прочности может быть записан в виде функции главных напряжений $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$:

$$\sigma_{\text{экв}}(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) \leq [\sigma], \quad (5)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентное напряжение; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

С учетом критерия (5) наиболее часто решается задача минимизации массы конструкции при ограничении по прочности.

5. *Местная устойчивость*. При оптимальном проектировании тонкостенных конструкций, в частности несущих конструкций станка, возможно явление потери устойчивости на локальном участке деформируемой конструкции типа выпучивания. Задача устойчивости рассматривается в эйлеровой постановке и состоит в отыскании минимальной величины критического параметра внешнего воздействия $\{F_{\text{кр}}^{(j)}\}$ на j -ю подконструкцию. Условие устойчивости записывается в форме

$$F_j \leq \min \{F_{\text{кр}}^{(j)}\}, \quad (6)$$

где F_j – параметр внешнего воздействия на j -ю подконструкцию.

При оптимальном проектировании конструкций наиболее часто решается задача минимизации массы при ограничении на местную устойчивость.

6. *Экономические показатели*. Такими показателями могут быть валовые капитальные затраты, прибыль, отношение затрат к прибыли, начальная стоимость (стоимость материала и изготовления) и др. Однако при выборе целевой функции следует иметь в виду то обстоятельство, что экономические показатели косвенно учитываются через другие критерии, например массу, производительность. Уменьшению, например стоимости изготовления станка, способ-

стствует упрощение конструкции его элементов, являющееся следствием оптимального проектирования.

Из рассмотренных критериев в настоящей работе в качестве целевой функции принята масса конструкции (4). Остальные критерии вводятся в ограничения задачи. В пользу такого подхода говорит следующее:

- в работе рассматриваются вопросы проектирования тяжелых станков, масса которых составляет десятки и сотни тонн, при этом масса несущих конструкций достигает 80–85 % от массы станка;
- на все критерии, за исключением массы, можно назначить допускаемые значения (допускаемое напряжение, допускаемое перемещение и т. д.);
- проведенный ранее анализ технических характеристик серийных многоцелевых станков показал, что станки одной группы и одного класса точности существенно различаются по массе (до ~ 3 раз).

1.2. Математическая модель конструкции

Несущие конструкции МС представляют собой тонкостенные коробчатые структуры прямоугольной формы с ребрами жесткости, перегородками и т. д. Для моделирования геометрии такой конструкции на основе МКЭ используются пластинчатый четырехузловой и стержневой конечные элементы (КЭ). Математическая модель для оптимального проектирования такой конструкции записывается в следующем виде:

$$\text{минимизировать} \quad \Psi_0 = \rho \left(\sum_{i=1}^k V_i + \sum_{j=1}^m V_j \right) \quad (7)$$

при ограничениях:

$$\begin{aligned} \text{на перемещения} \quad & \psi_1 = 1 - \delta/[\delta] \geq 0, \\ \text{напряжения} \quad & \psi_2 = 1 - \sigma_{\text{экв}}/[\sigma] \geq 0, \\ \text{устойчивость} \quad & \psi_3 = 1 - n\sigma/\sigma_{\text{кр}} \geq 0, \\ \text{частоту} \quad & \psi_4 = p_1/[p_1] - 1 \geq 0 \\ \text{переменные} \quad & \\ \text{проектирования} \quad & \psi_5 = V_i \geq 0, \quad i = 1, \dots, k, \\ & \psi_6 = V_j \geq 0, \quad j = 1, \dots, m, \end{aligned}$$

где k, m – число пластинчатых и стержневых КЭ; ρ – плотность материала; V – объем КЭ; $\delta, [\delta]$ – расчетная и допускаемая относительная деформация; $\sigma_{\text{экв}}, [\sigma]$ – эквивалентное и допускаемое напряжения; n – коэффициент запаса на устойчивость; $\sigma, \sigma_{\text{кр}}$ – сжимающее напряжение, действующее в плоскости КЭ, и критическое напряжение; $p_1, [p_1]$ – расчетное и допускаемое значение низшей (первой) собственной частоты.

Переменными проектирования являются толщины t_c стенки корпуса и толщина t_p ребра (при постоянной ширине). Габаритные размеры несущей конструкции (длина, ширина, высота) определяются техническим заданием и здесь не варьируются.

1.3. Методы оптимизации

Задача (7) относится к задаче оптимизации с ограничениями или задаче условной оптимизации. Для решения этой задачи в настоящей работе используется метод штрафных функций [16], в основе которого лежит преобразование условной задачи в задачу без ограничений. Преимущество такого подхода состоит в том, что поиск может осуществляться гораздо более простыми и хорошо разработанными методами безусловной оптимизации. Задача (7) решается методом штрафных функций в форме

$$\varphi = \Psi_0 / \Psi_0^H + r \sum_{i=1}^6 \frac{1}{\psi_i}, \quad (8)$$

где Ψ_0^H – начальная масса несущей конструкции до оптимизации; r – малый положительный параметр. Решение задачи получено безусловной минимизацией функции (8) для убывающей последовательности значений параметра r методом Давидона–Флетчера–Пауэлла [16]. Согласно результатам численных экспериментов [16] три метода – Давидона–Флетчера–Пауэлла (ДФП), Бройдена–Флетчера–Шэнно (БФС) и прямого поиска Пауэлла показывают лучшие результаты в сравнении с другими методами. В настоящей работе используется авторское программное обеспечение, реализующее интегрированную работу МКЭ и методов оптимизации [20]. Для подтверждения адекватности выбранных методов оптимизации и их программной реализации далее приведены тестовые примеры и результаты расчетов.

1. При тестировании метод штрафных функций записывался в форме

$$\varphi(\mathbf{X}, r) = \Psi_0 + r \sum_{j=1}^J \left(\frac{1}{\psi_j} \right),$$

где $\mathbf{X}$ – вектор переменных проектирования; Ψ_0 – целевая функция; r – малый положительный параметр; ψ_j – ограничения задачи. Итерационная процедура вычислительного метода штрафных функций на k -м шаге минимизирует функцию

$$\varphi(\mathbf{X}, r_k) = \Psi_0 + r_k \sum_{j=1}^J \left(\frac{1}{\psi_j} \right)$$

методом Давидона–Флетчера–Пауэлла (ДФП). В свою очередь, метод ДФП использует при одномерном поиске кубическую интерполяцию. Для тестирования метода штрафных функций рассмотрена следующая задача [17], имеющая точное решение (табл. 1):

$$\begin{aligned} \text{минимизировать} \quad & \Psi_0 = (X_1 - 1)(X_1 - 2)(X_1 - 3) + X_3 \\ \text{при ограничениях} \quad & X_1 \geq 0, X_2 \geq 0, X_3 \geq 0, \\ & X_3^2 - X_1^2 - X_2^2 \geq 0, \\ & X_1^2 + X_2^2 + X_3^2 - 4 \geq 0, X_3 \leq 5. \end{aligned}$$

Таблица 1

Результаты тестирования метода штрафных функций (начальная точка $X^{(0)} = [0,1; 2,0; 2,1]$)

Метод	Число итераций	Значение ψ_0	Значения переменных		
			X_1	X_2	X_3
Точное решение (истинный минимум)	–	$-6 + \sqrt{2}$	0	$\sqrt{2}$	$\sqrt{2}$
Решение [17]	48	–4,585752	1,619098E–06	1,414208	1,41423
Авторская программа	29	–4,585776	0,289638E–06	1,414223	1,41423

Преобразованная задача принимает следующий вид: а в табл. 3 – для функции Пауэлла

$$\varphi(\mathbf{X}, r) = \psi_0 + r \left[\frac{1}{X_3^2 - X_1^2 - X_2^2} + \frac{1}{X_1^2 + X_2^2 + X_3^2 - 4} + \frac{1}{5 - X_3} + \frac{1}{X_1} + \frac{1}{X_2} + \frac{1}{X_3} \right].$$

2. В табл. 2 приведены результаты тестирования метода Давидона–Флетчера–Пауэлла в сравнении с точным решением и решениями, приведенными в [16] (все методы используют кубическую интерполяцию при одномерном поиске) для функции Розенброка

$$\psi_0 = 100(X_2 - X_1^2)^2 + (1 - X_1)^2,$$

$$\psi_0 = (X_1 + 10X_2)^2 + 5(X_3 - X_4)^2 + (X_2 - 2X_3)^4 + 10(X_1 - X_4)^4.$$

Тестирование методов оптимизации, применяемых в настоящей работе, показало, что разработанные автором вычислительные программы достаточно эффективны в работе.

2. Результаты и обсуждение

Рассмотрим вопросы оптимального проектирования на примере несущих конструкций тяжелого поворотно-подвижного стола (рис. 4). Частично предъявляемые повышенные требования (прочности, жесткости, виброустойчивости и других критериев работоспособности) к конструкции поворотных

Таблица 2

Результаты тестирования функции Розенброка (начальная точка $X^{(0)} = [-1,2; 1,0]$)

Метод	Значение ψ_0	Значения переменных		Количество вычислений ψ_0
		X_1	X_2	
Коши [16]	6,19E–9	–	–	10685
Флетчера-Ривса [16]	2,77E–7	–	–	273
ДФП [16]	4,30E–8	–	–	239
БФШ [16]	3,90E–9	–	–	204
ДФП (автор)	2,84E–9	1,0	1,0	99
Точное решение	0,0	1,0	1,0	–

Таблица 3

Результаты тестирования функции Пауэлла (начальная точка $X^{(0)} = [3;-1;0;1]$)

Метод	Значение ψ_0	Значения переменных			
		X_1	X_2	X_3	X_4
Точное решение	0,0	0	0	0	0
ДФП (автор)	2,27E–14 Итераций 29	1,62E–5	–1,62E–6	–1,65E–4	–1,65E–4

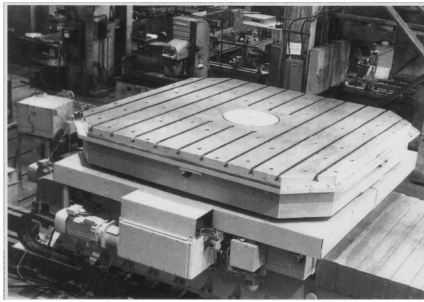


Рис. 4. Поворотно-подвижный стол

столов удовлетворяются конструктивными решениями, направленными на обеспечение симметрии схем нагружения, увеличение размеров опорных плоскостей, уменьшение расстояния между опорами, но в большей степени – за счет многократного увеличения моментов инерции поперечного сечения, т. е. габаритов и массы.

2.1. Постановка задачи

Изменение положения в пространстве любой точки обрабатываемой детали, установленной на поворотном-подвижном столе, в процессе ее переориентации в рабочей зоне зависит от жесткости стола и обрабатываемой детали, массы обрабатываемой детали и положения ее центра тяжести относительно оси поворота стола, величины и направления силы резания. Указанные параметры, кроме жесткости стола, являются исходными при проектировании: часть из них определяется номенклатурой обрабатываемых деталей, другие – характеристиками станка и режущего инструмента. Жесткость стола, зависящая от жесткости паллеты, корпуса саней и станины, необходимо обеспечить в процессе проектирования.

В компоновке стола реализованы такие решения несущей системы, при которых станина и сани под действием внешней нагрузки испытывают главным образом деформацию сжатия. Поэтому высота станины и саней назначается минимально допустимой по конструкторско-технологическим соображениям. Для паллеты стола характерно преобладание деформации изгиба. В связи с тем что перемещения при изгибе существенно больше перемещений при сжатии и, следовательно, жесткость несущей системы стола будет определяться в основном жесткостью паллеты, далее подробно рассматривается проектирование паллеты, как наиболее деформируемого элемента системы.

Серийная паллета представляет собой пространственную тонкостенную конструкцию прямоугольной формы ячеистой структуры с размерами $L = 5,6$ м, $B = 3,6$ м, $H = 0,8$ м (рис. 5). По нижнему контуру паллеты расположены продольные и поперечные ребра прямоугольного поперечного сечения. Корпус паллеты опирается на направляющие саней

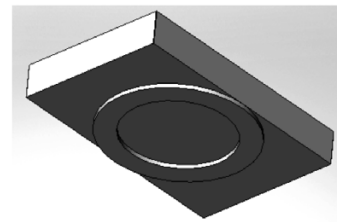
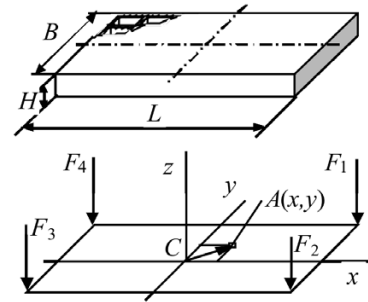


Рис. 5. Паллета, расчетная схема ее поверхности и опорная поверхность

кольцевого поперечного сечения (внешний диаметр 3,6 м). Основные размеры серийной паллеты получены в конструкторском бюро на основе технического расчета [22].

Расчетная схема паллеты строится на основе следующих положений.

Корпус паллеты моделируется пластинчатым прямоугольным и стержневым (ребра жесткости) конечными элементами. В процессе построения более мелкой сетки ребра моделируются пластинчатым КЭ.

Паллета опирается на жесткие круговые направляющие саней стола.

Расчетными нагрузками являются собственные веса паллеты (380 кН для серийной паллеты) и обрабатываемой детали (2 МН). Силы резания ввиду их малости по сравнению с указанной нагрузкой не учитываются; так, при чистовом торцовом фрезеровании наибольшая компонента силы резания составляет 3,0 кН.

Полагаем, что обрабатываемая деталь установлена на технологических базах, совпадающих с угловыми зонами паллеты. Внешняя нагрузка F от веса детали и паллеты в предельном случае характеризуется силами F_i ($i = 1, \dots, 4$), приложенными в угловых точках паллеты (рис. 5). Распределение нагрузки от веса детали в угловых точках паллеты определяется по формуле, полученной на основе методов сопротивления материалов [22]:

$$F_i = (1/4)F [1 \pm x/(L/2) \pm y/(B/2)]. \quad (8)$$

В общем случае центр тяжести детали A (рис. 5) смещен в плоскости xy относительно оси поворота стола на $1/20$ длины и $1/30$ ширины паллеты; это – наибольшее значение эксцентриситета, установлен-

ное на основе анализа конфигураций встречающихся на практике крупногабаритных деталей.

Таблица 4

Результаты расчета жесткости паллеты МКЭ

Число конечных элементов	Максимальные вертикальные перемещения, мм	
	нагрузка равномерная	нагрузка неравномерная
199	0,259	0,328
757	0,211	0,249
1044	0,208	—
117 (без ребер жесткости)	0,365	—

2.2. Детерминированная модель

Координаты точки A приложения результирующей нагрузки в этом случае: $x = L/20 = 0,28$ м, $y = B/30 = 0,12$ м. Используя формулу (8), определяют силы $F_1, \dots, F_4$, приложенные в угловых точках паллеты.

Расчет методом конечных элементов. Результаты расчета жесткости паллеты методом конечных элементов приведены на рис. 6 и в табл. 4. Анализ результатов показывает, что применение более густой сетки уточняет расчеты, однако увеличение числа конечных элементов до 757 (почти в 4 раза) изменило результат лишь на 22 и 32 %. Это позволяет предварительные расчеты при сравнении вариантов конструкции проводить на более редкой сетке (существенно при использовании методов оптимизации вследствие итерационного характера этих методов). Наличие ребер по нижнему контуру паллеты повышает ее жесткость на 40 %. Максимальные напряжения не превышают 8 МПа. Наибольшая относительная деформация паллеты (757 КЭ) при неравномерном распределении нагрузки от веса обрабатываемой детали составляет (рис. 6) $(0,249 - 0,181)/(5,6 \cdot 10^{-3}) = 1,2 \cdot 10^{-5}$. Полученный результат меньше принятого критерия жесткости $2 \cdot 10^{-5}$. Паллета имеет повышенную жесткость и, следовательно, избыточную массу.

В результате численного эксперимента на основе МКЭ можно предложить следующий вариант конструкции (в скобках – параметры серийной конструкции):

Толщина, мм:		
верхняя плита	60	(60)
боковые стенки	30	(60)
внутренние перегородки	20	(50)
ребра	60	(60)
Вертикальное перемещение, мм:	0,427	(0,249)
Масса, т:	24,4	(38,12).

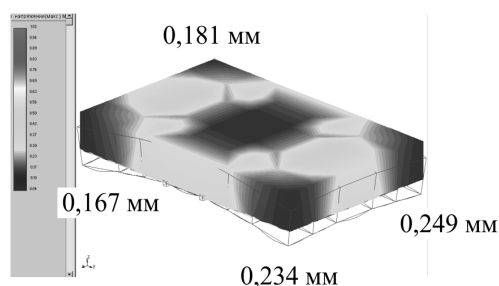


Рис. 6. Деформированное состояние паллеты при неравномерном приложении нагрузки от веса обрабатываемой детали

Таким образом, для заданной компоновки масса паллеты уменьшилась на 36 % по сравнению с массовой серийной конструкции.

Оптимальное проектирование. Задача оптимального проектирования паллеты формулируется следующим образом:

$$\text{минимизировать} \quad \psi_0 = \rho \left(\sum_{i=1}^k V_i + \sum_{j=1}^m V_j \right) \quad (9)$$

при ограничениях:

$$\begin{aligned} \text{на перемещения} \quad & \psi_1 = 1 - \delta/[\delta] \geq 0, \\ \text{напряжения} \quad & \psi_2 = 1 - \sigma_{\text{экв}}/[\sigma] \geq 0, \\ \text{устойчивость} \quad & \psi_3 = 1 - n\sigma/\sigma_{\text{кр}} \geq 0, \\ \text{частоту} \quad & \psi_4 = p_1/[p_1] - 1 \geq 0 \\ \text{переменные} \quad & \psi_5 = V_i \geq 0, \quad i = 1, \dots, k, \\ \text{проектирования} \quad & \psi_6 = V_j \geq 0, \quad j = 1, \dots, m, \end{aligned}$$

где k, m – число пластинчатых и стержневых конечных элементов (КЭ); ρ – плотность материала; V – объем конечного элемента; $\delta, [\delta]$ – расчетная и допускаемая относительная деформация, определяемая в направлении, перпендикулярном плоскости паллеты; $\sigma_{\text{экв}}, [\sigma] = 100$ МПа – эквивалентное и допускаемое напряжения; $n = 2$ – коэффициент запаса на устойчивость; $\sigma, \sigma_{\text{кр}}$ – сжимающее напряжение, действующее в плоскости КЭ, и критическое напряжение; $p_1, [p_1] = 12$ Гц – расчетное значение и нижняя граница (определяется частотой вращения шпинделя 500 мин^{-1} с отстройкой от резонанса 30 %) первой собственной частоты.

Переменными проектирования являются геометрические размеры паллеты – длина, ширина, высота, толщина стенок корпуса и ребер (при постоянной ширине). В связи с тем что часть размеров паллеты (длина, ширина, высота) определяется габаритами обрабатываемой детали, а также конструктивными соображениями и не варьиру-

Таблица 5

Результаты оптимизации паллеты

Проект паллеты	Толщина, мм				Наибольшее вертикальное перемещение, мм	Масса, т
	верхняя плита	боковая стенка	внутренняя стенка	ребро		
Серийный	60,0	60,0	50,0	60,0	0,249	38,12
МКЭ	60,0	30,0	20,0	60,0	0,427	24,40
Исходный для оптимизации	70,0	40,0	40,0	70,0	–	32,05
Оптимальный	29,0	36,3	36,3	69,5	0,452	24,59

ется, область введенных переменных сужается до толщины t_c стенки корпуса и толщина t_p ребра (при постоянной ширине).

В качестве критерия жесткости рекомендуется принимать угол наклона паллеты γ направляющих, непосредственно влияющий на работоспособность гидростатических направляющих [21]. На практике вместо угла наклона используется линейная относительная деформация, определяемая на поверхности паллеты и равная $2 \cdot 10^{-5}$ при ширине направляющих стола 1 м, толщине масляного слоя $4 \cdot 10^{-5}$ м.

Задача (9) решается методом штрафных функций в форме

$$\varphi = \psi_0 / \psi_0^H + r \sum_{i=1}^4 (1 / \psi_i), \quad (10)$$

где ψ_0^H – начальная масса серийной конструкции паллеты до оптимизации; r – малый положительный параметр. Решение задачи получено безусловной минимизацией функции (10) для убывающей последовательности значений параметра r методом ДФП.

В табл. 5 приведены результаты, полученные МКЭ путем ограниченного перебора вариантов и МКЭ совместно с методами оптимизации. С целью сокращения времени счета проверка ограничений по устойчивости, напряжениям и собственной частоте выполнялась в конце итерации после нахождения переменных проектирования по критерию жесткости.

В результате оптимального проектирования масса паллеты уменьшилась на 35,5 % по сравнению с серийным вариантом, что практически совпадает с результатом, полученным при расчете только МКЭ. Различие лишь в размерах элементов, что связано, по-видимому, с разной чувствительностью переменных проектирования при оптимальном поиске. Для оптимальной паллеты наибольшие напряжения составили 13,4 МПа, невязка по критерию жесткости равна 0,65 %. Значения первых трех собственных частот паллеты приведены в табл. 6. Видно, что низшая собственная частота паллеты превосходит частоту

Таблица 6

Спектр собственных частот оптимальной паллеты

Форма колебаний	Частота, Гц		
	ось x	ось y	ось z
1	269,2	272,2	88,6
2	283,2	294,5	192,0
3	306,8	526,1	268,2

вынужденных колебаний (от вращения шпинделя) почти в 9 раз. Такое расхождение допускает введение ограничения только по первой собственной частоте.

Выбор начальной точки с другими параметрами (толщина 60, 45, 45, 60 мм соответственно графам табл. 5) показал аналогичный результат по целевой функции, что свидетельствует о достижении оптимума задачи.

Для оценки влияния ограничений задачи (9) на переменные проектирования исследуем поведение вариации переменных проектирования в окрестности оптимального решения. С этой целью зафиксируем все переменные проектирования, кроме одной, и исследуем изменение перемещений, напряжений, частоты. Принимаем изменение параметра на $\pm 25\%$ вследствие возможности его округления для практического использования. Очередность изменения переменных проектирования приведена в табл. 7. Изменение ограничений определялось по отношению к наименьшему значению соответствующего ограничения при варьировании переменной проектирования от -25% до $+25\%$, т. е.

$$[(\psi_{+25\%} - \psi_{-25\%}) / \psi_{\min}] 100 \%,$$

где

$$\psi_{\min} = \begin{cases} \psi_{+25\%}, & \text{если } \psi_{+25\%} < \psi_{-25\%}, \\ \psi_{-25\%}, & \text{если } \psi_{+25\%} > \psi_{-25\%}. \end{cases}$$

Анализ чувствительности показывает, что если бы требовалось улучшение проекта паллеты по соб-

Результаты анализа чувствительности

№ п/п	Переменные проектирования	Чувствительность ограничений, %			
		перемещения	напряжения	устойчивости	частоты
1	Толщина боковых и внутренних стенок (0,0363 м)	73,4	54,6	51,5	5,4
2	Толщина верхней плиты (0,029 м)	16,7	4,9	8,2	85,8
3	Толщина ребра (0,0695 м)	15,2	10,4	25,1	0,2

ственной частоте, то наилучшего результата в этом направлении можно достигнуть путем варьирования толщины верхней плиты. В других случаях лучшие результаты получаются при вариациях толщины боковых и внутренних стенок. Используя информацию о чувствительности проекта, конструктор может систематически проводить анализ конструкции и улучшать проект. Полученные результаты подтверждают превалирование критерия жесткости над другими критериями, что позволяет при оптимальном проектировании несущих конструкций станков основной поиск вести по критерию жесткости, а по остальным критериям осуществлять лишь проверку их выполнения на заключительных стадиях оптимального поиска.

2.3. Вероятностная модель

В расчетной практике наибольшее распространение получили детерминированные математические модели. Однако изменение в пространстве положения любой точки обрабатываемой детали, установленной на столе, зависит от ряда факторов, в частности, от положения центра тяжести детали относительно оси поворота стола. Из-за возможных эксплуатационных ошибок (например, неправильная установка детали на столе, нарушение правил эксплуатации) несовпадение центра тяжести детали с осью поворота стола носит вероятностный (статистический) характер. Получаемый при этом эксцентриситет e может рассматриваться как нормально распределенная величина с математическим ожиданием $m = 0$.

Координаты (x, y) точки A (см. рис. 5) фактического приложения результирующей нагрузки от веса детали образуют систему двух случайных величин, для которых плотность нормального распределения выражается формулой [23]

$$f(x, y) = \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y\sqrt{1-r^2}} \times \exp \left\{ -\frac{1}{2(1-r^2)} \left[\frac{(x-m_x)^2}{\sigma_x^2} - \frac{2r(x-m_x)(y-m_y)}{\sigma_x\sigma_y} + \frac{(y-m_y)^2}{\sigma_y^2} \right] \right\}. \quad (11)$$

Для прямоугольной области характерно эллиптическое распределение эксцентриситета, т. е. образуется эллипс рассеивания, имеющий большую a и малую b полуоси. Полагая, что полуоси эллипса совпадают с координатными осями, начало координат $t. C$ – с центром рассеивания, а случайные величины x, y независимы, формула (11) принимает следующий вид:

$$f(x, y) = \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y} \exp \left[-\frac{x^2}{2\sigma_x^2} - \frac{y^2}{2\sigma_y^2} \right].$$

Полный эллипс рассеивания определяется уравнением [23]

$$\frac{x^2}{(4E_x)^2} + \frac{y^2}{(4E_y)^2} = 1, \quad (12)$$

где $E_x \approx 0,675\sigma_x$, $E_y \approx 0,675\sigma_y$ – главные вероятные отклонения. Для величин, нормально распределенных в интервале $[-a; a]$ и $[-b; b]$, имеем $a/\sigma_x \approx 3$, $b/\sigma_y \approx 3$. Тогда с учетом $a = L/20$, $b = B/30$ уравнение (12) запишется в следующем виде:

$$\frac{x^2}{0,002L^2} + \frac{y^2}{0,0009B^2} = 1.$$

Для определения координат точки A сформулируем следующую задачу оптимизации:

$$\begin{aligned} &\text{максимизировать} && F_i \\ &\text{при ограничении} && \frac{x^2}{0,002L^2} + \frac{y^2}{0,0009B^2} = 1. \end{aligned} \quad (13)$$

Решая задачу (13) методом множителей Лагранжа [16] для принятых размеров L и B , получим следующие координаты точки A и эксцентриситет: $x = 0,21$ м, $y = 0,06$ м, $e = 0,218$ м.

Задача оптимального проектирования паллеты формулируется в этом случае аналогично задаче (9). При расчете по вероятностной модели нагружения паллеты рассматриваются два случая:

1) на значения t_c, t_p накладывается требование неотрицательности, т. е. $t_c = t_p \geq 0$;

Результаты расчета по трем моделям

Модель паллеты	Толщина, мм				Невязка по критерию жесткости, %	Масса, т
	верхней плиты	боковой стенки	внутренней стенки	ребра		
Серийная	60,0	60,0	50,0	60,0	40,0	36,80
Детерминированная	29,0	36,3	36,3	69,5	0,65	24,59
Вероятностная: $t \geq 0$ $t \geq 23$ мм	8,6	17,2	17,2	63,4	0,54	14,22
	23,1	23,2	23,2	38,9	27,0	15,80

2) на значения t_c , t_p накладывается ограничение по литейным условиям по формуле [2]

$$t_{\min} = 10 \sqrt{(2L + B + H)/3} \text{ мм},$$

где L , B , H – габаритные размеры конструкции, м. В нашем случае $t_c = t_p = t_{\min} = 23$ мм.

В табл. 8 приведены результаты расчетов по вероятностной модели паллеты в сравнении с рассмотренными ранее моделями. Полученные результаты показывают, что при действии на конструкцию неравномерно распределенной нагрузки расчет по вероятностной модели позволяет в сравнении с детерминированной моделью дополнительно уменьшить массу конструкции при сохранении ее работоспособности. При проведении вероятностных расчетов конструкции необходимо учитывать в ограничениях задачи проектирования технологические требования, в частности литейные условия, определяющие минимальную толщину стенки. Появляющиеся при этом резервы по жесткости конструкции (27 %) указывают на поиск дополнительных конструкторских решений по улучшению ее компоновки.

2.4. Учет жесткости обрабатываемой детали

Ранее были рассмотрены детерминированный и вероятностный подходы к расчету паллеты поворотного подвижного стола. При построении моделей прочностной надежности использовались модели нагружения паллеты, которые учитывали только вес обрабатываемой детали, но не учитывали ее жесткость. Однако изменение положения в пространстве любой точки обрабатываемой детали, установленной на поворотном подвижном столе, зависит не только от жесткости стола, но и от жесткости обрабатываемой детали.

При учете собственной жесткости обрабатываемой детали принимаем, что деталь жестко закрепляется в угловых зонах паллеты в трех точках (рис. 7, места приложения сил), что обеспечивает эквивалентность схем нагружения для двух рассматриваемых случаев – без учета и с учетом жесткости обрабатываемой детали.

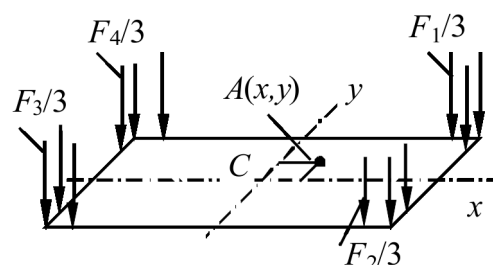


Рис. 7. Схема нагружения поверхности паллеты при расчете с учетом жесткости обрабатываемой детали

Для оценки совместной работы системы паллета – обрабатываемая деталь нами предлагается использовать условную корпусную деталь минимальной жесткости (без перегородок, ребер жесткости, замкнутых внутренних контуров и др.) с расчетным весом 2 МН и поперечным сечением, обеспечивающим эксцентриситет центра тяжести $A(x, y)$ с координатами (рис. 8) $x = L/20 = 0,28$ м, $y = B/30 = 0,12$ м.

Для всех расчетов учитывалось ограничение на толщину стенок и ребер паллеты по литейным условиям – здесь $t_{\min} = 23$ мм. Расчеты проведены в среде программного комплекса APM WinMachine (версия 7.0) методом конечных элементов:

- 1) для паллеты с оптимальными размерами,
- 2) для паллеты с толщиной стенки корпуса 23 мм, ограниченной по литейным условиям.

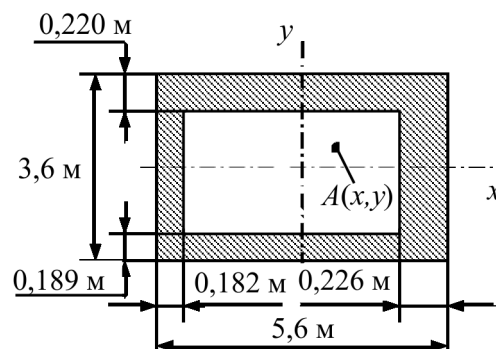


Рис. 8. Поперечное сечение условной корпусной детали

Таблица 9

**Результаты расчета с учетом жесткости обрабатываемой детали
(детерминированная модель)**

№ п/п	Модель нагружения	Толщина элементов паллеты			Масса паллеты
		верхней плиты	стенок	ребра	
		мм			т
1	Без учета жесткости обрабатываемой детали, оптимальная конструкция	29,0	36,3	69,5	24,59
2	Учет жесткости обрабатываемой детали	23,0	23,0	69,5	19,11

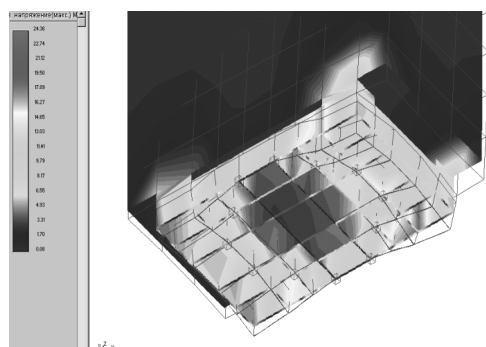


Рис. 9. Деформированное состояние паллеты при нагружении условной корпусной деталью (вид снизу)

На рис. 9 приведено деформированное состояние паллеты, нагруженной условной корпусной деталью. Приведенные в табл. 9 результаты расчетов показывают, что жесткость обрабатываемой детали существенно влияет на жесткость паллеты – масса паллеты уменьшена на 22,3 % в сравнении с детерминированной моделью. Наименьшее значение собственной частоты паллеты с толщиной стенки 23 мм составляет 88,18 Гц, что значительно выше допускаемой собственной частоты 10,8 Гц (определяется наибольшей частотой вращения шпинделя 500 мин^{-1} с отстройкой от резонанса 30 %). Следовательно, при снижении массы паллеты отсутствует вероятность появления резонанса в процессе механической обработки.

Реальные обрабатываемые детали имеют различные элементы, увеличивающие их жесткость (перегородки, ребра жесткости, замкнутые контура и др.) и, следовательно, увеличивающие жесткость системы паллета – обрабатываемая деталь. Однако вследствие большого разнообразия компоновок обрабатываемых деталей и, следовательно, разной жесткости их поперечного сечения, целесообразно проводить расчет с использованием более простой представительской (условной) детали минимальной жесткости для известной номенклатуры деталей с целью получения более рациональных конструкций элементов стола. Избыточная жесткость реальных деталей по сравнению с жесткостью представительской детали идет в запас жесткости несущей системы стола.

Выводы

Проведенные исследования показывают, что при оптимальном проектировании несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков успешно можно применять однокритериальную оптимизацию. Выбранные методы оптимизации в сочетании с методом конечных элементов и авторское программное обеспечение эффективно решают задачи оптимального

проектирования несущих конструкций для тяжелого станкостроения.

Рассмотренные расчетные модели (детерминированные и вероятностные) на примере паллеты тяжелого поворотного-подвижного стола показывают, что существует широкий спектр возможных путей по созданию рациональных несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков, в частности, минимально возможной массы с учетом требований по производительности и точности механической обработки [24]. Применение метода конечных элементов в сочетании с методами оптимизации, учет собственной жесткости обрабатываемой детали на основе предложенной автором представительской корпусной детали минимальной жесткости позволяют проектировать несущие конструкции станка без избыточных возможностей. В результате расчета по вероятностной модели уменьшается масса конструкции в сравнении с детерминированной моделью на 27 % при сохранении ее работоспособности. Учет же собственной жесткости обрабатываемой детали на основе представительской корпусной детали минимальной жесткости приводит к снижению массы паллеты на 22,3 % в сравнении с той же детерминированной моделью.

Список литературы

1. *Металлорежущие станки*, производимые и намеченные к производству странами Восточной Европы в 1991–1995 гг. Каталог. – М.: ВНИИТЭМР. –1991. – 4.3. – 164 с.
2. *Металлорежущие станки* / под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1986. – 256 с.
3. *Атапин В.Г.* Расчет деформированного состояния фундамента тяжелого многоцелевого станка // *Вестник машиностроения*. – 1989. – № 6. – С. 31–32.
4. *Витес Б.И., Гроссман В.М., Кравцов О.А.* Проектирование корпусных деталей металлорежущих станков с использованием метода конечных элементов // *Станки и инструмент*. – 1991. – № 5. – С. 13–14.

5. *Пахматов В.А., Шалдыбин А.Я.* Использование метода конечных элементов для анализа конструкций базовых деталей тяжелых станков // Станки и инструмент. – 1992. – № 2. – С. 11–13.
6. *Lull B.* Statische und dynamische Berechnung von Werkzeugmaschinenstellen // Maschinenbautechnik. – 1977. – Vol. 26. N1. – S. 10–13.
7. *Roscher A.* Berechnung der dynamischen Eigenschaften von Werkzeugmaschinenstellen mit Hilfe der Methode der finiten Elemente // Maschinenbautechnik. – 1978. – Vol. 27. N 4. – S. 156–160.
8. *Haug E.J., Choi K.K., Komkov V.* Design sensitivity analysis of structural systems. Mathematics in Science and engineering, 177. – Academic Press, Inc., Orlando, FL, 1986.
9. *Pao, Гранди.* Оптимальное проектирование несущей конструкции радиально-сверлильного станка с ограничениями по статической жесткости и частотам собственных колебаний // Труды АОИМ: Конструирование и технология машиностроения. – 1983. – Т. 105. № 2. – С. 206–211.
10. *Редди, Pao.* Автоматизированное проектирование несущих систем МРС, оптимальных в отношении статической жесткости, собственных частот и регенеративных автоколебаний // Труды АОИМ: Конструирование и технология машиностроения. – 1978. – Т. 100. № 2. – С. 171–180.
11. *Есимура, Такэути, Хитоми.* Оптимальное проектирование несущих конструкций МРС с учетом стоимости изготовления, точности и производительности // Труды АОИМ: Конструирование и технология машиностроения. – 1984. – Т. 106. № 4. – С. 213–220.
12. *Каминская В.В., Гильман А.М., Егоров Ю.Б.* Об автоматизированных расчетах оптимальных размеров деталей и узлов станков // Станки и инструмент. – 1975. – № 3. – С. 2–5.
13. *Каминская В.В., Гильман А.М.* Оптимизация параметров несущих систем карусельных станков // Станки и инструмент. – 1978. – № 10. – С. 6–7.
14. *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110 с.
15. *Хомяков В.С., Яцков А.И.* Оптимизация несущей системы одностоечного токарно-карусельного станка // Станки и инструмент. – 1984. – № 5. – С. 14–16.
16. *Reklaitis G.V., Ravindran A., Ragsdell K.M.* Engineering Optimization. – John Wiley and Sons, Inc., New York. 1983.
17. *Bunday B.D.* Basic optimization methods. – Edward Arnold, London. 1984.
18. *Zeleny M.* Multiple criteria decision making. – McGraw-Hill, New York. 1982.
19. *Справочник технолога машиностроителя.* В 2 т. / под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986. – Т. 1. 656 с.
20. *Атапин В.Г., Гапонов И.Е., Павин А.Г.* Автоматизация проектирования тяжелых многоцелевых станков // Тезисы докл.: I Всесоюзный съезд технологов-машиностроителей. – М., 1989. – С. 42–43.
21. *Каминская В.В., Левина З.М., Решетов Д.Н.* Станины и корпусные детали металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 362 с.
22. *Атапин В.Г., Пель А.Н., Темников А.И.* Сопротивление материалов: учебник. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. – 556 с. – («Учебники НГТУ»).
23. *Вентцель Е.С.* Теория вероятностей. – М.: Физматгиз, 1962. – 564 с.
24. *Атапин В.Г.* Расчетное проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2011. – № 3 (52). – С. 27–34.

Obrabotka metallov

N 3 (60), July–September 2013, Pages 54–67

About application of optimization methods at design of heavy multi-purpose machines

V.G. Atapin

Novosibirsk State Technical University, Prospekt K. Marksa, 20,

Novosibirsk, 630073, Russia

E-mail: metal_working@mail.ru

Abstract

Results on the application of the finite elements method in the combination with optimization methods in the design of heavy multi-purpose machines with a mass of some hundred tons are presented. The choice of a supporting constructions mass as an objective function in optimization problem is justified. Restrictions in a problem of optimum design of supporting constructions are formulated on the base of an analysis of the service properties possible violations (durability, rigidity, stability, resonance). A penalty functions method is applied to solve the optimization problem. The solution of the optimization problem is achieved by unconditional minimization of the objective function by the Davidon-Fletcher-Powell's method (DFP), which uses cubic interpolation by one-dimensional search. The author's software, which efficiency is confirmed by the solution of known functions having the accurate decision in the literature is used. Optimization pallet of carrier system of the heavy moving-rotary table which is a part of the multi-purpose machine with the mass of 380 tons, in cases of the determined and statistical models is considered. As a result of optimum design in case of the determined model a mass of the pallet is reduced by 35,5%

in comparison with a production version. The evaluation of the influence of an optimization problem restrictions on variables of design confirms the importance of rigidity criterion in relation to other criteria. Calculation for statistical model allows to reduce the mass of the construction by 27% in comparison with the determined model. Taking into account own rigidity of a work piece on the basis of a representative case work piece of the minimum rigidity (without stiffening ribs etc.) leads to reducing of the pallet mass by for 22,3 % in comparison with the determined model.

Keywords: Multi-purpose machine tool; Supporting constructions; Design; Finite elements method; Optimization methods

References

1. *Metallorazhushhie stanki, proizvodimye i namechennye k proizvodstvu stranami Vostochnoj Evropy v 1991–1995 gg.* (Metal-cutting machine-tools, manufactured and intended for the production of the countries of Eastern Europe in 1991–1995). Catalogue. Moscow, VNIITJeMR. 1991. 4.3. 164 p.
2. *Metallorazhushhie stanki* (Metal-cutting machine-tools). Pod red. V.Ie. Pusha. Moscow, Mashinostroenie, 1986. 256 p.
3. Atapin V.G. *Vestnik mashinostroenija*, 1989, no. 6, pp. 31–32.
4. Vites B.I., Grossman V.M., Kravcov O.A. *Stanki i instrument*, 1991, no. 5, pp. 13–14.
5. Pahmutov V.A., Shaldybin A.Ja. *Stanki i instrument*, 1992, no. 2, pp. 11–13.
6. Lull B. Statische und dynamische Berechnung von Werkzeugmaschinenstellen. *Maschinenbautechnik*, 1977, Vol.26, N1, S. 10–13.
7. Roscher A. Berechnung der dynamischen Eigenschaften von Werkzeugmaschinenstellen mit Hilfe der Methode der finiten Elemente. *Maschinenbautechnik*, 1978, Vol.27, N4, S. 156–160.
8. Haug E. J., Choi K. K., Komkov V. Design sensitivity analysis of structural systems. Academic Press, Inc., Orlando, FL. 1986.
9. Rao, Grandi. *Trudy AOIM "Konstruirovanie i tehnologija mashinostroenija"* (Trans. ASME "Designing and technology of engineering"). 1983. Vol.105, no. 2, pp. 206–211.
10. Reddi, Rao. *Trudy AOIM "Konstruirovanie i tehnologija mashinostroenija"* (Trans. ASME "Designing and technology of engineering"). 1978. Vol.100, no. 2, pp. 171–180.
11. Esimura, Takjeuti, Hitomi. *Trudy AOIM: Konstruirovanie i tehnologija mashinostroenija* (Trans. ASME "Designing and technology of engineering"). 1984. Vol.106, no 4, pp. 213–220.
12. Kaminskaja V.V., Gil'man A.M., Egorov Ju.B. *Stanki i instrument*. 1975, no. 3, pp. 2–5.
13. Kaminskaja V.V., Gil'man A.M. *Stanki i instrument*. 1978, no. 10, pp. 6–7.
14. Sobol' I.M., Statnikov R.B. *Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami* (Choice of the optimum parameters in problems with many criteria). Moscow, Nauka, 1981. 110 p.
15. Homjakov V.S., Jackov A.I. *Stanki i instrument*. 1984, no. 5, pp. 14–16.
16. Reklaitis G.V., Ravindran A., Ragsdell K.M. Engineering Optimization. John Wiley and Sons, Inc., New York. 1983.
17. Bunday B.D. Basic optimization methods. Edward Arnold, London. 1984.
18. Zeleny M. Multiple criteria decision making. McGraw-Hill, New York. 1982.
19. *Spravochnik tehnologa mashinostroitelja. V 2-h t.* (Reference book of machine builder technologist). Pod red. A.G. Kosilovoj i R.K. Meshherjakova. Moscow, Mashinostroenie, 1986. Vol.1. 656 p.
20. Atapin V.G., Gaponov I.E., Pavin A.G., Abstracts of Papers, *I Vsesojuznyj s'ezd tehnologov-mashinostroitelej* (I All-Union Congress of machine builder technologists), Moscow, 1989, pp. 42–43.
21. Kaminskaja V.V., Levina Z.M., Reshetov D.N. *Staniny i korpusnye detali metallo-rezhushhih stankov* (Machine beds and case parts of machine tools). Moscow, Mashgiz, 1960. 362 p.
22. Atapin V.G., Pel' A.N., Temnikov A.I. *Soprotivlenie materialov: uchebnik* (Strength of materials: textbook). Novosibirsk, 2006. 556 p. («Uchebniki NGTU»).
23. Ventcel' E.S. *Teorija verojatnostej* (Theory of probabilities). Moscow, Fizmatgiz, 1962. 564 p.
24. Atapin V.G. *Obrabotka metallov (tehnologija, oborudovanie, instrumenty)*, 2011, no.3 (52), pp. 27–34.