

НАЗНАЧЕНИЕ КРИТЕРИЯ ЖЕСТКОСТИ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЯЖЕЛОГО ПОВОРОТНО-ПОДВИЖНОГО СТОЛА

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

Статья поступила 15 декабря 2011 года

630092, г. Новосибирск, пр. К. Марса, 20, Новосибирский государственный
технический университет, e-mail: obrmet@ngs.ru

Рассматривается оптимальное проектирование паллеты несущей системы тяжелого поворотного-подвижного стола. Показана адекватность применения при проектировании паллеты критерия жесткости непосредственно к направляющим стола, а не к поверхности паллеты.

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

В составе тяжелых многоцелевых станков для ориентирования детали в рабочей зоне применяются поворотные-подвижные столы, включающие паллету, сани стола и станину (рис. 1 и 2). Структурно многоцелевой станок имеет две не связанные между собой системы – собственно станок (поз. 1–3) и поворотный-подвижный стол (поз. 5–7), объединяемые фундаментом (поз. 8). Это позволяет на этапе проектирования проводить расчеты отдельно для стола и собственно станка. Здесь рассматривается расчет стола,



Рис. 2. Поворотный-подвижный стол

предназначенного для размещения обрабатываемой детали (поз. 4) массой 200 т.

Предъявляемые к конструкции требования по жесткости частично удовлетворяются в процессе проектирования конструктивными решениями. Эти решения обеспечивают симметрию схем нагружения, увеличение размеров опорных поверхностей, уменьшение расстояния между опорами, а также многократное увеличение моментов инерции поперечного сечения, т. е. габаритов и массы.

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 уста-

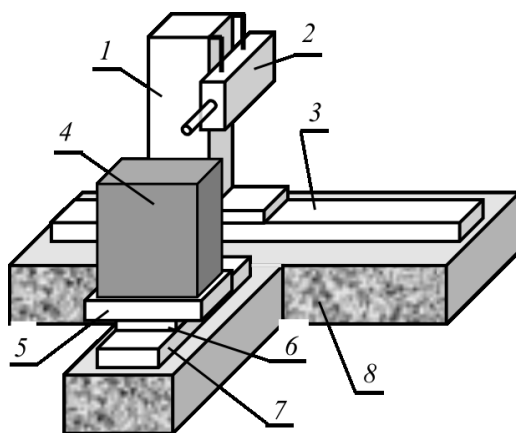


Рис. 1. Компонновка тяжелого многоцелевого станка:

1 – стойка; 2 – шпиндельная бабка; 3 – станина;
4 – обрабатываемая деталь; 5 – паллета; 6 – сани
стола; 7 – станина стола; 8 – фундамент

новка детали на столе, нарушение правил эксплуатации) несовпадение центра тяжести детали с осью поворота стола носит статистический характер [1]. В расчетной практике наибольшее распространение получили детерминированные математические модели.

Формулировка задачи проектирования. Полагаем, что обрабатываемая деталь установлена на технологических базах, совпадающих с угловыми зонами паллеты, а нагрузка F от веса детали в предельном случае характеризуется силами $F_i (i=1, \dots, 4)$, приложенными в угловых точках паллеты (рис. 3). Распределение нагрузки от веса детали в угловых точках паллеты вычисляется на основе методов сопротивления материалов [2]:

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

При расчете паллеты принимаем, что центр тяжести детали смещен в плоскости xu (рис. 3, точка A) относительно оси поворота стола на $1/20$ длины и $1/30$ ширины паллеты. Это – наибольшее значение эксцентриситета, установленное на основе анализа конфигураций встречающихся на практике крупногабаритных деталей. Принимая $L = 5,6$ м, $B = 3,6$ м, $F = 2$ МН, получаем эксцентриситет $e = 0,305$ м и координаты точки A приложения результирующей нагрузки $x = L/20 = 0,28$ м, $y = B/30 = 0,12$ м.

Станина и сани стола испытывают, главным образом, деформацию сжатия под действием внешней нагрузки. Высота станины и саней назначается минимально возможной по конструкторским и технологическим соображениям. Паллета испытывает в большей степени деформацию изгиба. Вследствие этого далее рассмо-

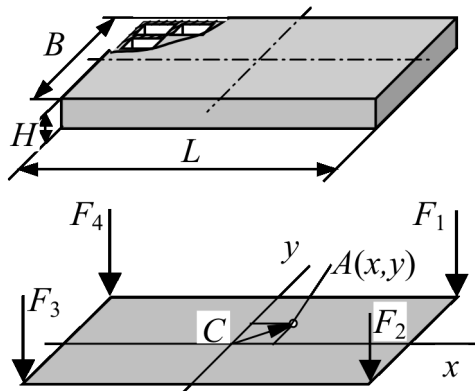


Рис. 3. Паллета и расчетная схема ее поверхности

трим расчет паллеты, как наиболее деформируемого элемента несущей системы стола.

Серийная конструкция паллеты (рис. 3) представляет собой пространственную тонкостенную конструкцию прямоугольной формы ячеистой структуры. По нижнему контуру паллеты расположены продольные и поперечные ребра прямоугольного поперечного сечения. Расчетная схема паллеты строится на основе следующих положений:

- корпус паллеты моделируется пластинчатым прямоугольным и стержневым (ребра) конечными элементами;
- паллета опирается на абсолютно жесткие круговые направляющие саней стола кольцевого поперечного сечения (внешний диаметр 3,6 м, ширина направляющих 1 м, толщина масляного слоя $4 \cdot 10^{-5}$ м);
- внешней нагрузкой являются собственный вес паллеты (368 кН для типовой конструкции) и обрабатываемой детали (2000 кН). 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.

Задача проектирования паллеты формулируется как задача математического программирования [3]:

минимизировать (масса)

$$\Phi_0 = \rho \left(\sum_{i=1}^k V_i + \sum_{j=1}^m V_j \right) \tag{1}$$

при ограничениях:

- на перемещения $\Phi_1 = 1 - \sigma / [\sigma] \geq 0$,
- на напряжения $\Phi_2 = 1 - \sigma_{\text{экв}} / [\sigma] \geq 0$,
- на переменные проектирования

$$\Phi_3 = V_i \geq 0, \quad i = 1, \dots, k,$$

$$\Phi_4 = V_j \geq 0, \quad j = 1, \dots, m,$$

где k, m – число пластинчатых и стержневых конечных элементов; ρ – плотность материала; V – объем конечного элемента; $\delta, [\delta]$ – расчетная и допускаемая относительная деформация; $\sigma_{\text{экв}}, [\sigma] = 100$ МПа – эквивалентное и допускаемое напряжения.

Переменными проектирования являются толщина t_c стенки корпуса и толщина t_p ребра (при постоянной ширине). Габаритные размеры

Основные результаты расчета паллеты

Модель паллеты	Толщина, мм				Невязка по критерию жесткости, %	Масса, т
	верхняя плита	боковая стенка	внутренняя стенка	ребра		
Серийная	60,0	60,0	50,0	60,0	40,0	36,80
Оптимальная	29,0	36,3	36,3	69,5	0,65	24,59

паллеты (длина, ширина, высота) определяются техническим заданием и здесь не варьируются.

В качестве критерия жесткости при оптимизации конструкции паллеты рекомендуется принимать угол наклона паллеты u направляющих, непосредственно влияющий на работоспособность гидростатических направляющих [4]. Однако на практике вместо угла наклона используется линейная относительная деформация для поверхности паллеты. В настоящей работе – это вертикальная относительная деформация поверхности паллеты δ ; при проектировании ее допускаемая величина принимается равной $[\delta] = 2 \cdot 10^{-5}$ (при ширине направляющих 1 м, толщине масляного слоя $4 \cdot 10^{-5}$ м).

Задача (1) решается методом штрафных функций [3] в форме

$$\varphi = \varphi_0 / \varphi_0^H + r \sum_{i=1}^4 (1 / \varphi_i), \quad (2)$$

где φ_0^H – начальная масса типовой конструкции паллеты до оптимизации; r – малый положительный параметр. Решение задачи получено безу-

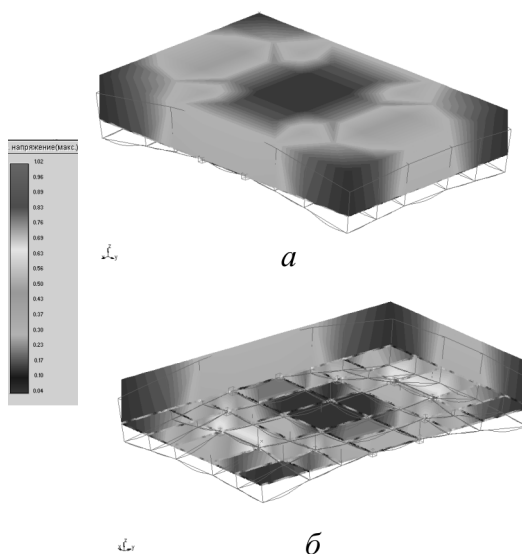


Рис. 4. Деформированное состояние паллеты: а – вид сверху; б – вид снизу

словной минимизацией функции (2) для убывающей последовательности значений параметра r методом Давидона–Флетчера–Пауэлла [3]. При решении поставленной задачи использовалось оригинальное

программное обеспечение, реализующее интегрированную работу метода конечных элементов и указанных методов оптимизации [5].

Результаты расчета. Основные результаты расчета паллеты приведены в таблице. Вследствие оптимального проектирования масса серийной паллеты снизилась на 33,2 %. Деформированное состояние паллеты приведено на рис. 4.

Оценка точности расчета. Проведенные расчеты относятся к фиксированному размеру конечно-элементной сетки – 199 конечных элементов. Как известно, точность расчетов конструкций с использованием метода конечных элементов существенно зависит от размеров конечного элемента.

На рис. 5. приведены результаты исследования по влиянию густоты расчетной конечно-элементной сетки на целевую функцию (1) при использовании относительной вертикальной деформации для поверхности паллеты $[\delta] = 2 \cdot 10^{-5}$ и непосредственно на направляющих стола.

Видно, что в первом случае значение целевой функции существенно зависит от размеров КЭ сетки, и при ее сгущении разница результатов

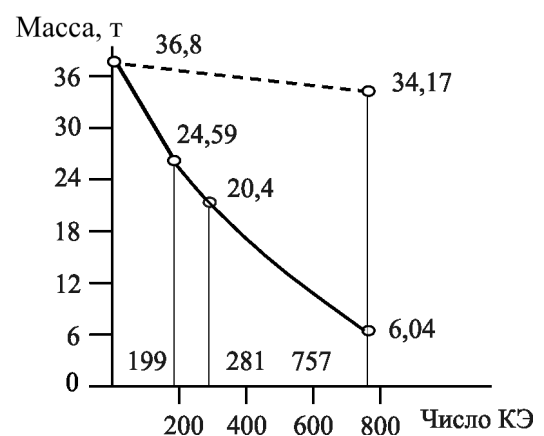


Рис. 5. Влияние числа КЭ на целевую функцию при допускаемой относительной деформации $2 \cdot 10^{-5}$ на поверхности паллеты (—) и непосредственно на направляющих (---)

двух соседних шагов для целевой функции не уменьшается, как это должно наблюдаться при расчете МКЭ. Следовательно, принятый критерий жесткости не вполне адекватно отражает процесс проектирования.

Если эту деформацию использовать непосредственно на направляющих, а не на поверхности паллеты, то при числе КЭ, равном 757, целевая функция составляет 34,17 т, а не 6,04 т (рис. 5).

Таким образом, применение критерия жесткости паллеты непосредственно на направляющих стола учитывает влияние на целевую функцию только особенностей МКЭ и исключает влияние самого критерия. Для возможного диапазона изменения принятого критерия жесткости $(2...4)10^{-5}$ при числе КЭ, равном 757, достигается снижение массы от 10,4 до 48,8 %.

Список литературы

1. *Атапин В.Г., Порватова Н.Г.* Расчет жесткости базовых деталей тяжелых столов при неравномерно распределенной нагрузке // Вестник машиностроения – 2000. – № 7. – С. 10–12.
2. *Атапин В.Г., Пель А.Н., Темников А.И.* Сопротивление материалов. Базовый курс. Дополнительные главы: учебник. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2011. – 508 с. – (Серия «Учебники НГТУ»).
3. *Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К.* Оптимизация в технике. В 2 кн. – М.: Мир, 1986. – Кн. 1. – 350 с.
4. *Левина З.М., Решетов Д.Н.* Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
5. *Атапин В.Г., Гапонов И.Е., Павин А.Г.* Автоматизация проектирования тяжелых многоцелевых станков // I Всесоюзный съезд технологов-машиностроителей. – М., 1989. – С. 42–43.

Purpose of criterion of rigidity at optimum design heavy rotary and mobile table

V.G. Atapin

Optimum design pallets of carrying system of a heavy rotary and mobile table is considered. Adequacy of application is shown at design pallets of criterion of rigidity directly to directing a table, instead of to a surface pallets.

Key words: metal-cutting machine-tools, design, carrier constructions, finite elements method, optimization methods.