

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ТЯЖЕЛОГО ПОВОРОТНО-ПОДВИЖНОГО СТОЛА

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

Статья поступила 15 ноября 2011 года

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

Исследуются детерминированные и статистические модели несущих конструкций тяжелого поворотного-подвижного стола, входящего в состав тяжелого многоцелевого станка, без учета и с учетом жесткости обрабатываемой детали. В расчетах используется интегрированная работа метода конечных элементов и методов оптимизации.

Ключевые слова: многоцелевой станок, поворотный-подвижный стол, моделирование, несущие конструкции, метод конечных элементов, методы оптимизации.

Введение

За последние десятилетия станки колонкового типа (рис. 1) получили широкое распространение 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 требуется 0,5 ... 3 ч. В большинстве случаев

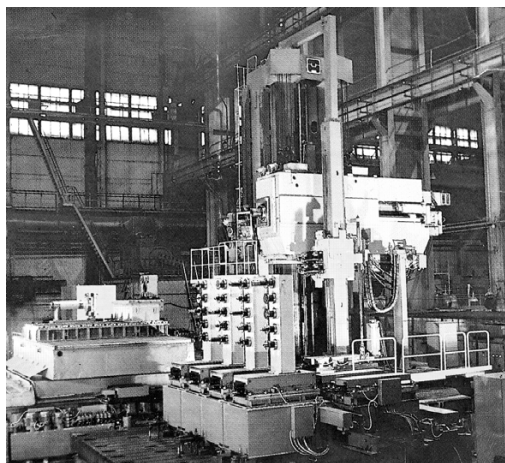


Рис. 1. Тяжелый многоцелевой станок в составе: специальный фрезерно-расточный станок, поворотный стол, механизм смены оправок, система кассет и др.

обработка поверхностей одной стороны детали выполняется за время, меньшее длительности смены, что приводит к насыщенности крановых операций и снижению производительности. Применение поворотных-подвижных столов (рис. 2) позволяет устранить указанные недостатки. Деталь устанавливается на поворотную часть (паллету) стола, и необходимая точность ее положения относительно станка обеспечивается разворотом поворотной части.

На тяжелых колонковых станках наиболее часто обрабатываются корпусные детали машин. Габариты таких деталей по мере развития

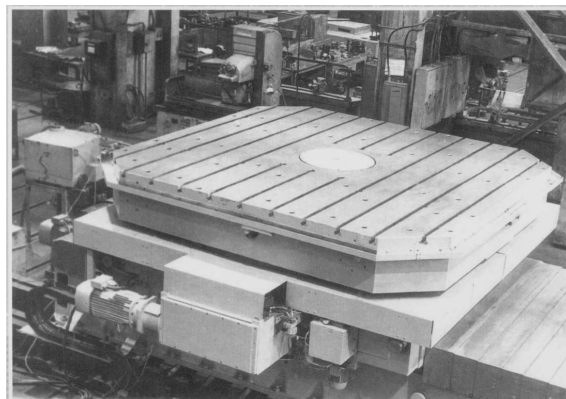


Рис. 2. Поворотный-подвижный стол

техники претерпели существенные изменения. Первоначально габариты деталей не превышали размеров железнодорожной платформы, а точность геометрии поверхностей и их взаимного расположения обеспечивалась на стадии сборки машины ручными пригоночными операциями. Это накладывало определенные ограничения на допустимые деформации корпусов столов, а в качестве расчетной схемы, например для корпуса поворотной части (паллеты), применялась многоопорная балка (рис. 3) с расчетом жесткости методами сопротивления материалов [1, 2].

С увеличением рабочих параметров машин (единичной мощности, давлений, температуры, нагрузок) происходило увеличение габаритов и повышение точности изготовления корпусных деталей, что, в свою очередь, вызвало увеличение установочной поверхности поворотных столов, их грузоподъемности и одновременно уменьшение допускаемых деформаций корпусных конструкций столов от действия веса обрабатываемых деталей. В этих условиях возникает необходимость и повышается значимость обоснования прочности, жесткости и других критериев работоспособности поворотных столов.

Частично предъявляемые повышенные требования к конструкции поворотных столов удовлетворяются конструктивными решениями, направленными на обеспечение симметрии схем нагружения, увеличение размеров опорных пло-

скостей, уменьшение расстояния между опорами, но в большей степени – за счет многократного увеличения моментов инерции поперечного сечения, т.е. габаритов и массы.

Постановка задачи

Изменение положения в пространстве любой точки обрабатываемой детали, установленной на поворотно-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, зависящую от жесткости паллеты, корпуса саней и станины, а также контактной жесткости стыков, необходимо обеспечить в процессе проектирования.

В компоновке стола реализованы такие решения несущей системы, при которых станина и сани испытывают под действием внешней нагрузки, 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 [2] и, следовательно, жесткость несущей системы стола будет определяться в основном жесткостью паллеты, далее подробно рассматривается проектирование паллеты, как наиболее деформируемого элемента системы.

Серийная паллета (рис. 4) представляет собой пространственную тонкостенную конструкцию прямоугольной формы ячеистой структуры с размерами $L = 5,6$ м, $B = 3,6$ м, $H = 0,8$ м. По нижнему контуру паллеты расположены продольные и поперечные ребра прямоугольного поперечного сечения. Корпус паллеты опирается на направляющие саней кольцевого поперечного сечения (внешний диаметр 3,6 м). Основ-

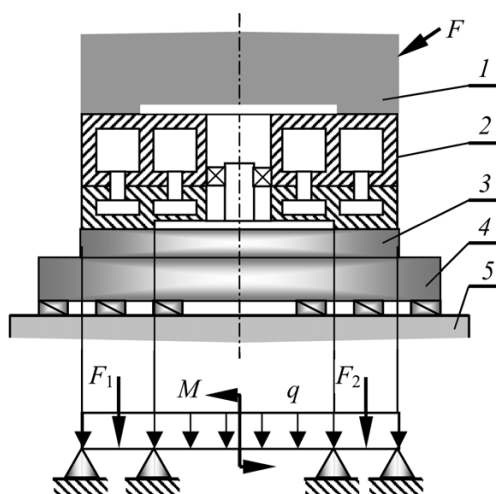


Рис. 3. Расчетная схема корпуса поворотной части (паллеты) при расчете методами сопротивления материалов:

1 – обрабатываемая деталь; 2 – паллета;
3 – сани; 4 – станина; 5 – фундамент

ные параметры серийной паллеты рассчитаны в конструкторском бюро на основе технического расчета [1].

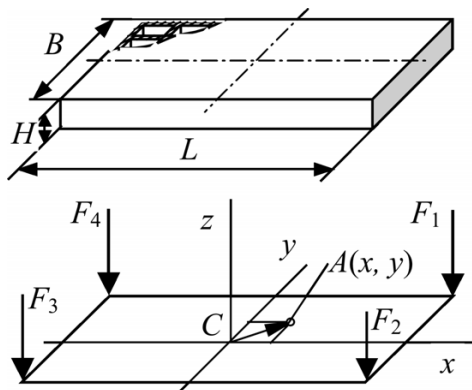


Рис. 4. Паллета и расчетная схема ее поверхности

Расчетная схема паллеты строится на основе следующих положений.

Корпус паллеты моделируется пластинчатым прямоугольным и стержневым (ребра) конечными элементами.

Паллета опирается на жесткие круговые направляющие саней стола.

Расчетными нагрузками являются собственные веса 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. 4). Распределение нагрузки от веса детали в угловых точках паллеты получим на основе методов сопротивления материалов [2]:

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

В общем случае центр тяжести детали A (рис. 4) смещен в плоскости xy 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.

Детерминированная модель

Координаты точки A приложения результирующей нагрузки в этом случае:

$$x = L/20 = 5,6/20 = 0,28 \text{ м}, \quad y = B/30 = 3,6/30 = 0,12 \text{ м}.$$

Используя формулу (1), можно определить силы $F_1, \dots, F_4$, приложенные в угловых точках паллеты.

Задача оптимального проектирования паллеты формулируется следующим образом:

$$\text{минимизировать } \psi_0 = \rho \left(\sum_{i=1}^k V_i + \sum_{j=1}^m V_j \right) \quad (2)$$

при ограничениях:

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

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; $\sigma_{\text{экв}}, [\sigma] = 100 \text{ МПа}$ – эквивалентное и допускаемое напряжения; $n = 2$ – коэффициент запаса на устойчивость; $\sigma, \sigma_{\text{кр}}$ – сжимающее напряжение, действующее в плоскости КЭ, и критическое напряжение; $p_1, [p_1] = 12 \text{ Гц}$ – расчетное значение и нижняя граница (определяется частотой вращения шпинделя 500 мин^{-1} с отстройкой от резонанса 30 %) первой собственной частоты.

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

Основным критерием, характеризующим жесткость паллеты, является угол наклона поверхности паллеты (как непосредственно влияющий на работоспособность гидростатических направляющих [1]). На основе этого критерия при расчете паллеты введена норма жесткости – относительная вертикальная деформация $[\delta] = 2 \cdot 10^{-5}$ (при ширине направляющих 1 м, толщине масляного слоя $4 \cdot 10^{-5} \text{ м}$).

Таблица 1

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	–	–
Оптимальный	29,0	36,3	36,3	69,5	0,452	24,59

За целевую функцию задачи (2) здесь принята масса конструкции, так как, во-первых, рассматривается расчет конструкций массой несколько десятков тонн, во-вторых, на такие критерии, как жесткость (перемещения), прочность (напряжения) и другие можно назначить допускаемые значения.

Задача (2) решается методом штрафных функций [3] в форме

$$\varphi = \psi_0 / \psi_0^H + r \sum_{i=1}^4 (1 / \psi_i), \quad (3)$$

где ψ_0^H – начальная масса серийной конструкции паллеты до оптимизации; r – малый положительный параметр. Решение задачи получено безусловной минимизацией функции (3) для убывающей последовательности значений параметра r методом Давидона–Флетчера–Пауэлла [3].

На рис. 5 показано деформированное состояние паллеты, в табл. 1 приведены результаты расчетов только методом конечных элементов (МКЭ) путем ограниченного перебора вариантов и МКЭ совместно с методами оптимизации. В результате оптимального проектирования масса паллеты уменьшилась на 35,5 % по сравне-

нию 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. 2. Видно, что низшая собственная частота паллеты превосходит частоту вынужденных колебаний (от вращения шпинделя) почти в 9 раз, что подтверждает правомерность введения ограничения только по первой собственной частоте.

Таблица 2

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

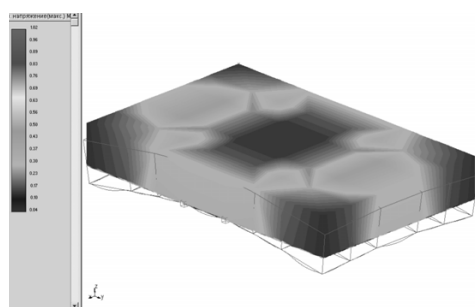


Рис. 5. Деформированное состояние паллеты

Анализ чувствительности. Для оценки влияния ограничений задачи (2) 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 проекти-

Таблица 3

Результаты анализа чувствительности

Переменные проектирования	Чувствительность ограничений, %			
	перемещения	напряжения	устойчивости	частоты
Толщина боковых и внутренних стенок (0,0363 м)	73,4	54,6	51,5	5,4
Толщина верхней плиты (0,029 м)	16,7	4,9	8,2	85,8
Толщина ребра (0,0695 м)	15,2	10,4	25,1	0,2

рования приведена в табл. 3. 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 собственной 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.

Вероятностная модель

В расчетной практике наибольшее распространение получили детерминированные математические модели. Однако изменение в пространстве положения любой точки обраба-

тываемой 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 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. 4) фактического приложения результирующей нагрузки от веса детали образуют систему двух случайных величин, для которых плотность нормального распределения выражается формулой [4]

$$f(x, y) = \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y\sqrt{1-r^2}} \times \exp\left\{-\frac{1}{2(1-r^2)} \times \left[\frac{(x-m_x)^2}{\sigma_x^2} - \frac{2r(x-m_x)(y-m_y)}{\sigma_x\sigma_y} + \frac{(y-m_y)^2}{\sigma_y^2}\right]\right\}. \quad (4)$$

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 т. C – с центром рассеивания, а случайные величины x, y независимы, формула (4) принимает следующий вид:

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

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:						
$t \geq 0$	8,6	17,2	17,2	63,4	0,54	14,22
$t \geq 23$ мм	23,1	23,2	23,2	38,9	27,0	15,80

Полный эллипс рассеивания определяется уравнением [4]

$$\frac{x^2}{(4E_x)^2} + \frac{y^2}{(4E_y)^2} = 1, \quad (5)$$

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 (5) 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:

максимизировать F_i (6)

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

Решая задачу (6) методом множителей Лагранжа [3] для принятых ранее размеров L и B , получим следующие координаты точки A и эксцентриситет:

$$x = 0,21 \text{ м}, \quad y = 0,06 \text{ м}, \quad e = 0,218 \text{ м}.$$

Задача оптимального проектирования паллеты формулируется в этом случае аналогично задаче (2). При расчете по вероятностной модели нагружения паллеты рассматриваются два случая:

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

2) на значения t_c , t_p накладывается ограничение по литейным условиям по формуле [5]

$$t_{\min} = 10 \sqrt{(2L + B + H) / 3}, \text{ мм}, \quad (7)$$

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

В табл. 4 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.

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 принимается, что деталь жестко

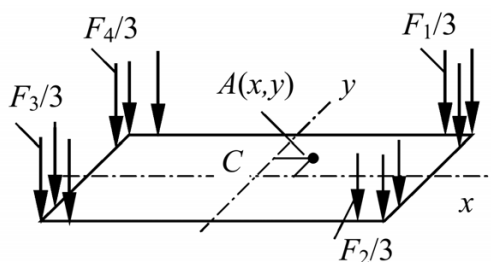


Рис. 6. Схема нагружения поверхности паллеты при расчете с учетом жесткости обрабатываемой детали

закрепляется в угловых зонах паллеты в трех точках (рис. 6, места приложения сил), что обеспечивает эквивалентность схем нагружения для двух рассматриваемых случаев – без учета и 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 2000 кН и поперечным сечением, обеспечивающим заданный эксцентриситет центра тяжести $A(x, y)$ с координатами (рис. 7):

$$x = L/20 = 5,6/20 = 0,28 \text{ м}, \quad y = B/30 = 3,6/30 = 0,12 \text{ м}.$$

Для всех расчетов учитывалось ограничение (7) на толщину стенок и ребер паллеты по литейным условиям. Для заданной паллеты $t_{\min} = 23 \text{ мм}$.

Расчеты проведены в среде программного комплекса APM WinMachine (версия 7.0) методом конечных элементов:

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

На рис. 8. изображено деформированное состояние паллеты, нагруженной условной

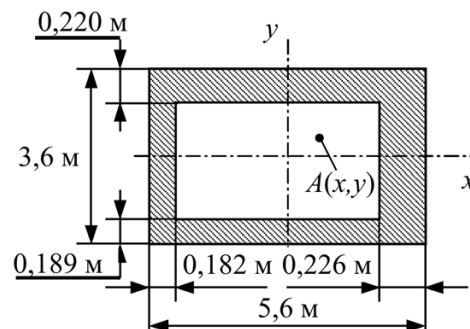


Рис. 7. Поперечное сечение условной корпусной детали

корпусной деталью. Приведенные в табл. 5 результаты расчетов показывают, что жесткость обрабатываемой детали существенно влияет на жесткость паллеты и, следовательно, несущей системы стола в целом – масса паллеты уменьшается на 22,3 %. 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

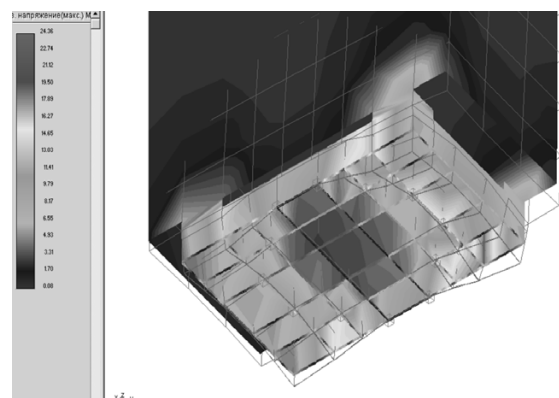


Рис. 8. Деформированное состояние паллеты при нагружении условной корпусной деталью (вид снизу)

Таблица 5

Результаты расчета с учетом жесткости обрабатываемой детали

Модель нагружения	Толщина элементов паллеты			Масса паллеты
	верхней плиты	стенок	ребра	
	мм			т
Без учета жесткости обрабатываемой детали, оптимальная конструкция	29,0	36,3	69,5	24,59
Учет жесткости обрабатываемой детали	23,0	23,0	69,5	19,11

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.

Вывод

Рассмотренные в статье различные расчетные модели на примере паллеты тяжелого поворотно-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 [6]. Применение метода конечных элементов в сочетании с методами оптимизации, учет собственной жесткости обрабатываемой детали на основе представительской корпусной детали минимальной жесткости позволяют проектировать несущие конструкции станка без избыточных возможностей.

Список литературы

1. Каминская В.В., Левина З.М., Решетов Д.Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 362 с.
2. Атапин В.Г., Пель А.Н., Темников А.И. Сопротивление материалов. Базовый курс. Дополнительные главы: учебник. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2011. – 508 с. – («Учебники НГТУ»).
3. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. В 2 кн. – М.: Мир, 1986. – Кн. 1. – 350 с.; Кн. 2. – 320 с.
4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Физматгиз, 1962. – 564 с.
5. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 390 с.
6. Атапин В.Г. Расчетное проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2011. – № 3 (52). – С. 27–34.

Modeling carrier system of heavy moving-rotary table

V.G. Atapin

Determine and statistical models of the carrier system of heavy moving-rotary table by heavy multi-purpose machine tool, no registration and with registration of rigidity of a work piece are researched. Integration work of the finite element method and optimization methods in calculation is used.

Key words: heavy multi-purpose machine tool, moving-rotary table, modeling, carrier system, finite element method, optimization methods.