

УДК 621.9.011:517.962.1

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОРЕБРЕНИЯ ТРАВЕРСЫ ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА С ПОДВИЖНЫМ ПОРТАЛОМ

*Кандидаты техн. наук, доценты ТУРОМША В. И., ДОВНАР С. С.,
инж. ТРУСКОВСКИЙ А. С., асп. ТУМИ эль-Мабрук Абузжафер Али*

*Белорусский национальный технический университет,
ОАО «МЗОР»*

Для обеспечения жесткости несущих систем металлорежущих станков используют оребрение стенок корпусных деталей [1]. Например, на ОАО «МЗОР» развитую систему ребер создают литьем внутри базовых деталей тяжелых продольно-фрезерных станков. Внутреннее оребрение практически не увеличивает габариты корпусных деталей и не влияет на дизайн конструкции. В то же время оно приводит к увеличению массы станка и его стоимости. Это должно оправдываться повышением жесткости станка. Однако конкретных сведений о влиянии внутренних ребер на жесткость несущей системы и ее металлоемкость недостаточно [2]. Поскольку масса портала и траверсы составляет до 40 % массы станка [3], обеспечение заданной жесткости при минимальной массе является актуальной задачей.

Наиболее остро данная проблема встает при производстве принципиально нового технологического оборудования в условиях отсутствия опыта проектирования аналогичных станков. Так, ОАО «МЗОР» впервые начало осваивать производство высокопроизводительных тяжелых продольно-фрезерных станков с подвижным порталом типа «Гентри» [4]. Особенностью компоновки этих станков являются неподвижный стол и подвижный портал, несущий фрезерно-расточную бабку [5].

Одной из самых нагруженных деталей портала является траверса, жесткость которой в станках portalного типа влияет на суммарную жесткость станка в значительно большей степени, чем жесткость базовых деталей в станках других типов. Траверса крепится по концам к двум стойкам (неподвижно или подвижно).

Обеспечение ее жесткости за счет создания эффективной структуры внутреннего оребрения при минимальной массе потребовало выполнения расчетов методами математического моделирования, поскольку экспериментальным путем решение такой задачи невозможно.

Исходные данные для моделирования траверсы. Траверса (рис. 1) представляет собой цельную литую конструкцию. Длина траверсы составляет 8570 мм, поперечное сечение имеет размеры 1400×1200 мм. Для расчетов было принято:

- материал траверсы – чугун СЧ 20;
- модуль упругости чугуна $E = 110$ ГПа;
- коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$;
- плотность чугуна $\rho = 7200$ кг/м³;
- масса траверсы $m_t = 22360$ кг.

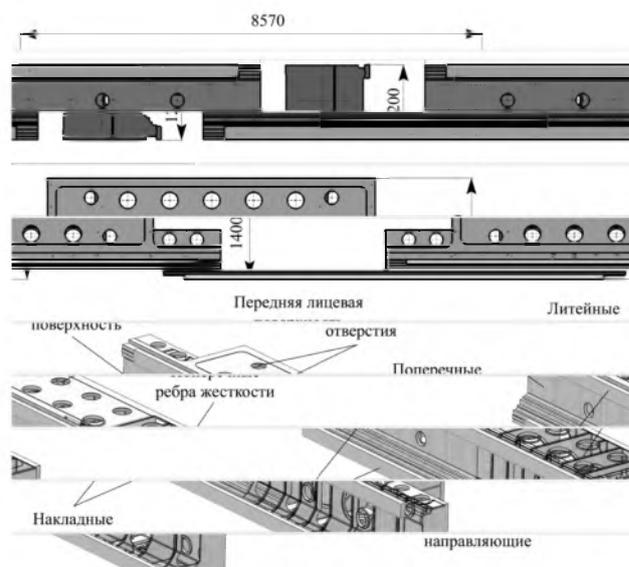


Рис. 1. Траверса продольно-фрезерного станка с подвижным порталом

Расчет жесткости траверсы аналитическим методом. При аналитическом расчете жесткости траверсы по методике [2] определяются перемещения относительно заготовки точки режущего инструмента, в которой приложены силы резания. Траверса рассчитывается как балка, упруго закрепленная на стойках. Для упрощения расчетной схемы траверса рассматривается как жестко защемленная балка при расчетах на кручение и как шарнирно опертая балка при расчетах на изгиб. Соединения траверсы со стойками учитываются приложением дополнительных моментов сил.

На основании данных и ряда других допущений [3] деформации траверсы в направлении координатных осей X , Y и Z под действием сил резания определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} f_{xP} &= \frac{P_x L^3}{48EJ_z} + \frac{(P_x z_P - P_z x_P) L z_P}{4GJ_{кр}}; \\ f_{yP} &= \frac{P_y L}{12E} \left(\frac{z_P^2}{J_x} + \frac{x_P^2}{J_z} \right); \\ f_{zP} &= \frac{P_z L^3}{48EJ_x} + \frac{(P_x z_P - P_z x_P) L s}{4GJ_{кр}}, \end{aligned} \quad (1)$$

где P_x, P_y, P_z – составляющие силы резания по осям координат; L – расстояние между осями стоек; x_P, z_P – расстояния от точки приложения силы резания до центра тяжести сечения траверсы по осям X и Z ; $J_x, J_z, J_{кр}$ – моменты инерции площади сечения траверсы при расчете на изгиб в вертикальной (YOZ) и горизонтальной (YOX) плоскостях и на кручение соответственно; E, G – модули упругости материала траверсы ($E \approx 2,5G$ [2]).

Деформация траверсы под действием собственного веса

$$f_{zq} = \frac{qy}{24EJ_x} (L^3 - 2Ly^2 + y^3) + \frac{My}{2EJ_x} (L - y), \quad (2)$$

где q – интенсивность равномерно распределенной нагрузки от веса траверсы; M – момент на опоре от веса консольных частей траверсы и механизмов на консолях; y – расстояние от опоры траверсы до сечения, в котором определяется прогиб.

Деформации траверсы в результате изгиба и кручения под действием веса бабки:

$$\begin{aligned} f_{zG} &= - \left[\frac{G_6 (L-y)^2 y^2}{3EJ_x L} + \frac{G_6 x_G y (L-y)}{LGJ_{кр}} x_P \right]; \\ f_{xG} &= \frac{G_6 x_G y (L-y)}{LGJ_{кр}} z_P, \end{aligned} \quad (3)$$

где G_6 – вес бабки; x_G – расстояние от центра тяжести бабки до плоскости направляющих траверсы.

Зависимости (1)–(3) использовались в основном для сравнительного анализа конструкций и выявления факторов, оказывающих наибольшее влияние на жесткость траверсы. К сожалению, они лишь приблизительно, с помощью приведенных параметров, учитывают конструктивное оформление траверсы – параметры окон, ребер и перегородок (в том числе их форму и расположение), переменность сечений по длине, наличие закруглений, выступов, впадин и других конструктивных элементов. Не учитывается влияние на жесткость поперечины жесткость контура поперечного сечения. Упрощенным также является представление действующих на траверсу нагрузок и условий закрепления. Поэтому более перспективным и точным методом моделирования базовых деталей станков является компьютерное моделирование с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [6].

Компьютерное моделирование траверсы. Основное внимание при моделировании несущей системы станка уделялось именно траверсе (на рис. 2а обозначена Т), а суппортная группа представлялась упрощенно, в виде цельной жесткой детали (образа суппорта S). Нагружение траверсы принято симметричным, поэтому моделировалась половина траверсы. Наличие второй половины траверсы отображалось плоскостью симметрии перемещений SYM, создаваемой средствами МКЭ (далее называется срединным сечением). К точке суппорта, соответствующей концу шпинделя (условно), прикладывалась вертикальная (рис. 2а) или горизонтальная (рис. 2б) пробная сила $F = 1000$ Н (соответствует удвоенной силе $F = 2000$ Н, приложенной к целой траверсе). Эта сила отображала ту или другую компоненту силы резания на инструменте и выявляла жесткость траверсы в соответствующем направлении. Сила F прилагалась со смещением 1250 мм относи-

тельно геометрической оси траверсы как в вертикальном, так и в горизонтальном вариантах нагружения. В результате сила создавала как изгибающий, так и крутящий момент. Результаты вертикального и горизонтального воздействий близки. Поэтому ниже описывается деформация траверсы только под действием вертикальной силы.

В модели суппорт и траверса соединялись по верхней и нижней направляющим фиксирующими контактными элементами (bonded contact). Контактная податливость отсутствовала. Соединение правого конца траверсы с колонной моделировалось наличием четырех тонких контактных плат Р. Их свободные поверхности закрепляли. Поэтому в расчетах не учитывали деформацию колонн, саней, станин и фундамента, а также податливость любых стыков.

Суппорту был приписан жесткий модельный материал с модулем упругости, в 10 раз большим модуля упругости стали. Это сделано для того, чтобы собственные деформации суппорта не искажали деформационную картину траверсы.

Анализ вариантов внутреннего оребрения траверсы. Второй тип (более абстрактный) расчетной модели представлен на рис. 2б. Это тоже половина траверсы с жестко закрепленным концом (FIX). Сечение траверсы по-

стоянно по длине (1200×1200 мм), наружные стенки имеют толщину 30 мм, у передней лицевой поверхности толщина стенки равна 45 мм. Половина траверсы имеет длину 3250 мм, равную расстоянию от срединного сечения до плоскости симметрии стойки. Модель построена так, чтобы выявить деформацию именно центральной части траверсы.

Рисунок внутреннего оребрения (толщина ребер всегда 25 мм) повторяется по длине траверсы с шагом 250 мм. Базовыми типами оребрения были кессонное (в данном случае CAIS) и «двойная стенка». Оба типа известны из практики.

Кессонное оребрение (рис. 2в) состоит из системы продольных и поперечных ребер. Они образуют кессоны (ячейки) размером 250×280 мм. В разных расчетных случаях высота ребер H_p варьировалась от 0 до 150 мм. В углах траверсы на поперечных ребрах могли моделироваться косынки с наклоном 45°. Иногда поперечное ребро наращивалось внутрь траверсы, образуя поперечную стенку – мембрану.

В оребрении типа «двойная стенка» (рис. 2г) к кессонному оребрению добавляется изнутри стенка толщиной 25 мм. Наружная и внутренняя стенки эквидистантны. Расстояние между ними H_c (рис. 2г) варьировалось от 0 до 250 мм.

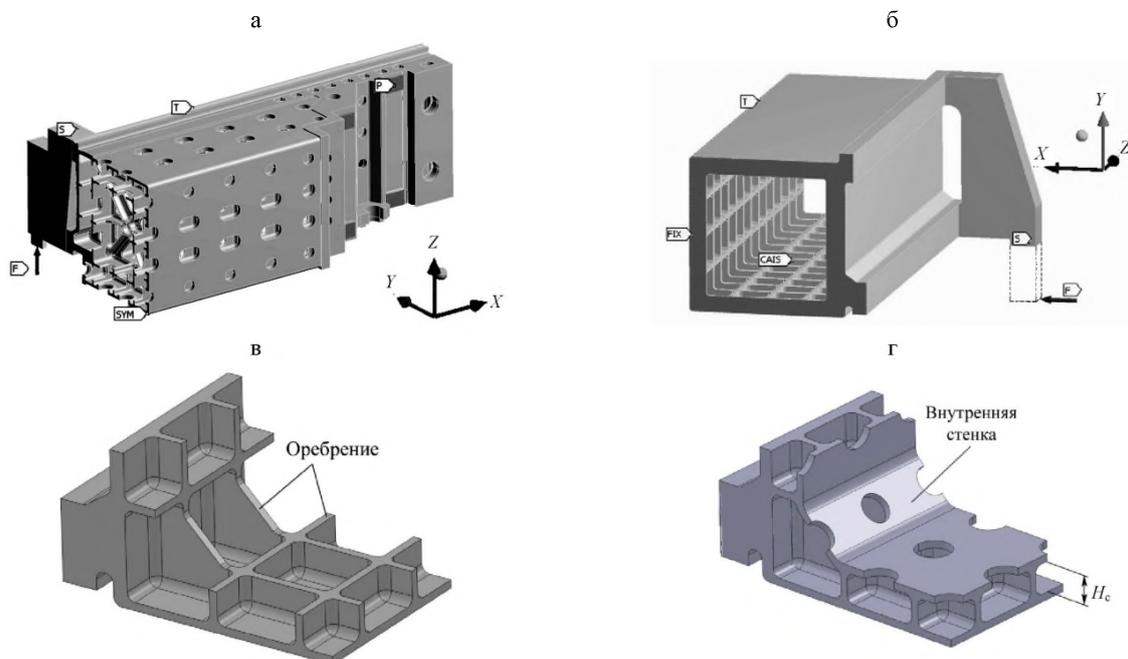
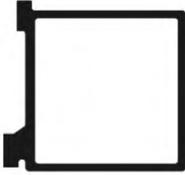
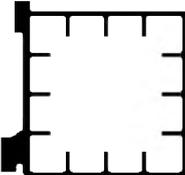
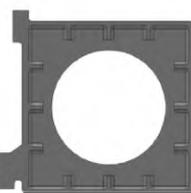
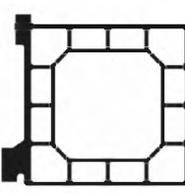
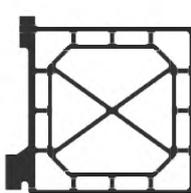
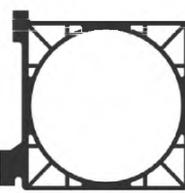


Рис. 2. Расчетные модели траверсы (а, б) и внутреннего оребрения (в, г)

На основании данных двух типов оребрения разработаны варианты конструктивного оформления траверсы (табл. 1).

Таблица 1

Варианты внутреннего оребрения траверсы

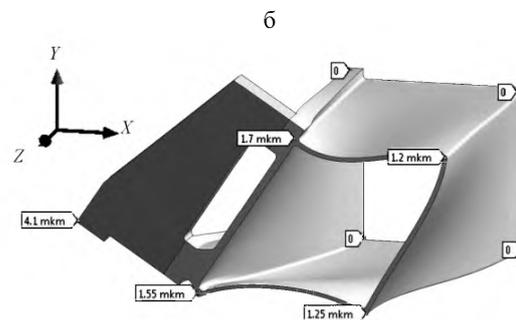
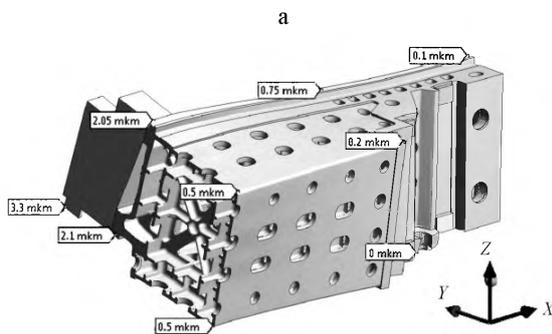
<p>1. Пустотелая траверса</p> 	<p>2. Кессонное оребрение</p> 
<p>3. Кессоны + мембраны</p> 	<p>4. Двойная стенка</p> 
<p>5. Двойная стенка + мембраны + стяжки</p> 	<p>6. Цилиндрическая двойная стенка</p> 

Для вариантов 2, 4 условно не показаны поперечные ребра (идут на высоту продольных ребер или между стенками). В варианте 5 ак-

центрированы стяжки – диагональные стенки. Одновременно предполагаются и мембраны – поперечные стенки. В варианте 3 вместо поперечных ребер поставлены мембраны с центральным отверстием. В варианте 6 поперечные ребра расставлены с шагом 250 мм (как и во всех других вариантах) между наружной квадратной и внутренней цилиндрической стенками.

МКЭ-моделирование производилось в статической постановке. Модель считалась идеально упругой. Геометрические, физические, контактные нелинейности отсутствовали. Сетка строилась по объемной геометрической модели из гекса- и тетраэдрических конечных элементов с квадратичной аппроксимацией перемещений. МКЭ-модель включала около 350000 конечных элементов и примерно 2 млн степеней свободы. Сила тяжести не учитывалась. Она дает систематическую погрешность, которую можно компенсировать при сборке станка. Сила же резания переменна и не поддается компенсации.

Деформация модели по рис. 2а представлена на рис. 3а. Перемещения масштабированы в $2 \cdot 10^5$ раз. Отметки указывают вертикальные перемещения в микрометрах. Максимальное перемещение наблюдается на условном конце шпинделя и составляет 3,3 мкм. Следовательно, вертикальная жесткость траверсы равна 606 Н/мкм.



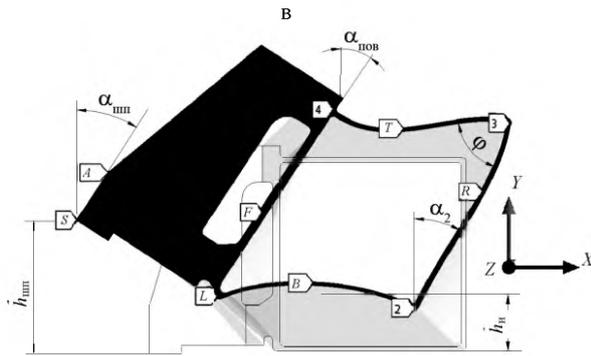


Рис. 3. Деформация траверсы при нагружении вертикальной силой: а, б – деформация по моделям в соответствии с рис. 2а и 2б; в – расчетная схема для численной оценки мод деформации

Подъем конца шпинделя происходит за счет изгиба траверсы и поворота ее сечения. Наличие изгиба в вертикальной плоскости иллюстрируют пары отметок «2,05 мкм» – «0,75 мкм» и «0,5 мкм» – «0,2 мкм». О повороте (по часовой стрелке (ч. с.) на рис. 3) говорит, например, пара отметок «2,1 мкм» – «0,5 мкм» по нижней стороне сечения траверсы. Ось шпинделя отклоняется от вертикали на $1,62 \cdot 10^{-6}$ рад. Поэтому угловая жесткость траверсы составляет $1,23 \cdot 10^9$ Н/рад.

На рис. 3б изображена деформация модели траверсы по рис. 2б по действию вертикальной пробной силы. Представлен базовый вариант, когда оребрение полностью отсутствует. Вид дан со стороны срединного сечения, отметки отображают вертикальные перемещения. Подъем условного конца шпинделя составляет 4,1 мкм, поворот суппорта вместе с осью шпинделя – $3,22 \cdot 10^{-6}$ рад по ч. с. Это величины, сопоставимые с рис. 3а, показывают, что между расчетными моделями на рис. 2а и 2б нет принципиальных различий.

Главное, что рис. 3б выявляет три моды (способа) деформации траверсы – изгиб, кручение и перекося профиля сечения. Эти моды действуют одновременно и накладываются друг на друга.

Изгиб иллюстрируется, например, отметками «1,55 мкм» – «0 мкм» по нижней передней грани траверсы. Перекося сечения заключается в превращении исходного квадратного сечения траверсы в ромбическое. Иначе говоря, диагональ 1,55 мкм – 1,2 мкм удлиняется, а диагональ 1,7 мкм – 1,25 мкм укорачивается. Кручение проявляется в том, что упомянутые диагонали поворачиваются по ч. с. от своего исходного положения.

Подъем шпинделя обусловлен подъемом суппорта от изгиба траверсы и его поворотом. Поворот суппорта определяется поворотом передней стенки траверсы. Поворот стенки является суммой крутильного поворота и поворота из-за перекося сечения.

Для численной оценки мод деформации была использована следующая методика. По углам срединного сечения траверсы вводились четыре реперные точки 1, 2, 3 и 4 (рис. 3в). МКЭ-анализ давал их деформационные перемещения по X и Y . Для каждой пары точек вычислялись углы поворота соответствующей стенки траверсы (длина стенки $l = 1200$ мм).

Например, для задней стенки (R): $\alpha_2 = \frac{x_3 - x_2}{l}$.

Среднее арифметическое от всех углов поворота считаем углом кручения сечения

$$\alpha_{кр} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4}{4},$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ – расчетные углы поворота, соответствующие нижней B , задней R , верхней T и передней F стенкам траверсы.

Положим, что исходный квадрат в процессе деформации точно переходит в ромб. Тогда угол перекося сечения будет средним отклонением углов поворота стенок от $\alpha_{кр}$

$$\alpha_{пер} = \frac{|\alpha_1 - \alpha_{кр}| + |\alpha_2 - \alpha_{кр}| + |\alpha_3 - \alpha_{кр}| + |\alpha_4 - \alpha_{кр}|}{4}.$$

Угол перекося определяет углы ромба сечения, например острый угол ромба $\varphi = 90^\circ - 2\alpha_{пер}$. Введем расчетный угол поворота $\alpha_{пов} = \alpha_{кр} + \alpha_{пер}$. Он оценивает поворот передней стенки траверсы (линия 1– F –4 на рис. 3в) и суппорта от совместного действия кручения и перекося. Теоретически угол $\alpha_{пов}$ равен углу

Таблица 2

Жесткость траверсы с кессонным оребрением

Вариант	Конструкция траверсы	Масса половины траверсы, кг	Подъем шпинделя $h_{шп}$, мкм	Вертикальная жесткость, Н/мкм	Угловая жесткость, Н/рад	Доля изгиба $\delta_{из}$, %	Доля кручения $\delta_{кр}$, %	Доля перекоса $\delta_{пер}$, %
A	Ребра 0 мм	4938	4,12	485	$0,616 \cdot 10^9$	34,3	36,3	29,3
B	Ребра 50 мм	5953	3,65	548	$0,760 \cdot 10^9$	34,2	39,6	26,3
C	Ребра 100 мм	6760	3,41	587	$0,890 \cdot 10^9$	33,7	47,5	18,8
D	Ребра 100 мм, косынки 150 мм	6785	3,33	601	$1,000 \cdot 10^9$	33,6	51,8	14,5
E	Ребра 100 мм, косынки 600 мм	7003	3,37	593	$1,034 \cdot 10^9$	33,5	56,2	10,3
F	Ребра 150 мм, косынки 150 мм	7566	3,24	617	$1,052 \cdot 10^9$	33,3	56,6	10,1

поворота шпинделя $\alpha_{шп}$ (определяется линией

S-A). В МКЭ-расчетах последний немного больше из-за концентрации деформаций на площадках контакта суппорта и траверсы.

В угле поворота $\alpha_{пов}$ выделяются доли кручения $\Delta_{кр} = \alpha_{кр}/\alpha_{пов}$, %, и перекоса сечения $\Delta_{пер} = \alpha_{пер}/\alpha_{пов}$, %.

Высота подъема условного конца шпинделя $h_{шп}$ (точка S на рис. 3в) отчасти обусловлена подъемом сечения траверсы из-за изгиба $h_{из} = \frac{y_1 + y_2 + y_3 + y_4}{4}$. Доля

изгиба в подъеме $\delta_{из} = h_{из}/h_{шп}$, %. Остальную часть считаем долей поворота $\delta_{пов} = 1 - \delta_{из}$, %.

Доля поворота распадается на долю кручения $\delta_{кр} = \delta_{пов} \Delta_{кр}$ и долю перекоса сечения $\delta_{пер} = \delta_{пов} \Delta_{пер}$.

В данной методике $\delta_{из} + \delta_{кр} + \delta_{пер} = 100$ %.

Подъем шпинделя можно соответственно разделить на подъемы из-за изгиба, кручения и перекоса сечения:

$$h_{из} = h_{шп} \delta_{из}; h_{кр} = h_{шп} \delta_{кр}; h_{пер} = h_{шп} \delta_{пер}.$$

Высота подъема шпинделя $h_{шп}$ и угол его поворота $\alpha_{шп} \approx \alpha_{пов}$ очень важны с точки зрения точности станка. Они ведут к отклонениям от прямолинейности, параллельности и перпендикулярности. Поэтому оба параметра желательно уменьшить.

Для рис. 3б подъем оси шпинделя $h_{шп} = 4,12$ мкм, поворот оси шпинделя $\alpha_{шп} = 3,2 \cdot 10^{-6}$ рад. Подъем сечения траверсы из-за изгиба $h_{из} = 1,42$ мкм. Расчетный угол поворота сечения $\alpha_{пов} = 2,65 \cdot 10^{-6}$ рад, угол перекоса $\alpha_{пер} = 1,18 \cdot 10^{-6}$ рад, угол кручения $\alpha_{кр} = 1,47 \cdot 10^{-6}$ рад. Поэтому подъем шпинделя из-за кручения $h_{кр} = 1,5$ мкм, а из-за перекоса сечения $h_{пер} = 1,2$ мкм.

Следовательно, для неоребренной корпусной детали типа траверсы вклады трех мод в деформацию примерно одинаково

вы и составляют: доля изгиба – 34 %; доля кручения – 36 %; доля перекоса сечения – 30 %.

Моделирование кессонного оребрения траверсы. В табл. 2 представлены результаты моделирования траверсы с кессонным оребрением, имеющим различную высоту ребер. На рис. 4 представлены характер деформации траверсы с кессонным оребрением и его влияние на составляющие моды и материалоемкость. Варианты расположены в порядке нарастания массы траверсы, связанной с увеличением количества или толщины ребер (развитости оребрения). Вариант A соответствует пустотелой траверсе (рис. 3б). Варианты B и C даны постановочно на рис. 2б. Траверса по варианту F показана деформированной на рис. 4а. В вариантах D и F по внутренним углам есть косынки с катетом 150 мм. В варианте E косынка в левом нижнем углу развита до катета 600 мм (диагональ сечения) и является половиной мембраны.

Сравнение рис. 3б и рис. 4а показывает, что введение ребер не меняет принципиально характер деформирования траверсы. Присутствуют моды изгиба и кручения. Визуально на рис. 4а уменьшается только перекокс сечения.

Вертикальная жесткость шпинделя возрастает максимум на 27 % (рис. 4б – линия 1). Это

достигается за счет весьма большого увеличения массы траверсы – на 53 %. Следовательно, кессонное оребрение, требующее значительных затрат материала по массе, имеет умеренную эффективность по жесткости. Угловая жесткость шпинделя (линия 2) растет быстрее – на 68 %. Это объясняет рис. 4в, где верхняя сплошная линия показывает подъем конца шпинделя $h_{\text{шп}}$ под действием пробной силы. Штриховые линии разделяют вклады трех мод деформации в этот подъем. Получается, что оребрение подавляет в основном перекося. Его деформационный вклад падает от варианта *A* до *F* – с 29 до 10 %. Блокирование перекося –

причина быстрого роста именно поворотной жесткости шпинделя ($\alpha_{\text{пов}} = \alpha_{\text{кр}} + \alpha_{\text{пер}}$).

На крутильную жесткость траверсы ребра влияют слабо. При переходе от варианта *B* к *F* угол кручения траверсы $\alpha_{\text{кр}}$ изменяется только от $1,33 \cdot 10^{-6}$ до $1,30 \cdot 10^{-6}$ рад. При этом подъем сечения траверсы из-за изгиба $h_{\text{и}}$ убывает с 1,25 до 1,08 мкм, т. е. только на 15 %. Следовательно, и изгиб слабо зависит от внутреннего оребрения.

Подчеркнем, что оребрение на траверсе необходимо. Иначе стенки нагруженной траверсы начнут локально терять устойчивость и «пузыриться» при вибрациях.

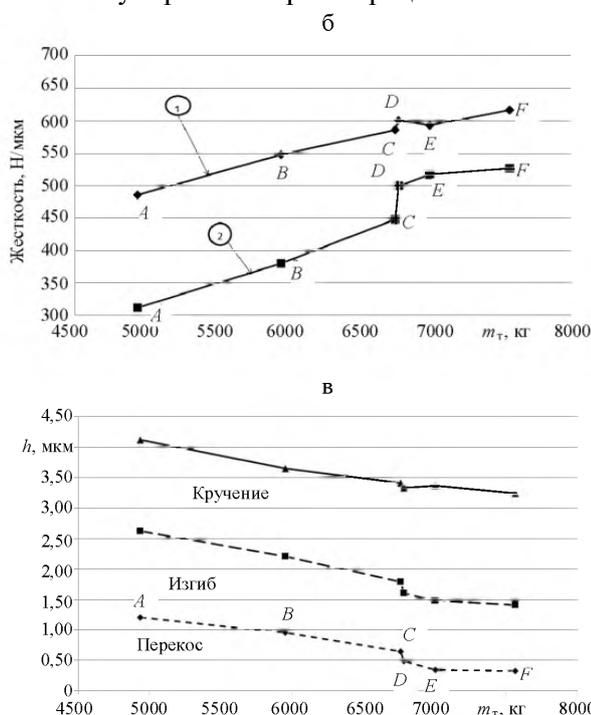
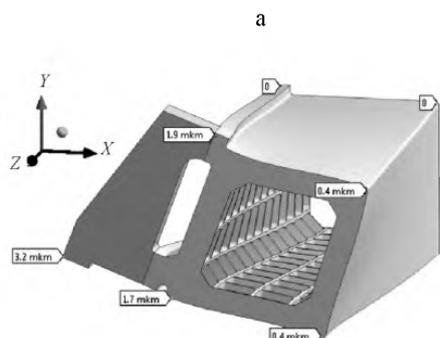


Рис. 4. Деформация траверсы с кессонным оребрением (а); взаимосвязь жесткости траверсы с массой (б); доли мод деформации в зависимости от параметров оребрения (в)

Итак, можно предложить первую оценку потенциала внутреннего оребрения. Оно не обеспечит существенного увеличения изгибной и крутильной жесткости корпусной детали. Подавляются перекося. В пустотелой траверсе перекося отвечает примерно за треть деформаций. Следовательно, внутреннее оребрение способно поднять жесткость траверсы примерно до 1,5 раза (но не более).

Графики на рис. 4б свидетельствуют о том, что при кессонном оребрении самым рациональным является вариант *D* (высота ребра 100 мм).

От варианта *C* он выгодно отличается приращением угловой жесткости на 12 % при почти одинаковой массе. Это эффект угловых косынок, дополнительно блокирующих перекося сечения. Вертикальная жесткость возрастает на 3 %.

Увеличение размера косынок выше 150 мм малоэффективно. Вариант *E* (катет косынки 600 мм) показывает практически ту же жесткость, что и *D*.

Вариант *E* (ребра высотой 150 мм) превосходит *D* по жесткости только на 3–5 %, но требует дополнительно 1560 кг чугуна на всю тра-

версу. Кроме того, ребра высотой 150 мм при толщине 25 мм потребуют для своей устойчивости вторичного оребрения, что дополнительно усложнит и утяжелит деталь. Можно ввести параметр материалоемкость жесткости M_j – отношение массы траверсы к ее жесткости. Для варианта *E* $M_j = 24,5$ кг/(Н/мкм), а для *D* – 22,6 кг/(Н/мкм). Поэтому последний вариант предпочтителен.

Анализ жесткости траверсы с двойными стенками. На рис. 5а представлена картина деформации траверсы с двойной стенкой ($H_c = 100$ мм) под действием пробной вертикальной силы. По сравнению с предыдущими решениями подъем шпинделя снизился до 2,75 мкм. Это в 1,49 раза меньше, чем у пусто-

телой траверсы на рис. 2б. Подтверждается сделанный выше прогноз о потенциале внутреннего оребрения. Визуально на рис. 5а переко сечения почти незаметен. Хорошо видны моды изгиба и особенно кручения.

Табл. 3 представляет параметры жесткости траверсы для расстояния между стенками от 0 до 250 мм. Вариант *G* ($H_c = 0$) заключается в утолщении наружной стенки внутрь на 25 мм. Толщина передней стенки равна здесь 70 мм, остальных – 55 мм. Вариант *K* близок к варианту *H*, но в центральную часть траверсы добавлены мембраны и стяжки (сечение 5 в табл. 1), а во внутренней стенке сделаны технологические окна.

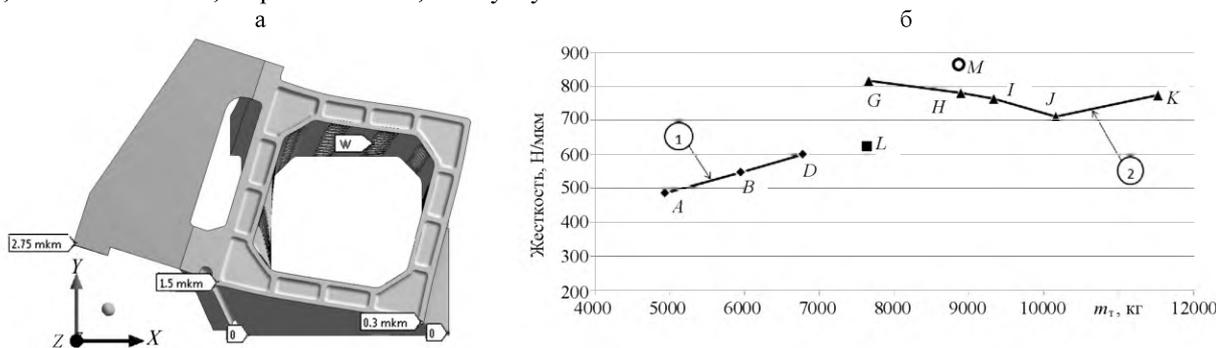


Рис. 5. Деформация траверсы с двойными стенками (а); взаимосвязь жесткости траверсы с массой в зависимости от параметров оребрения (б)

Таблица 3

Жесткость траверсы с двойной стенкой

Вариант	Расстояние H_c , мм	Масса половины траверсы, кг	Подъем шпинделя $h_{шп}$, мкм	Вертикальная жесткость, Н/мкм	Угловая жесткость, Н/рад	Масса/ жесткость, кг/(Н/мкм)	Доля изгиба $\delta_{из}$, %	Доля кручения $\delta_{кр}$, %	Доля перекоса $\delta_{пер}$, %
<i>G</i>	0	7662	2,45	816	$1,176 \cdot 10^9$	18,8	35,3	41,3	23,4
<i>H</i>	100	8889	2,56	781	$1,390 \cdot 10^9$	22,8	32,8	56,4	10,8
<i>I</i>	150	9328	2,62	763	$1,334 \cdot 10^9$	24,4	31,4	63,0	5,6
<i>J</i>	250	10160	2,81	712	$1,250 \cdot 10^9$	28,5	29,3	68,4	2,3
<i>K</i>	100 (окна, мембраны, стяжки)	11521	2,58	775	$1,308 \cdot 10^9$	29,7	30,4	67,6	1,9

Таким образом, жесткость траверсы слабо зависит от расстояния между стенками. Жесткость немного (на 14 %) убывает при отодвигании внутренней стенки к центру траверсы. Вариант *G* («толстая стенка») является самым жестким, но не самым рекомендуемым. Большая толщина стенок провоцирует литейные дефекты.

Причину слабой связи H_c с жесткостью объясняет анализ деформационных мод. При пере-

ходе H_c от 0 к 250 мм (от варианта *G* до *J*) изгиб почти постоянный (0,87–0,82 мкм). Угол кручения возрастает (от $0,87 \cdot 10^{-6}$ до $1,09 \cdot 10^{-6}$ рад), поскольку внутренняя стенка уходит к центру траверсы и теряет крутильную жесткость. Но при больших H_c двойная стенка становится жесткой, локально не прогибается и не деформируется в углах. Мода перекоса блокируется и, как видно из табл. 3, становится несущественной

при H_c более 100 мм. Теперь траверса деформируется в основном кручением. Изгиб контролирует треть податливости базовой детали.

Баланс деформационных мод делает траверсу стабильной по жесткости. Толщину двойной стенки конструктор может выбирать из технологических соображений. Слишком большая толщина утяжеляет траверсу, что не позволяет рекомендовать данный вариант.

Было оценено влияние на жесткость траверсы технологических окон во внутренней стенке (W на рис. 5а). Установлено, что снижение окнами жесткости мало (до 10 %), если диаметр окна не более 60 % размера кессона. Так, для рис. 4а каждое окно W имеет $\varnothing 150$ мм при размере кессона 250–280 мм. Если окна в МКЭ-модели исключить, то подъем конца шпинделя уменьшится с 2,75 до только 2,56 мкм (на 7,4 %).

Обратим внимание на неэффективность варианта K . Заполнение центральной части траверсы мембранами и стяжками не дает существенных изменений в жесткости (парный вариант H), но утяжеляет траверсу почти на 30 %. Это ожидаемый результат, поскольку и при изгибе и при кручении центральная часть балки почти не работает.

Отношение массы траверсы к жесткости составляет $M_j = 29,7$ кг/(Н/мкм) при заполненной центральной части (K). Рекомендуемое решение (H) имеет намного меньшее значение $M_j = 22,4$ кг/(Н/мкм).

Сравнить влияние разных типов оребрения на вертикальную жесткость траверсы позволяет рис. 4б. Обозначения точек на линиях 1 (кессоны) и 2 (двойная стенка) соответствуют табл. 2 и 3. Высота ребер и расстояние между стенками на рисунке растут вправо вместе с ростом массы.

Видно, что двойная стенка – более жесткое и массивное решение, чем кессонное оребрение. Выше для кессонов был рекомендован вариант D , а для двойной стенки – H . Варианты на 30 % различаются по жесткости и массе. В целом рекомендуется двойная стенка. Кессонное оребрение – запасной вариант при отсутствии высоких требований к жесткости и ограничениях на массу, технологическую сложность отливки.

Варианты L и M на рис. 5б соответствуют сечениям 3 и 6 в табл. 1. Часто расположенные

мембраны (L) уменьшают податливость путем сдерживания моды перекоса. Траверса по параметрам получается промежуточной между кессонным типом и двойной стенкой. Центральное отверстие в мембране при диаметре до 800 мм почти не влияет на жесткость.

Вариант M – это дополнительная труба, сдерживающая моду кручения. Труба должна быть вписана в квадрат сечения (или иметь несколько больший диаметр). Тогда достигается самая высокая жесткость при ограниченной массе. Но это виртуальный результат. Отливка же такой траверсы требует многочисленных ослабляющих технологических окон.

ВЫВОДЫ

1. Траверса продольно-фрезерного станка, имеющая форму балки, деформируется под действием рабочей нагрузки сразу по трем модам – изгибу, кручению и перекосу сечения. Преобладающим обычно является кручение.

2. Все виды внутреннего оребрения траверсы эффективны только для блокирования моды перекоса и слабо воздействует на изгибную и крутильную жесткость. Внутреннее оребрение повышает жесткость примерно в 1,5–1,7 раза, но его применение сопровождается увеличением массы траверсы.

3. Хорошо реализует потенциал жесткости оребрение с двойной стенкой. Рекомендуемая величина расстояния между внутренней и наружной стенками составляет 8–10 % от поперечного сечения траверсы. Деформация траверсы с двойной стенкой на 2/3 определяется кручением, на 1/3 – изгибом.

4. Кессонное оребрение траверсы дает повышение жесткости только на 25–30 % и рекомендуется при невысоких требованиях к жесткости.

5. Наибольшую расчетную жесткость показало оребрение, где внутренней стенкой является вписанная в сечение траверсы труба. Однако из-за сложных закрытых карманов такое оребрение трудно реализовать.

6. Размер технологических окон в траверсе не должен превышать половины параметра кессона. Потери жесткости в этом случае не превышают 20 % для наружной стенки и 10 % – для внутренней.

7. Во внутренних углах траверсы при использовании кессонного оребрения рекоменду-

ется выполнение косынок размером 10–15 % от размера сечения. Для оребрения с двойной стенкой применение косынок не дает существенного эффекта.

8. При наличии двойных стенок заполнение центральной части траверсы мембранами и диагональными стяжками не рекомендуется, поскольку дает незначительный эффект по жесткости (до 5 %), но повышает металлоемкость на 30–40 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Металлорежущие** станки: учеб. для машиностр. вузов / В. Э. Пуш [и др.]; под общ. ред. В. Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

2. **Детали** и механизмы металлорежущих станков. Т. 1: Общие основы конструирования, направляющие и несущие системы / Д. Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 664 с.

3. **Козловский, Н. А.** Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков / Н. А. Козловский, М. П. Зайкин. – Минск: Наука и техника, 1986. – 135 с.

4. **Шпур, Г.** Справочник по технологии резания металлов / Г. Шпур, Т. Штеферле; пер. с нем.: в 2 кн. – М.: Машиностроение, 1985. – Кн. 1. – 616 с.

5. **Кирайт, Ю. Н.** Продукция УП «МЗОР» / Ю. Н. Кирайт // Машиностроение-2010: технологии – оборудование – инструмент – качество: материалы междунар. науч.-техн. конф., Минск, 7–8 апр. 2010 г. / Минск: Бизнес-офсет, 2010. – С. 91–92.

6. **Зенкевич, О.** Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.

Поступила 15.04.2011

УДК 615. 82 (837)

РАСЧЕТ ВОЗДЕЙСТВИЯ УДАРНО-ВОЛНОВЫХ ИМПУЛЬСОВ НА ПОЗВОНОЧНИК В ВЫТЯНУТОМ СОСТОЯНИИ

Кандидаты техн. наук, доценты ЕСЬМАН Г. А., МИНЧЕНЯ Н. Т., магистранты БОБРОВСКАЯ А. И., МОНИЧ С. Г.

Белорусский национальный технический университет

Существует ряд заболеваний позвоночника, в основе которых лежат нарушение обмена веществ и дегенеративные процессы в тканях (остеохондроз, сколиоз, спондилез, протрузия межпозвоночных дисков и др.). При их лечении используют консервативные и оперативные методы, которые не всегда эффективны и, кроме того, занимают много времени.

Предлагаемый метод лечения данных заболеваний сочетает воздействие ударно-волновыми импульсами и механотерапией на позвоночник.

Ударно-волновая терапия – малотравматичный, не занимающий много времени метод физиотерапии, заключающийся в кратковременном приложении к области заболевания высокоэнергетической вибрации, генерируемой ударными волнами.

Под воздействием ударной волны на участке, подвергнувшись воздействию, стимулируется ангиогенез (рост новых микрососудов), расширяются кровеносные сосуды, увеличивается проницаемость клеточных мембран, что приводит к улучшению питания ткани, активации обмена веществ, восстановлению клеточного

ионного обмена, интенсификации выведения конечных продуктов метаболизма и стимуляции восстановительных процессов тканей [1]. Применение биологически эффективной частоты следования импульсов (5–10 Гц) также стимулирует кровообращение и ускоряет восстановление нормального клеточного обмена. Кроме того, ударная волна дробит отложения солей кальция на мелкие частички, которые затем выводятся из организма через венозную и лимфатическую системы, что также ускоряет процесс выздоровления. Больной ощущает последствия такого воздействия в виде уменьшения болей и увеличения объема движений.

Методика лечения заболеваний позвоночника с применением ударно-волновой терапии имеет следующие особенности. Во-первых, должна быть ограничена глубина проникновения ударных импульсов в биообъект во избежание повреждения спинного мозга. Во-вторых, необходимо ограничить плотность энергетического потока (не более 0,280 мДж/мм²) и максимальное давление в фокусе ($p_{F_{max}} = 0,040$ МПа) [2], чтобы не травмировать ткани