

УДК 621.9.011:517.962.1

ПОВЫШЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ ПОЛЗУНА ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА С ПОДВИЖНЫМ ПОРТАЛОМ

*канд. техн. наук, доц. В.И. ТУРОМША, канд. техн. наук, доц. С.С. ДОВНАР,
(Белорусский национальный технический университет, Минск);
А.С. ТРУСКОВСКИЙ, ТУМИ ЭЛЬ-МАБРУК АБУЖАФЕР АЛИ
(ОАО «МЗОР», Минск)*

Ползун продольно-фрезерных станков с подвижным порталом типа «Гентри», производство которых впервые начало осваивать станкостроительное предприятие ОАО «МЗОР» (г. Минск), обладает высокой чувствительностью к величине вылета. Жесткость шпинделя на конце ползуна уменьшается в 5,3 раза при полном выдвигении. Методами математического моделирования установлены основные моды деформации, определяющие податливость шпинделя, – консольный изгиб ползуна, кручение траверсы и деформация внутри шпиндельного узла. Последняя мода доминирует на малых вылетах шпинделя, а на больших – изгиб перекрывает все остальные моды вместе взятые. Для увеличения жесткости ползуна предложено уменьшить отрицательное влияние технологических окон, которые создают эффект упругого «шарнира», и перейти к ползуну закрытой конструкции с кессонным оребрением. Это увеличивает жесткость на конце ползуна в 2,1 раза. Выполнен анализ различных вариантов усиления ползуна: внутреннего кессонного оребрения, усиливающих накладок, наружной решетки ребер, двойных стенок. Дополнительное увеличение жесткости составляет до 56 %.

Введение. Особенностью компоновки продольно-фрезерных станков с подвижным порталом является неподвижный стол и перемещающийся вдоль него портал, несущий фрезерно-расточную бабку ползункового типа [1]. Бабка смонтирована на траверсе и состоит из каретки и ползуна. Каретка перемещается по горизонтальным направляющим траверсы перпендикулярно ходу портала. Вертикально подвижный ползун, в котором встроен привод вращения основного вертикального шпинделя станка, перемещается по направляющим каретки. Вылет ползуна при его перемещении вниз может достигать 1100 мм. При этом он превращается в консольно закрепленную балку переменной жесткости. Как показывает анализ предшествующих работ [2], жесткость ползуна при большом вылете является недостаточной. Учитывая, что станкостроительное предприятие ОАО «МЗОР» впервые начало осваивать производство высокопроизводительных тяжелых продольно-фрезерных станков с подвижным порталом типа «Гентри» [3], задача повышения жесткости ползуна является весьма актуальной, особенно если учесть ограничения по весу узла и его габаритам. Для ее решения использованы методы математического моделирования [4], которые позволяют не только выявить недостаточно жесткие элементы конструкции ползуна, но и осуществить виртуальные испытания ряда вариантов и выбрать наиболее эффективные из них. Экспериментальным путем решение такой задачи невозможно из-за условий единичного производства таких станков, а также высоких материальных затрат, связанных с большими габаритами и массой узла.

Исходные данные для моделирования ползуна. Траверса (рис. 1) представляет собой литую конструкцию в виде балки массой 9396 кг. Длина ее составляет 6940 мм, а поперечное сечение 1200 × 1100 мм. Стандартный ползун имеет форму коробки с габаритами 550×565×2750 мм и массой 1520 кг. Масса каретки 1880 кг.

Принимаем:

а) для расчетов:

- материал траверсы, каретки и ползуна – чугун серый марки СЧ 20;
- модуль упругости чугуна $E = 110$ ГПа;
- коэффициент Пуассона $\mu = 0,28$;
- плотность чугуна $\rho = 7200$ кг/м³;

б) для стальных деталей (шпиндель, гильза, инструмент, стальные направляющие и т.д.):

- модуль упругости стали $E = 200$ ГПа;
- коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$;
- плотность $\rho = 7850$ кг/м³.

в) для бронзовых вкладышей в направляющих:

- модуль упругости $E = 110$ ГПа;
- коэффициент Пуассона $\mu = 0,34$;
- плотность $\rho = 8300$ кг/м³.

Определение деформаций ползуна и каретки аналитическим методом. При расчете деформаций ползуна рассматривались два его участка – консольная часть и часть, закрепленная на направляю-

щих [2]. Последняя представлялась в виде закрепленной на упругом основании балки, смещения которой определяются контактными деформациями в направляющих.

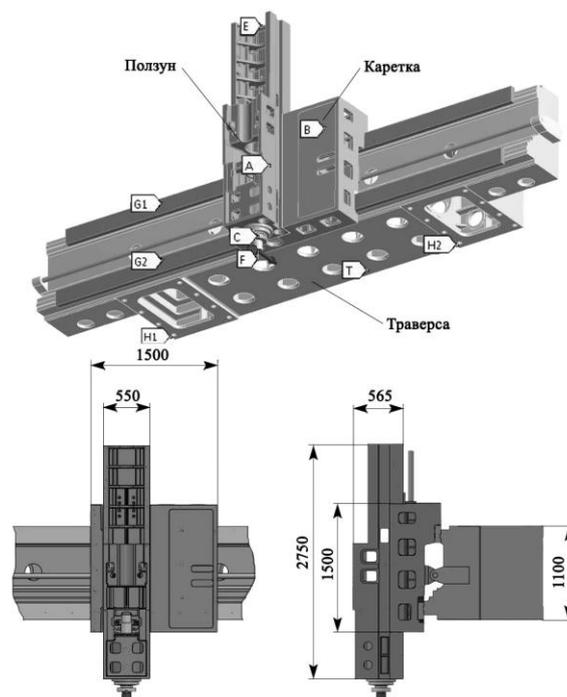


Рис. 1. Фрезерно-расточная бабка ползункового типа продольно-фрезерного станка с подвижным порталом

Нагрузки, действующие на ползун, можно представить в виде сосредоточенной силы F и изгибающего момента M на конце. Кроме того, вследствие несовпадения точки приложения сил с осью ползуна на него действует крутящий момент $M_{кр}$. Перемещения δ и углы наклона θ оси ползуна в любом сечении консольной части можно определить, рассматривая его как брус, имеющий у кромки направляющих начальный прогиб δ_0 , угол наклона упругой линии θ_0 и угол закручивания φ_0 .

Перемещения, угол наклона упругой линии и угол закручивания ползуна в точке приложения сил в каждой из координатных плоскостей определялись по следующим формулам:

$$\delta = \delta_0 + \theta_0 L_n + \frac{FL_n^3}{3EJ} - \frac{ML_n^2}{2EJ} + \varphi_0 a + \frac{M_{кр} L_n a}{GJ_{кр}}; \quad \theta = \theta_0 + \frac{FL_n^2}{2EJ} - \frac{ML_n}{EJ}; \quad \varphi = \varphi_0 + \frac{M_{кр} L_n}{GJ_{кр}}, \quad (1)$$

где E и G – модули упругости материала ползуна I и II рода ($E \approx 2,5G$ [5]); J , $J_{кр}$ – моменты инерции сечения ползуна при расчете на изгиб и на кручение соответственно; L_n – вылет ползуна (расстояние от точки приложения сил до начала направляющих); a – расстояние от точки приложения сил до оси ползуна по оси координат в плоскости деформации.

Знаки перед слагаемыми должны соответствовать направлению сил и моментов.

Особенность расчета ползуна как балки на упругом основании – участие в работе вспомогательных граней (планок), с помощью которых ползун поджат к несущим граням для обеспечения устойчивого положения и ликвидации перерождения при вертикальном перемещении. Несущими являются грани, воспринимающие основную нагрузку.

Перемещение и угол наклона упругой линии ползуна у кромки направляющих в результате изгиба составляют [2]:

$$\theta_0 = \frac{12kM_0}{B_{\Sigma} H_n^3}; \quad \delta_0 = \frac{F}{H_n B_{\Sigma}} \left(1 + \frac{6M_0}{PH_n} \right), \quad (2)$$

где M_0 – момент сил относительно кромки направляющих; B_{Σ} – суммарная приведенная ширина направляющих; H_n – длина части ползуна, лежащей на направляющих; k – коэффициент контактной податливости [5].

Угол закручивания ползуна у кромки направляющих в результате кручения

$$\varphi_0 = \frac{kM_{кр} (b_1 + b_2)}{b_1 b_2 H_n \left(B_\Sigma - \frac{b_1 + b_2}{2} \right)^2}, \quad (3)$$

где b_1 и b_2 – ширина несущей и вспомогательной грани направляющих.

Смещение точки приложения сил в результате упругого перемещения каретки связано в основном с деформациями в направляющих. Угол поворота каретки зависит от распределения давлений по длине направляющих [2] и определяется по формуле:

$$\varphi_k = \frac{12M_k k C_\varphi}{2b_1 L_k^2}, \quad (4)$$

где L_k – длина направляющих каретки; M_k – опрокидывающий момент; C_φ – коэффициент, учитывающий распределение давлений по длине направляющих [2]; b_1 – ширина основной грани направляющей каретки.

Полные перемещения точки приложения сил в результате деформаций направляющих каретки определялись, как и для ползуна, суммированием составляющих деформаций по каждой из осей координат в трех плоскостях.

Зависимости (1) – (4) позволяют выполнить сравнительный анализ конструкций ползуна и выявить факторы, оказывающие наибольшее влияние на его жесткость. С помощью приведенных параметров они учитывают конструктивное оформление ползуна и каретки – наличие окон, ребер и перегородок (в том числе их форму и расположение), переменность сечений по длине, наличие закруглений, выступов, впадин и других конструктивных элементов [5]. Такая оценка является приближенной, к тому же не учитывает влияние на жесткость ползуна жесткости контура его поперечного сечения. Упрощенным также является представление действующих нагрузок и условий их закрепления ползуна и каретки. Поэтому более перспективный и точный метод расчета жесткости ползуна – компьютерное моделирование с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [6].

Компьютерная модель «ползун – каретка – траверса». Область моделирования включала в максимальном варианте ползун со шпиндельным узлом, каретку и траверсу (этот вариант модели будем называть далее ПКТ). На рисунке 1 представлена трехмерная модель верхней части портала станка. Траверса T опирается на колонны (не показаны) по стыкам $H1$ и $H2$. Траверса и колонны (портал) перемещаются вдоль оси X . По траверсе в поперечном направлении вдоль оси Y по направляющим $G1$ и $G2$ перемещается каретка B . Она несет ползун A , имеющий вертикальную степень свободы Z . Вместе каретка и ползун образуют фрезерно-расточную бабку. На рисунке 1 ползун показан в верхнем положении (вылет $L_n = 0$). В нижней части ползуна размещается шпиндельный узел C и инструмент. Над шпиндельным узлом внутри ползуна смонтирована коробка скоростей. Поэтому ползун имеет открытую конструкцию с многочисленными технологическими окнами и сложной, нерегулярной системой ребер. Характерные толщины для боковых стенок равны 30...35 мм, для ребер – 20 мм.

Для МКЭ-расчетов по объемной геометрической модели была сгенерирована сетка конечных элементов. Использовались точные гексаэдрические и тетраэдрические конечные элементы с квадратичной аппроксимацией перемещений. Сетка состояла из примерно 430 000 конечных элементов. Узлы элементов обладали 2 400 000 степенями свободы. Каждая деталь в модели ПКТ представлена своей сеткой конечных элементов.

Наряду с моделью ПКТ ниже используются модели «ползун + каретка» (ПК) и только «ползун» (П). Здесь удаляемая деталь виртуально заменяется абсолютно жестким и скользким телом.

Закрепление и нагружение конечно-элементной модели. Траверса в модели ПКТ считается неподвижно закрепленной по болтовым площадкам на стыках $H1$, $H2$ (см. рис. 1). Упругость нижележащих частей станка не учитывается.

Взаимодействие деталей по поверхностям сопряжения обеспечивали контактные конечные элементы. Они находились в зафиксированном (bonded) состоянии. Исключением являлись контактные элементы на направляющих «траверса – каретка» и «каретка – ползун». Здесь моделировались направляющие скольжения (бронза – чугун, бронза – сталь) с принудительной смазкой и силовым замыканием. Поэтому разрешалось легкое скольжение без трения, но и без возможности отрыва (no separation). От бесконтрольного перемещения каретку и ползун удерживала упругость соответствующих ходовых винтов. Контактная податливость направляющих скольжения в условиях силового замыкания полагалась небольшой и не учитывалась.

К концу инструмента прилагается только одна пробная сила $F = 1000$ Н. Величина силы не принципиальна, так как решается линейная статическая задача. Поэтому деформации пропорциональны силе,

а жесткость неизменна для данного решения. Сила F направляется вдоль оси X (продольно). В этом случае ей противодействуют собственно корпусные детали станка (именно на них обращено внимание в данной работе). В вертикальном и поперечном направлениях ведущую роль играли бы ходовые винты. Сила тяжести не учитывается, так как в линейной постановке она не связана с жесткостью станка.

Локальная конечно-элементная модель шпиндельного узла (ШУ). Как составная часть ползуна была разработана локальная модель шпиндельного узла (рис. 2). Стальной шпindel $J-M$ и стальная гильза L сопряжены модельными втулками K и N . Втулки являются образами передней и задней подшипниковых опор качения. Это допустимо, поскольку вращение шпинделя в данной работе не рассматривается. Модуль упругости материала модельных втулок подбирался так, чтобы обеспечить заложенную конструктором жесткость реальных подшипников. Радиальная жесткость передней опоры K составляла 2500 Н/мкм.

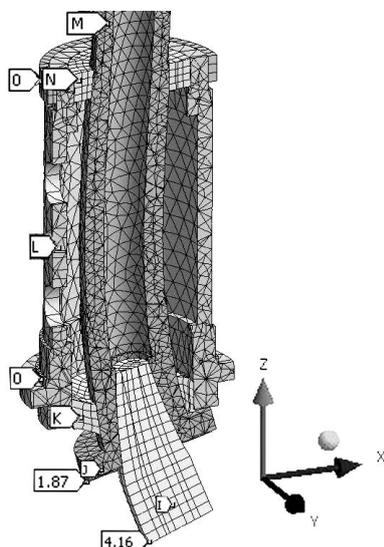


Рис. 2. Локальная модель шпиндельного узла

На рисунке 2 представлена расчетная картина деформации только шпиндельного узла. По двум наружным поясам (отметки «0») гильза считается неподвижно закрепленной. На нижний торец инструмента I действует по оси X пробная сила F . Видно, что шпindel изгибается и одновременно деформируется передняя опора (перемещения масштабированы в 20 000 раз). Перемещение переднего конца шпинделя J составляет $\delta_{ш} = 1,87$ мкм. Это соответствует высокой радиальной жесткости $j_{ш} = F/\delta_{ш} = 535$ Н/мкм. Таким образом, в дальнейших расчетах используется достаточно жесткий шпиндельный узел. Это позволяет наиболее достоверным образом оценить жесткость корпусных деталей.

Заметим, что из-за поворота шпинделя в передней опоре K перемещение на конце инструмента I $\delta_u = 4,16$ мкм больше, чем на конце шпинделя J , в 2,2 раза. Расстояние между этими отметками в модели равно 115 мм. Перемещение δ_u всегда больше, чем $\delta_{ш}$ из-за рычажного эффекта и изгиба инструмента.

Компьютерное моделирование стандартной конструкции фрезерно-расточной бабки. Была выполнена серия из трех решений с вылетами ползуна $L_n = 0$ мм, 550 мм и 1100 мм. Серия была повторена трижды, для моделей ПКТ, ПК и П соответственно, для того, чтобы выяснить вклады ползуна, каретки и траверсы в деформационные перемещения. Результаты исследования представлены в таблице 1.

Таблица 1

Деформационные перемещения в зависимости от вылета ползуна и типа модели

Модель	Вылет ползуна L_n , мм	Перемещение на конце инструмента δ_u , мкм	Перемещение на конце шпинделя $\delta_{ш}$, мкм	Перемещение на конце ползуна δ_n , мкм	Радиальная жесткость шпинделя j , Н/мкм
ПКТ	0	7,00	4,29	1,89	233
	550	12,61	9,43	6,3	106
	1100	26,60	22,60	18,20	44
ПК	0	5,52	2,98	0,73	336
	550	9,41	6,44	3,53	155
	1100	20,32	16,73	12,95	60
П	0	5,12	2,62	0,49	382
	550	8,11	5,26	2,53	190
	1100	16,73	13,29	9,82	75
ШУ	–	4,16	1,87	–	535

Перемещения оценивались тремя параметрами. Основным является перемещение на конце шпинделя $\delta_{ш}$, по нему вычисляется радиальная жесткость шпинделя $j_{ш}$. Радиальная жесткость является здесь и ниже приведенной – она обратно пропорциональна сумме податливостей всех моделируемых частей станка, а не только шпиндельного узла. Самым малым является перемещение δ_n на нижнем торце ползуна. Оно отражает жесткость собственно корпусных деталей, без учета податливости шпиндельного узла. Перемещение на конце инструмента δ_u представляет собой сумму деформаций всех перечисленных конструктивных элементов.

Рассмотрим ситуацию при нулевом вылете ползуна. Обратим в таблице 1 внимание на строки с $L_n = 0$ мм и на строку ШУ. При этом размещение шпиндельного узла даже в хорошо поддерживаемом ползуне (модель П, $L_n = 0$ мм) снижает радиальную жесткость шпинделя в 1,4 раза (с 535 до 382 Н/мкм). Это указывает на податливость конца ползуна. Учет упругости каретки (модель ПК, $L_n = 0$ мм) дополнительно понижает $j_{ш}$ до 336 Н/мкм (в 1,4 раза). Это незначительная величина, следовательно, каретка является достаточно жесткой деталью. Введение в область моделирования траверсы (модель ПКТ, $L_n = 0$ мм) обеспечивает радиальную жесткость 233 Н/мкм (еще одно снижение в 1,44 раза).

В целом податливость траверсы, каретки и ползуна, втянутого вверх (нет консольного эффекта), делают радиальную жесткость на шпинделе в 2,3 раза меньшей, чем у изолированного шпиндельного узла. Но еще сильнее снижает жесткость шпинделя выдвижение ползуна вниз. Обратим сейчас в таблице 1 внимание на строки для $L_n = 1100$ мм. По сравнению с $L_n = 0$ мм перемещение на конце инструмента δ_u увеличивается в 3,2...3,8 раза (для различных моделей). Особенно поднимается перемещение на конце ползуна δ_n – почти на порядок для модели ПКТ. Радиальная жесткость шпинделя $j_{ш}$ падает в 5,3 раза (до 44 Н/мкм для модели ПКТ). Это очень низкий уровень, грозящий большими неточностями, сильными вибрациями и вынужденным снижением режимов резания.

График зависимости перемещения шпинделя $\delta_{ш}$ от вылета ползуна L_n представлен для модели П на рисунке 3 кривой 1. Линия показывает, что деформации начинают быстро нарастать на вылетах более 700 мм (примерно 1,5 поперечного размера ползуна). Линия зависимости построена по расчетам через каждые 100 мм вылета и является немного волнистой. Это обусловлено влиянием поперечных ребер (мембран) внутри ползуна.

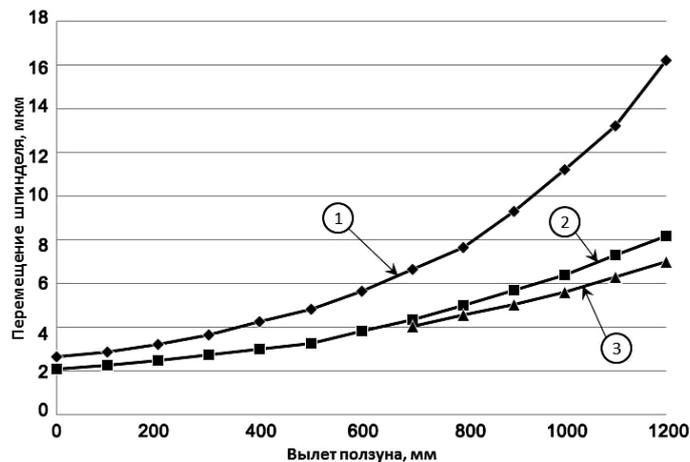


Рис. 3. Зависимость перемещения шпинделя $\delta_{ш}$ от вылета ползуна:

1 – стандартный ползун; 2 – ползун с кессонным оребрением; 3 – ползун с двойной стенкой

На рисунке 4, а приведена картина деформаций по оси X ползуна А, каретки В и траверсы Т для вылета $L_n = 1100$ мм (модель ПКТ, вид сбоку). Перемещения (здесь и ниже показаны с увеличением в 40 000 раз) в каретке, траверсе и верхней части ползуна невелики и не превышают 2 мкм. Вниз по ползуну наблюдается консольный изгиб до 18,2 мкм. Еще ниже к нему добавляется податливость шпинделя С. Поэтому на конце инструмента достигается деформационное перемещение $\delta_u = 26,6$ мкм.

На рисунке 4, б то же решение приведено в отсутствие траверсы (модель ПК, вид спереди и снизу). Перемещение упало с 26,6 до 20,3 мкм. Это связано с отсутствием кручения траверсы. На рисунке 4, а траверса закручивается пробной силой против часовой стрелки. Отметки 1,3 и 1,2 мкм говорят о близких по величине, но противоположных по направлению перемещениях. Кручение траверсы ведет к повороту, как жесткого целого, каретки с ползуном и инструментом.

Итак, на рисунке 4, а, б визуально проявляют себя три моды (способа) деформации, суммирующиеся друг с другом в перемещении инструмента δ_u . Это консольный изгиб ползуна, деформация в шпиндельном узле (в основном в передней опоре) и кручение траверсы. Изгиб траверсы существенным образом себя не проявляет. Ведущей модой деформации выступает консольный изгиб ползуна. Изгиб неравномерен и близок к излому. Верхняя (выше угла U на рисунке 4, б) и нижняя (окно W1 и ниже) части ползуна почти прямолинейны. В районе же технологических окон W2, W3 наблюдаются сдвиговые деформации, перекося прямоугольных форм. Возникает предположение: консольный изгиб ползуна обусловлен своего рода упругим «шарниром», создаваемым концентрацией технологических окон (W2, W3). При вылете $L_n = 1100$ мм этот «шарнир» лежит в ползуне от окна W2 до угла U. Он располагается неблагоприятно – на выходе ползуна из каретки.

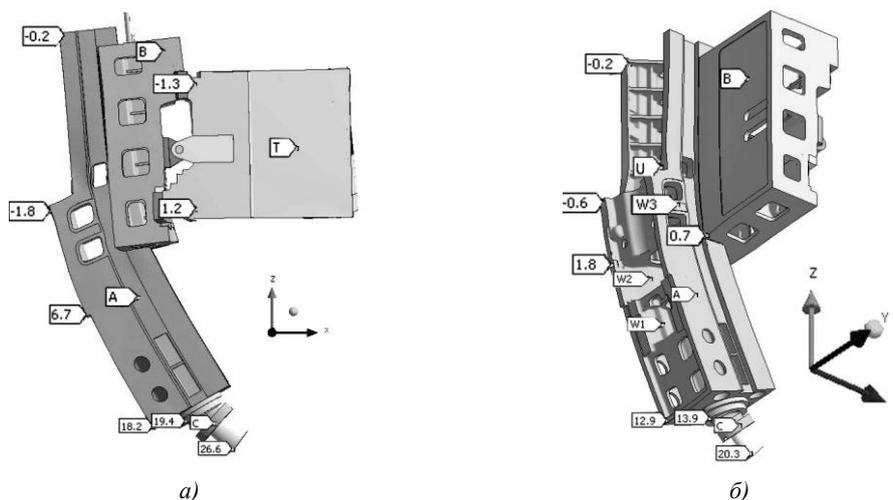


Рис. 4. Картина деформаций ползуна стандартной конструкции: для модели ПКТ (а), для модели ПК (б)

Расчетные варианты для моделей ПКТ, ПК и П из таблицы 1 позволяют вычислить вклады деталей станка в перемещение конца шпинделя (фактически в податливость) при разных вылетах ползуна (табл. 2).

Таблица 2

Вклады деталей в перемещение шпинделя $\delta_{ш}$ при различных вылетах ползуна

Деталь	Вклад в перемещение		
	$L_n = 0$ мм	$L_n = 550$ мм	$L_n = 1100$ мм
Шпиндельный узел	43,6 %	19,8 %	8,3 %
Ползун	17,5 %	35,9 %	50,5 %
Каретка	8,4 %	12,5 %	15,2 %
Траверса	30,5 %	31,7 %	26,0 %
Полное перемещение конца шпинделя	100 % (4,29 мкм)	100 % (9,43 мкм)	100 % (22,6 мкм)

Траверса при любом вылете ползуна отвечает примерно за третью часть (26...30,5 %) деформационного перемещения (податливости). В основном это обусловлено кручением траверсы вокруг поперечной оси Z . Каретка оказывается довольно жесткой отливкой. Детальный МКЭ-анализ показал, что ее вклад в общую податливость (до 15,2 %) связан с упругим смятием по границе контакта каретки с ползуном (отметка 0,7 мкм (см. рис. 4, б) и далее под задней стороной ползуна). Это смятие стимулирует поворот против часовой стрелки свободной части ползуна. Оно действует аналогично кручению траверсы. Необходимо усилить именно нижнюю стенку каретки и прилегающие к ней внутренние ребра. Податливость шпиндельного узла важна только при малых вылетах, когда она отвечает почти за половину деформации (43,6 %). На больших вылетах над всеми модами доминирует консольная податливость ползуна (50,5 %).

Конструктивные предложения по усилению ползуна. Из результатов конечно-элементного моделирования вытекает основное конструктивное предложение – усилить ползун так, чтобы увеличить его изгибную жесткость и подавить упругий «шарнир». Для этого необходимо убрать из боковых стенок ползуна технологические окна и сделать ползун закрытым. Это достижимо, если отказаться от коробки скоростей или поднять ее ближе к двигателю, на верхнюю часть ползуна. Тогда можно реализовать схему, представленную на рисунке 5, а. Здесь ползун А и каретка В имеют прежние габариты и присоединительные размеры. Шпиндельный узел С может быть смонтирован в ползуне снизу. Вращение к инструменту передается сверху (привод не показан) по удлиненной части шпинделя D. Ползун в этом конструктивном предложении является цельной отливкой без ослабляющих боковых проемов. Толщина стенок равна 35 мм (как и в базовой конструкции). Изнутри стенки усилены регулярно расположенными продольными и поперечными ребрами жесткости. Такое оребрение будем называть кессонным. В данной работе была выбрана толщина ребра 20 мм, высота 50 мм. Размеры кессона (прямоугольной секции между ребрами) составляли на передней стенке ползуна 230 мм по вертикали и только 60 мм по горизонтали.

Локальная оптимизация жесткости ползуна по высоте и по сечению в работе не производилась. Рисунок оребрения был регулярным, а толщины стенок и ребер – постоянными. Поэтому ползун с кессонным оребрением оказался довольно тяжелым – 2196 кг.

В качестве дополнительных средств увеличения жесткости ползуна на его свободной передней стенке моделировались С-образная накладка (Е, рис. 5, а) и решетка наружных ребер Р (наружный кессон). Это

очевидные конструктивные решения. Накладка и решетка могут быть сварными. В моделировании они считались стальными и, соответственно, имели почти вдвое больший модуль упругости, чем чугунный ползун. Толщина накладки варьировалась в диапазоне 10...55 мм. Решетка ребер моделировалась с максимальной высотой ребер 170 мм и толщиной 30 мм. Чем выше ребра, тем больше поперечные габариты ползуна в сборе. Это существенный недостаток, если ползун должен входить в какие-либо окна обрабатываемого изделия.

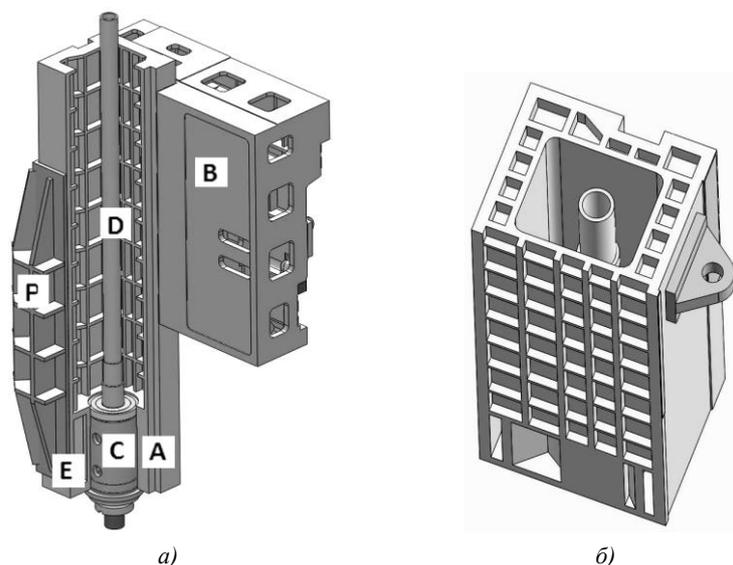


Рис. 5. Варианты увеличения жесткости ползуна:

а – ползун с кессонным оребрением, накладкой и решеткой;
б – ползун с двойными стенками

Еще одним вариантом усиления ползуна является создание двойной стенки (рис. 5, *б*). К наружной стенке толщиной 35 мм с кессонной системой ребер высотой 50 мм добавляется внутренняя стенка толщиной 20 мм. В результате создается набор замкнутых жестких камер. Двойная стенка – это современное решение для корпусных деталей станков, хотя такое литье является проблематичным. Для литейных стержней требуются технологические отверстия, они должны быть невелики или их следует заделать. Но возможен вариант точной сварки ползуна из отдельных пластин с постепенным закрытием всех камер. Это дорогостоящее решение, требующее эффективной термообработки, однако появляется возможность сделать ползун стальным, что резко поднимет его жесткость. Тем самым сложная технология окупится.

Компьютерное моделирование усиленного ползуна. Данные по деформационным перемещениям для различных вариантов усиления ползуна приведены в таблице 3.

Таблица 3

Результаты моделирования ползуна с различными вариантами усиления

Вариант усиления ползуна	Масса ползуна и навесных деталей, кг	Перемещение на конце инструмента δ_u , мкм	Перемещение на конце шпинделя $\delta_{ш}$, мкм	Перемещение на конце ползуна δ_n , мкм	Радиальная жесткость шпинделя $j_{ш}$, Н/мкм
Кессонное оребрение	2196	11,8	8,6	6,1	116
Кессонное оребрение + + накладка	2604	10,0	7,3	4,7	136
Кессонное оребрение + + накладка + решетка ребер	3106	8,9	6,3	3,9	159
Двойная стенка	2650	8,8	6,3	3,6	159

Расчетная картина деформации ползуна с кессонным оребрением без накладок и решетки приведена на рисунке 6, *а*. Отметки о перемещениях следует сопоставлять с рисунком 4, *б* и с таблицей 1 (строка для модели ПК, $L_n = 1100$ мм). Достигнут двукратный эффект по жесткости. Перемещение на конце кессонного ползуна δ_n составило только 6,1 мкм вместо 12,9 мкм (снижение в 2,1 раза). Перемещение на конце инструмента δ_u понизилось с 20,3 до 11,8 мкм (в 1,7 раза).

На рисунке 6, б представлены графики влияния толщины наклейки на перемещение конца шпинделя (кривая 1) и конца ползуна (кривая 2). Модели наклейки и ползуна были неподвижно скреплены средствами МКЭ. На практике это может быть механическое соединение, сварка и даже склеивание тонким слоем клея. Прочность соединения не критична. По жесткости оптимальна наклейка толщиной 25 мм (деформационные перемещения падают на 30 %, $\delta_n = 4,7$ мкм). Дальнейшее утолщение до 55 мм дает только около 15 % снижения. Расстояние по вертикали между кривыми 1 и 2 примерно постоянно и отражает в основном податливость шпиндельного узла.

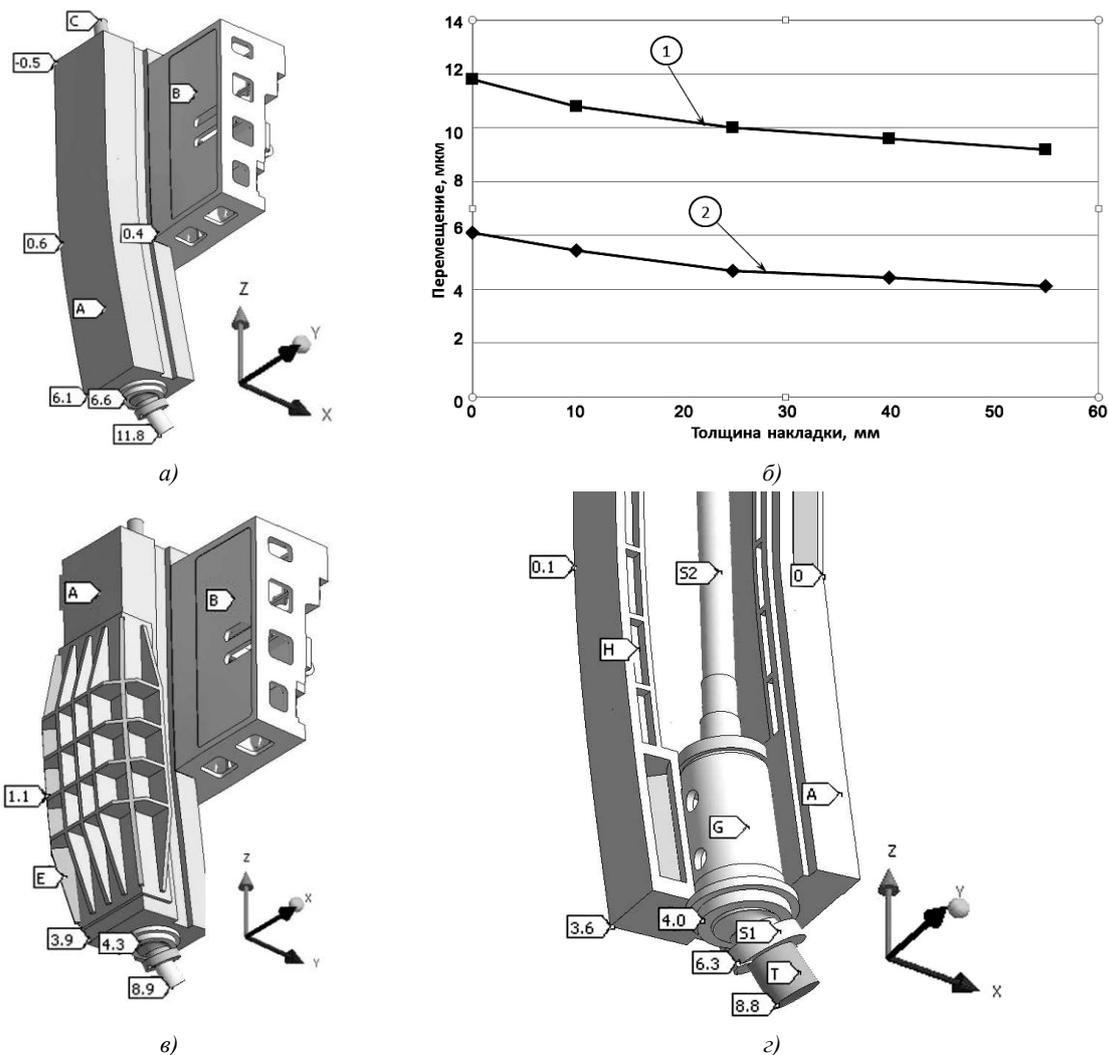


Рис. 6. Картина деформаций ползуна (а, в, г) и влияние толщины наклейки на деформацию (б): а – ползун с кессонным оребрением; в – ползун с кессонным оребрением, накладкой и решеткой ребер; г – ползун с двойной стенкой; 1 – перемещение конца шпинделя; 2 – перемещение конца ползуна

На рисунке 6, в представлен расчет ползуна с накладкой толщиной 25 мм и решеткой ребер. Эти детали приняты стальными и монолитно соединены друг с другом и с ползуном. Наблюдаются перемещения $\delta_n = 3,9$ мкм и $\delta_u = 8,9$ мкм – это рост жесткости в 1,56 раза, по сравнению с картиной деформации, представленной на рисунке 6, а, и только в 1,2 раза по сравнению с рисунком 6, б. Следовательно, решетка ребер уступает по эффективности С-образной накладке, которая к тому же легче.

На рисунке 4 представлены графики перемещений на конце шпинделя для всего диапазона вылетов ползуна. Кривая 1 соответствует исходной (стандартной) конструкции ползуна, кривая 2 – ползуну с кессонным оребрением, а кривая 3 – ползуну с двойной стенкой. Графики учитывают как изгиб в ползуне, так и податливость шпиндельного узла. Переход к закрытой, кессонной конструкции ползуна (от 1 к 2) является очень важным для жесткости при любом вылете. Применение двойной стенки (3) дает дополнительный эффект только при больших вылетах ($h \geq 700$ мм).

Таким образом, закрытый ползун с кессонным оребрением является хорошим по жесткости решением. Дополнительно рекомендуется стальная наклейка. Размещение решетки ребер умеренно эф-

фактивно и допустимо при заведомом отсутствии габаритных ограничений вокруг передней и боковой поверхностей ползуна. Меры усиления корпуса ползуна, отраженные на рисунке 6, а – в, являются достаточными. Оставшаяся податливость конструкции связана в основном со шпиндельным узлом. Так, на рисунке 6, в совокупная податливость всех корпусных частей ползуна и каретки привела к перемещению на гильзе шпинделя 4,3 мкм. После перехода через подшипник и шпиндель на инструмент перемещение удвоилось и достигло 8,9 мкм. На рисунке 6, г показана картина деформаций в нижней части ползуна с двойной стенкой. Здесь материалом ползуна является чугун. Это сделано для сопоставимости с предыдущими решениями (для практики рекомендуется сварка стального корпуса). Двойная стенка обеспечивает жесткость на уровне кессонного ползуна с накладкой и решеткой ребер. При этом поперечные габариты ползуна не возрастают, а масса оказывается меньше (см. табл. 3).

Выводы

1) ползун стандартной открытой конструкции обладает высокой чувствительностью к величине вылета. Жесткость шпинделя на конце ползуна уменьшается в 5,3 раза при полном выдвигании (от 233 до 44 Н/мкм);

2) тремя основными модами деформации, определяющими податливость шпинделя, являются консольный изгиб ползуна, кручение траверсы и деформация внутри шпиндельного узла. Последняя мода доминирует (44 %) на малых вылетах шпинделя, а на больших – изгиб перекрывает все остальные моды вместе взятые (51 %);

3) технологические окна в стандартном ползуне совместно влияют на картину деформаций через создание упругого «шарнира». В нем локализуется упругий поворот выдвинутой части ползуна. Это усиливает изгиб ползуна;

4) предложено перейти к ползуну закрытой конструкции с кессонным ребрением. Для этого коробку скоростей нужно вынести из ползуна вверх. Закрытая конструкция увеличивает жесткость на конце ползуна по крайней мере в 2,1 раза;

5) предложены варианты усиления закрытого ползуна: внутренние кессоны, С-образная накладка, наружная решетка ребер, двойные стенки. Дополнительное увеличение жесткости составляет до 56 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шпур, Г. Справочник по технологии резания металлов: пер. с нем.: в 2 кн. / Г. Шпур, Т. Штеферле. – М.: Машиностроение, 1985. – Кн. 1. – 616 с.
2. Козловский, Н.А. Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков / Н.А. Козловский, М.П. Зайкин. – Минск: Наука и техника, 1986. – 135 с.
3. Кирайдт, Ю.Н. Продукция УП «МЗОР» / Ю.Н. Кирайдт // Машиностроение-2010: технологии – оборудование – инструмент – качество: материалы междунар. науч.-техн. конф., Минск, 7 – 8 апр. 2010 г. – Минск: Бизнесофсет, 2010. – С. 91 – 92.
4. Туромша, В.И. Исследование жесткости продольно-фрезерного станка с подвижным порталом с помощью конечно-элементного моделирования / В.И. Туромша, С.С. Довнар, Туми Эль-Мабрук Абуджафер Али // Машиностроение. Респ. межвед. сб. науч. тр. – Минск: БНТУ, 2010. – Вып. 25. – С. 270 – 277.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков / Д.Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – Т. 1: Общие основы конструирования, направляющие и несущие системы. – 664 с.
6. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган; пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 312 с.

Поступила 08.06.2011

INCREASED RIGIDITY OF PLANER-TYPE MILL RAM WITH TRAVELLING GANTRY

V. TUROMSHA, S. DOUNAR, A. TRUSKOWSKIJ, TUMI EL-MABRUK ABU JAAFAR ALI

The ram of planet-type mill ram with travelling gantry that machine-building enterprise OAO "MZOR" (Minsk) began to bring into production is of high sensitivity to the length of extension. Spindle rigidity on the ram end is reduced by 5.3 times in fool extension. The essential modes of deformation that characterize spindle compliance – cantilevered bending of the ram, twisting of the traverse and the deformation inside the spindle unit. The latter mode dominates with sport spindle extension and with long spindle extension the bending surpasses all other modes taken together. To increase the ram rigidity it was suggested to reduce the negative effect of technological windows that produce the effect of elastic "hinge" and to use the ram of inclosed structure with caisson ribbing. This increases the rigidity on the ram end by 2.1 times. The analysis of different varients of ram strengthening – internal caisson ribbing, reinforcing plates, external mesh of ribs, double walls – was done. The additional increase in rigidity is up to 56 %.