
МАШИНОСТРОЕНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ

УДК 621.914.3

Г.В. Маслов

К ВОПРОСУ ПРЕДПРОЕКТНОЙ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА НЕТРАДИЦИОННОЙ КОМПОНОВКИ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Приведены результаты предпроектного моделирования фрезерного станка нетрадиционной компоновки.

Ключевые слова: фрезерный станок, несущая система станка, конструктивный вариант, предпроектное моделирование, критерии оценки качества, статика.

Автоматизация и скорость проектирования машин (в том числе и металлорежущих станков) за последние 10 - 15 лет сильно возросли в связи с появлением и внедрением в конструкторские подразделения заводов современных пакетов трёхмерного геометрического моделирования, обеспечивающих высокую производительность проектных работ.

Автоматизированное проектирование всегда является многовариантным, поэтому при его использовании возникает острая потребность в получении и анализе количественных показателей качества различных вариантов конструкции для определения их иерархии и выбора наиболее рационального варианта.

Получение численных значений критериев оценки конструктивных вариантов металлорежущих станков – сложная, трудоёмкая и на современном этапе до конца не решённая задача. Её решение возможно только на основе использования эффективных методов и автоматизированных средств, обеспечивающих быстрое получение ответов на вопросы конструкторов: «Что и почему лучше или хуже?» и «В каком направлении должно идти развитие конструкции?» Ответы на подобного рода вопросы, а также и на многочисленные другие вопросы, возникающие при проектировании, можно найти лишь при использовании и внедрении в процесс создания проекта машины математического моделирования, охватывающего все этапы проектирования.

Основные требования, которым должно удовлетворять такого рода математическое моделирование, заключаются в следующем. Во-первых, оно также, как и процесс проектирования, должно быть автоматизированным. Во-вторых, по времени оно всегда должно опережать проектирование и ни в коем случае не отставать от него.

Опыт показывает, что результаты моделирования конкретного металлорежущего станка, как правило, никого из разработчиков не интересуют, если процесс проектирования или отдельные его этапы завершены и началась технологическая подготовка производства. В связи с этим особая роль принадлежит предпроектному моделированию, поскольку от его результатов зависит выбор концепции будущей машины.

Выбор идеализации и построение расчётных схем моделируемой конструкции металлорежущего станка является одним из наиболее важных и ответственных этапов при разработке его математических моделей. При неправильно выбранной идеализации и не корректно построенной расчётной схеме невозможно достичь совпадения статических и дина-

мических свойств реального станка и его идеализированной расчётной схемы не только в количественном, но и в качественном отношении. Естественно, в такой ситуации нельзя в дальнейшем ставить и вопрос о коррекции и отработке параметров математических моделей по экспериментальным данным.

Одна из основных особенностей предпроектного моделирования заключается в том, что оно всегда проводится в условиях максимальной неполноты и наибольшей неопределённости информации о параметрах создаваемой машины. Поэтому в такой ситуации для построения расчётной схемы машины целесообразно использование наиболее грубых уровней абстракции и соответствующих им методов линеаризации её нелинейных свойств.

Приведем результаты предпроектного моделирования универсального фрезерного станка с нетрадиционной компоновкой его несущей системы (рис. 1). (Автор идеи создания такого станка - конструктор Шаганов В.К.) Поскольку при предпроектном моделировании конструкция станка полностью была ещё не проработана, то моделирование проводилось с использованием результатов её грубой неполной эскизной проработки.

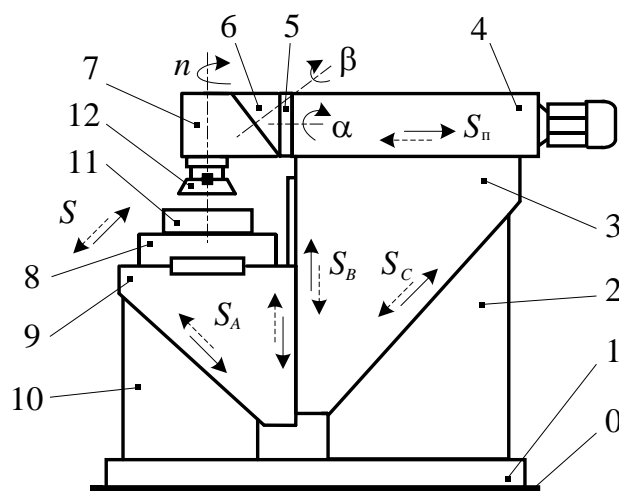


Рис. 1. Общий вид универсального фрезерного станка нетрадиционной компоновки:

0 – пол цеха (или фундамент); 1 – основание станка; 2 – тумба задняя; 3 – стойка;
4 – ползун; 5 – плита; 6 – корпус; 7 – головка поворотная; 8 – стол,
9 – тумба подвижная; 10 – тумба передняя; 11 – обрабатываемая деталь; 12 – фреза

Конструктивно несущая система моделируемого станка состоит из десяти корпусных деталей и узлов. С основанием 1 станка посредством фланцевых соединений связаны две неподвижные тумбы: задняя 2 и передняя -10. Каждая из этих тумб имеет наклонные направляющие. По наклонным направляющим задней тумбы 2 перемещается подвижная стойка 3, а по направляющим неподвижной передней тумбы 10 – подвижная тумба 9.

Стойка 3 и подвижная тумба 9 сопряжены посредством направляющих, обеспечивающих их относительные перемещения в вертикальном направлении. При этом указанные движения стойки 3 и тумбы 9 всегда происходят в противоположных направлениях. В результате, если в относительном движении стойка 3 двигается вверх, то тумба 9 – вниз, и наоборот.

В верхних частях тумбы 9 и стойки 3 имеются горизонтальные прямоугольные направляющие. По горизонтальным направляющим тумбы 9 двигается стол 8 с закреплённой на нём обрабатываемой деталью 11, а по направляющим стойки 3 – ползун 4. Последний через плиту 5 и корпус 6 связан с поворотной головкой 7, несущей в себе режущий инструмент – фрезу 12, вращающуюся во время обработки с частотой n , об/мин.

Поворотная головка имеет угловые установочные перемещения, определяемые углами поворотов α и β относительно горизонтальной и наклонной осей соответственно. Скорости

сти рабочих подач S , S_{π} и S_B , а также линейные установочные перемещения, определяются движениями стола 11 и ползуна 4 в горизонтальных взаимно ортогональных направлениях и вертикальным движением тумбы 9 относительно стойки 3 .

Предпроектное математическое моделирование фрезерного станка нетрадиционной компоновки проводилось, главным образом, с двумя целями. Первая из них заключалась в определении необходимого числа и мест расположения ходовых винтов, обеспечивающих движения рабочих органов станка при рабочих и установочных перемещениях. Вторая - в получении ориентировочных численных значений абсолютных и относительных перемещений обрабатываемой детали и режущего инструмента в зоне обработки при тестовом статическом нагружении.

Начальным этапом при математическом моделировании любого объекта всегда является построение его расчетной схемы. При построении расчётной схемы данного станка учитывались общие закономерности статического поведения станочных конструкций. Они заключаются в следующем.

Корпусные детали несущих систем подавляющего большинства металлорежущих станков, как правило, представляют собой полые чугунные отливки. Они обладают достаточно высокой статической жёсткостью в кручении и изгибе. Это достигается, с одной стороны рациональным выбором их размеров, с другой – наличием внутренних ребер жесткости. Благодаря этому в статике доля приведённых в зону резания упругих деформаций корпусных деталей для широкого круга металлорежущих станков не превышает (10–15) % от общего уровня суммарных деформаций в зоне резания, определяющих относительные перемещения используемого режущего инструмента и обрабатываемой детали. Основная же доля суммарных деформаций (85 – 90%) возникает вследствие контактных деформаций в подвижных (в направляющих скольжения и качения) и неподвижных затянутых соединениях (типа фланцевых), связывающих эти детали [1, 2].

С учётом сказанного (а также ввиду отсутствия в данном станке направляющих качения) в качестве его расчётной схемы первого приближения была принята система абсолютно твёрдых тел (1–11), связанных распределёнными нелинейно деформируемыми контактными соединениями с плоскими стыками (рис. 2). На рис. 2 они обозначены скобками.

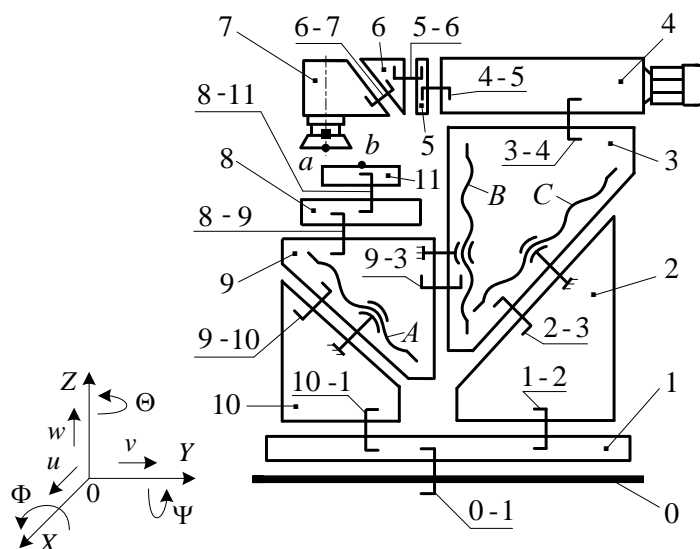


Рис. 2. Расчётная схема станка:

1, 2, ...10 – узлы и корпусные детали несущей системы станка; 11 – обрабатываемая деталь; 0 - 1 – соединение «основание станка - пол цеха (или фундамент)»; 1 - 2 – соединение «основание – задняя тумба»; 2 - 3 – «задняя тумба - стойка»; 3 - 4 – «стойка - ползун»; 4 - 5 – «ползун - плита»; 5 - 6 – «плита - корпус»; 6 - 7 – «корпус – поворотная головка»; 8 - 11 – «стол – обрабатываемая деталь»; 8 - 9 – «стол - тумба подвижная»; 9 - 10 – «тумба подвижная – тумба передняя»; 10 - 1 – «тумба передняя - основание»; A, B, C – ходовые винты; XYZ – используемая при расчётах инерциальная прямоугольная правая система координат; u , v , w – линейные перемещения вдоль координатных осей

X, Y, Z соответственно; Φ, Ψ, Θ – углы поворотов относительно тех же осей

В нормальных и тангенциальных направлениях (по отношению к плоскостям контактных соединений корпусных деталей) эти соединения были наделены свойствами, описываемыми известными эмпирическими нелинейными законами контактного взаимодействия твердых тел с плоскими шероховатыми поверхностями контактов [1–3].

Далее при выбранной расчётной нагрузке в соответствии с методикой, описанной в [4], была выполнена дискретизация нелинейных распределённых контактов расчётной схемы первого приближения и построена окончательная расчётная схема станка в виде линейной системы с сосредоточенными параметрами. Её вид будет совпадать с приведённой расчётной схемой, если считать, что каждой скобе на рис. 2 будет соответствовать уже не распределённый контакт, а три группы сосредоточенных пружин растяжения – сжатия. При этом одна группа содержит пружины, оси которых ортогональны контактной плоскости. Пружины двух других групп находятся в контактной плоскости. Характерно, что оси любой пары «касательных» пружин, принадлежащих разным группам, ориентированы во взаимно ортогональных направлениях.

Нахождение параметров дискретной расчётной схемы (рис. 2) и построение в соответствии с ней математической модели, описывающей статическое поведение станка, было выполнено с использованием специально созданной для решения подобных задач подсистемы [5]. В основу её функционирования были положены два разработанных автором метода [4, 6], обеспечивающих машинную линеаризацию (в окрестности состояния статического равновесия) и дискретизацию нелинейных контактных систем высокой степени сложности, а также автоматическое построение их линейных математических моделей.

Прокомментируем результаты полученных описанным способом решений ряда практически важных задач, возникших на концептуальной стадии создания указанного фрезерного станка.

Задача 1. Выбор целесообразного количества и мест расположения ходовых винтов для осуществления линейных перемещений подвижных органов станка.

Для получения проектных оценок возможных конструктивных вариантов несущей системы фрезерного станка (рис. 2), отличающихся числом и расположением ходовых винтов, было рассмотрено и проанализировано семь вариантов, приведённых в таблице.

Таблица

Оценка влияния числа и расположения ходовых винтов на тяговые силы

Вариант	Наличие ходовых винтов (рис. 2)	Направление движения (см. рис. 1, 2)		Тяговая сила, кН						Иерархия вариантов при движении стойки			
				на ходовом винте			суммарная при движении стойки 3						
				тумбы 9	стойки 3	A	B	C	вниз	вверх	вниз – вверх	вниз	вверх
1	A			Заклинивание						-	-	-	-
				29,3	-	-		29,3				6	
2	B			-	7,9	-	7,9		19,8	1		1	
				-	11,9	-		11,9			1		
3	C					18,2	18,2		-	6		-	
				Заклинивание							-		
4	A, B			4,4	4,3	-	8,7		23,7	2		3	
				5,4	9,6	-		15,0			4		
5	A, C			7,2	-	4,8	12,0		29,0	5		5	
				7,0	-	10,0		17,0			5		
6	B, C			-	6,4	3,5	9,9		22,4	4		2	
					6,5	6,0		12,5			2		
7	A, B, C			4,1	3,9	1,6	9,6		23,7	3		4	

		↘	↗	2,8	5,8	5,5		14,1			3	
--	--	---	---	-----	-----	-----	--	------	--	--	---	--

Варианты 1 – 3 имели по одному ходовому винту: *A*, *B* или *C*. Варианты 4 – 6 - по два винта в комбинациях: *A* и *B*, *A* и *C*, *B* и *C*. В варианте 7 предусматривалось наличие трёх винтов: *A*, *B* и *C*. Каждый из вариантов оценивался по значениям тяговых сил на ходовых винтах при движениях стойки вниз, вверх и за цикл движений вниз – вверх (см. три последних столбца таблицы). Анализ полученных численных решений показал следующее.

Конструктивные варианты 1 и 3 являются нереализуемыми из-за возникших заклиниваний в направляющих «ведомых» узлов при их движениях вниз. В варианте 1 таким узлом была стойка 3, в варианте 3 – тумба 9. Характерно, что подобные явления всегда возникали в случаях, когда «ведомые» узлы оказывались не впереди, а позади «ведущих» узлов. В варианте 1 заклинивание происходило тогда, когда стойка 3 двигалась вслед за тумбой 9, а в варианте 3 - тумба 9 вслед за стойкой 3.

Как видно из таблицы, наименьшие значения тяговых сил (как при подъёме, так и опускании стойки), а следовательно, и наименьшие значения затрат мощности на реализацию движений соответствуют варианту 2, характеризующемуся наличием всего одного вертикально расположенного ходового винта *B*, соединяющего стойку 3 с тумбой 9. Поэтому вариант 2 – наилучший.

Второе место в иерархии вариантов следует отдать варианту 6, имеющему два ходовых винта (*B* и *C*) и отличающемуся от варианта 2 наличием дополнительного ходового винта *C*.

Обращает на себя внимание факт, связанный с тем, что введение второго винта *C*, хотя и приводит к уменьшению тяговой силы на винте *A* (см. вариант 6), но не уменьшает суммарной тяговой силы на обоих винтах.

Варианты 4 и 7 по величине суммарной тяговой силы за цикл движения стойки вверх - вниз практически оказались равнозначными. Однако предпочтение следует отдать варианту 4, как имеющему меньшее количество ходовых винтов. Поэтому в иерархии вариантов третье место за вариантом 4, а четвёртое - за вариантом 7.

Наихудшим оказался вариант 5, имеющий ходовые винты *A* и *C*.

В заключение анализа рассмотренных вариантов следует сделать замечание относительно выбора целесообразного количества ходовых винтов. Для обеспечения высокой плавности перемещений кинематически связанных подвижных узлов и отсутствия их заклиниваний при движениях количество ходовых винтов в станке должно быть минимальным. Лучше всего, когда ходовой винт один, поскольку наличие нескольких ходовых винтов всегда требует обеспечения высокой степени синхронности и синфазности их вращений.

Задача 2. Определение тяговых сил при силовом резании: а) с подачей стола, б) с подачей ползуна.

В качестве силового резания был выбран режим симметричного фрезерования сплошного образца из серого чугуна СЧ 15-32 шириной 150 мм твердосплавной торцовой фрезой (из сплава ВК8) диаметром 200 мм и числом зубьев $z=14$.

Параметры выбранного тестового режима обработки следующие: глубина резания $t = 8$ мм, частота вращения фрезы $n = 63$ об./мин, минутная рабочая подача $S_m = 500$ мм/мин.

При торцовом фрезеровании плоских поверхностей обрабатываемых деталей в качестве рабочей подачи на данном станке возможно использование либо продольной подачи стола S , либо поперечной подачи ползуна S_{Π} (рис. 1). При использовании в качестве рабочей подачи продольного движения стола векторы статических составляющих сил резания, приложенные к фрезе и детали в точках *a* и *b* (рис. 2) будут

$$F_a = -F_b = [14.5; 5.4; 10.0]^T, \text{ кН.} \tag{1}$$

При использовании в качестве рабочей подачи движения ползуна

$$F_a = -F_b = [5.4; 14.5; 10.0]^T, \text{ кН.}$$

Результат решения задачи следующий: тяговая сила при фрезеровании с подачей стола равняется 11,07 кН, с подачей ползуна - 17,74 кН. Таким образом, при фрезеровании с подачей ползуна тяговая сила оказалась в 1,6 раза больше, чем при фрезеровании с подачей стола. Это свидетельствует о том, что при прочих равных условиях предпочтение следует отдавать варианту обработки с подачей стола как экономически более выгодному.

Задача 3. Оценка нагруженности соединений корпусных деталей несущей системы станка в рабочих условиях.

Оценка особенностей восприятия нагрузки несущей системой данного станка проводилась путём сравнения вычисленных значений энергий деформаций соединений корпусных деталей, вызываемых действием сил веса её узлов, сил затяжки болтами фланцевых соединений и сил резания (рис. 3).

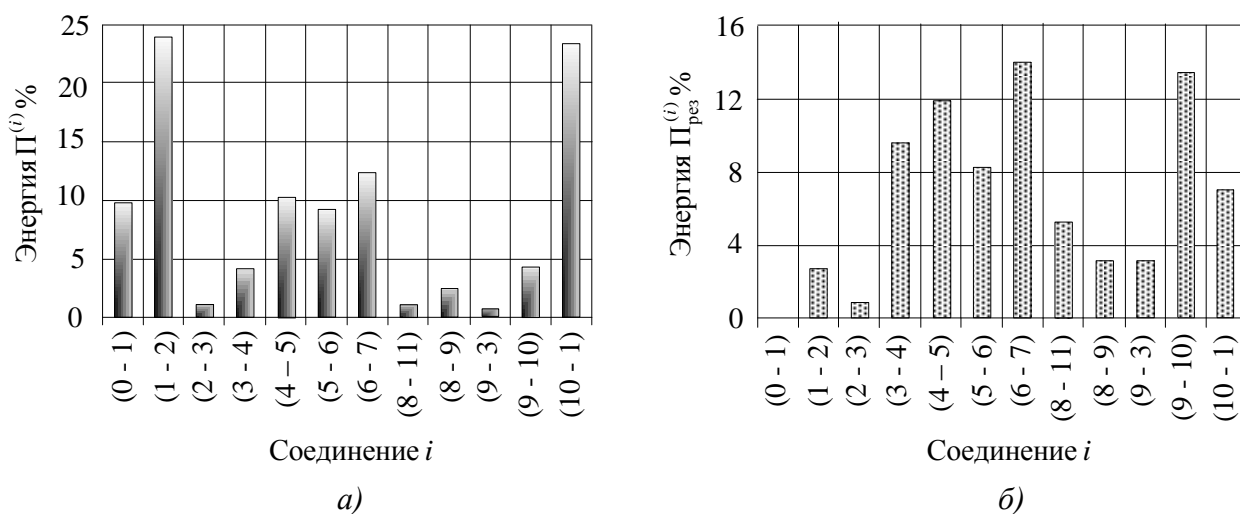


Рис. 3. Распределения энергий деформаций по соединениям корпусных деталей несущей системы станка (рис. 2), вызываемых:

a – силами веса, затяжки болтов и резания; *б* – только силами резания

(суммарные значения энергий $\sum_i \Pi^{(i)}$ и $\sum_i \Pi_{рез}^{(i)}$ равны 9.4 и 0.9 Нм соответственно)

Выделение и оценка эффекта действия сил резания осуществлялось по результатам двух расчётов, полученным вначале с учётом всех указанных выше сил, затем всех, но без сил резания.

Из рис. 3, *a* следует, что наиболее энергетически нагруженными являются соединения «основание – задняя тумба» 1 – 2 и «основание – передняя тумба» 10 – 1. Сумма энергий деформаций этих соединений достигает 48% от полной энергии, составляющей 9,4 Нм. Суммарная энергия деформаций соединений «ползун – плита» 4 – 5, «плита – корпус» 5 – 6 и «корпус – поворотная головка» 6 – 7 составляет 32%. На долю соединения «основание станка – пол цеха» приходится 10% полной энергии. Таким образом, энергия деформаций указанных соединений составляет примерно 90% от полной энергии.

Из анализа приведённых результатов следует вывод о том, что при последующей конструкторской проработке необходимо обеспечить достаточно высокую жёсткость центральной части основания станка, а также жёсткость группы соединений, связывающих ползун с поворотной головкой.

Что касается энергии деформаций соединений под действием сил резания, то здесь следует отметить её достаточно низкий уровень (0,9 Нм) в сравнении с общей энергией (9,4 Нм). Около 43% энергии деформаций соединений, вызываемых силами резания, сосредоточено в соединениях «стойка - ползун» 3 – 4, «ползун - плита» 4 – 5, «плита - корпус» 5 – 6 и «корпус – поворотная головка» 6 – 7. Около 20% энергии деформаций приходится на соединения

«тумба подвижная – тумба передняя» 9 – 10 и «тумба передняя - основание» 10 – 1.

Задача 4. Оценка деформаций в рабочем пространстве станка.

Такого рода оценка была выполнена при нагружении станка в зоне резания распорными силами (1), имитирующими статические составляющие силы фрезерования. Соответствующие этому случаю нагружения абсолютные и относительные перемещения т. *a* (фреза) и т. *b* (обрабатываемая деталь) приведены на рис. 4.

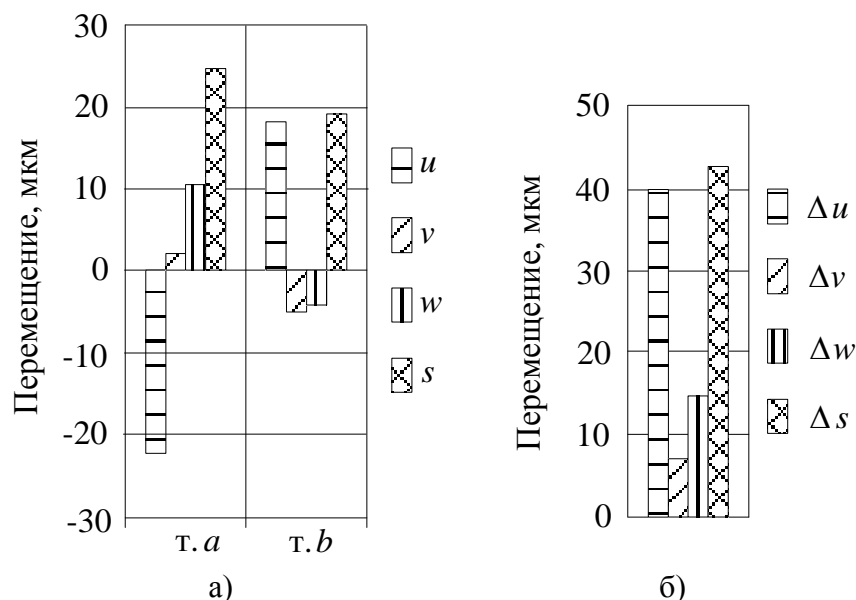


Рис. 4. Абсолютные (а) и относительные (б) перемещения контрольных точек фрезы (т. а) и обрабатываемой детали (т. б) при действии распорной нагрузки (1):

u, v, w – составляющие абсолютного перемещения *s* указанных точек по координатным осям X, Y, Z;

$\Delta u, \Delta v, \Delta w$ - то же, но относительного перемещения Δs

Полученные расчётные значения перемещений примерно соответствуют уровню перемещений в рабочих пространствах других существующих фрезерных станков подобного габарита, возникающих в них при аналогичных условиях нагружения. Поэтому сомнений относительно того, достаточной ли жёсткостью в зоне резания будет обладать исследуемый станок после детальной конструкторско – технологической проработки и изготовления, не возникает.

Библиографический список

1. **Соколовский А.П.** Жесткость в технологии машиностроения / А.П. Соколовский. – М. – Л.: Машгиз, 1946. – 454 с.
2. **Левина, З.М.** Контактная жесткость машин / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
3. **Бэк, Н.** Анализ контактных деформаций методом отдельных элементов / Н. Бэк, М. Бурдекин, А. Кавли // Экспресс-информация «Автоматические линии и металлорежущие станки». – М.: ВИНТИ, 1975. № 45. С. 18–33.
4. **Маслов, Г.В.** Расчёт станочных контактных систем на основе дискретизации стыков / Г.В. Маслов, А.А. Ершов // СТИН. 2003. № 1. С. 8–14.
5. **Маслов, Г. В.** Автоматизация динамического анализа механических систем / Г. В. Маслов, А.М. Стерлин, С.О. Хвостов // Нелинейные колебания механических систем: труды VIII Всерос. науч. конф.: в 2 т. / под ред. Д. В. Баландина, В. И. Ерофеева. – Н. Новгород: Издательский дом «Диалог Культур», 2008. Т. 2. С. 146–150.

6. **Маслов, Г.В.** Инженерный метод получения динамической модели станка. // Проектирование технологических машин: сб. науч. тр. / под ред. А.В. Пуша. – М.: МГТУ «СТАНКИН», 1998. Вып. 11. С. 7–16.

*Дата поступления
в редакцию 26.01.2015*

G.V. Maslov

**THE QUESTION PRE-ASSESSMENT OF THE QUALITY MILLING
MACHINE ALTERNATIVE LINK**

Nizhni Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev

The results pre-simulation modeling milling machine unconventional layout.

Key words: milling machine, the carrier system of the machine, a constructive option, pre-simulation, evaluation criteria quality, statics.