УДК 621.9.06.001.5.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕХАНИЗМА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ НА ПРИМЕРЕ СТАНКА «ГЕКСАМЕХ-1».

Н.А. Серков[2], И.В. Вайнштейн[2], А.А. Мерзляков[1], Р.О. Сироткин[2].

Аннотация

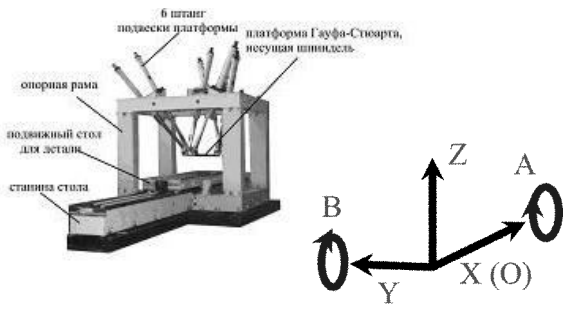
Представлены результаты экспериментальных исследований точностных и жесткостных свойств несущей системы (НС) станка-гексапода «Гексамех-1». Точность линейного и углового позиционирования исследовалась с помощью лазерного интерферометра ML - 10, а точность воспроизведения эталонной окружности – с помощью прибора QC - 10 (ф. Renishaw). Статическая жесткость несущей системы станка измерялась при различных положениях платформы Гауфа-Стюарта в рабочем пространстве станка и при нагружении в направлении координат X, Y, Z. Динамическая жесткость определялась при нагружении НС станка двумя способами: 1)центробежными силами, возникающими при вращении шпинделя с оправкой со смещенным центом масс, 2) при ступенчатом снятии статической нагрузки, действующей между корпусом шпинделя и столом станка. Полученные результаты исследований статических и динамических свойств НС станка были сопоставлены с параметрами «вибрационного следа» на обработанных тестовых поверхностях образцов-изделий. Выявлена тесная связь между жесткостными свойствами НС станка и параметрами «вибрационного следа» на обработанной поверхности. Проведенные дополнительные исследования после ужесточения конструкции станка-гексапода позволили выявить связь параметров точности позиционирования (погрешности обратного хода) и статической жесткости НС станка-гексапода.

1. Введение. В настоящее время не ослабевает интерес к применению механизмов параллельной структуры в многоцелевых станках с ЧПУ[1]. В ОАО «НИАТ» создан опытный образец высокоскоростного 5-ти координатного станка мод. Гексамех-1 (рис 1) [2], несущая система которого построена на основе платформы Гауфа-Стюарта.

Станок предназначен для обработки сложных криволинейных поверхностей крупногабаритных деталей методом скоростного фрезерования, сверления и растачивания.

При экспериментальных исследованиях использовались измерительные средства Центра коллективного пользования (ЦКП) при ИМАШ РАН «Исследование и диагностика точности машин».





а) станок, готовый к испытаниям б) «механическая часть»

Рис. 1.Общий вид станка.

Основные характеристики станка «Гексамех-1»

Рабочая поверхность стола, мм	*3000x800*
Перемещение по координатам: *- линейным, мм X / Y / Z* *- круговым, угл. град. A / B*	 *3000 / 800 / 700* *±30 / ±25*
Подача, мм/мин	*0... 30000*
Скорость вращения шпинделя, об./мин	*200…24000*
Мощность шпинделя, кВт	*30*
Точность позиционирования, мм	*±0.05*
Габариты, мм	*9600 x 3800 x 4100*
Масса, кг	*9700*

2. Точность позиционирования. Точность позиционирования по каждой из 5-ти координат определялась в соответствии с ISO-2 1997 (точность позиционирования при двухстороннем подходе к точке позиционирования). В качестве измерительного средства применялся лазерный интерферометр ML-10.

Кривые точности позиционирования для станков с механизмами параллельной структуры имеют аналогичный характер, что и для станков традиционной конструкции. На рис. 2, в качестве примера, показаны кривые точности позиционирования по коор-

динате Y при одной реализации измерений.

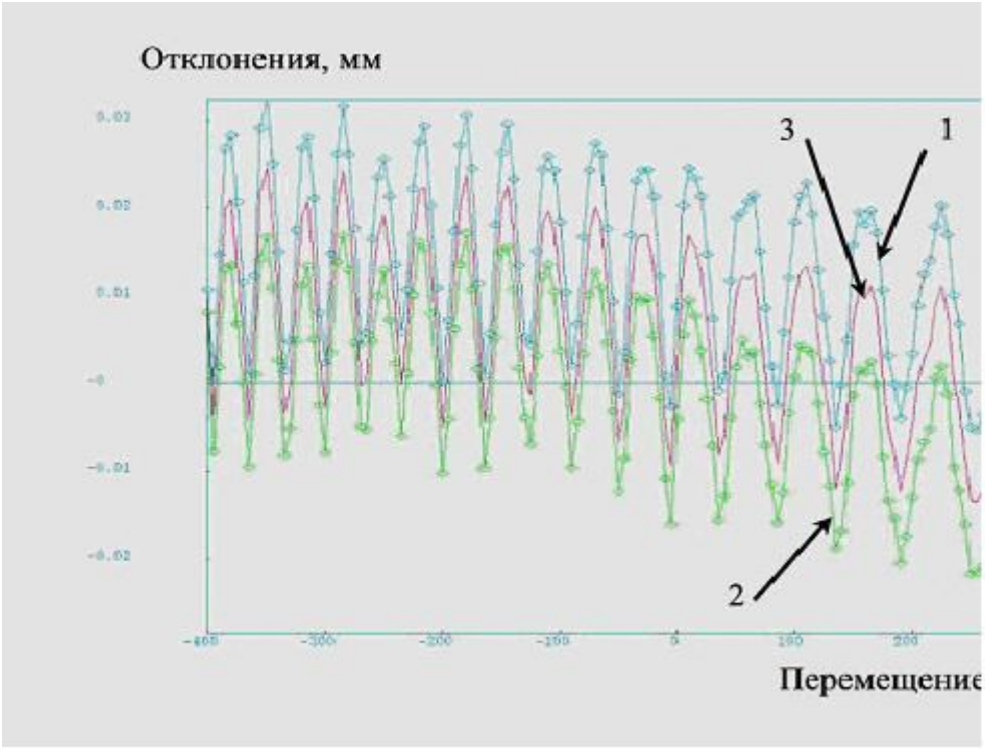


Рис. 2.

Кривые точности позиционирования по координате Y на высоте 400 мм над столом с шагом измерения 5 мм: 1- «прямой» ход, 2 - «обратный» ход, 3 - среднее значение («ромбик» - точка измерения).

Многократные измерения показали, что:

1. Точность позиционирования вдоль линейных координат X,Y,Z находится в пределах норм точности на изготовление станка «Гексамех-1» (+/- 50 мкм).
2. Кривые точности позиционирования для станков с механизмами параллельной структуры имеют тот же характер что и для станков традиционной конструкции.
3. Поведение кривых средних (накопленных) отклонений характеризует точность проведения «внутренней» калибровки станка (уточнение параметров геометрической модели). Для уменьшения этого вида отклонений требуются дополнительные исследования по уточнению алгоритма калибровки и совершенствования средств измерения.
4. Погрешность обратного хода характеризует качество конструкции несущей системы станка с точки зрения контактных деформаций в подвижных стыках. Смена направления движения приводит к смене направления контактных и других деформаций, что, в свою очередь, приводит к повороту узлов в обратную сторону, а это вызывает погрешность обратного хода.

5. Случайная составляющая (разброс) характеризует правильность выбора натяга во всех подвижных и неподвижных стыках узлов станка, а также характеризует силы трения в подвижных узлах станка (направляющие, ШВП, подшипники и др.). В данной конструкции станка «Гексамех-1» натяги выбраны удачно и случайная составляющая на порядок меньше накопленных отклонений.

Точность позиционирования является интегральной оценкой точности станка, включающей точность изготовления основных базовых деталей несущей системы станка, качество его сборки, юстировки и калибровки. Точность позиционирования определяется совокупным действием всех первичных погрешностей механизмов несущей системы станка и является оценкой точности станка в статике (при нулевой скорости движения).

3. Точность воспроизведения эталонной окружности. Для оценки точности станка при движении применяется метод измерения точности отработки эталонной траектории, в частности, окружности заданного радиуса. В качестве измерительного средства при этом методе в настоящее время широко применяется прибор QC-10 ф. Renishaw.

При исследовании точности указанным методом удалось выявить особенности отработки окружности платформой Гауфа - Стюарта:

1. Низкочастотные «волны» в поведении кривой отклонения от окружности не зависят от скорости обхода контура и определяются кинематическими погрешностями платформы, которые могут быть уменьшены, как уже отмечалось, совершенствованием алгоритма калибровки и повышением точности её проведения. На рис. 3 показано поведение кривой отклонения воспроизведения эталонной окружности, реализуемой одновременным движением платформы по Y и столом станка по X.

2. При движении, реализуемом только платформой, наблюдается отсутствие отклонений обратного хода (рис. 4) по сравнению с движением по окружности столом и платформой (рис. 3).

3. Наблюдается различие в местоположении «всплесков отклонений при реверсе» при реализации движения по окружности только платформой (6 всплесков на рис. 4 совпадает с числом штанг подвески платформы) по сравнению с движением с помощью стола и платформы (рис. 4).

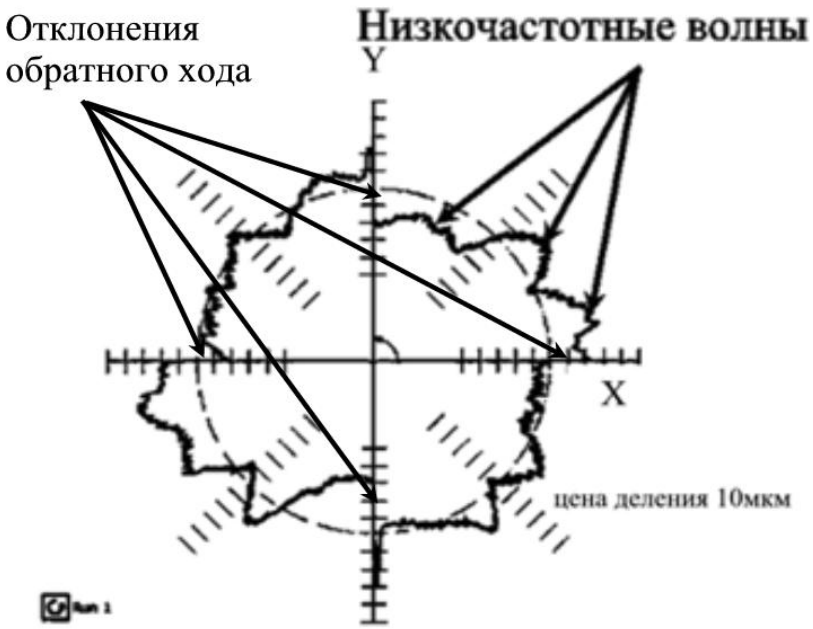


Рис.3

Круглограмма обхода окружности R=150мм в пл. XY (движение осуществляется платформой и столом на контурной скорости F =500мм/мин)

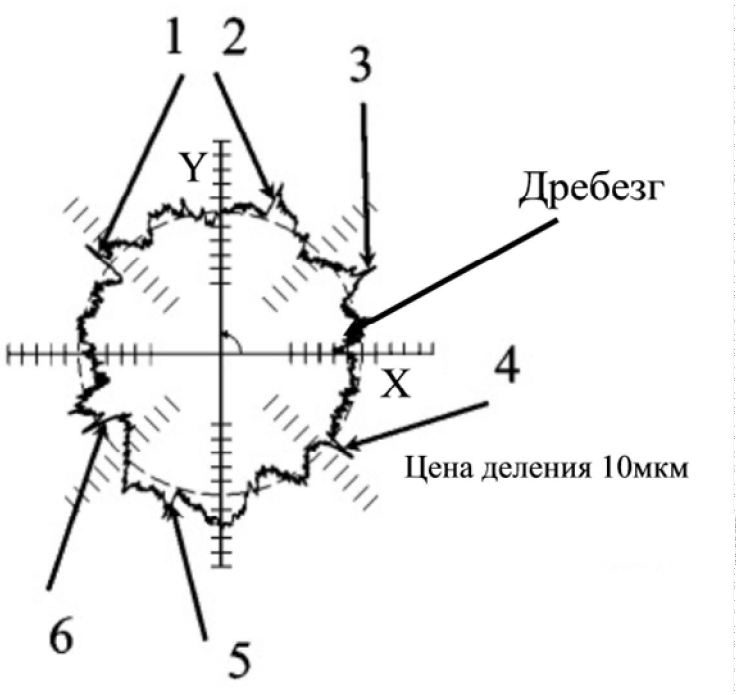


Рис.4

Круглограмма обхода окружности R=150мм в плоскости XY (движение осуществляется только платформой на скорости F=1500мм/мин), 1-6 всплески отклонений при реверсе приводов

4. Амплитуда высокочастотных колебаний («дребезг» на рис.4) зависит от скорости обхода окружности, частота колебаний находится на уровне 17,5 Гц. Как показа-

ли исследования динамической жесткости, указанная частота близка к 1-й собственной частоте несущей системы станка-гексапода.

4. Статическая жесткость. Статическая жесткость несущей системы станка (корпуса шпинделя относительно стола) [3] определялась при нагружении статической силой 300-2000Н в 3-х направлениях (X,Y,Z) и в 3-х наиболее характерных точках рабочего пространства станка:

- 1)нижнее, центральное положение платформы (300 мм над плоскостью стола);
- 2)нижнее, смещённое положение по Y вглубь стола на 287,7мм;
- 3)верхнее, центральное положение платформы (653 мм над плоскостью стола).

Жесткость несущей системы станка не зависит от положения стола (координата X), поэтому все точки нагружения расположены в плоскости YOZ.

При нагружении измерялись перемещения корпуса шпинделя по 6-ти координатам (X, Y, Z, A, B, C), что позволило выявить влияние нагрузки на деформации не только в направлении действия силы, но и в перпендикулярных направлениях, а также повороты вокруг 3-х осей. Линейные перемещения измерялись с помощью микронных индикаторных головок, а угловые смещения с помощью лазерного интерферометра с угловой оптикой (координата C) и электронных уровнемеров (координаты A и B). Нагружение и разгрузка несущей системы станка проводились по три раза. Полученные результаты усреднялись и по ним строились зависимости деформаций от прикладываемой силы (кривая нагружения и кривая снятия нагрузки).

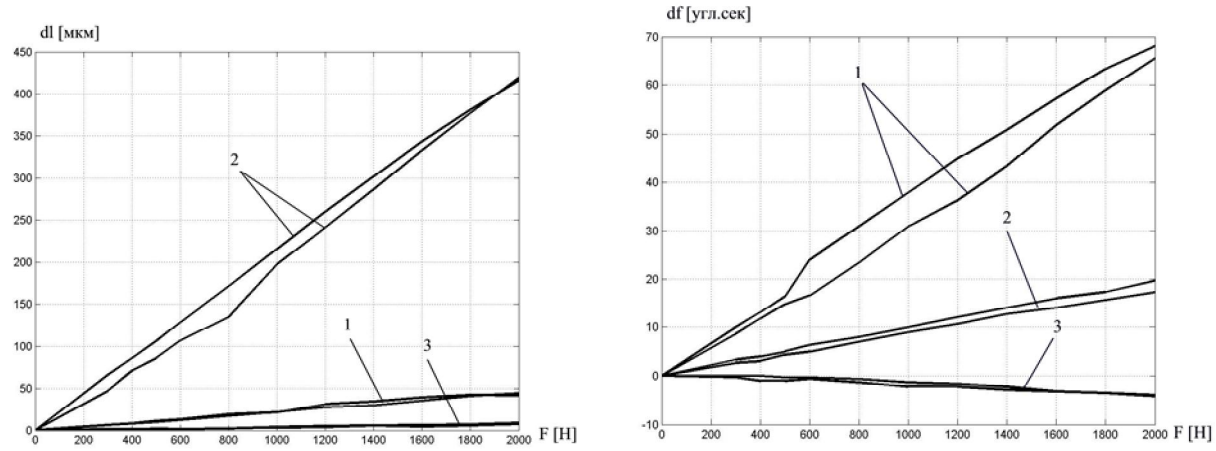
В данной работе жесткость определялась как отношение величины перемещения исполнительных органов станка к регламентируемой величине нагрузки (понятие близкое к понятию, применяемому в ГОСТ по нормам жесткости металлорежущих станков). Такая оценка жёсткости станка позволяет проводить сравнение с нормами жёсткости аналогичных станков.

В качестве примера, на рис. 5, а) представлены линейные перемещения $dl = dl(F_{+y})$ в функции силы нагружения (F_{+y}) и на рис. 5, б) - угловые перемещения $df = df(F_{+y})$.

В соответствии с полученными зависимостями «перемещение – сила» были рассчитаны жесткости НС станка, представленные в табл. 1 – 2.

В табл. 1 представлена линейная жесткость Jl (Н/мкм) и угловая Jf (Н/угл.сек) несущей системы станка (положение платформы 1) (1-я буква в индексе жёсткости Jl_{xy} указывает на направление действия силы X, а 2-я на направление измеряемого перемещения Y).

Из табл. 1 видно, что самая низкая линейная жесткость – это «центральная» жесткость в направлении нагружающей силы (жесткости, расположенные по диагонали и выделенные жирным шрифтом).



а) б)

Рис. 5

Перемещения: а) линейные dl (сила F_{+y}): 1 - вдоль оси X (dl_{yx}), 2 - вдоль оси Y (dl_{yy}), 3 – вдоль оси Z (dl_{yz}); b) угловые df (сила F_{+y}): 1- вокруг оси Z (df_{yc}), 2 – вокруг оси X (df_{ya}), 3 – вокруг оси Y (d_{yb}).

Табл. 1

Нагружающая сила F	Жесткость					
	Линейная, Н/мкм			Угловая, Н/угл.сек		
	X	Y	Z	A	B	C
F_{+x}	**Jl_{xx} = 4.6**	Jl_{xy} = 55	Jl_{xz} = 35	f_{xa} = 120	Jf_{xb} = 120	Jf_{xc} = 90
F_{+y}	Jl_{yx} = 50	**Jl_{yy} = 4.8**	Jl_{yz} = 200	Jf_{ya} = 105	Jf_{yb} = 600	Jf_{yc} = 30
F_{+z}	Jl_{zx} = 30	Jl_{zy} = 175	**Jl_{zz} = 15.5**	Jf_{za} = 220	Jf_{zb} = 150	Jf_{zc} = 300
F_{-x}	Jl_{xx} = 4.8	Jl_{xy} = 120	Jl_{xz} = 30	Jf_{xa} = 102	Jf_{xb} = 100	Jf_{xc} = 110

Наблюдается взаимовлияние, т.е. при действии нагружающей силы существуют поперечные перемещения, но их величина на порядок меньше чем продольные перемещения. Наблюдается симметричность в оценках жёсткости относительно диагонали. Величина центральной жёсткости существенно зависит от направления нагружающей силы (минимальная - Jl_{xx} = 4.6 Н/мкм, близкая к ней - Jl_{yy} = 4.8 Н/мкм и сильно отличающаяся - Jl_{zz} = 15.5 Н/мкм).

Наименьшая угловая жёсткость у несущей системы станка – это жёсткость вокруг оси Z. Особенно низкая угловая жёсткость при нагружении вдоль оси Y - Jf_{yc} = 30 Н/угл. сек. Степень влияния угловых деформаций на линейные перемещения корпуса шпинделя, а в итоге на перемещение фрезы, зависит от положения оси поворота платформы Гауфа - Стюарта. Это отдельная задача, которая требует дополнительных экс-

периментальных исследований жёсткости платформы.

В табл. 2 представлены результаты аналогичных исследований жесткости несущей системы станка в положении платформы 3.

В положении платформы 3, как и в положении 1, самая низкая линейная жесткость – это жесткость в направлении нагружающей силы. Из сравнения табл. 1 и табл. 2 видно, что с подъёмом платформы жесткость в плоскости XY несколько увеличивается, а в направлении оси Z не существенно уменьшается. Так же, как и в нижнем положении платформы, наблюдается взаимовлияние, но только существенно между осями X и Z.

Табл. 2

Нагружающая сила F	Жесткость					
	Линейная, Н/мкм			Угловая, Н/угл.сек		
	X	Y	Z	A	B	C
F_{+x}	**Jl_{xx} = 6.5**	Jl_{xy} = 500	Jl_{xz} = 36	Jf_{xa} = 150	Jf_{xb} = 55	Jf_{xc} = 160
F_{+y}	Jl_{yx} = 300	**Jl_{yy} = 7.25**	Jl_{yz} = 500	Jf_{ya} = 37	Jf_{yb} = 180	Jf_{yc} = 60
F_{+z}	Jl_{zx} = 22	Jl_{zy} = 70	**Jl_{zz} = 14**	Jf_{za} = 500	Jf_{zb} = 125	Jf_{zc} = 500

Порядок величин угловой жёсткости практически не меняется с подъёмом платформы.

В табл. 1 в нижней строке представлена линейная жесткость Jl (Н/мкм) и угловая Jf (Н/угл.сек) несущей системы станка в положении платформы 1 при противоположном направлении нагружающей силы F_{-x}.

Линейная жесткость несущей системы станка так же как и угловая качественно не меняется при смене направления нагружающей силы на противоположное (с F_{+x} на F_{-x}). Исследования также показали, что жесткость несущей системы станка существенно не меняется при смещении платформы в плоскости XY, т.е. при переходе платформы из положения 1 в положение 2.

Знание статической жесткости несущей системы станка позволяет оценить способность станка сопротивляться статическим нагрузкам. В станке во время обработки детали наряду со статическими нагрузками могут возникать динамические (инерционные силы, силы резания, и др.), влияние которых на состояние станка может быть существенным.

5. Динамическая податливость. Низкая статическая жёсткость несущей системы станка может приводить к недостаточной виброустойчивости станка. Действительно, на некоторых режимах обработки на станке «Гексамех-1» наблюдаются устойчивые вибрации (автоколебания), которые «отпечатываются» на обработанной поверхности в виде «вибрационного следа» (рис. 6). В данном случае обработка велась на следующих режимах резания: скорость вращения шпинделя S = 18000 об/мин, подача F = 2000 мм/мин, обрабатываемый материал – ДТ 16 Т, режущий инструмент - цилиндрическая

фреза со сферическим закруглением из быстрорежущей стаи и винтовой спиральной канавкой диаметром - ∅16 мм и числом зубьев z = 2.

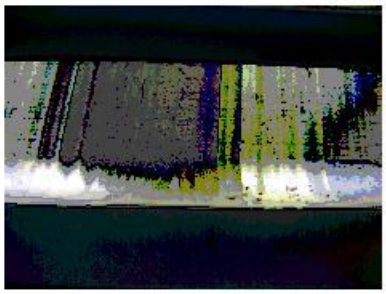


Рис. 6
«Вибрационный след» при обработке «ребра» на образце – изделии

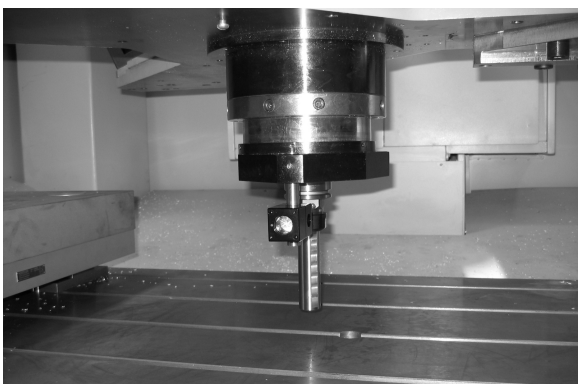
Представляет существенный интерес изучение динамической податливости (жёсткости) платформы Гауфа – Стюарта, основного элемента несущей системы станка «Гексамех-1».

Динамическая податливость НС исследовалась при воздействии на нее переменной силы, возбуждаемой двумя различными способами [4]: 1)центробежной силой вращающегося шпинделя с оправкой со смещенным центром масс; 2)ступенчатым силовым воздействием.

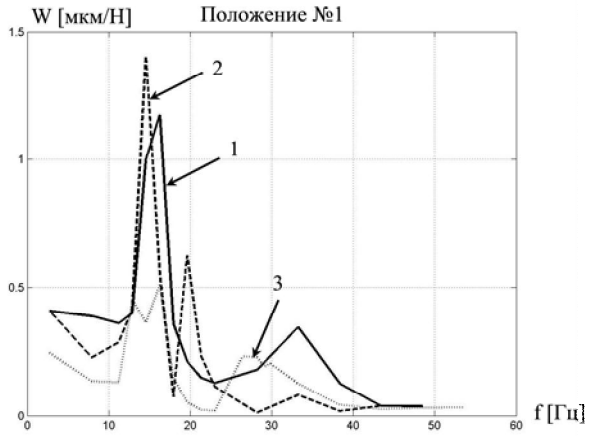
Для создания центробежной силы, воздействующей на вращающийся шпиндель, были изготовлены 4 оправки с различным смещением центра масс. Эти оправки позволили исследовать вынужденные колебания несущей системы станка в диапазоне скоростей вращения шпинделя n = 300-10000 об./мин. и определить в этом диапазоне динамическую податливость несущей системы станка.

На рис. 7, а) представлен общий вид шпинделя станка с оправкой № 4 и оптическим отражателем для лазерного интерферометра.

Использование термина «динамическая податливость» вызвано удобством представления и сравнения экспериментальных данных с динамическими характеристиками (амплитудно-частотными характеристиками) аналогичных объектов, приводимых в литературе.



а)



б)

Рис. 7

При методе гармонического силового воздействия динамическая податливость определяется как отношение амплитуды вынужденных колебаний корпуса шпинделя к амплитуде вынуждающей силы (центробежной), воздействующей на корпус шпинделя от его вращения. Величина центробежной силы определяется аналитически, а амплитуда вынужденных колебаний измеряется лазерным интерферометром.

На рис 7, б), в качестве примера, показана динамическая податливость, определённая с помощью оправки № 4 для нижнего положения платформы. Здесь:1 – динамическая податливость W_x в направлении X, 2 - W_y в направлении Y, 3 - W_z в направлении Z.

Исследования динамической податливости платформы Гауфа -Стюарта методом возбуждения центробежной силой показали, что:

- во всех исследованных положениях платформы наблюдается 1-я собственная частота в районе 15 Гц,
- величина податливости существенно зависит от направления измерения (наибольшая податливость в направлении радиуса шпинделя (вдоль платформы) и минимальная в направлении перпендикулярном к торцу шпинделя (перпендикулярно платформе)),
- величина податливости от положения платформы в пространстве меняется не существенно,
- метод возбуждения колебаний центробежной силой позволяет изучать динамическую податливость в достаточно широком диапазоне частот (5Гц – 160Гц),
- изучение динамической податливости методом возбуждения колебаний центробежной силой является трудоёмкой операцией,
- невозможно измерить одноканальными измерительными средствами динамическую податливость W_{xy}, W_{yx} .

Для повышения достоверности полученных результатов по изучению динамической податливости была разработана методика изучения податливости НС станка (платформы) одноканальными измерительными средствами методом ступенчатой разгрузки, реализуемой спусковым механизмом.

Ступенчатое воздействие широко применяется в электротехнике для получения

динамических характеристик линейных систем [5]. Однако, его применение при исследовании механических систем авторам неизвестно.

Для получения ступенчатого силового воздействия было спроектировано и изготовлено в ОАО НИАТ специальное спусковое приспособление (рис. 8).

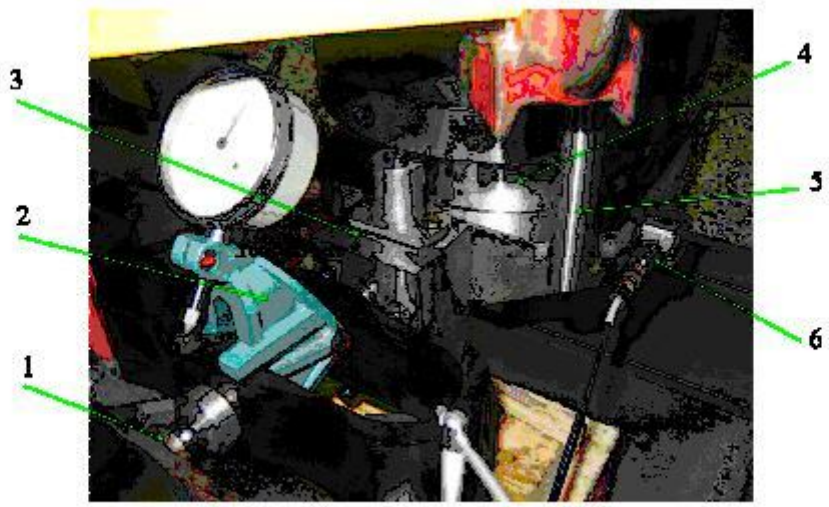


Рис. 8.

Общий вид рабочей зоны станка при измерении динамической податливости методом ступенчатого воздействия на НС.

Здесь: 1) нагружающее устройство (винтовой домкрат), 2) динамометр, 3) спусковой механизм, 4) корпус шпинделя, 5) штифт для установки оптического отражателя лазерного интерферометра при измерении динамической податливости, 6) вибродатчик.

Нагружение несущей системы станка (корпус шпинделя – стол) осуществляется через винтовой домкрат и динамометр до 500 Н. Далее, с помощью спускового механизма резко снимается нагрузка. В этот момент НС станка (платформа Стюарта) начинает колебаться и происходящие перемещения корпуса шпинделя во времени записываются с помощью лазерного интерферометра ML10.

Программное обеспечение лазерного интерферометра ML 10, позволяет временной сигнал «перемещение – время» переводить в спектр «амплитуда перемещения – частота». С помощью этого же программного обеспечения можно оцифровывать кривую спектра «амплитуда колебаний (перемещение) – частота» и составлять (в ручном режиме) таблицу «амплитуда AS, мкм - частота f , Гц».

Для силового воздействия типа «идеальная единичная ступенька» известно аналитическое представление спектра «амплитуда «силовой» гармоники AF – частота» [5]:

$$A_F = 1/\omega,$$

где ω - круговая частота.

При «ступеньке» с фронтом нарастания сигнала по экспоненте с коэффициентом β спектр вычисляется по формуле:

$$A_F = 1/\omega\sqrt{1+(\omega/\beta)^2}, \qquad (1)$$

где β- коэффициент «нарастания – спада» силы.

В нашем случае β определяется по временному сигналу ускорения в несущей системе станка, передний фронт которого равен фронту нарастания – спада силы. Для рассматриваемого случая временной сигнал ускорения представлен на рис. 9.

Коэффициент β определяется как

$$\beta = 2{,}3/t_{фа}$$

где $t_{фа}$ – время активного фронта спада приложенной нагрузки. В свою очередь, время $t_{фа}$ определяется как

$$t_{фа} = 0{,}8t_{ф}$$

где $t_ф$ – время фронта спада приложенной нагрузки (см. рис.9)

Для рассматриваемого случая $t_ф$ = 0,086-0,072= 0,014 сек, β = 205,4 сек-1.

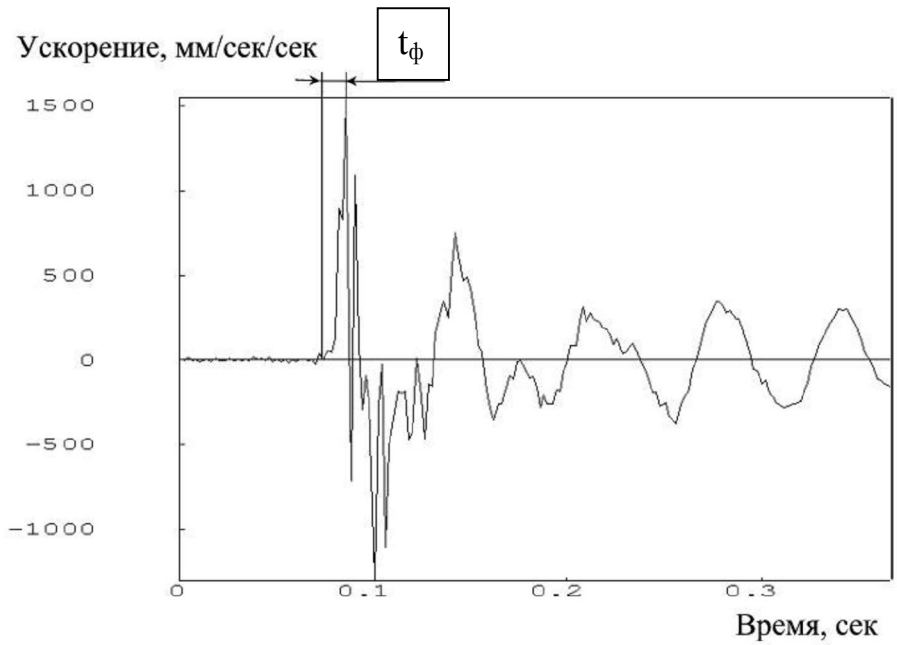


Рис. 9

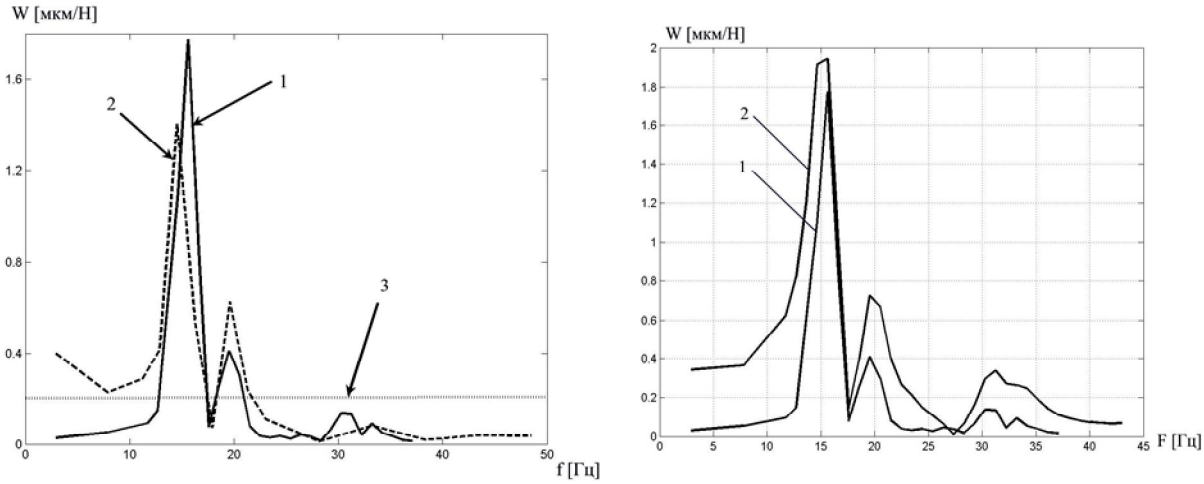
Временной сигнал ускорения при силовом воздействии типа «ступенька»

Используя данные таблицы «амплитуда AS, мкм - частота f , Гц» и зависимость (1), строится динамическая податливость W для НС станка как

$$W = A_S(f) / A_F(f), \quad мкм / Н$$

На рис. 10, а) представлена кривая 1 динамической податливости W_{yy} в направлении Y для позиции платформы 1, полученная при силовом воздействии «ступенька». Для сравнения на этом рисунке представлена кривая 2 динамической податливости W_y, полученная методом возбуждения центробежной силой и прямая 3 податливости при статическом режиме нагружения.

Совпадение результатов измерения динамической податливости, полученных двумя способами, хорошее. Динамическая податливость на 1-й собственной частоте (15 Гц) может быть примерно в 8 раз больше податливости при статическом режиме нагружения.



а) б)

Рис. 10

Для проверки «повторяемости» результатов измерения при одних и тех же настройках станка были проведены измерения при двух спусках (рис. 10, б): 1-первая реализация «спуска», 2- вторая реализация «спуска».

Ступенчатый метод возбуждения позволяет определять динамическую податливость в направлении перпендикулярном к направлению действия возбуждающей силы, т.е. определять поперечную динамическую податливость, и оценивать взаимовлияние.

На рис. 11 показана кривая поперечной динамической податливости W_{yx} (силовое воздействие - Y, измерение перемещений - X).

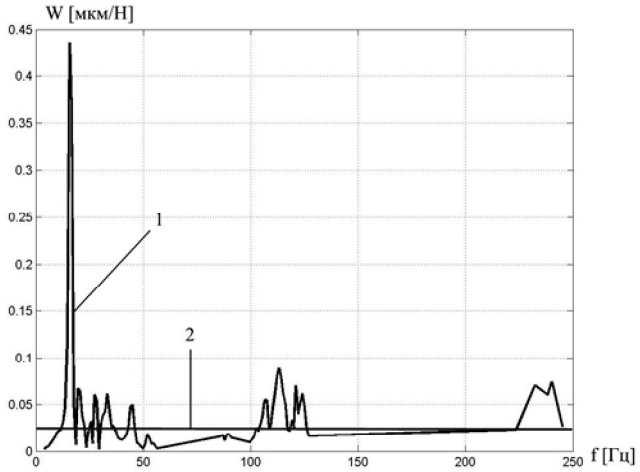


Рис. 11

Динамическая податливость по направлению X при силовом ступенчатом воздействии по направлению Y: 1-кривая поперечной динамической податливости W_{yx}, 2-поперечная податливость при статическом режиме нагружения.

Из рис. 11 видно, что в динамике взаимовлияние координат XY (колебания в направлении Y вызывают колебания платформы Гауфа - Стюарта в направлении X и наоборот) значительно сильнее (в 20 раз), чем при статическом нагружении.

Указанный факт очень важен для объяснения возникновения «вибрационного следа» на обработанной поверхности (рис. 6), а именно, силы, действующие вдоль движения платформы, могут вызывать колебательные движения в поперечном направлении. Во-вторых, измеренная частота «вибрационного следа» соответствует 1-й собственной частоте (f = 15,5Гц, см. ниже).

6. Экспериментальная проверка. Для проверки предположения, что при ступенчатом силовом воздействии только в одном направлении во время резания (во время движения платформы), например, вдоль координаты Y, возникают также колебания платформы в поперечном направлении, которые «переносятся» на обрабатываемую поверхность, была проведена обработка тестовых поверхностей с силовым «ступенчатым» воздействием на платформу Гауфа - Стюарта.

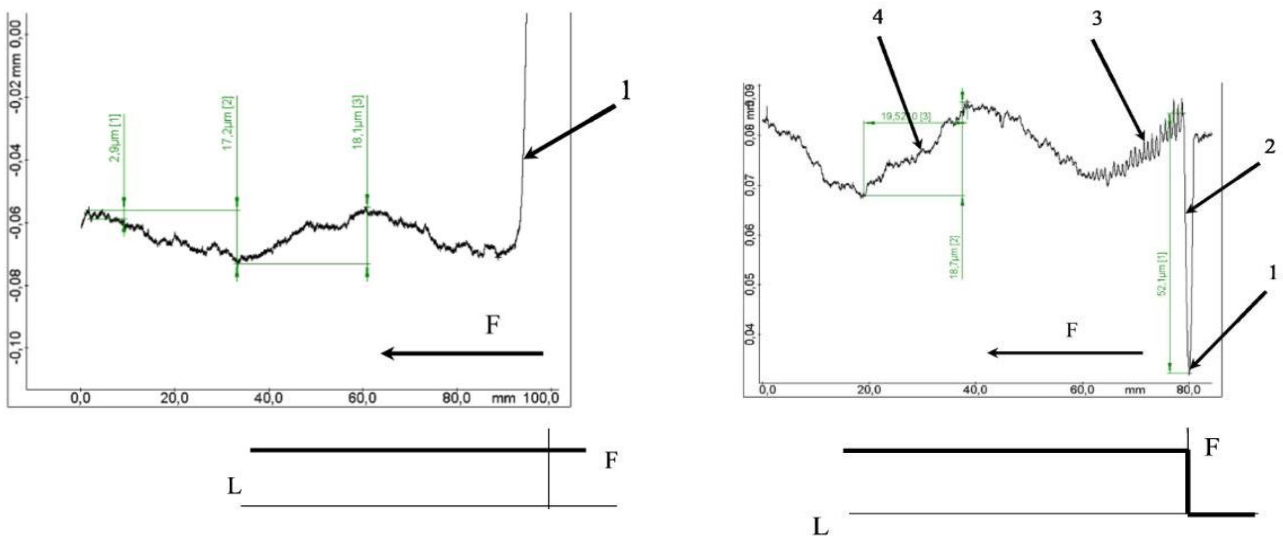
Силовое воздействие на платформу осуществлялось в направлении оси Y с помощью задания в управляющей программе изменения величины подачи с максимально допустимым ускорением по приводам платформы. К платформе прикладывалась инерционная нагрузка в виде растянутого импульса. Реакцией платформы Гауфа - Стюарта на приложенную инерционную нагрузку являются затухающие свободные колебания, которые отражаются на обрабатываемой поверхности в виде «вибрационного следа».

Был исследован диапазон подач: F = 540 – 1800 мм/мин. при частоте вращения шпинделя S = 6000 об./мин. и F = 900 – 3000 мм/мин при частоте вращения шпинделя S = 10000 об./мин.

Обработка велась пальчиковой фрезой (∅ 24 мм, 2 зуба, твердосплавные пластинки) с охлаждением обдувом воздуха. Глубина резания t = 2 мм. Материал заготовки Д16Т.

На рис. 12, в качестве примера, показаны: профилограмма поверхности при отсутствии «импульсной» инерционной нагрузки (подачи F – const) (рис. 12, а), профилограмма поверхности при наличии «импульсной» инерционной нагрузки в виде ступенчатого изменения подачи F (рис. 12,б).

Обработанные поверхности измерялась на контурографе мод. Mar Surf XC-10.



а) б)

Рис. 12

Профилограмма поверхности, обработанной с подачей: а) F = 540 мм/мин и S = 6000 об./мин, при «плавном» врезании 1, F – направление подачи; б) F = 720 мм/мин и S = 6000 об./мин, при «ступенчатом» нарастании подачи 1- выстой, 2- участок разгона, 3- участок свободных затухающих колебаний, 4- участок с установившимся движением, F – направление подачи

Ещё более отчетливое изображение «вибрационного следа», показывающего свободные затухающие колебания можно видеть на рис. 13.

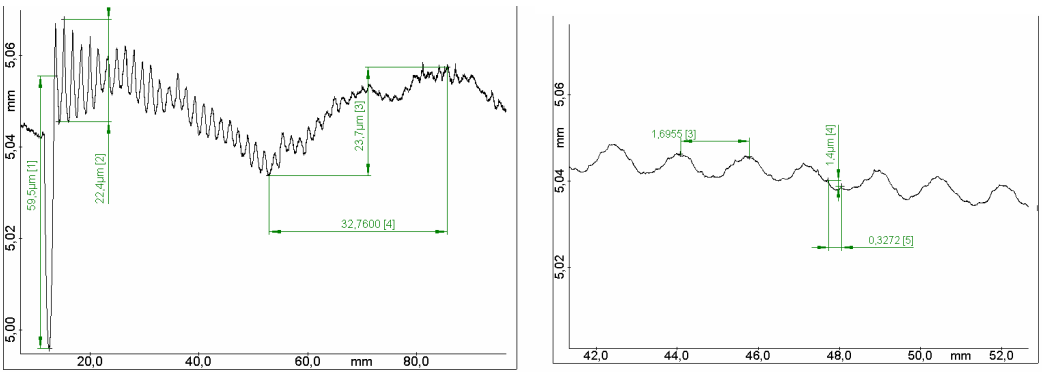


Рис.13.

Профилограмма поверхности, обработанной с подачей F = 1440 мм/мин и S = 6000 об./мин. (после выстоя с разгоном).

На рис. 13, б) показана расширенная профилограмма по пути, где хорошо видны затухающие свободные колебания с шагом $t_{ср}$ = 1,59 мм, что соответствует частоте f = 15,08 Гц. Здесь же мы видим незатухающие колебания с размахом 1,4 мкм и шагом $t_{ср}$ = 0,24 мм, что соответствует частоте f = 99,33 Гц (биение зубьев фрезы).

На рис. 14 представлена профилограмма «вибрационный след» по рис. 6. Средняя величина шага равна t = 2,328мм, что соответствует частоте колебаний (автоколебаний) f = 14,32 Гц. (подача F = 2000 мм/мин.). Двойная амплитуда составляет 20 мкм.

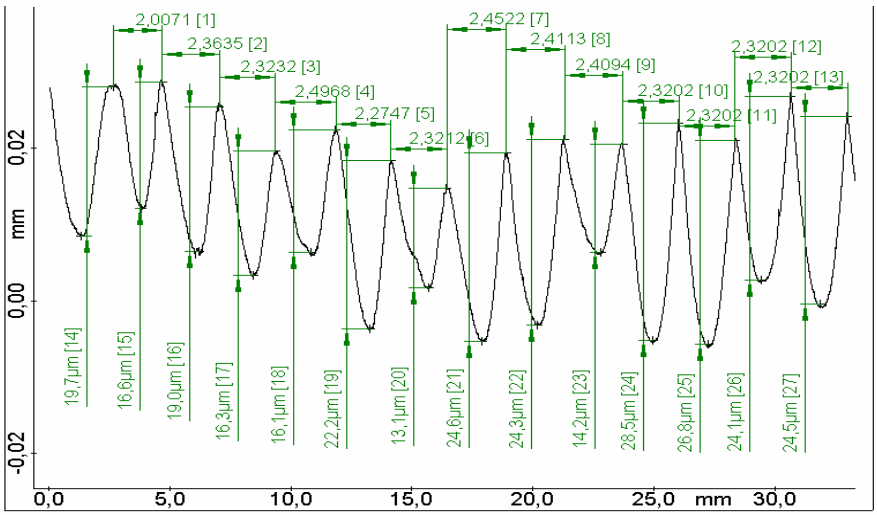


Рис. 14

«Вибрационный след» на поверхности «рёбра» образца – изделия (рис. 6).

Изучение динамической податливости несущей системы станка показало, что динамическая жёсткость станка недостаточна. Это приводит к пониженной виброустойчивости станка.

Исследования статических и динамических свойств станка «Гексамех-1» показали, что:

- точность позиционирования по линейным координатам и точность воспроизведения эталонной траектории находится на уровне точности станка класса точности «Н»;
- статическая жесткость несущей системы станка является недостаточной 5 Н/мкм и требуется её увеличить до 20-30 Н/мкм [4];
- 1-я собственная частота находится в диапазоне 15-17 Гц, что соответствует низкой виброустойчивости.

Основываясь на этих выводах, было проведено ужесточение НС станка. Ниже представлены результаты исследования статической жесткости и точности позиционирования станка «Гексамех-1» после ужесточения НС.

7. Повышение статической жесткости несущей системы станка «Гексамех-1».

По результатам анализа поузловой жесткости несущей системы станка «Гексамех-1», результаты которого частично изложены в [4], было выявлено слабое место станка с точки зрения жесткости. Этим местом оказалось крепление кронштейнов верхних шарниров платформы Гауфа-Стюарта к раме станка (рис. 15). Для обеспечения равножесткости узлов станка было принято решение усилить крепление кронштейнов верхних шарниров платформы Гауфа-Стюарта к раме станка.

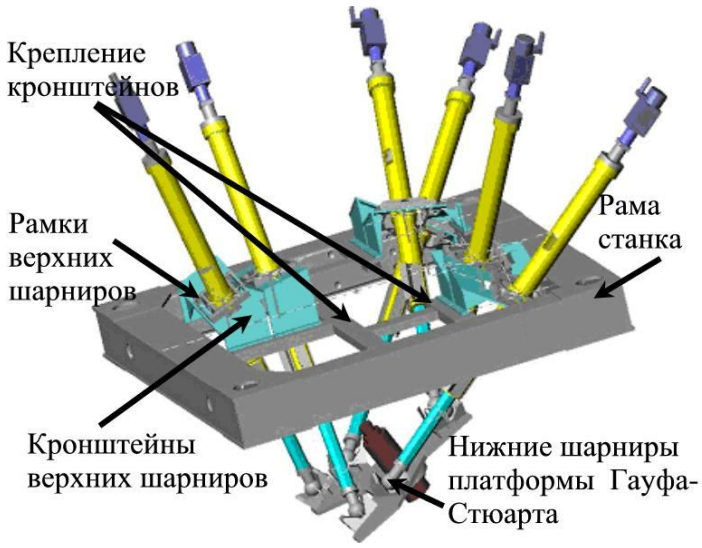


Рис. 15
Схема платформы Гауфа-Стюарта и её крепления к раме станка.

Статическая жесткость.

Результаты измерения статической жесткости после ужесточения НС представлены в табл.4, а для сравнения в табл. 3 приведены результаты до ужесточения НС.

Табл. 3

Результаты до ужесточения конструкции

Сила F_{+x}	**Jl_{xx} = 4.6**	Jl_{xy} = 55	Jl_{xz} = 35
Сила F_{+y}	Jl_{yx} = 50	**Jl_{yy} = 4.8**	Jl_{yz} = 200
Сила F_{+z}	Jl_{zx} = 30	Jl_{zy} = 175	**Jl_{zz} = 15.5**

Проведенные работы по ужесточению несущей системы станка «Гексамех-1» увеличили её «центральную» жесткость почти в 2 раза по

Табл. 4

Результаты после ужесточения конструкции

Сила F_{+x}	**Jl_{xx} = 5.6**	Jl_{xy} = 77.0	Jl_{xz} = 26.3
Сила F_{+y}	Jl_{yx} = 66.7	**Jl_{yy} = 8.6**	$Jl_{yz} \rightarrow \infty$
Сила F_{+z}	Jl_{zx} = 25	$Jl_{yz} \rightarrow \infty$	**Jl_{zz} = 16.7**
Сила F_{-x}	**Jl_{xx} = 5.8**	Jl_{xy} = 77.0	Jl_{xz} = 25.3

координате Y (4,8 →8,6 Н/мкм) и не существенно по координате X (4,6 →5,6 Н/мкм) и Z (15,5→16,7 Н/мкм). Результаты ужесточения оказались ниже, чем ожидалось.

Для выяснения возможных причин недостаточного повышения статической жесткости было проведено измерение перемещений оси шарнира верхней подвески вдоль оси штанги при нагружении вдоль оси X.

Результаты дополнительных измерений представлены в табл. 5.

Табл. 5

Сила F_x, Н	Корп. шп. ΔX, мкм		Корп. шп. ΔZ, мкм		Штанга № 6, мкм		Штанга № 3, мкм		Штанга № 4, мкм		Штанга № 5, мкм		Стол, мкм	
	Наг.	Раз.	Наг.	Раз.	Наг.	Раз.	Наг.	Раз.	Наг.	Раз.	Наг.	Раз.	Наг.	Раз.
0	0	0	-2	-5	0	0	3	5	0	0	0	0	0	0
	0	0			0	0								
1000	170	189	31	38	-10	-12	-4	-4	20	21	10	12	17	17

	169	186	29	36									
2000	358		73		-29		-15		42		26		35	
	355		74											

Из табл. 5 можно сделать вывод: **Малые перемещения (деформации) в шарнирах верхней подвески приводят к большим перемещениям платформы.** Это предположение требует доказательства путем решения задачи о положении платформы при малых смещениях в положении верхних шарниров подвески платформы Гауфа-Стюарта.

Ниже представлены результаты измерения точности позиционирования по координате Y и по координате Z, движение по которым осуществляется с помощью платформы Гауфа-Стюарта. Эти результаты позволяют выяснить влияние статической жесткости на точность позиционирования.

Точность позиционирования.

Координата Y.

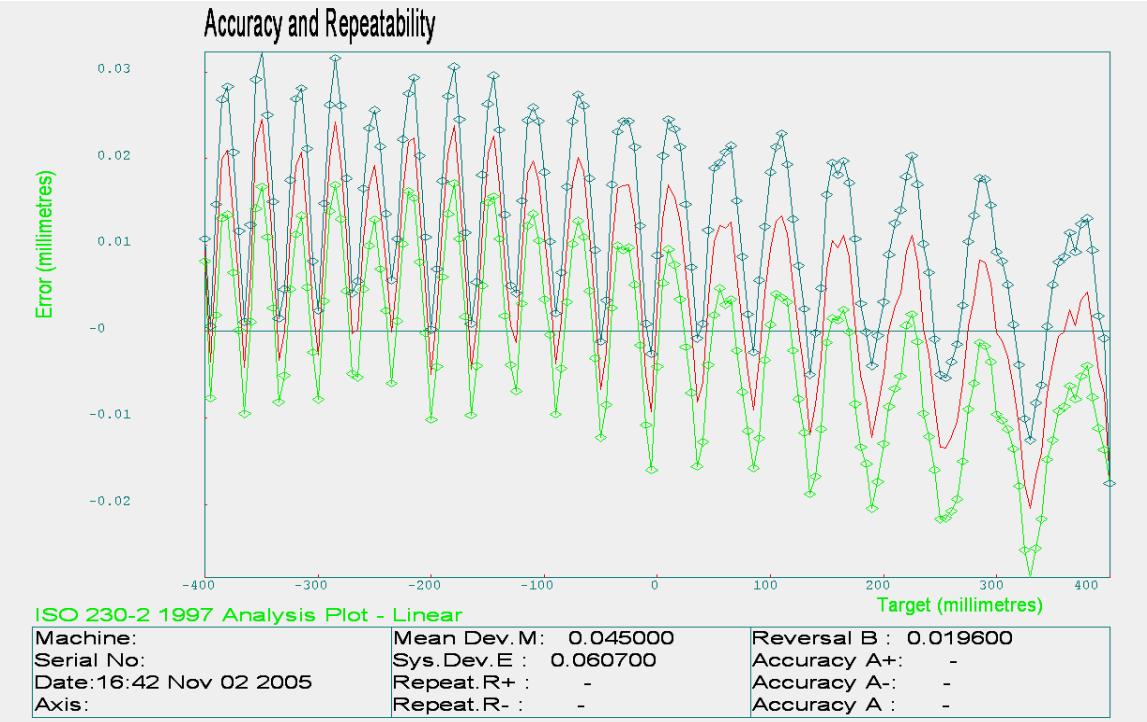


Рис. 16

Кривые точности позиционирования до проведения ужесточения НС.

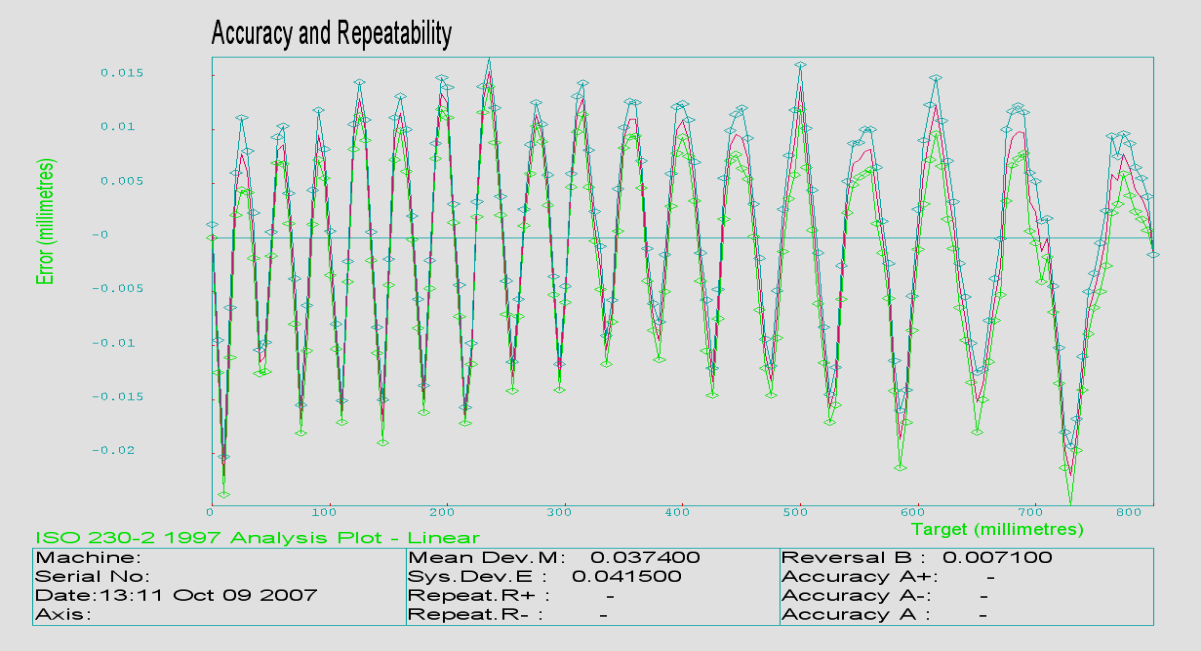


Рис. 17

Кривые точности позиционирования после проведения ужесточения НС.

В результате ужесточения конструкции, точность позиционирования по координате Y существенно увеличилась. Показатель E уменьшился с 61 мкм до 42 мкм, в основном, за счёт уменьшения погрешности обратного хода с 20 мкм до 7 мкм.

Координата Z.

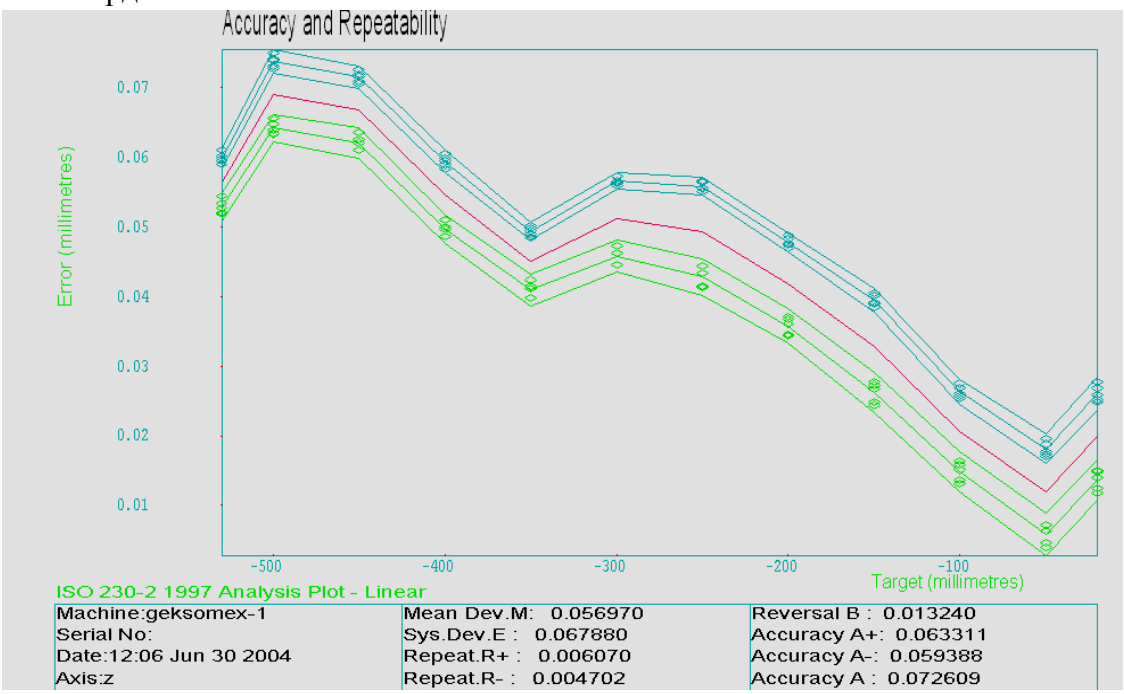


Рис. 18

Кривые точности позиционирования до проведения ужесточения НС.

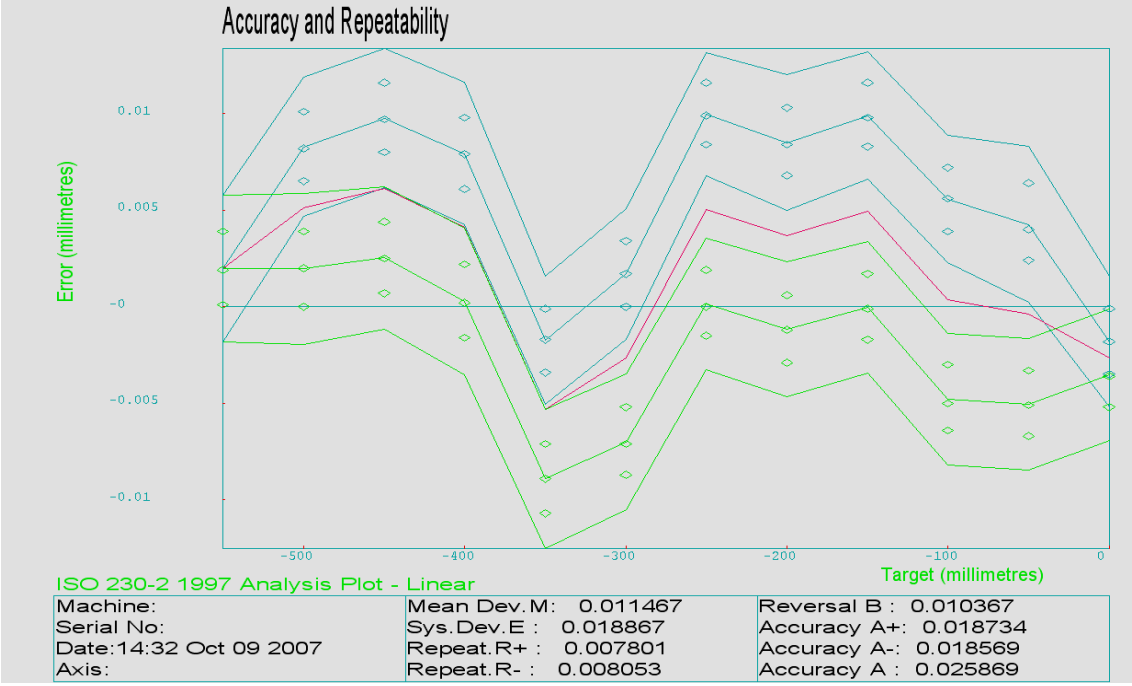


Рис. 19

Кривые точности позиционирования после проведения ужесточения НС.

В результате ужесточения конструкции, точность позиционирования по координате Z также существенно увеличилась. Показатель А уменьшился с 73 мкм до 26 мкм за счёт уменьшения накопленной погрешности с 68 мкм до 19 мкм.

В заключении следует отметить, что анализ применения механизмов параллельной структуры в станках [1] указывают на перспективность применения гибридных структур построения станков. В настоящее время в ОАО НИАТ совместно с ОАО «Савма» создаются многоцелевые станки мод. МЦ2 и МЦ3, построенные по гибридной структуре с использованием головки 3Z – модуль [6].

Литература

1. Вайнштейн, И. В.; Сироткин, Р.О.; Серков, Н.А.: Станки для высокоскоростной обработки деталей и перспективы их развития в машиностроении. //Авиационная промышленность – 2006 г. № 3 с. 49-55.
2. Astanin V., Bogachev J., Duyunov A., Smotritsky G., Usov V. Hexamech-1 machining centre for aerospace industry/The 4th Chemnitz Parallel Kinematic Seminar 2004, April 20-21/Conference Proceedings. - Zwickau: Verlag Wissenschaftliche Scripten. - 2004. - pp. 641-651.
3. Вайнштейн И.В., Серков Н.А., Сироткин Р.О.: Экспериментальное исследование статической жёсткости 5-ти координатного фрезерного станка с параллельной кинематикой. //Проблемы машиностроения и надежности машин, 2007 г., № 5, с. 102 – 109.

4. Мерзляков А.А., Серков Н.А. Сироткин Р.О. Экспериментальные исследования динамических свойств станка с параллельной кинематикой // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2008 г., № 1, с. 98-102.
5. Ицхоки Я. С. Импульсные устройства. Изд. «Советское радио», М., 1959 г., 728 с.
6. Патент на изобретение № 2285502. Название: «Высокоскоростной металлорежущий пятикоординатный центр с триподмодулем». Авторы: Сироткин О.С., Вайнштейн И.В., Серебров Н.А., Васильева Г.Ф.

[1)]Институт машиноведения РАН, Россия, Москва
[2)]ОАО «Национальный институт авиационных технологий», Россия, Москва

Поступила: 5.05.08.