

Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия

УДК 621.9

ГОДЗУЛА ИГОРЬ ГЕННАДЬЕВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ
КОЛЕС ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫХ ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕНТРОВ НА ИХ
ДИНАМИЧЕСКУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ

8.05050301 – металлорежущие станки и системы

Автореферат магистерской работы

Краматорск – 2014

Работа выполнена на кафедре «Компьютеризированные мехатронные системы, инструменты и технологии» Донбасской государственной машиностроительной академии Министерства образования и науки Украины.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Ключко Александр Александрович

Защита состоится « 22 » декабря 2014 г. в 12⁰⁰ часов на заседании Государственной экзаменационной комиссии в Донбасской государственной машиностроительной академии по адресу: г. Краматорск, б-р Машиностроителей, 34, корп. № 3, ауд. 3308.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Современные тенденции развития машиностроения в совокупности с использованием автоматизированных станочных систем предъявляют требования к повышению производительности, точности размеров и качества обрабатываемых поверхностей деталей машин. Рост производительности сдерживается показателями динамического качества упругих систем, такими как виброустойчивость. Недостаточность информации на этапе проектирования станочного оборудования и научно обоснованных рекомендаций, направленных на решение проблемы сбалансированности характеристик приводов и несущей системы станков, приводит к неэкономному расходованию материальных и энергетических ресурсов.

Для решения этих проблем требуются мобильные технические средства и комплекс расчетных и экспериментальных методик, позволяющих оперативно оценивать характеристики станков во всем рабочем пространстве с учетом многообразия применяемых заготовок и видов инструмента, и оценивать, таким образом, возможности станка по производительности и точности. Отмеченное выше может быть обеспечено только на основе создания научно обоснованной информационной базы знаний о динамических характеристиках станков, доступной широкому кругу специалистов, занимающихся проектированием, исследованием, эксплуатацией, ремонтом и модернизацией оборудования.

Связь с научными программами, планами, темами. Работа выполнена на кафедре «Компьютеризированные мехатронные системы, инструменты и технологии» Донбасской государственной машиностроительной академии (ДГМА) и является составной частью научных исследований, проведенных кафедрой в рамках комплексного плана исследований Министерства образования Украины по проблеме разработки прогрессивных конструкций передач станков. Результаты магистерской работы использованы при исполнении госбюджетной темы: «Повышение качества и эффективности станочного оборудования и режущего инструмента для тяжелого машиностроения» (№ госрегистрации, 0102U001664, ДГМА).

Целью работы является анализ виброустойчивости вертикально-фрезерных обрабатывающих центров на основе диагностирования и оценки точностных характеристик зубчатых колес, входящих в приводы движения.

Задачи исследования:

- изучить основные понятия динамики и динамического качества вертикально-фрезерных обрабатывающих центров с учетом влияния точности зубчатых колес;
- исследовать геометрическую точность и динамическую податливость вертикально-фрезерного обрабатывающего центра;
- обосновать влияние вибрации зубчатых передач на динамическое качество обрабатывающего центра;
- теоретически исследовать спектр вибраций зубчатых колес;
- теоретически подтвердить влияние трения на вибрации зубчатых передач;
- изучить виброактивность модифицированных зубчатых передач;

- экспериментально подтвердить основные положения теоретических разработок.

Объект исследования: цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи, которые преимущественно применяются в приводах вертикально-фрезерных обрабатывающих центров.

Предмет исследования: оценка влияния точностных параметров зубчатого зацепления на виброустойчивость вертикально-фрезерных обрабатывающих центров.

Методы исследований. Теоретические исследования базируются на основных положениях технологии машиностроения, конструирования металлорежущих станков, теории колебаний и динамики станков, теории анализа случайных процессов, методах математического и компьютерного моделирования. Обработка результатов экспериментов проводилась средствами вычислительной техники с применением положений математической статистики, спектрального анализа и теории планирования эксперимента.

Научная новизна полученных результатов заключается в том, что:

- установлена зависимость влияния модифицированных профилей зубьев на уровень вибрации;
- разработана математическая модель по снижению виброактивности за счет уменьшения коэффициента трения зубчатых передач;
- с целью снижения виброактивности установлены зависимости влияния коэффициента перекрытия с характером импульсного вибровозбуждения;
- доказано влияние исходного профиля на вибрацию цилиндрических зубчатых колес.

Практическая ценность работы заключается в:

- разработке научно обоснованных требований к точностным параметрам зубчатых передачах приводов вертикально-фрезерных обрабатывающих центров;
- формулировании основных направлений совершенствования конструкций зубчатых передач, обеспечивающих высокую виброустойчивость обрабатывающих центров.

Достоверность полученных результатов. Достоверность полученных результатов работы обеспечивается точностью постановки задач, использованием математически корректных методов исследования.

Личный вклад соискателя состоит в формулировке цели и задач работы; разработке методов их решения; проведении экспериментальных исследований. Вклад автора в работы, выполненные в соавторстве, состоял в непосредственном участии во всех стадиях работы, включая постановку задачи, выполнения теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация работы. Основные положения и результаты магистерской работы докладывались на XII международной научно-технической конференции «Тяжелое машиностроение. Проблемы и перспективы развития».

Публикации. По результатам магистерской работы опубликовано 2 работы, среди них: 1 – в специализированном издании ВАК Украины и 1 тезисы доклада.

Структура и объем работы. Магистерская работа состоит из введения, семи разделов, общих выводов, библиографического списка из ... наименования и одного приложения. Основной текст изложен на 121 страницах машинописного текста, включающих 52 рисунка, 9 таблиц. Общий объем работы составляет 141 страница.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность магистерской работы, поставлена цель и сформулированы задачи исследования, научная новизна и практическая значимость.

В первом разделе был произведен анализ объекта исследования, а именно вертикально-фрезерного обрабатывающего центра VDF-1500. Зубчатые передачи в двигателях высокоскоростных обрабатывающих центров являются источником вибраций вследствие повышенного уровня динамических нагрузок, передаваемых на вращающиеся детали привода. Основными причинами возбуждения вибраций зубчатыми передачами являются погрешности профиля зубьев и изменение жесткости зацепления в процессе вращения колес. Необходимо выбрать рациональную геометрию зацепления, а также оптимальную модификацию зубьев, что уменьшит износ профиля зубьев в процессе эксплуатации приводов, улучшая их динамические характеристики.

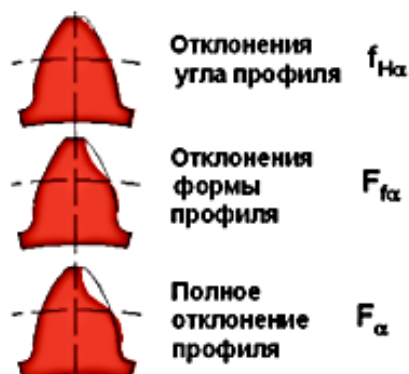


Рис.1 – Составляющие погрешности профиля зуба

После определения распределения нагрузок по ширине всех зубьев суммарная сила, действующая в зацеплении, определяется как:

$$P_z(t) = \sum_{i=1}^N \int_s p_i(t, s) ds. \quad (1)$$

Эта суммарная нагрузка подставляется в дифференциальное уравнение движения (1). Решением уравнения (1) являются силы в зацеплении зубьев, крутильные и поперечных колебания колес, а также скорости и ускорения деталей передачи. С помощью программ компьютерного моделирования можно с достаточной для практики точностью найти такие параметры модификации профиля зубьев зубчатых колес, при которых износ зубьев на профиле многократно уменьшается и контактные напряжения не превышают пределов упругости, что обеспечит увеличение плавности работы, а следовательно, и повышенную сопротивляемость зубчатых колес к созданию шума и вибрации.

Во втором разделе была изучена динамическая податливость несущей системы обрабатывающего центра. Исследования показали, что динамическая жесткость ОЦ недостаточна. Это приводит к пониженной виброустойчивости станка.

На некоторых режимах обработки на станке VDF-1500 наблюдаются устойчивые вибрации (автоколебания), которые «отпечатываются» на обработанной

поверхности в виде «вибрационного следа» (рис. 2). В данном случае обработка велась на следующих режимах резания: скорость вращения шпинделя $S = 6000$ об/мин, подача $F = 2000$ мм/мин, обрабатываемый материал – ДТ16Т, режущий инструмент - цилиндрическая фреза со сферическим закруглением из быстрорежущей стали и винтовой спиральной канавкой диаметром - $\varnothing 16$ мм и числом зубьев $z = 2$.

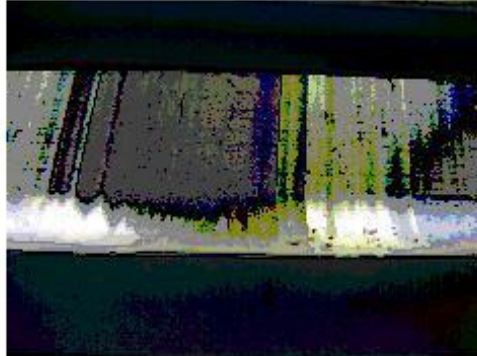


Рис. 2 – «Вибрационный след» при обработке «ребра» на образце – изделии

Динамическая податливость обрабатывающего центра исследовалась при воздействии на нее переменной силы, возбуждаемой двумя различными способами: 1) центробежной силой вращающегося шпинделя с оправкой со смещенным центром масс; 2) ступенчатым силовым воздействием. Специальные оправки с различным смещением центра масс позволили исследовать вынужденные колебания несущей системы станка в диапазоне скоростей вращения шпинделя $n = 300-6000$ об/мин и определить в этом диапазоне динамическую податливость несущей системы станка.

Исследования динамической податливости несущей системы VDF-1500 методом возбуждения центробежной силой показали, что:

- во всех исследованных положениях наблюдается 1-я собственная частота в районе 15 Гц;
- величина податливости существенно зависит от направления измерения;
- метод возбуждения колебаний центробежной силой позволяет изучать динамическую податливость в достаточно широком диапазоне частот (5 – 160 Гц).

С помощью специального спускового приспособления было реализовано ступенчатое воздействие для определения динамической податливости.

Для силового воздействия типа «ступенька» известно аналитическое представление спектра «амплитуда «силовой» гармоники A_F – частота» :

$$A_F = 1/\omega,$$

где ω – круговая частота

Используя необходимые данные строится динамическая податливость W для несущей системы станка как

$$W = A_S(f) / A_F(f), \text{ мкм} / \text{Н}$$

На рисунке 3, а представлена кривая 1 динамической податливости W_{yu} в направлении Y для позиции стола 1, полученная при силовом воздействии «ступенька». Для сравнения на этом рисунке представлена кривая 2 динамической податливости W_u , 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.

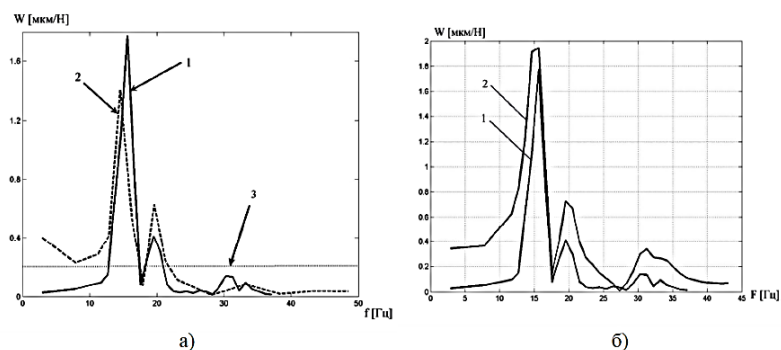


Рис. 3 – Кривые динамической податливости, полученные при силовом воздействии «ступенька»

В третьем разделе исследования показали, что требования к точности и жёсткости фрезерных ОЦ основываются на величине показателей точности зубчатых колёс. Для установления указанных зависимостей целесообразно принять основными показателями точности колёс действующую ошибку и поэлементные показатели точности: ошибки профиля, шага, накопленную ошибку шага, биение начальной окружности, отклонение направления зуба.

Было изучено влияние погрешностей зубчатых колес на плавность работы передачи с помощью специально разработанной методики 3D-моделирования. Эта методика заключается в построении трехмерной твердотельной модели зубчатой передачи с заданными первичными погрешностями колес и последующим моделированием работы зубчатого зацепления. Моделирование работы зубчатого зацепления заключается в последовательном повороте построенных 3D-моделей колес на величины угловых шагов: – для ведущего колеса; – для ведомого колеса (рис. 4).

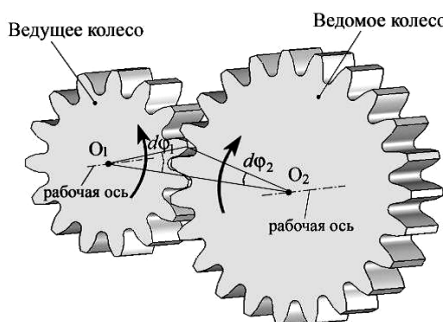


Рис. 4 – Моделирование кинематической погрешности

Угловой шаг поворота ведомого зубчатого колеса ($d\varphi_2$) рассчитывается по формуле:

$$d\varphi_2 = \frac{2\pi}{N},$$

где N – количество отсчетов кинематической погрешности за оборот ведомого звена.

Затем рассчитывается угловой шаг поворота ведущего зубчатого колеса ($d\varphi_1$), в зависимости от передаточного отношения, которое определяется как отношение числа зубьев ведущего колеса к числу зубьев ведомого:

$$d\varphi_1 = d\varphi_2 \cdot \frac{z_1}{z_2},$$

где z_1 — число зубьев ведущего колеса; z_2 — число зубьев ведомого колеса.

При повороте ведущего зубчатого колеса на угол $d\varphi_1$ ведомое колесо поворачивается на угол $d\varphi_2$, т.е. на номинальный (расчетный) угол. Из-за наличия элементарных погрешностей ведомое колесо должно повернуться на действительный угол $d\varphi_{2д}$, который будет отличаться от номинального. В результате при повороте 3D-модели ведомого зубчатого колеса на угол $d\varphi_2$ будет присутствовать либо интерференция рабочих зубьев ведомого и ведущего колес, либо между рабочими поверхностями зубьев образуется зазор. Таким образом, разница между действительным, установленным по вышеизложенному алгоритму, и номинальным (расчетным) углом поворота ведомого зубчатого колеса является кинематической погрешностью передачи в данной точке.

Из анализа сигнала кинематической погрешности передачи и взаимодействия зубьев следует, что при отсутствии деформации в один и тот же момент в контакте участвует только одна пара зубьев, т.е. коэффициент перекрытия $\epsilon = 1$ как при положительной, так и при отрицательной погрешности шага зацепления ведомого колеса. Очевидно, что при работе передачи под нагрузкой отрицательная погрешность шага зацепления (шаг зацепления ведущего колеса больше шага зацепления ведомого) будет компенсироваться в результате деформаций зубьев. И наоборот, положительная погрешность шага зацепления (шаг зацепления ведущего колеса меньше шага зацепления ведомого) будет увеличиваться (рис. 5).

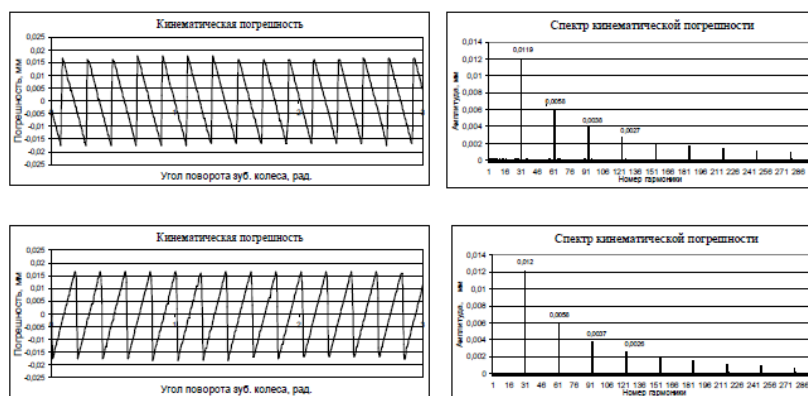


Рис. 5 – Кинематическая погрешность передачи при погрешности шага зацепления ведомого колеса

Путем анализа спектра вибраций зубчатых передач была произведена их диагностика. Выяснили, что спектр колебаний зубчатой передачи состоит из множества частот, в которых доминирующими являются зубцовые частоты и их гармоники. Обратные частоты и их гармоники проявляются в низкочастотной части спектра. Увеличение амплитуд колебаний в низкочастотной области указывает на нелинейные колебания в передаче, например колебания с разрывом контакта. Появление боковых составляющих от обратных частот вокруг гармоник

зубцовой частоты указывает либо на низкую точность изготовления колес, либо характеризует начало процесса разрушения колес.

В четвертом разделе определено, как влияют на виброактивность, обусловленную трением зубьев, следующие геометрокинematicкие параметры: коэффициент перекрытия и закон изменения нормальной силы при пересопрыжении зубьев.

Были исследованы передачи с такими параметрами: $P_1=600$ кВт, $n_1=6000$ об/мин, $f=0.1$; $m=3$ мм, $z_1=28$, $z_2=41$, $b_2=32$ мм; $\alpha=20^\circ$; $x_1=x_2=0$; $\alpha_w=20^\circ$; $\varepsilon=2.379$; $F_{\max}=8644$ Н; $\sigma_{\max}=518$ МПа. Показано, что малой виброактивностью обладают также передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$, особенно, при ε близком к 2. На рис. 6 – зацепление во время пересопрыжения, когда в контакте три пары зубьев. В правой части рис. 6 – силы в этих трех точках контакта: нормальные, и силы трения. И вектор общей силы в зацеплении в этом положении и годограф этой силы.

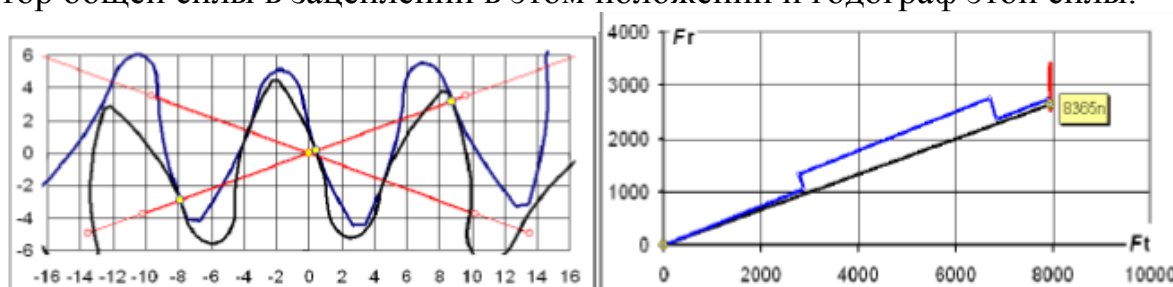


Рис. 6 – Передача с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$

Были исследованы модифицированные зубчатые передачи. Нагрузка в зацеплении колес с увеличенной головкой зуба («глубокий профиль») распределяется в зависимости от количества находящихся в контакте пар зубьев. В контакте одной пары зубьев в зоне контакта действует вся нагрузка, а при контакте двух пар ее приближенно будем считать распределенной поровну между обеими парами зубьев, $P_2 = 0,5P$, где P - максимальная суммарная нагрузка при контакте одной пары зубьев.

Уровень вибрации определяется зависимостью

$$L = 20[\lg(\delta_a z_1 \omega_1) - \lg V_0].$$

Ошибка! Закладка не определена.

где δ_a – максимальной значение скорости колебаний в контакте зубьев; z_1 – число зубьев; ω_1 – амплитуда колебаний; V_0 – нулевой порог колебательной скорости, $V_0 = P_0/\rho c$.

Как следует из анализа зависимости (3), уровень вибрации для рассматриваемого источника колебаний, зависит от числа зубьев z , скорости вращения ω , амплитуды упругих колебаний δ_a , или пропорциональной ей величине амплитуды силовой гармонической составляющей P_a .

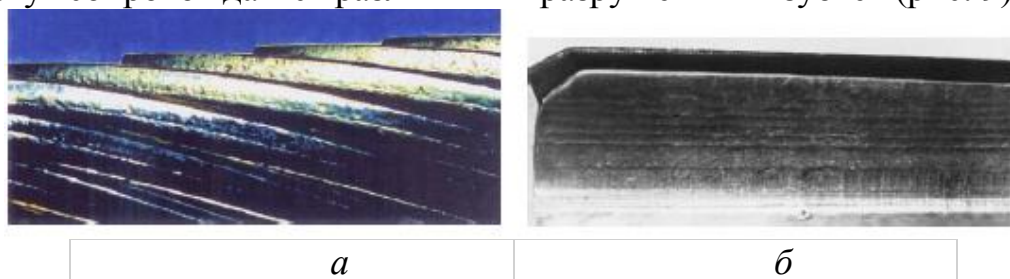
Проведен сравнительный анализ уровней вибрации нормального прямозубого зацепления колес "глубокого" профиля (табл. 1) в широко распространенном диапазоне передаточных чисел $u = 1,6...4,0$.

Таблица 1 – Сравнение уровней вибрации нормального прямозубого зацепления и зацепления колес с зубьями глубокого профиля

Передаточное отношение при $z_1=28$														
z_2	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	105	110	115
u	1,61	1,77	1,96	2,14	2,32	2,5	2,68	2,86	3,04	3,21	3,39	3,57	3,75	3,93
Нормальное прямозубое зацепление														
ε_a	1,69	1,70	1,70	1,71	1,72	1,72	1,73	1,73	1,74	1,74	1,74	1,745	1,749	1,750
p_ε	0,11	0,11	0,104	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,09
"Глубокое" зацепление														
ε_d	2,2	2,2	2,22	2,24	2,25	2,26	2,27	2,28	2,28	2,29	2,30	2,30	2,31	2,31
$p_{\varepsilon d}$	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07
ΔL	6,5	5,84	5,3	4,8	4,4	4,1	3,8	3,5	3,3	3,1	3,0	2,8	2,6	2,5

Как следует из полученных результатов, с помощью "глубокого" профиля достигается снижение уровня вибрации. Однако следует заметить, что эти передачи имеют габариты, значительно превышающие габариты прямозубого зацепления.

В пятом разделе на основании изучения динамических процессов в эвольвентных прямозубых передачах было установлено, что условно колебательные процессы, происходящие в них, могут быть разделены на три группы: динамическое соприкосновение профилей зубьев в процессе пересопряжения; динамическое взаимодействие профилей зубьев, вызванное колебательным состоянием упругой системы (в целом), в которую входит зубчатая передача; динамическое взаимодействие профилей зубьев, вызванное неравномерностью нагрузки или неравномерным режимом работы двигателя. Возникающие колебания в зубчатых колесах могут сопровождаться различными разрушениями зубьев (рис. 9).



a – пластическая деформация при качении; *б* – пластическая деформация при ударе

Рис. 9 – Повреждения зубьев колес

В настоящее время можно выделить два перспективных направления воздействия на динамические процессы в зубчатых передачах. Первым является естественный и эффективный путь снижения виброактивности прямозубых передач за счёт повышения точности изготовления зубчатых колёс. Так увеличение точности изготовления прямозубых колёс высокооборотных цилиндрических эвольвентных двухступенчатых редукторов с пятой до четвертой степени понижает общие уровни вибраций редукторов в среднем на 6 дБ.

Снижение шума и вибрации зубчатых передач может быть достигнуто не только за счет повышения точности профиля зубьев, но и путем селективного подбора колес в парные комплекты (см. табл. 2) зубчатых пар 20/60 ($m = 2$) шпиндельной бабки станка VDF-1500 при переборе 50 комплектов зубчатых колес.

Таблица 2 – Значение виброускорения зубчатых передач

Варианты сопряжений	Общий уровень ускорения W		Октавные составляющие									
	м/с	дБ	16	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	30	90	0,02	0,14	0,4	0,04	0,06	0,24	0,9	4,0	26	20
2	40	91,5	0,02	0,14	0,36	0,02	0,08	0,3	1,2	6,6	23	30
3	28	89	0,02	0,14	0,4	0,02	0,1	0,24	1,4	8,0	20	24
4	30	90	0,02	0,14	0,36	0,02	0,1	0,22	0,8	6,0	30	15

ВЫВОДЫ

1. Зубчатые передачи в двигателях высокоскоростных обрабатывающих центров являются источником вибраций вследствие повышенного уровня динамических нагрузок, передаваемых на вращающиеся детали привода. Основными причинами возбуждения вибраций зубчатыми передачами являются погрешности профиля зубьев и изменение жесткости зацепления в процессе вращения колес. Необходимо выбирать рациональную геометрию зацепления, а также оптимальную модификацию зубьев, что уменьшит износ профиля зубьев в процессе эксплуатации приводов, улучшая их динамические характеристики.

2. При оценке кинематической точности фрезерных обрабатывающих центров необходимо учитывать точностные характеристики зубчатых колес, которые входят в приводы движения станка. Для повышения кинематической точности станков требуется использовать зубчатые колеса с высокими показателями плавности и износостойкости, чтобы уменьшить вибрации динамической системы станка.

3. Изучение динамической податливости несущей системы станка показало, что динамическая жесткость станка недостаточна. Это приводит к пониженной виброустойчивости станка. Поэтому на обрабатываемых деталях могут оставаться «вибрационные следы», предотвратить которые можно, увеличив точность контактирования зубчатых колес.

4. Установлено, что коэффициент силовой виброактивности k_F минимален для передач, в которых полюс зацепления находится вне линии зацепления. Но в таких передачах повышенные потери мощности в зацеплении и поэтому велик коэффициент крутильной виброактивности.

6. Показано, что малой виброактивностью обладают также передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$, особенно, при ε близком к 2.

7. Применение зубчатых зацеплений зубьев с "глубоким" профилем в применяемом диапазоне передаточных чисел 1,6...4,0 приводит к снижению уровня вибрации до 2,5.. .6,2 децибел.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ МАГИСТЕРСКОГО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

1. Клочко А. А., Годзула И. Г. Исследование влияния точностных параметров зубчатых колес вертикально-фрезерных обрабатывающих центров на их динамическую устойчивость / Вестник ДГМА, 2014.
2. Годзула И. Г. Исследование влияния точностных параметров зубчатых колес вертикально-фрезерных обрабатывающих центров на их динамическую устойчивость. –Краматорск : ДГМА, № .-с.