

Министерство образования Российской Федерации
Волгоградский государственный технический университет
Кафедра "Металлорежущие станки и инструменты"

**Аналитическое определение частот дефектов
металлорежущих станков**

Методические указания к лабораторной работе

РПК "Политехник"

Волгоград
2000

УДК 621.90 (075.5)

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ ДЕФЕКТОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ: Методические указания к лабораторной работе / Сост. С.И.Агапов, А.Д.Крылов, А.А.Курин:
ВолгГТУ-Волгоград, 2000-32с.

Даются основные понятия о причинах, параметрах и целях измерений механических колебаний металлорежущих станков. Дано определение количественного выражения амплитуд и частотного анализа механических колебаний. Приведены варианты для расчета частот дефектов, а также необходимые расчетные схемы и таблицы. В приложении показаны варианты исполнения данной работы.

Предназначены для студентов специальности 1201, изучающих курс "Контрольно-измерительное обеспечение станков и комплексов".

Ил. 6, табл. 6, библиогр.: 3 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Волгоградского государственного технического университета.

Рецензент А.С.Ананьев

© Волгоградский
государственный
технический
университет, 2000

Составители: Сергей Иванович Агапов
Андрей Дмитриевич Крылов
Алексей Александрович Курин

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ ДЕФЕКТОВ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

Методические указания к лабораторной работе

Редактор А.К.Саяутина

Позиция № 36, темплан 2000 г.

Подписано в печать 06.03.00. Формат 60х84 1/16. Бумага газетная.

Печать плоская. Усл.печл. 1,86. Уч.-издл. 1,92. Тираж 100 экз.

Заказ 405. Бесплатно.

Волгоградский государственный технический университет.

400131 Волгоград, просп. В.И.Ленина, 28

РПК "Политехник" Волгоградского государственного технического университета

400131 Волгоград, ул.Советская,35

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

1. Ознакомить с понятием о природе механических колебаний, возникающих при работе станков.
2. Рассмотреть цель аналитического расчета частот дефектов металлорежущих станков.
3. Дать понятие о частотном анализе механических колебаний.
4. Оформить отчет.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1. Причины и цели измерений механических колебаний

В связи с быстрым развитием станкостроения в последнее время возросли и усложнились проблемы, обусловливаемые механическими колебаниями все более сложных и деликатных конструкций и все более быстродействующего и эффективного машинного и другого оборудования. Дальнейшему усложнению этих проблем содействуют возрастающие требования к снижению издержек и к повышению производительности и эффективности. Высокоактуальными также являются вопросы влияния шума и вибрации на организм человека и на качество и срок службы разного рода изделий. Следовательно, аналогичным образом возросли и требования к более глубокому пониманию причин возникновения механических колебаний и к исследованиям динамических характеристик находящихся под воздействием колебательных сил конструкций.

Причины и цели механических колебаний многообразны. Механические колебания в большинстве случаев нежелательны и часто являются причиной шума, механических напряжений, деформации и даже разрушения материалов и (или) конструкций. Главные области, в которых осуществляются измерения, анализ и регистрация механических колебаний, описываются ниже.

1. Виброиспытания. Виброиспытания, осуществляемые в связи с другими климатическими испытаниями или в процессе конструирования и разработки изделий, способствуют оценке стойкости материалов и конструкций в отношении вибрационных воздействий во встречающихся при реальной эксплуатации условиях.

Исследуемый материал, деталь, узел или конструкция при виброиспытаниях подвергаются воздействию создаваемых вибростендом механических колебаний с точно определенными параметрами (амплитудой, частотой и др.). В ходе таких испытаний обычно сохраняется фиксированная амплитуда механических колебаний, частота которых изменяется в заданных пределах. Рядом с вибростендом в состав соот-

ветствующих виброиспытательных систем входят управляющий генератор и акселерометр, используемый в цепи обратной связи и отдающий пропорциональный механическим колебаниям испытуемого объекта сигнал. Другой акселерометр, механически соединенный с испытуемым объектом, отдает сигнал, отображающий отклик последнего и способствующий определению амплитудно-частотной характеристики и других динамических параметров испытуемого объекта.

2. Контроль состояния металлорежущего оборудования и диагностирование неисправностей и дефектов. Результаты несложных измерений амплитуд механических колебаний станка могут сигнализировать об ухудшении состояния последнего и о возможных неполадках. Однако, более подробную и надежную информацию можно получить путем частотного анализа создаваемых контролируемым оборудованием механических колебаний. Современные методы контроля состояния машинного оборудования основываются на определении опорного частотного спектра механических колебаний работающего надежно оборудования и на мониторингизации изменений соответствующих спектров, регистрируемых через определенные временные интервалы при нормальной эксплуатации контролируемого оборудования. Изменения составляющих этих спектров, в частности превышение присущих составляющим опорного спектра амплитуд, указывают на ухудшение состояния контролируемого оборудования и способствуют выявлению соответствующих тенденций и предсказанию надобности технического обслуживания или даже ремонта этого оборудования. Результаты частотного анализа механических колебаний также ценны при выявлении неисправностей и их причин и при диагностировании дефектов оборудования.

Измерения механических колебаний также широко используются в промышленности, в частности при балансировке деталей оборудования вращательного действия (например, роторов, шпинделей, валов и др.). Нарушение равновесия и дисбаланс деталей обуславливают увеличение амплитуд механических колебаний и приводят к усталости материалов и к разрушению других деталей и узлов, например, подшипников и др.

3. Анализ модулируемых колебаний. Анализ модулируемых колебаний является эффективным экспериментальным методом определения динамических характеристик конструкций на основе результатов измерений и анализа вынужденных механических колебаний. Соединенные с двухканальным анализатором датчик силы и акселерометр способствуют одновременным измерениям вынуждающей динамической силы и результирующих механических колебаний исследуемой конструкции. В результате обработки данных, осуществляемой анализатором и, зачастую, и входящей в состав соответствующей системы вычислительной машины, получается информация, нужная для определения динамических характеристик исследуемой конструкции и для оценки ее модифи-

каций. Описанный метод эффективен в широкой области и используется при исследованиях разного рода конструкций.

4. Оценка воздействующей на человека вибрации. Механические колебания часто измеряются с целью оценки воздействующей на человека и его организм вибрации, например, создаваемой средствами пассажирского транспорта, инструментами с силовым приводом и др. Результаты измерений оцениваются с учетом критериев международных стандартов и рекомендаций, относящихся к комфорту и охране здоровья человека в его жизненной среде.

2.2. Природа механических колебаний

Вибрацией называются механические колебания тела, т.е. колебательное движение последнего относительно опорного положения равновесия. Причиной механических колебаний является передача и(или) накопление энергии в результате действия одной или нескольких сил. Нежелательная вибрация часто вызвана полезным действием разного рода сил и её нельзя совершенно исключить.

Механические колебания можно рассматривать во временной области, в которой самой важной является зависимость их амплитуд от времени (временное развитие). Зависимость амплитуд механических колебаний от времени может быть или детерминированной, т.е. поддающейся описанию математическими выражениями, или стохастической, т.е. допускающей описание статистическими функциями. Физической характеристикой механических колебаний в частотной области является распределение их амплитуд по частоте, т.е. их частотный спектр. Характеристики механических колебаний в этих двух областях связаны математически друг с другом. Эта связь описана преобразованием Фурье.

В отличие от других вибродатчиков, пьезоэлектрические акселерометры эффективны при измерениях всех видов механических колебаний, независимо от присущих последним характеристик во временной и частотной областях. Однако рабочие динамический и частотный диапазоны исследуемого акселерометра должны соответствовать диапазонам амплитуд и частот измеряемых механических колебаний. С другой стороны, в широком ассортименте пьезоэлектрических акселерометров всегда можно найти датчик, параметры и характеристики которого удовлетворяют требованиям, предъявляемым определенной областью измерения механических колебаний и(или) определенными условиями эксплуатации. Следовательно, вид измеряемых механических колебаний нужно учитывать лишь при выборе и настройке используемой вместе с пьезоэлектрическими акселерометрами измерительной, анализирующей и регистрирующей аппаратуры.

2.3. Параметры механических колебаний

Пьезоэлектрический акселерометр отдает электрический сигнал, пропорциональный ускорению действующих на него механических колебаний. Пропорциональный ускорению сигнал можно путем интегрирования преобразовать в сигнал, пропорциональный скорости механических колебаний. Путем двукратного интегрирования пропорционального ускорению сигнала получается сигнал, пропорциональный перемещению действующих на акселерометр механических колебаний. Возможность осуществляемого электронным путем интегрирования выходного сигнала относится к преимуществам пьезоэлектрического акселерометра.

Ускорение механических колебаний целесообразно учитывать во всех областях вибромеханической практики, пока по той или иной причине не нужно определять скорость или перемещение этих колебаний. Однократное интегрирование необходимо, например, при надобности определения общего значения скорости воздействующих на объект механических колебаний. В некоторых случаях также необходимо уменьшить требования, предъявляемые к ширине рабочего динамического диапазона используемой виброметрической аппаратуры, и, следовательно, увеличить общее отношение сигнала к шуму. Оптимальным с этой точки зрения является обладающий как можно плоским спектром параметр механических колебаний. Нужно подчеркнуть, что спектры механических колебаний можно получить лишь в результате частотного анализа. При измерениях в широкой частотной полосе, в частности при измерениях механических колебаний, создаваемых машинным оборудованием вращательного действия, нецелесообразно учитывать скорость (скорость оптимальна в приблизительно 70% от всех случаев, ускорение в приблизительно 30%, а перемещение практически вообще не определяется). Перемещение наиболее часто учитывается при измерениях низкочастотных механических колебаний с большими амплитудами, например, колебаний крупных конструкций, в том числе зданий, мостов, плотин и др.

Применение электронных интеграторов, вносящих серьезные фазовые искажения и обуславливающих заметные амплитудные ошибки, вообще не допускается при исследованиях механических ударов и кратковременных или импульсных механических колебаний.

2.4. Количественное выражение амплитуд механических колебаний

Для количественного выражения амплитуд механических колебаний во временной области можно использовать различные значения. Этим значениям, подробно рассматриваемым ниже, придаются соответствующие

щие учитываемым параметрам механических колебаний единицы, например m/s^2 , g , m/s и др.

На рис. 2.1 показана самая простая зависимость амплитуды механических колебаний от времени, т.е. периодические колебания с синусоидальной формой волны. Частицы вибрирующего твердого тела в соответствующем случае совершают колебательное движение вокруг исходного положения (положения равновесия), причем идентичные амплитуды повторяются через фиксированные интервалы времени. Соответствующий временной интервал называется периодом (T). Отметим, что отображающая зависимость амплитуды колебаний от времени функция имеет вид синусоиды.

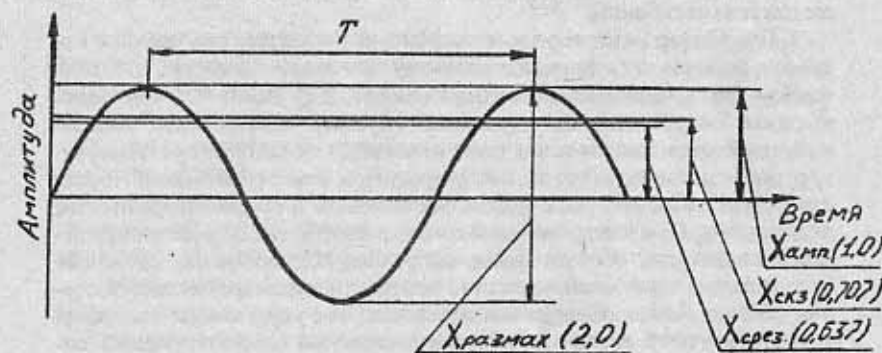


Рис. 2.1. Кривая формы волны и параметры синусоидальных механических колебаний. Относящиеся к амплитуде значения могут быть значениями ускорения, скорости или перемещения.

Можно доказать, что как ускорение, так и скорость и перемещение синусоидальных механических колебаний имеют синусоидальную форму волны и идентичный период. Однако соответствующие синусоиды сдвинуты по фазе друг относительно друга.

Для количественного выражения амплитуды, показанного на рис.2.1 и отображающего механические колебания сигнала, можно использовать описанные ниже значения.

1. Среднеквадратичное (эффективное) значение (СКЗ) является самым важным значением, так как оно в виде квадратного корня из усредненных по времени возведенных в квадрат мгновенных значений связано с энергией и, следовательно, с разрушающей способностью меха-

нических колебаний. Отметим, что СКЗ синусоидальных колебаний равно умноженному на $1/\sqrt{2}$ пиковому значению этих колебаний.

2. Пиковое значение является максимальным значением механических колебаний, учитываемым именно при количественной оценке кратковременных механических ударов. Нужно подчеркнуть, что пиковое значение вообще не отображает временное развитие механических колебаний.

3. Двойная амплитуда (размах) используется при количественной оценке перемещения механических колебаний, но находит лишь ограниченное применение.

4. Среднее значение связано с временным развитием механических колебаний, но его практическое применение ограничено ввиду того, что оно не имеет непосредственной связи ни с одной физической величиной этих колебаний.

5. Пикфактор (амплитудный коэффициент) является отношением пикового значения к среднеквадратичному значению. Отметим, что пикфактор синусоидальных колебаний (см. рис. 2.1) равен $\sqrt{2}$. Чем более выражен импульсный или случайный характер механических колебаний, тем больше числовое значение присущего им пикфактора. Пикфактор легко вычислить на основе результатов измерений механических колебаний виброметром, снабженным пиковым и среднеквадратичным детекторами. При контроле механических колебаний определенных деталей машинного оборудования, например, подшипников, на основе относящегося к широкой частотной полосе среднеквадратичного значения обычно нельзя обнаружить обусловленное ухудшением состояния контролируемой детали увеличение амплитуды соответствующей составляющей сложных механических колебаний. Однако, такая ситуация может привести к увеличению пикфактора исследуемых механических колебаний. Следовательно, путем мониторинга пикфактора можно обнаружить тенденции к ухудшению состояния или даже к выходу из строя определенных деталей и (или) узлов машинного и другого оборудования.

Другой важной областью, в которой целесообразно учитывать пикфактор механических колебаний, является широкая область исследований и испытаний конструкций. Пикфактор сигнала возбуждения (например, вынуждающей силы) дает ценную информацию об условиях возбуждения. Большое значение пикфактора сигнала возбуждения, например, при импульсном возбуждении с помощью ударного молотка, указывает на опасность возбуждения нелинейных колебаний исследуемого или испытываемого объекта и на то, что присущая сигналу возбуждения энергия может не быть достаточной для обеспечения нужного отношения сигнала к шуму. С другой стороны, большое значение пик-

фактора также указывает на широкий частотный диапазон соответствующего сигнала.

2.4.1. Линейные шкалы амплитуды и частоты

Линейные шкалы амплитуды и частоты используются при измерениях механических колебаний в случае, если нужно большое разрешение по амплитуде и частоте. Линейная шкала частоты дает возможность выделения отстоящих мало друг от друга частотных составляющих и способствует обнаружению расположенных через идентичные частотные интервалы гармоник исследуемых механических колебаний.

2.4.2. Логарифмические шкалы амплитуды и частоты

Пьезоэлектрические акселерометры дают возможность точных и надежных измерений механических колебаний в широких динамических и частотных диапазонах. Следовательно, при истолковании и представлении результатов таких измерений часто нужны:

шкала амплитуды, способствующая как наглядному представлению значений в диапазоне от нижнего предела рабочего динамического диапазона используемой виброметрической аппаратуры до присущих механическим ударам пиковых значений, так и удобному сравнению амплитуд разных механических колебаний;

шкала частоты, обеспечивающая идентичное относительное (процентное) разрешение на всех частотах в широком диапазоне.

Этим требованиям удовлетворяют описываемые ниже логарифмические шкалы амплитуды и частоты.

1. Логарифмическая шкала амплитуды - шкала уровня (дБ). Уровни и присущая им единица децибел (дБ) широко используются в акустике и электроакустике. Однако они эффективны также в области виброметрии. Уровнем называется умноженный на определенный коэффициент логарифм отношения двух значений амплитуды, причем одно из этих значений часто является установленным опорным значением. Уровень в дБ механических колебаний дается следующим выражением:

$$N(\text{дБ}) = 10 \log_{10}(a^2/a_{\text{ref}}^2) = 20 \log_{10}(a/a_{\text{ref}})$$

где N - уровень в дБ;

a - значение амплитуды механических колебаний, мкм;

a_{ref} - заданное опорное значение, мкм.

Стандартом ИСО 1683 установлены следующие опорные значения механических колебаний:

ускорение равно 10^{-6} м/с^2 ;

скорость равна 10^{-9} м/с;
перемещение равно 10^{-12} м.

Числовые значения уровней ускорения, скорости и перемещения механических колебаний с синусоидальной формой волны и с угловой частотой $\omega = 1000$ рад/с (частота приблизительно 159 Гц) равны друг другу. Приведенные выше опорные значения нужно учитывать и указывать при выражении амплитуды ускорения, скорости или перемещения механических колебаний в единицах дБ. Следовательно, нужно указать, например, уровень ускорения 110 дБ отн. 10^6 м/с². При сравнении амплитуд механических колебаний можно указать лишь разность соответствующих уровней (в дБ), отнесенных к одному и тому же опорному значению. Следовательно, достаточно сказать, что один уровень на X дБ (например, на 20 дБ) выше другого, а учетное опорное значение вообще не нужно указывать.

2. Логарифмическая шкала частоты. При представлении механических колебаний и их составляющих в частотной области часто целесообразно использовать логарифмическую шкалу частоты. Логарифмическая шкала способствует относительному расширению области низких частот и сжатию области высоких частот и, следовательно, сохранению идентичного относительного разрешения по частоте на всех частотах учитываемого диапазона. Преимущества применения логарифмической шкалы частоты важны именно при графическом представлении спектров механических колебаний (например, на экране ЭЛТ анализатора или на бумаге самописца) и при исследованиях механических колебаний в широком частотном диапазоне.

2.5. Частотный анализ механических колебаний

Информация, получаемая на основе результатов измерений общих значений амплитуды или общих уровней механических колебаний, всегда более или менее ограничена, в частности, в количественном смысле. Хотя современная виброметрическая аппаратура допускает определение разного рода параметров во временной области, нужную дополнительную информацию о составе исследуемых механических колебаний можно получить лишь путем частотного анализа, осуществляемого с помощью эффективных аналоговых или цифровых частотных анализаторов.

Аппаратура, используемая при измерениях, анализе и регистрации механических колебаний, может иметь вид относительно простых портативных комплектов или сложных и эффективных систем.

2.6. Методы технического диагностирования подшипников качения

В конструкциях современного металлообрабатывающего оборудования предусмотрено большое количество подшипников качения, используемых в качестве опор различных вращательных или колебательных сборочных единиц или механизмов, качество работы которых во многом зависит от динамических явлений, происходящих в подшипниковых опорах. Исходя из этого, вопросы фактического технического состояния механизмов или устройств неразрывно связаны с диагностикой подшипников качения, являющихся основным источником нежелательных помех. При этом многие отказы в работе металлорежущего оборудования также связаны с потерей работоспособности подшипников качения, воспринимающих нагрузки в процессе эксплуатации. Поэтому на современном этапе технического прогресса вопросы диагностики технического состояния подшипников качения, встроенных в оборудование, приобретают большую актуальность.

Вибрация и шум, генерируемые подшипниками при вращении, являются важными характеристиками качества многих машин и приборов. При этом под вибрацией обычно понимают колебания с малыми амплитудами поверхностей деталей, регистрируемые с помощью акселерометров, а под шумом - звуковые волны, распространяющиеся в упругой среде, окружающей источник шума (например, в воздухе), и регистрируемые с помощью микрофонов.

В станкостроении вибрация шпинделей станков, обусловленная подшипниками, снижает точность обработки деталей, увеличивая погрешности их формы. В гироскопии вибрация роторов гироскопов приводит к уменьшению точности гироскопов. В общем машиностроении шумы относятся к опасным факторам окружающей среды, поскольку вызывают неприятные слуховые эффекты и профессиональные заболевания. В последнее время даже в производстве бытовой техники, например лифтов, магнитофонов, электробритв, возникла необходимость в подшипниках с регламентированными уровнями вибрации и шума.

Вибрация и шум не только влияют на качество машин и приборов, но и характеризуют состояние объекта, являясь диагностическими факторами. Контроль машин и приборов с помощью вибродиагностической аппаратуры позволяет заблаговременно определять зарождающиеся в них дефекты и предотвращать поломки и аварии. Без контроля вибрации и шумов машин и приборов невозможно создание безлюдных производств, в которых не человек, а вычислительная машина, связанная с вибродиагностическими комплексами, заранее предвидит и предотвращает аварийные ситуации.

Одним из наиболее информативно-диагностических методов, позволяющих определять текущее состояние подшипников качения, является

метод вибродиагностики, к которому, в частности, относится ударно-импульсный метод. Данный метод позволяет оценивать фактическое техническое состояние подшипников качения (шариковых, роликовых) без разборки подшипниковых сборочных единиц, а также контролировать их качество монтажа и рабочие условия эксплуатации.

На современном этапе технического прогресса контроль фактического технического состояния подшипников качения может осуществляться при помощи диагностирования их состояния в процессе эксплуатации.

Согласно ГОСТ 20911-75 техническое диагностирование — процесс определения технического состояния объекта диагностирования (подшипников качения) с определенной точностью. Поскольку конечная цель применения технического диагностирования — повышение надежности и ресурса подшипников качения, то наиболее ответственным периодом является правильный подбор признаков диагноза, по которому можно было бы судить о состоянии всего подшипника в целом.

Различные параметры подшипников можно оценивать различными методами и проверять как стандартными, так и специализированными устройствами и приборами.

Методами диагностирования подшипников являются визуальный контроль, статическая диагностика, динамическая диагностика, система тестовой диагностики.

Соответственно средства диагностирования можно классифицировать по методам, но с учетом того обстоятельства, что некоторые из них имеют многоцелевое назначение. Поэтому к средствам диагностики можно отнести визуальный контроль, контрольные универсальные, специализированные и автоматизированные преобразователи.

В процессе эксплуатации подшипников качения особый интерес представляет метод динамической диагностики — установление их определенных динамических характеристик, которые могут быть признаками диагностики их состояния или прогнозирования возможного срока работы.

В основном динамическая диагностика (независимо от измеряемого параметра) сводится к статистической обработке данных с последующим распознаванием алгоритмов применительно к задачам диагностики.

При этом информационно-диагностические средства, предназначенные для контроля технического состояния подшипников качения, должны выдавать соответствующую информацию, согласно табл. 2.1.

К информационно-диагностическим средствам контроля технического состояния подшипников качения, выдающим информацию по первому уровню диагностирования, относятся приборы, приведенные в табл. 2.1.

Таблица 2.1
Уровни диагностирования при контроле
технического состояния подшипников качения

Уровень диагностирования	Метод	Характеристика уровня диагностирования
I	Общее диагностирование	Общая оценка работоспособности подшипника — "исправен" или "неисправен"
II	Поэлементное диагностирование	Оценка работоспособности элементов, входящих в подшипник, с констатацией всех неисправностей

Информационно-диагностические средства контроля технического состояния подшипников качения, выдающие информацию по второму уровню диагностирования, предназначены для измерения общего уровня вибрации подшипников, но с последующей ее обработкой для получения диагностической информации. К ним относятся приборы-индикаторы состояния и специальные измерительные комплексы.

Особый интерес для ремонтных служб предприятий представляет прибор ИСП-1, который является портативным диагностическим средством и предназначен для функциональной диагностики подшипников качения в процессе их эксплуатации.

3. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

Необходимость расчета возможных неисправностей металлорежущего оборудования возникла из-за проблем, связанных с подбором частот фильтра при измерении механических колебаний.

Простейший виброизмерительный тракт представлен на рис. 3.1.

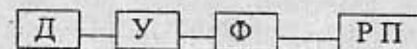


Рис. 3.1. Виброизмерительный тракт для измерения механических колебаний: Д — пьезоэлектрический датчик, У — усилитель электрических сигналов, Ф — фильтр отбора спектра колебаний, РП — регистрирующий прибор

Перечень потенциальных причин вибраций и формулы для расчета их информационно-диагностических частот представлен в табл. 3.1.

Преподаватель, ведущий лабораторные работы, определяет вариант выполнения задания. Варианты и кинематические схемы станков для расчета информационно-диагностических частот представлены на рис. 3.2-3.6 и табл.3.2-3.6.

Характеристики подшипников, необходимые для расчетов, приведены в приложении 1.

В приложении 2 представлен пример работы, выполненной на ПЭВМ по программе, разработанной студентом. Данный пример является не обязательным при составлении отчета, возможны и другие варианты, предложенные студентами.

Таблица 3.1

Таблица-перечень потенциальных причин вибрации и формулы для расчета их информационно-диагностических частот

Тип возмущения	Причина вибрации	Формула расчета преобладающих спектральных частот вибрации (в Гц) и их обозначения	Преобладающее направление вибрации	Примечание
Механический	1. Дисбаланс вращающихся узлов	$f_1 = n_i / 60$, n_i - скорость вращения i-го узла	Радиальное	Наиболее частая причина вибрации, n_i - скорость вращения i-го вала, мин ⁻¹ .
	2. Погрешность формы (овальность) цапфы	$f_2 = 2f_1$	Радиальное	
	3. Несоосность полушфты, подшипников; перекос и изгиб валов	$f_3 = kf_1$, $k = 1, 2$, иногда 3, 4	Радиальное осевое не менее 50% радиального	

Продолжение табл. 3.1

Тип возмущения	Причина вибрации	Формула расчета преобладающих спектральных частот вибрации (в Гц) и их обозначения	Преобладающее направление вибрации	Примечание
Механический	4. Повышенные зазоры, ослабление крепления подшипниковых узлов и фланцев	$f_4 = 2f_1$	Радиальное в направлении зазора	
	5. Циклическая погрешность в окружном шаге шестерен	$f_5 = (kz - z_{cm})f_1$, $k = 1, 2, 3$ - целое число, обеспечивающее условие $kz - z_{cm} < z/2$; z_{cm} - число зубьев делительного колеса станка (90, 120), z - число зубьев шестерни.	Радиальное и осевое для косозубых шестерен	
	6. Подшипники скольжения			
	6.1. Зазоры в подшипнике	$f_6^1 = 1 - 2n_i/60$, скорость вращения i-го вала в подшипнике.	Радиальное	
	6.2. Турбулентное движение масляной пленки в подшипнике	$f_6^2 = (0,42 \div 0,48)n_i/60$	Радиальное	Наблюдается у быстровращающихся валов
	6.3. Качка подшипников в корпусах	$f_6^3 = n_i/120$ или $f_6^3 = n_i/180$	Радиальное	Наблюдается при высоких скоростях вращения под нагрузкой.

Продолжение табл. 3.1

Тип возмущения	Причина вибрации	Формула расчета преобладающих спектральных частот вибрации (в Гц) и их обозначения	Преобладающее направление вибрации	Примечание
Механический	7. Подшипники качения			
	7.1. Вращение вала, зазоры, разностенность, дисбаланс	$f_7^1 = n_0/60$	Во всех случаях радиальное и осевое у радиально-упорных подшипников	Формулы применимы для роликовых подшипников: d - внутренний диаметр подшипника, D - наружный диаметр подшипника
	7.2. Вращение сепаратора	$f_7^2 = f_7^1(1 - d/D \cos \beta)/2$, $\beta = 0$		
	7.3. Мелькание тел качения по наружному кольцу	$f_7^3 = k f_7^2$		
	7.4. Мелькание тел качения по внутреннему кольцу	$f_7^4 = k f_7^1(1 + d/D \cos \beta)/2$		
	7.5. Вращение тел качения	$f_7^5 = f_7^1/2 \cdot D/d \times x[1 - (d/D)^2 \cos^2 \beta]$		
	7.6. Резонанс шариков	$f_7^6 = 0,424 E/d\rho$		E = 2,1 · 10 ⁶ кг/см ² - модуль упругости материала тел качения; ρ = 7,8 г/см ³ - удельная плотность тел качения; β - угол контакта тела качения в градусах; n ₀ - скорость вращения вала
	7.7. Дефекты тел качения	$f_7^7 = 2 f_7^1 \cdot (D^2 - d^2)/d^2$		
	7.8. Изменение формы внутренней дорожки	$f_7^8 = k \cdot f_7^1/2 \cdot (D - d)/d$		
	7.9. Изменение формы внешней дорожки	$f_7^9 = k f_7^1/2(D + d)/d$		

Продолжение табл. 3.1

Тип возмущения	Причина вибрации	Формула расчета преобладающих спектральных частот вибрации (в Гц) и их обозначения	Преобладающее направление вибрации	Примечание
Механический	7.10. Резонансные явления			Широкополосный сигнал (шум) с нижней границей выше 200 Гц Полная динамическая балансировка невозможна
	8. Повреждение ременной передачи	$f_8 = k \cdot n_0/60$, k = 1, 2, 3, 4; n ₀ - скорость вращения вала шкива	Радиальное	
	9. Дисбаланс при возвратно-поступательном движении	$f_9 = k \cdot n_0/60$, k = 1, 2, 3, 4, 5 и более; n ₀ - количество возвратно-поступательных циклов в минуту		
	10. Дисбаланс нагруженного привода	$f_{10} = k n_0/60$, k = 1, 2, 3 и более; n ₀ - скорость вращения привода	Радиальное	
	11. Дефекты зубчатых передач:			
	11.1. Эксцентриситет, накопленная погрешность шестерни	$f_{11}^1 = n_0/60$	Во всех случаях радиальное и осевое для косозубых шестерен	
	11.2. Погрешность профиля и основного шага (погрешность зацепления)	$f_{11}^2 = k \cdot z f_{11}^1$, k = 1, 2		
	11.3. Перекосы шестерен в передаче	$f_{11}^3 = k \cdot z f_{11}^1$, k = 1, 2, 3, 4 и более;		

Продолжение табл. 3.1

Тип возмущения	Причина вибрации	Формула расчета преобладающих спектральных частот вибрации (в Гц) и их обозначения	Преобладающее направление вибрации	Примечание
Механический	11.4. Циклическая погрешность от станка изготовителя	$f_{11} = k z_m f_{11}'$, $k=1,2$ n — скорость вращения i -ой шестерни; z — число зубьев i -ой шестерни; z_m — число зубьев делительного колеса станка		
Электромагнитный	Электрический дисбаланс (несимметричный воздушный зазор)	$f_{12} = n/60$, n — скорость вращения ротора электродвигателя	Радиальное	Вибрация пропадает при отключении электропитания
	Питающая сеть	$f_{13} = 50$	Радиальное и осевое	Зубцовая частота двигателя (частота высших гармоник полей статора)
	Пульсация питающего напряжения	$f_{14} = 2f_{13} = 100$		
	Дефекты обмоток: статора; ротора	$f_{15} = 60f_c$ $f_{15} = 120 f_c$ f_c — синхронная частота	В обоих случаях радиальное	Вибрация пропадает при отключении электропитания
	Выступление коллекторных пластин	$f_{16} = k m f_{12}$, $k=1,2,3$; $m=2$ — число коллекторных пластин	Радиальное	

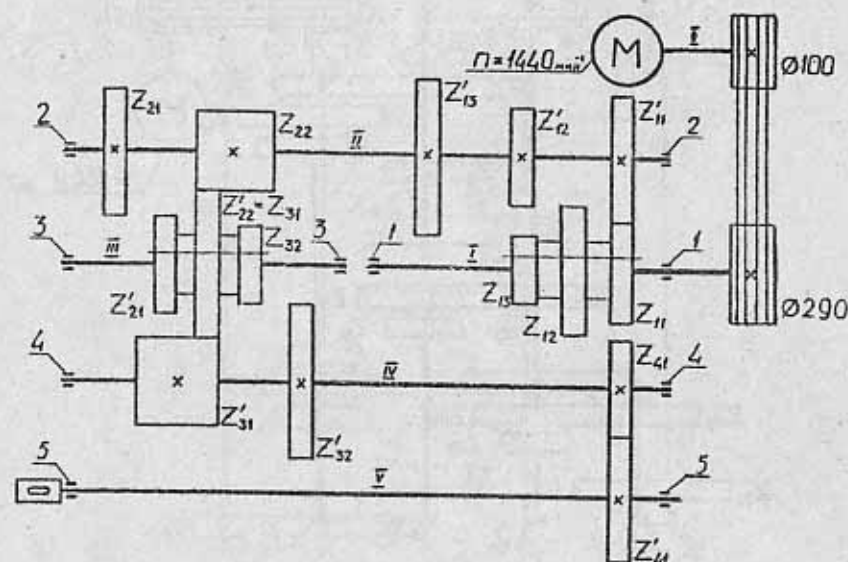


Рис. 3.2. Кинематическая схема горизонтально-расточного станка:
подшипники: 1 — № 307; 2 — № 308; 3 — № 309;
4 — № 310; 5 — № 410.

Таблица 3.2

№ варианта	Z_{11}	Z_{11}'	Z_{12}	Z_{12}'	Z_{13}	Z_{13}'	Z_{21}	Z_{21}'	Z_{22}	Z_{31}	Z_{31}'	Z_{32}	Z_{32}'	Z_{41}	Z_{41}'
1	27	27	30	24	24	30	44	28	32	40	25	18	46	24	30
2	33	21	30	24	27	27	40	32	28	44	28	20	51	32	40
3	36	36	40	32	32	40	44	28	32	40	25	18	46	28	35
4	44	28	40	32	36	36	40	32	28	44	28	20	51	24	30
5	55	35	50	40	45	45	50	40	35	55	35	25	64	32	40
6	44	28	40	32	36	36	50	40	35	55	35	25	64	28	35

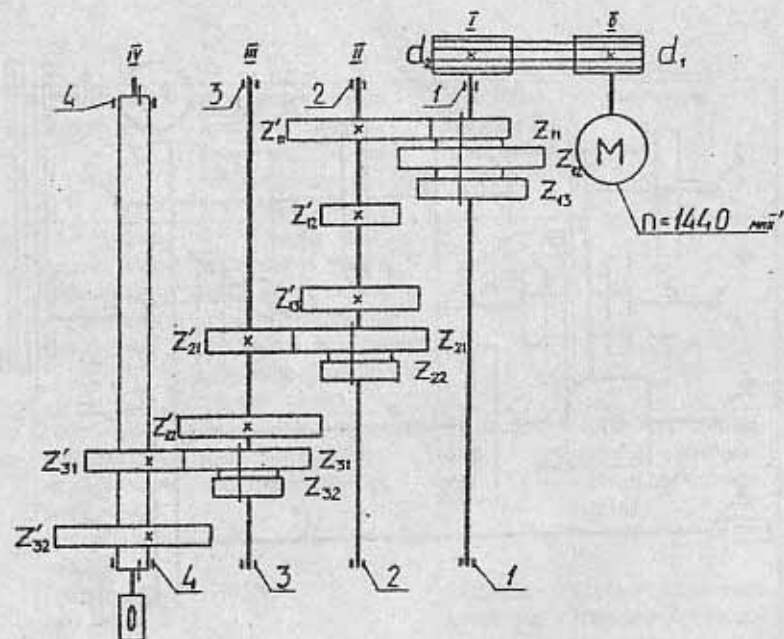


Рис. 3.3. Кинематическая схема вертикально-сверлильного станка: подшипники: 1—№305; 2—№307; 3—№309; 4—№410

Таблица 3.3

№ варианта	Z ₁₁	Z' ₁₁	Z ₁₂	Z' ₁₂	Z ₁₃	Z' ₁₃	Z ₂₁	Z' ₂₁	Z ₂₂	Z' ₂₂	Z ₃₁	Z' ₃₁	Z ₃₂	Z' ₃₂	d ₁	d ₂
7	20	55	31	44	25	50	51	51	27	75	80	40	24	96	150	250
8	18	36	24	30	21	33	42	42	28	56	40	26	19	47	130	250
9	36	72	48	60	42	66	51	51	34	68	57	36	27	66	130	250
10	21	84	35	70	27	78	63	45	36	72	70	35	21	84	140	240
11	24	48	32	40	28	44	40	32	28	44	77	49	36	90	120	210
12	30	60	40	50	35	55	35	28	24	38	38	24	18	45	140	250

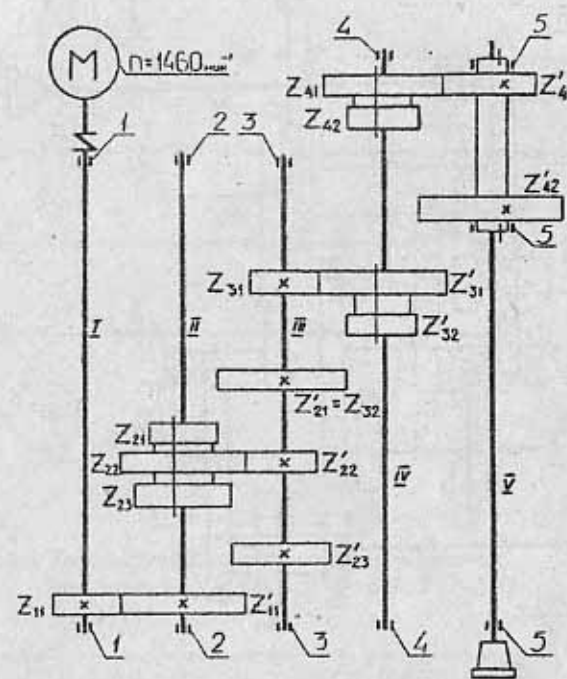


Рис. 3.4. Кинематическая схема вертикально-фрезерного станка: подшипники: 1 - №307; 2 - № 308; 3 - №309; 4 - № 310; 5 - № 410

Таблица 3.4

№ варианта	Z ₁₁	Z' ₁₁	Z ₂₁	Z' ₂₁	Z ₂₂	Z' ₂₂	Z ₂₃	Z' ₂₃	Z ₃₁	Z' ₃₁	Z ₃₂	Z' ₃₂	Z ₄₁	Z' ₄₁	Z ₄₂	Z' ₄₂
13	28	48	21	35	70	27	78	48	96	84	60	60	30	18	72	
14	30	50	42	40	80	31	89	55	110	96	69	80	40	24	96	
15	32	50	18	24	38	21	42	31	50	45	36	38	24	18	45	
16	26	40	24	32	51	28	56	42	66	60	48	57	36	27	66	
17	30	47	18	24	38	21	42	31	50	45	36	40	26	19	47	
18	30	50	21	35	70	27	78	48	96	84	60	70	35	21	84	

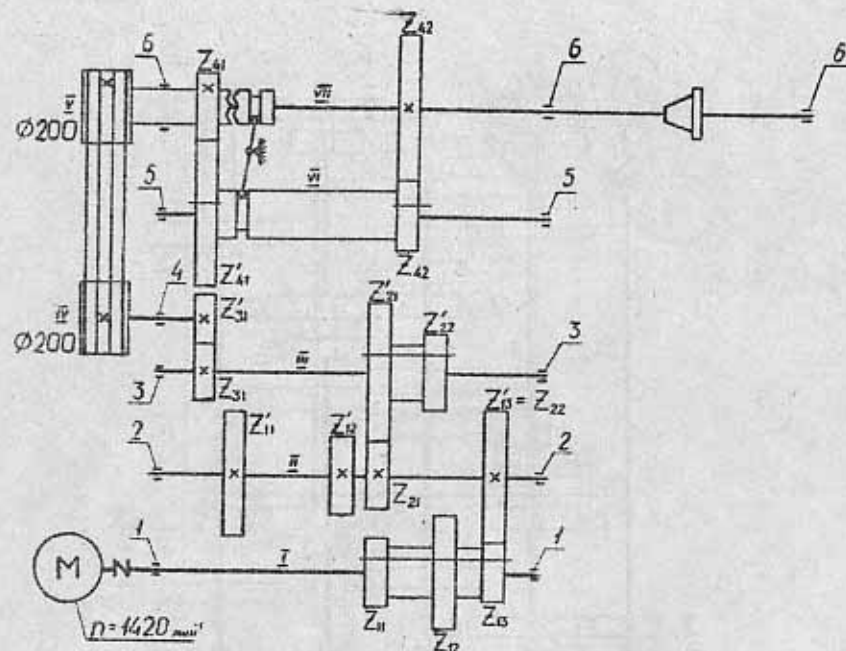


Рис. 3.5. Кинематическая схема горизонтально-фрезерного станка : подшипники: 1 – №306; 2 – №307; 3 – №308; 4,5 – № 309; 6 – №410

Таблица 3.5

№ варианта	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₃₁	Z ₃₂	Z ₄₁	Z ₄₂
19	20	55	31	44	25	87	62	50	100
20	18	36	24	30	21	48	38	33	52
21	30	60	45	45	38	29	61	52	38
22	24	48	32	40	28	63	50	44	69
23	30	60	40	50	35	78	62	55	86
24	36	72	48	60	42	95	75	66	104

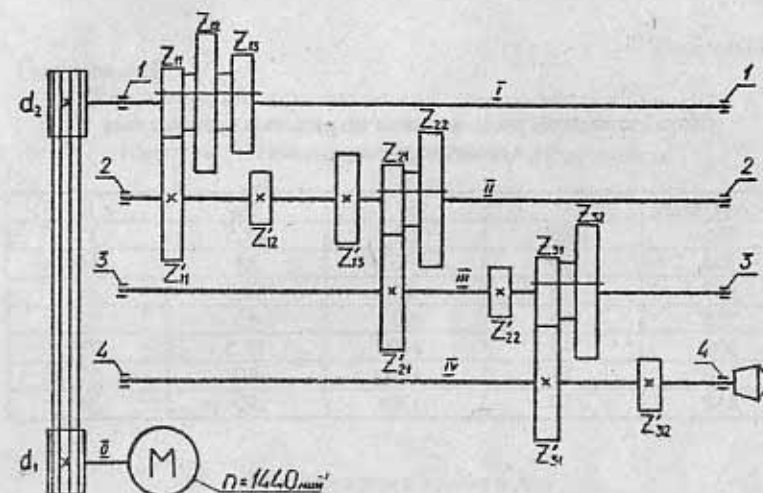


Рис. 3.6. Кинематическая схема токарного станка: подшипники: 1 – №306; 2 – № 308; 3 – №310; 4 – №410

Таблица 3.6

№ варианта	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₃₁	Z ₃₂	Z ₄₁	Z ₄₂
25	27	75	42	60	34	68	27	75	51
26	24	48	32	40	28	44	20	40	30
27	30	60	40	50	35	55	30	60	45
28	21	84	35	70	27	78	42	84	74
29	24	96	40	80	31	89	43	86	75
30	24	60	32	51	28	56	28	44	40

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ачеркан Н.С. и др. Металлорежущие станки. Т.2. М.: Машиностроение, 1965.
2. Тепинкичев В.К. и др. Металлорежущие станки. М.: Машиностроение, 1972.
3. Купер Дж., Мактиллем К. Вероятные методы анализа сигналов и систем. М.: Мир, 1989.

Приложение 1

Характеристики подшипников шариковых однорядных
(основные размеры, мм)

Обозначение	d	D	D _{ср}	B
305	25	62	43,5	17
306	30	72	51	19
307	35	80	57,5	21
308	40	90	65	23
309	45	100	72,5	25
310	50	110	80	27
410	50	130	90	31

Приложение 2

Волгоградский государственный технический университет

Кафедра "Металлорежущие станки и инструменты"

Лабораторная работа №1

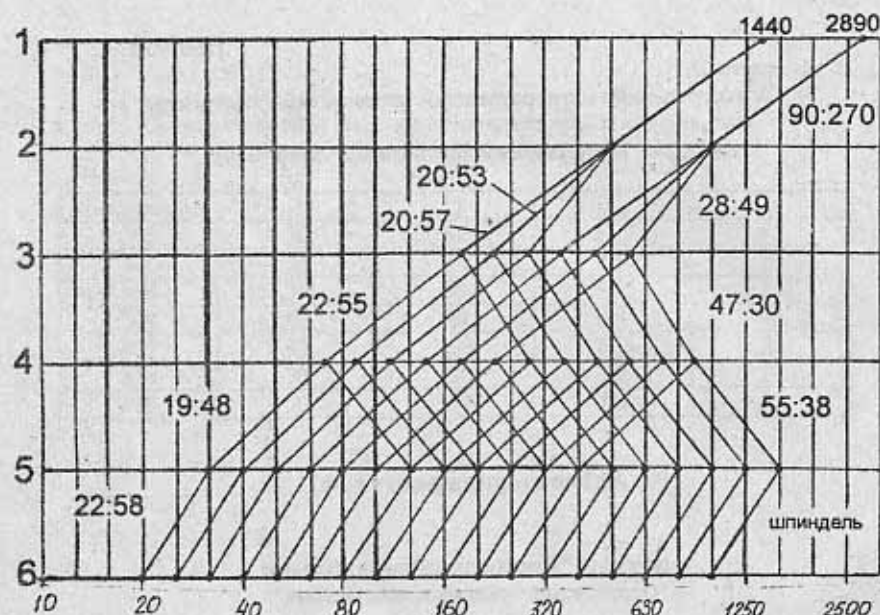
по курсу "Контрольно-измерительное
обеспечение станков и комплексов"

Модель станка 262Г

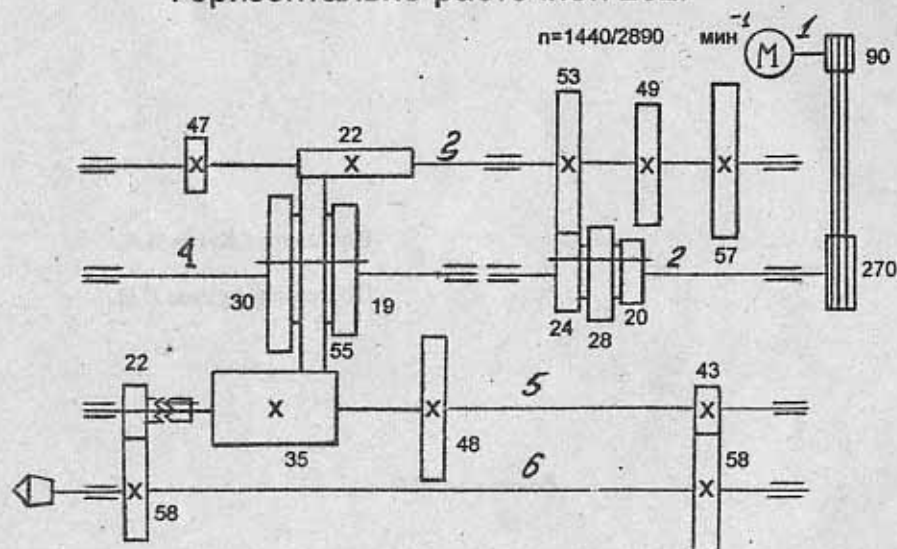
Выполнил : Жуков В.А.

Проверил: Агапов С.И.

Волгоград 200—



Горизонтально-расточной 262Г



Расчетные формулы

1. Дисбаланс

$$f_1 = \frac{n_1}{60},$$

где n_1 - число оборотов.

2. Погрешности формы цапфы

$$f_2 = 2 \cdot f_1.$$

3. Несоосность в подшипниках, муфтах

$$f_3 = k \cdot f_1,$$

где $k = (1..4)$.

4. Повышенные зазоры крепления подшипниковых узлов

$$f_4 = 2 \cdot f_1.$$

5. Циклические погрешности в осевом шаге шестерни

$$f_5 = (k \cdot z - z_{cm}) \cdot f_1,$$

где $k = (1..4)$,

z - число зубьев шестерни,

z_{cm} - число зубьев делительной шестерни — $z_{cm} = 120$.

6. Подшипники качения:

вращение вала, дисбаланс

$$f_1 = \frac{n_1}{60},$$

вращение сепараторов, дефект

$$f_2 = f_1^* \cdot \left(\frac{1 - \frac{d}{D}}{2} \right),$$

где d - диаметр тел качения,

D - посадочный диаметр подшипника;

мельканье тел качения по наружному кольцу

$$f_3^* = f_1^* \cdot k.$$

мельканье тел качения по внутреннему кольцу

$$f_4 = f_3^* \cdot k,$$

где $k = (1..4)$;

вращение тел качения

$$f_5 = \frac{f_1^*}{2} \cdot \frac{D}{d} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cdot \cos \beta \right],$$

где β - угол наклона для конических подшипников;

резонанс шариков

$$f_6 = \frac{0,42 \cdot E}{d \cdot \rho},$$

где E - модуль упругости,

d - диаметр тел качения,

ρ - плотность подшипниковой стали.

7. Повреждение ременной передачи.

$$f_1 = k \cdot \frac{n_1}{60}, \text{ где } k = (1..4).$$

8. Дефект возвратно-поступательного движения

$$f_2 = k \cdot \frac{n_1}{60},$$

где $k = (1..4)$.

9. Дисбаланс нагружения привода

$$f_{10} = k \cdot \frac{n_1}{60}.$$

10. Дефекты зубчатых колес:

эксцентриситет

$$f_{11}^e = k \cdot \frac{n_1}{60};$$

погрешность профиля

$$f_{11}^p = k \cdot z \cdot f_1,$$

где z - число зубьев данной шестерни;

перекос шестерни в передаче

$$f_{11}^k = k \cdot z \cdot f_1;$$

циклическая погрешность

$$f_{11}^c = k \cdot z_{\text{ш}} \cdot f_1,$$

где $z_{\text{ш}}$ - число зубьев делительной шестерни — $z_{\text{ш}} = 120$.

11. Несимметричность воздействия зазора в электромоторе

$$f_{12} = \frac{n_1}{60}.$$

12. Питательная сеть

$$f_{13} = 50.$$

13. Пульсации питающего напряжения.

$$f_{14} = 2 \cdot f_{13}.$$

14. Выступ коллекторных пластин.

$$f_{15} = k \cdot m \cdot f_{12},$$

где m - число щеток.

Частота вращения шпинделя: 1440 мин⁻¹

Числа зубьев передач

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1-2	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
2-3	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270
3-4	20	45	24	20	45	24	20	45	24	20
4-5	57	44	53	57	44	53	57	44	53	57
5-6	22	22	22	47	47	47	22	22	22	47
6-7	55	55	55	30	30	30	55	55	55	30
7-8	30	30	30	30	30	30	55	55	55	55
8-9	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
9-10	43	43	43	43	43	43	43	43	43	43
10-11	58	58	58	58	58	58	58	58	58	58

Числа оборотов валов

№ вала	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440
2	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480
3	168,421	490,909	217,358	168,421	490,909	217,358	168,421	490,909	217,358	168,421
4	67,3684	196,364	86,9434	263,86	769,091	340,528	67,3684	196,364	86,9434	263,86
5	57,7444	168,312	74,5229	228,165	659,221	291,881	105,865	308,571	136,625	414,637
6	42,8105	124,783	55,2497	167,674	488,733	216,395	78,4859	228,768	101,291	307,403

Дисбаланс f(1)

№ вала	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
2	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
3	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702
4	1,12281	3,27273	1,44908	4,39766	12,8182	5,67547	1,12281	3,27273	1,44908	4,39766
5	0,96241	2,80519	1,24205	3,76942	10,987	4,88469	1,76441	5,14288	2,27709	6,91061
6	0,71351	2,07971	0,92083	2,79457	8,14554	3,60658	1,3081	3,81261	1,68819	5,12338

Погрешность формы цапфы f(2)

№ вала	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48
2	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
3	5,61404	16,3636	7,24528	5,61404	16,3636	7,24528	5,61404	16,3636	7,24528	5,61404
4	2,24561	6,54545	2,89811	8,79532	25,8364	11,3509	2,24561	6,54545	2,89811	8,79532
5	1,92481	5,61039	2,4841	7,53885	21,974	9,72938	3,52882	10,2857	4,55418	13,8212
6	1,42702	4,15943	1,84186	5,58915	16,2811	7,21316	2,6182	7,62562	3,37637	10,2468

Несоосность подшипников и муфт f(3)

№ вала	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
2	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
3	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702
4	1,12281	3,27273	1,44908	4,39766	12,8182	5,67547	1,12281	3,27273	1,44908	4,39766
5	0,96241	2,80519	1,24205	3,76942	10,987	4,88469	1,76441	5,14288	2,27709	6,91061
6	0,71351	2,07971	0,92083	2,79457	8,14554	3,60658	1,3081	3,81261	1,68819	5,12338

Повышенные зазоры крепления подшипниковых узлов f(4)

№ вала	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48
2	18	16	16	16	16	16	16	16	16	16
3	5,61404	16,3636	7,24528	5,61404	16,3636	7,24528	5,61404	16,3636	7,24528	5,61404
4	2,24561	6,54545	2,89811	8,79532	25,6364	11,3509	2,24561	6,54545	2,89811	8,79532
5	1,62481	5,61039	2,4841	7,53885	21,974	9,72938	3,52882	10,2857	4,55418	13,8212
6	1,42702	4,15943	1,84165	5,58915	16,2911	7,21316	2,6182	7,62562	3,37637	10,2468

Циклическая погрешность в осевом шаге шестерни f(5)

Число зуб.	№ частоты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	800	-	-	-	-	-	-	-	-	-
24	768	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	736	-	-	-	-	-	-	-	-	-
57	176,842	515,455	228,226	-	-	-	-	-	-	-
49	199,298	580,909	257,208	-	-	-	-	-	-	-
53	188,07	548,182	242,717	-	-	-	-	-	-	-
22	75,2281	219,273	97,0888	-	-	-	-	-	-	-
47	204,912	597,273	264,453	-	-	-	-	-	-	-
55	72,9825	212,727	94,1887	285,843	833,182	368,906	-	-	-	-
30	101,053	294,545	130,415	395,789	1153,64	510,792	-	-	-	-
35	81,8045	238,442	105,574	320,401	933,898	413,499	149,975	437,143	193,553	587,402
43	74,1053	216	95,6377	290,246	846	374,581	135,86	396	175,336	532,117
58	44,2375	128,942	57,0914	173,264	505,024	223,808	81,1021	236,394	104,668	317,65

Дисбаланс f(7)а

№ вала	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
2	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
3	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702
4	1,12281	3,27273	1,44906	4,39766	12,8182	5,67547	1,12281	3,27273	1,44906	4,39766
5	0,96241	2,80519	1,24205	3,76942	10,987	4,86469	1,76441	5,14288	2,27709	6,91061
6	0,71351	2,07971	0,92083	2,79457	8,14554	3,60658	1,3081	3,81281	1,68819	5,12338

Вращение сепаратора f(7)б

№ вала	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8
2	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667
3	0,79532	2,31818	1,02642	0,79532	2,31818	1,02642	0,79532	2,31818	1,02642	0,79532
4	0,31813	0,92727	0,41057	1,246	3,63182	1,60805	0,31813	0,92727	0,41057	1,246
5	0,27268	0,79481	0,35191	1,068	3,11299	1,37833	0,49992	1,45714	0,64518	1,95801
6	0,20216	0,58925	0,2609	0,7918	2,3079	1,02186	0,37063	1,0803	0,47832	1,45163
	0,17838	0,51993	0,23021	0,69864	2,03639	0,90165	0,32702	0,9532	0,42205	1,28085

Мелькание тел качения по наружному кольцу f(7)в

№ вала	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8
2	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667
3	0,79532	2,31818	1,02642	0,79532	2,31818	1,02642	0,79532	2,31818	1,02642	0,79532
4	0,31813	0,92727	0,41057	1,246	3,63182	1,60805	0,31813	0,92727	0,41057	1,246
5	0,27268	0,79481	0,35191	1,068	3,11299	1,37833	0,49992	1,45714	0,64518	1,95801

6	0,20216	0,58925	0,2609	0,7918	2,3079	1,02186	0,37063	1,0803	0,47832	1,45163
	0,17838	0,51993	0,23021	0,69864	2,03639	0,90165	0,32702	0,9532	0,42205	1,28085

Мелькание тел качения по внутреннему кольцу f(7)г

№ вала	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8
2	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667	2,26667
3	0,79532	2,31818	1,02642	0,79532	2,31818	1,02642	0,79532	2,31818	1,02642	0,79532
4	0,31813	0,92727	0,41057	1,246	3,63182	1,60805	0,31813	0,92727	0,41057	1,246
5	0,27268	0,79481	0,35191	1,068	3,11299	1,37833	0,49992	1,45714	0,64518	1,95801
6	0,20216	0,58925	0,2609	0,7918	2,3079	1,02186	0,37063	1,0803	0,47832	1,45163
	0,17838	0,51993	0,23021	0,69864	2,03639	0,90165	0,32702	0,9532	0,42205	1,28085

Вращение тел качения f(7)д

№ вала	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	22,4923	22,4923	22,4923	22,4923	22,4923	22,4923	22,4923	22,4923	22,4923	22,4923
2	7,49744	7,49744	7,49744	7,49744	7,49744	7,49744	7,49744	7,49744	7,49744	7,49744
3	2,63068	7,66783	3,39507	2,63068	7,66783	3,39507	2,63068	7,66783	3,39507	2,63068
4	1,05227	3,06713	1,35803	4,1214	12,0129	5,31894	1,05227	3,06713	1,35803	4,1214
5	0,50195	2,62897	1,16402	3,53263	10,2968	4,55909	1,65357	4,81978	2,13404	6,47848
6	0,66868	1,94906	0,86298	2,61902	7,63384	3,38001	1,22592	3,57329	1,58213	4,80153
	0,53513	1,55979	0,69062	2,09593	6,10916	2,70494	0,98107	2,85961	1,26814	3,84254

Резонанс шариков f(11)е

Подшипник	f(11)е
306	6898224,852
412	3769230,769

Дисбаланс нагруженного привода f(10)

№ вала	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
2	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
3	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702
4	1,12281	3,27273	1,44906	4,39766	12,8182	5,67547	1,12281	3,27273	1,44906	4,39766
5	0,96241	2,80519	1,24205	3,76942	10,987	4,86469	1,76441	5,14288	2,27709	6,91061
6	0,71351	2,07971	0,92083	2,79457	8,14554	3,60658	1,3081	3,81281	1,68819	5,12338

Эксцентриситет f(11)а

№ вала	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
2	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
3	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702	8,18182	3,62264	2,80702
4	1,12281	3,27273	1,44906	4,39766	12,8182	5,67547	1,12281	3,27273	1,44906	4,39766
5	0,96241	2,80519	1,24205	3,76942	10,987	4,86469	1,76441	5,14288	2,27709	6,91061
6	0,71351	2,07971	0,92083	2,79457	8,14554	3,60658	1,3081	3,81281	1,68819	5,12338

Погрешность профиля f(11)б

Число зуб.	№ частоты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	160	-	-	-	-	-	-	-	-	-
24	192	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	224	-	-	-	-	-	-	-	-	-

57	160	486,384	206,491	-	-	-	-	-	-	-
49	137,544	400,909	177,509	-	-	-	-	-	-	-
53	148,772	433,636	192	-	-	-	-	-	-	-
22	61,7544	180	79,6981	-	-	-	-	-	-	-
47	131,93	384,545	170,264	-	-	-	-	-	-	-
55	61,7544	180	79,6981	241,871	705	312,151	-	-	-	-
30	33,6842	98,1818	43,4717	131,93	384,545	170,264	-	-	-	-
35	33,6842	98,1818	43,4717	131,93	384,545	170,264	61,7544	180	79,6981	241,871
43	41,3835	120,623	53,4081	162,085	472,442	209,182	75,8697	221,143	97,9148	297,156
58	41,3835	120,623	53,4081	162,085	472,442	209,182	75,8697	221,143	97,9148	297,156

Перекося шестерни в передаче f(11)в

Лисл зуб.	№ частоты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	180	-	-	-	-	-	-	-	-	-
24	192	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	224	-	-	-	-	-	-	-	-	-
57	160	486,384	206,491	-	-	-	-	-	-	-
49	137,544	400,909	177,509	-	-	-	-	-	-	-
53	148,772	433,636	192	-	-	-	-	-	-	-
22	61,7544	180	79,6981	-	-	-	-	-	-	-
47	131,93	384,545	170,264	-	-	-	-	-	-	-
55	61,7544	180	79,6981	241,871	705	312,151	-	-	-	-
30	33,6842	98,1818	43,4717	131,93	384,545	170,264	-	-	-	-
35	33,6842	98,1818	43,4717	131,93	384,545	170,264	61,7544	180	79,6981	241,871
43	41,3835	120,623	53,4081	162,085	472,442	209,182	75,8697	221,143	97,9148	297,156
58	41,3835	120,623	53,4081	162,085	472,442	209,182	75,8697	221,143	97,9148	297,156

Циклическая погрешность f(11)г

№ вала	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880
2	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960
3	336,842	981,818	434,717	336,842	981,818	434,717	336,842	981,818	434,717	336,842
4	134,737	392,727	173,887	527,719	1538,18	681,057	134,737	392,727	173,887	527,719
5	115,489	336,823	149,048	452,331	1318,44	583,763	211,729	617,143	273,251	829,273
6	85,6209	249,568	110,453	335,349	977,465	432,79	156,972	457,537	202,582	614,806

Электромагнитные возмущения

f(12)	f(13)	f(14)	f(15)
24	50	100	48