

На правах рукописи

УДК 621.833

ВЯЗНИКОВ ВАДИМ АРКАДЬЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ ПО
НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВРАЩЕНИЯ ТИХОХОДНОГО ВАЛА**

Специальность 05.02.02 –Машиноведение, системы приводов
и детали машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 2013 г.

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель доктор технических наук
Андриенко Людмила Анатольевна

Официальные оппоненты: - доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э.Баумана
Тимофеев Геннадий Алексеевич

- кандидат технических наук, доцент
ФГБУН Институт машиноведения
им. А.А.Благонравова РАН
Пучков Владимир Николаевич

2

Ведущая организация – Московский государственный университет
дизайна и технологии (МГУТД)

Защита диссертации состоится « 17 » марта 2014 г. в 14³⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном университете им. Н.Э.Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, стр.1.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного университета им. Н.Э.Баумана.

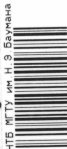
- 413

Автореферат разослан « 14 » февраля 2014 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук



Сар



2045412

Вязников В. А. Разработка

3009

Актуальность. Рассматривается класс приводов, для которых основным является установившейся режим работы. Переходные процессы, длительность которых мала, не рассматриваются. Это могут быть приводы общемашиностроительного применения (ОМП), в том числе и с большой инерционной массой, такие как приводы поворота рекламных щитов, бетономешалок, цементных печей, стреловых кранов и другие им подобные.

Задача ограничена рассмотрением электромеханических приводов с червячными передачами (ЧП). Если методы прогнозирования технического состояния зубчатых передач и выявление в них даже зарождающихся дефектов в настоящее время достаточно широко представлены в литературе, то подобные публикации для ЧП практически отсутствуют.

Тем не менее, несмотря на известные недостатки, ЧП благодаря меньшим размерам, шуму и удобной компоновке востребованы на рынке приводов общего машиностроения. Поэтому создание методики прогнозирования технического состояния ЧП в процессе эксплуатации является актуальным.

Для обеспечения высокого качества и безаварийной эксплуатации привода необходимо решить задачу оценки и прогнозирования его технического состояния на всех стадиях жизненного цикла - от проектирования и изготовления до эксплуатации и ремонта.

В данной работе рассматриваются этапы проектирования привода и его эксплуатации, такие этапы как производство, ремонт и другие не рассматриваются.

Практика зарубежных фирм, доминирующих на мировом рынке, показывает, что 75% всех мер по обеспечению качества должно осуществляться уже на этапе проектирования.

На этапе проектирования с помощью разработанных математических моделей имитируется работа привода с учетом реальных условий эксплуатации (т.е. с учетом погрешностей изготовления и монтажа, с заданными нагрузками, в том числе и инерционными, с заданными частотами вращения). Это позволяет избежать ошибочных проектных решений, которые могли бы привести к преждевременному выходу из строя.

На этапе эксплуатации решаются задачи по оценке фактического состояния ЧП и прогнозирование остаточного ресурса.

Для оценки и прогнозирования технического состояния машин в процессе эксплуатации без их разборки наибольшее распространение получили методы вибродиагностики, как наиболее чувствительные к различным отклонениям технического состояния от нормы.

Широко развита вибродиагностика в автомобилестроении, авиастроении, в судостроении.

Тем не менее, общезвестным фактом является то, что подавляющее большинство предприятий никак не используют методы вибродиагностики или используют их в очень узких пределах.

Это обстоятельство объясняется, прежде всего, тем, что показания

вибродатчика зависят от места его установки. Он воспринимает суммарный сильно зашумленный сигнал от всех источников вибраций, в том числе и не относящихся к диагностируемым узлам, что затрудняет выделение полезного или информативного сигнала, проведение его анализа и принятие диагностических решений. Для этих целей нужен высококвалифицированный эксперт по диагностике конкретного вида оборудования, а такого специалиста на большинстве предприятий, как правило, нет.

Для широкого внедрения вибродиагностики желательно минимизировать затраты на диагностирование, упростить его алгоритм, в то же время обеспечить требуемую глубину диагноза.

Одним из перспективных направлений исследования в области вибродиагностики механизмов роторного типа представляется использование в качестве исходной информации, полученную в результате анализа вибросигнала углового движения выходного вала (крутильной составляющей вибросигнала). Поскольку даже значительные внешние возмущения не оказывают заметного влияния на вращательное движение исследуемой системы, такой вибросигнал практически не содержит шумовую компоненту, что в значительной степени упрощает его идентификацию и позволяет работать с системой вибродиагностики пользователю без специальной подготовки в этой области.

Предлагаемый метод может быть широко внедрен, прежде всего, для экспресс-диагностики (в полевых условиях) и прогнозирования остаточного ресурса многих механизмов роторного типа. О возможности применения датчиков угла поворота (ДУП) упоминается в работах М.Д.Генкина, А.Г.Соколовой, И.С.Кузьмина, В.Н.Ражикова. Однако никаких результатов диагностики с использованием этих датчиков в открытых публикациях не приводится.

В технологическом институте во Флориде США проводились подобные исследования для диагностики повреждений в зубчатой коробке передач. Но рассматривались очень грубые дефекты, такие как поломка части или целого зуба, а медленно развивающиеся дефекты, например, в результате изнашивания, которые не приводят к резким изменениям вида вибросигнала и его спектра не рассматривались. Поэтому сделанный вывод об эффективности использования ДУП кажется не совсем убедительным.

В результате крутильной составляющей вибрации возникают дополнительные динамические нагрузки, зависящие от технического состояния и эксплуатационных характеристик привода (в частности от инерционной нагрузки, амплитудно-частотного состава спектра крутильных колебаний, упруго-диссипативных характеристик и т.д.), что не учитывается в существующих методиках прочностных расчетов ЧП. Поэтому создание такой методики является актуальной задачей.

Как известно, основной причиной выхода ЧП из строя является изнашивание зубьев червячного колеса и в меньшей степени червяка, а также подшипников. Поэтому изменение технического состояния ЧП в результате изнашивания, определение скорости изменения параметров технического со-

стояния и прогнозирование остаточного ресурса, также является актуальной задачей.

Для рассматриваемого класса приводов техническое состояние оценивается мощностью или передаваемым вращающим моментом, надежностью, временным показателем которой является средний ресурс, КПД, а также уровнем шума.

Цель работы. Повышение качества и долговечности привода с ЧП путем прогнозирования технического состояния на стадии проектирования по результатам имитационного моделирования, а также использования методики оценки изменения технического состояния ЧП в процессе эксплуатации в связи с изнашиванием.

Задачи работы.

1. Определение интенсивности изнашивания ЧП на базе полученных экспериментальных данных.
2. Выбор информативных диагностических признаков изнашивания ЧП в спектре вибросигнала, снимаемого с ДУП выходного вала и определение их пороговых значений.
3. Определение параметров технического состояния ЧП и прогнозирование остаточного ресурса по критериям работоспособности (заедания, КПД, шуму).
4. Разработка методики проектирования привода с ЧП с учетом неравномерности вращения тихоходного вала.

Научная новизна:

1. Разработана методика безразборной оценки параметров технического состояния ЧП в рабочих условиях по вибросигналу неравномерности вращения тихоходного вала с использованием ДУП.
2. На основе результатов проведенных испытаний предложена формула интенсивности изнашивания ЧП, позволяющая определить их ресурс.
3. Разработана имитационная модель, позволяющая на стадии проектирования прогнозировать динамические нагрузки и вибрационные характеристики привода с ЧП в условиях эксплуатации.
4. На основе имитационной модели разработана методика проектирования и выбора ЧП.

Практическая значимость.

1. Разработано техническое (макет прибора) и программное обеспечение, которые могут служить основой при создании измерительного комплекса для экспресс-диагностики не только ЧП, но и другого оборудования роторного типа по вибросигналу с ДУП тихоходного вала.
2. Разработана методика подбора ЧП из каталогов готовой продукции и методика проектирования новых ЧП в конкретный привод с учетом неравномерности вращения тихоходного вала, позволяющая повысить качество и надежность привода.

Методы исследований. В работе использовались методы теории коле-

баний, математического моделирования, спектрального анализа и математической статистики, экспериментальные методы кинематометрирования.

Апробация: результаты работы докладывались на международной научно-технической конференции, посвященной 100-летию Д.Н. Решетова в Москве в 2008 г., на международной научно-технической конференции, посвященной 100-летию В.Н.Кудрявцева в С.-Петербурге в 2010 г., а также на заседании кафедры «Основы проектирования деталей машин» в 2011 г.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в учебный процесс в курсе лекций «Детали машин» и «Механика», а также в курсе «Подъемно-транспортные машины» как дополнение к методике проектирования приводов поворота стреловых кранов.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 6 работ, в том числе 3 работы по списку, рекомендованному ВАКом.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих результатов и выводов, списка литературы. Работа изложена на 123 страницах, содержит 50 рисунков. Библиография работы содержит 78 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы и отмечена ее актуальность.

В первой главе диссертации выполнен обзор работ, посвященных исследованию динамических процессов и вибраций в зубчатых и ЧП, их вибродиагностике, а также изнашиванию ЧП. Наиболее значительные исследования в этой области принадлежат А.И.Петрусевичу, В.Н.Кудрявцеву, М.Д.Генкину, Э.Л.Айрапетову, О.И.Косареву, И.С.Кузьмину, В.Н.Ражикову, Э.Б.Вулгакову, А.Г.Соколовой, Л.О.Штриплингу, П.К.Попову, Б.П.Тимофееву, В.В. Аккерману, М. Бентону, А. Сейга и др.

Вопросами изнашивания червячных передач занимались отечественные ученые А.И.Петрусевич, В.Г.Павлов, П.К.Попов, А.И.Турпаев, а также зарубежные ученые, например, в Мюнхенском университете Б.Р.Хон, К.Штейнгрöver, М.Лутц и др.

Показаны проблемы, связанные с прогнозированием технического состояния червячных передач по вибросигналу, снимаемому с корпуса передачи. В соответствии с указанными проблемами сформулированы задачи исследования.

Во второй главе приводятся результаты экспериментальных данных по изнашиванию червячных передач

С 1997 года в лаборатории «Детали машин» МГТУ им. Н.Э.Баумана под руководством профессора П.К.Попова проводились периодические испытания целого ряда одно- и двухступенчатых червячных редукторов отечественных заводов и некоторых иностранных фирм в условиях, приближенных к эксплуатационным. В процессе этих испытаний исследовался износ зубьев червячного колеса.

Величина износа измерялась штангензубомером с точностью 10 мкм, в точках, показанных на рис.1,а. При обработке исходных опытных данных принято допущение: частные значения износа, найденные по трём, расположенным под углом 120° зубьям для нескольких сечений по высоте зуба, усреднены. Из графика распределения износа по боковой поверхности зуба червячного колеса (рис.1,б) видно, что наибольшая его величина в среднем сечении зуба.

Для последующего прогнозирования остаточного ресурса по параметру изнашивания, необходимо иметь формулу интенсивности изнашивания.

По результатам испытаний 40 червячных редукторов типоразмеров от Ч-40 до Ч-125 построены статистически обработанные кривые интенсивности изнашивания. Материал колеса - Бр.06Ф1,5 $HB_2=100HB$; червяка - сталь 18ХГТ, т.о. цементация HRC 57-64, червяк шлифован и полирован. Масло ТМ5-12.

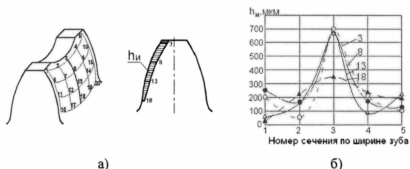


Рис.1

На рис.2 показаны кривые интенсивности изнашивания в зависимости от контактного давления в червячном зацеплении.

В процессе периодических испытаний не представляется возможным менять большинство из факторов, влияющих на процесс изнашивания. Учитывая, что при граничном или смешанном режимах смазки основными факторами изнашивания ЧП являются процессы поверхностного механического разрушения материалов, примем элементный закон изнашивания материала червячного колеса в виде (1). Влияние таких параметров, как вязкость масла, микрогеометрические свойства рабочих поверхностей и другие параметры, которые в работе не исследовались, в определенной степени учтены коэффициентами K_u и m

$$J = K_u \left[\frac{P}{HB_2} \right]^m; \quad (1)$$

где P – контактное давление (по Герцу); HB_2 – твердость по Бринеллю материал зубчатого венца червячного колеса; K_u , m – экспериментально устанавливаемые коэффициенты.

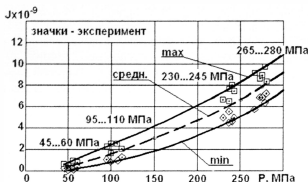


Рис.2

На основании статистической обработки результатов испытаний значения коэффициентов, входящих в формулу (1), приняты следующими:

$K_u = 0,3 \cdot 10^{-9} \dots 2,0 \cdot 10^{-9}$, в среднем $K_u = 1,0 \cdot 10^{-9}$, $m = 2,66 \dots 1,44$, в среднем $m = 1,76$.

Зная интенсивность изнашивания и текущее значение величины износа, можно определить остаточный ресурс червячной передачи

$$L_{\text{изн}} = \frac{[h_{\text{изн}}]}{2aGn_2J}, \quad (2)$$

где $[h_{\text{изн}}]$ – величина допустимого износа зубьев колеса, a – полуширина площадки контакта по Герцу, n_2 – частота вращения колеса.

Геометрический параметр червячной передачи G равен

$$G = \frac{q \cdot U}{Z_2 \sin \alpha_t \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma_w}, \quad (3)$$

где q – коэффициент диаметра червяка, U – передаточное отношение, Z_2 – число зубьев колеса, α_t – угол профиля в торцевой плоскости, γ_w – угол подъема винтовой линии червяка на начальном цилиндре, β – угол между касательной к линии контакта и вектором скорости скольжения в полюсе зацепления, который можно определить как

$$\beta = \arcsin(\sin \alpha_t \cdot \sin \gamma_w). \quad (4)$$

В работе приняты допущения: в среднем сечении зуб червячного колеса после изнашивания остается эвольвентным, а радиус кривизны уменьшается на величину износа.

Величина допустимого износа зависит от предельного значения того или иного параметра технического состояния, которое, в свою очередь, зависит от назначения привода с ЧП.

В третьей главе приводятся результаты экспериментальных исследований изменения технических характеристик ЧП в результате изнашивания. Дается описание, схема и фотография испытательного стенда (рис.3).

Приводятся результаты анализа экспериментальных вибросигналов с ДУП, а также поиск в них диагностических признаков изнашивания ЧП.

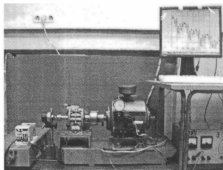
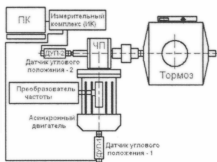


Рис.3

Преобразованный первичный вибросигнал в виде неравномерности вращения тихоходного вала ЧП показан на рис. 4. В верхнем углу приведен фрагмент записи вибросигнала с ДУП, установленного на тихоходном валу ЧП, имеющей дефектный зуб колеса. Это проявилось в виде резкого увеличения амплитуды зубцовой составляющей вибросигнала.

Поскольку причина изнашивания при выборе диагностических признаков не имеет большого значения, для сокращения времени испытаний был проведен направленный эксперимент (добавлен абразив, примерно 3...4% от общего объема масла, что характерно для эксплуатации редукторов в абразивных средах). На рис.5 показан фрагмент записи временных вибросигналов с ДУП в зависимости от степени изнашивания, а на рис. 6 приведен его спектр. Интересно отметить, что амплитуда зубцовой гармонической составляющей (в конкретном примере 30-я гармоника) с ростом величины износа сначала растет (10% износ- отношение величины износа к модулю $h_w/m=0,1$), а по мере увеличения износа – падает (90% износ- $h_w/m=0,9$), а амплитуды на частотах кратных зубцовой по мере увеличения величины износа все время растут.

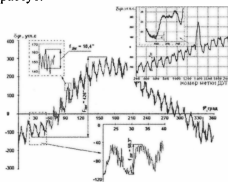


Рис.4

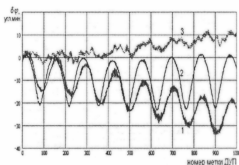


Рис.5

На рис.7 приведены графики изменения матожидания (МО) безразмерных средних квадратических значений амплитуд (МО $X_{СКЗ}$ - дискриминанты Цемпеля), которые являются аналогами мощности спектра, в зависимости от величины относительного износа (h_w/m). Как видим, мощность спектров во всем диапазоне частот по мере увеличения изнашивания растет.

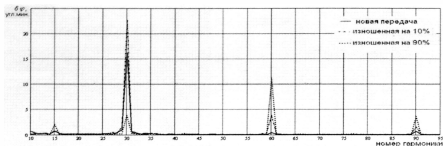


Рис.6

Эти параметры могут использоваться в качестве диагностических признаков изнашивания ЧП.

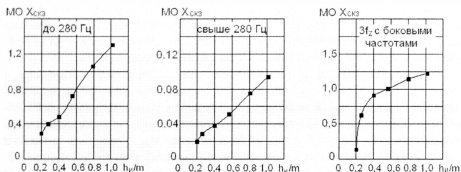


Рис.7

В спектре вибросигнала ДУП, кроме частот, принадлежащих червячному зацеплению, присутствуют и подшипниковые частоты как быстроходного, так и тихоходного валов.

В исследуемых ЧП были установлены подшипники, защищенные от загрязнения (с защитными шайбами), что практически исключило их изнашивание. В данной работе влияние изнашивания подшипниковых узлов на техническое состояние ЧП не рассматривалось.

В процессе эксплуатации в результате изнашивания ЧП меняется динамическая составляющая сил в зацеплении. В ЧП при повышенных нагрузках может происходить чаще «холодное» заедание в виде «намазывания» бронзы на витки червяка, что ведет к более интенсивному изнашиванию зубьев червячного колеса.

Заедание проявляется в виде единичных выбросов во временном вибросигнале (рис.8,а), поэтому в амплитудно-частотном спектре, который строится по среднеквадратичным амплитудам, эти выбросы не видны. Оказалось, что при статистическом анализе спектра виброускорений (а не виброперемещений) на заедание реагирует эксцесс плотности вероятности распределения его мгновенных значений (рис.8,б). Для нормального закона распределения этот параметр близок к нулю, а по мере приближения к предельному износу - резко увеличивается, что говорит об отклонении от нормального зако-

на. Поэтому эксцесс может быть использован в качестве диагностического признака заедания в ЧП.

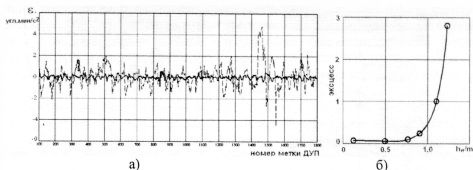


Рис.8

Главной энергетической характеристикой любой передачи, в том числе и ЧП, является КПД. На рис.9,а показаны экспериментальные кривые КПД, снятые для ЧП разных типоразмеров, в зависимости от нагрузки (кривые 1-МЧ40-30 $n_1=845\text{мин}^{-1}$, 2- МЧ40-30 $n_1=1350\text{мин}^{-1}$, 3-5Ч80А-40 $n_1=1440\text{мин}^{-1}$, 4-5Ч100-31,5 $n_1=1440\text{мин}^{-1}$, 5- МЧ40-30 $n_1=2300\text{мин}^{-1}$, 6-5МЧ125-31,5 $n_1=1350\text{мин}^{-1}$ с зацеплением ЗТ). На рис. 9,б – зависимость КПД от частоты вращения для 5Ч80А-31,2 при нагрузке $T_n=200\text{Нм}$.

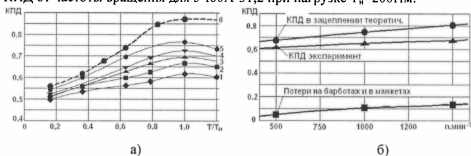


Рис.9

Из графиков следует, что максимальный КПД при номинальной нагрузке ($T/T_n=1$), КПД ЧП с зацеплением ЗТ выше, чем у эвольвентных ЧП. Барботажные потери и потери в манжетах (они не учитываются в существующих расчетах) снижают КПД по сравнению с теоретическим на 5-7%.

В эксперименте КПД измерялся механическим способом (по отношению вращающих моментов на тихоходном и быстроходном валах с балансирующей установкой электродвигателя (ЭД) с муфтой) и косвенно (по отношению мощностей на порошковом тормозе и ЭД мотор-редуктора). На рис.10 показаны кривые КПД, полученные двумя способами. Оба способа замера КПД оказались равнозначными. Нижняя кривая – КПД 100% изношенной передачи (до полного заострения зуба в средней плоскости колеса).

На рис.11 приведены экспериментальные данные изменения КПД в зависимости от величины относительного износа (h_m/m) для разного типоразмера передачи. Эти данные аппроксимированы следующей зависимостью

$$\eta = -0,15 \left(\frac{h_w}{m} \right)^2 + 0,82 \cdot a_w^{0,11} \cdot U^{-0,17}, \quad (5)$$



Рис.10

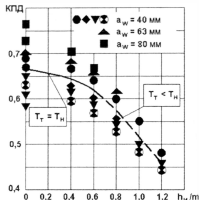


Рис.11

На рис. 12 показано превышение уровня шума изношенной в разной степени ЧП над новой. Шум измерялся шумомером ВШВ-003 с пределами измерений 25...140 дБ в соответствии с ГОСТ Р 51402-99, а также направленным микрофоном.

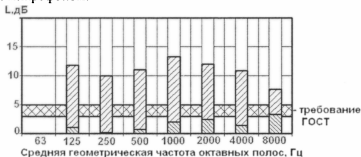


Рис.12

Как видим, у изношенной на 60% ЧП уровень шума во всем частотном диапазоне на 10-12 дБ выше, чем у новой ЧП. Это может быть недопустимо для некоторых приводов и при их проектировании необходимо предусмотреть звукопоглощающее устройство.

В четвертой главе рассматривается изменение динамических нагрузок в ЧП в результате изнашивания.

Для исследования значимого вклада гармонических составляющих спектра колебания нагрузок в зацеплении в их динамическую составляющую, а также изменения нагрузок в процессе изнашивания нами использовалась динамическая модель привода с ЧП, предложенная В.В.Аккерманом.

Поскольку нас интересует низкий диапазон частот (до 300 Гц), то вполне допустимо использовать динамическую модель ЧП, представленную в виде системы с сосредоточенными массами, совершающую поперечно-

крутильные колебания (рис.13). Поперечные колебания червяка и червячного колеса описываются в неподвижной системе координат $X'Y'Z$. Центр координат расположен в полюсе теоретического зацепления. Вал червяка и червячное колесо с тихоходным валом представлены в виде цилиндров с массами m_1 и m_2 и моментами инерции I_1 и I_2 . К выходным валам передачи присоединены ротор электродвигателя и приводной вал нагрузки с моментами инерции I_p и I_n соответственно. Упругие элементы модели представлены в расчетной схеме безинерционными пружинами: $C_{x1}, C_{y1}, C_{z1}, C_{x2}, C_{y2}, C_{z2}$ – жесткости подшипниковых опор, приведенные к плоскости зацепления; C_{φ_1} и C_{φ_2} – крутильные жесткости валов и жесткости червячного зацепления C_3 .

Диссипативные свойства элементов передачи характеризуются коэффициентами демпфирования k , индексы которых соответствуют индексам коэффициентов жесткости (на схеме не показаны).

Представленная расчетная схема описывается системой дифференциальных уравнений 2-го порядка (9). Решается методом Рунге-Кутты 4-го порядка (стандартной программой).

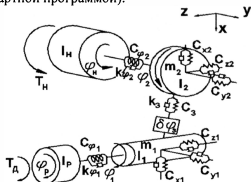


Рис.13

Начальные условия:

$$\varphi_1 = 0; \varphi_2 = 0; x_1 = 0; x_2 = 0; y_1 = 0; y_2 = 0; z_1 = 0; z_2 = 0;$$

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = 0; \frac{d\varphi_2}{dt} = 0; \frac{dx_1}{dt} = 0; \frac{dy_1}{dt} = 0; \frac{dx_2}{dt} = 0; \frac{dy_2}{dt} = 0; \quad (6)$$

$$\frac{dz_1}{dt} = 0; \frac{dz_2}{dt} = 0; \frac{dz_3}{dt} = 0;$$

Возбуждение – кинематическое, вызванное погрешностями изготовления и монтажа, приведенными к линии зацепления, и описываемое периодической функцией

$$\delta(\omega t) = 0,5 \left[f_{\text{ш}} \frac{\cos \alpha_t}{\cos(\gamma_w + \rho)} \cos(\omega_1 t + \vartheta_1) + f_{f1} \frac{\cos \alpha_t}{\cos(\gamma_w + \rho)} \cos(z_1 \omega_1 t + \vartheta_2) + \right. \\ \left. + F_{p2} \frac{\cos \alpha_t}{\cos(\gamma_w + \rho)} \cos(\omega_2 t + \vartheta_3) + f_{f2} \frac{\cos \alpha_t}{\cos(\gamma_w + \rho)} \cos(z_2 \omega_2 t + \vartheta_4) \right], \quad (7)$$

где $f_{\text{ш}}$ – допуск на погрешность винтовой линии на длине нарезанной части червяка, F_{p2} – допуск на накопленную погрешность шага червячного колеса, f_{f1}, f_{f2} – допуск на погрешность профиля витка червяка и зуба червячного колеса соответственно, ρ – приведенный угол трения.

Принято, что вал электродвигателя вращается равномерно и его угол

закрутки постоянный (8), что было доказано в работах П.К.Попова, Л.О.Штриплинга

$$\varphi_p = T_1 / C_{\varphi 1} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} I_r \frac{d^2 \varphi_p}{dt^2} + k_{\varphi 1} \left(\frac{d\varphi_p}{dt} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + C_{\varphi 1} (\varphi_p - \varphi_1) &= T_1 \\ I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + \left(k_{\varphi 1} + \frac{k_{3y} \cdot d_1^2}{4 \cdot \cos^2 \varphi_1} \right) \frac{d\varphi_1}{dt} + C_{\varphi 1} \varphi_1 + C_{3y} \frac{d_1^2}{4} \operatorname{tg} \varphi_1 &= \\ = C_{\varphi 1} \varphi_p + C_{3y} \frac{d_1}{2} (y_2 - y_1 - \delta_y(\omega t)) + k_{3y} \cdot \frac{d_1}{2} \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_1}{dt} - \frac{d\delta_y(\omega t)}{dt} \right) \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (k_{x1} + k_{3x}) \frac{dx_1}{dt} + (C_{x1} + C_{3x}) x_1 &= C_{3x} x_2 - C_{3x} \delta_x(\omega t) + k_{3x} \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{d\delta_x(\omega t)}{dt} \right) \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + (k_{x2} + k_{3x}) \frac{dx_2}{dt} + (C_{x2} + C_{3x}) x_2 &= C_{3x} x_1 - C_{3x} \delta_x(\omega t) + k_{3x} \left(\frac{dx_1}{dt} + \frac{d\delta_x(\omega t)}{dt} \right) \\ m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + (k_{y1} + k_{3y}) \frac{dy_1}{dt} + (C_{y1} + C_{3y}) y_1 &= \\ = C_{3y} \left(y_2 - \frac{d_1}{2} \operatorname{tg} \varphi_1 - \delta_y(\omega t) \right) + k_{3y} \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{d_1}{2 \cos^2 \varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\delta_y(\omega t)}{dt} \right) \\ m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + (k_{y2} + k_{3y}) \frac{dy_2}{dt} + (C_{y2} + C_{3y}) y_2 &= \\ = C_{3y} \left(y_1 + \frac{d_1}{2} \operatorname{tg} \varphi_1 + \delta_y(\omega t) \right) + k_{3y} \left(\frac{dy_1}{dt} + \frac{d_1}{2 \cos^2 \varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{d\delta_y(\omega t)}{dt} \right) \\ m_1 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + (k_{z1} + k_{3z}) \frac{dz_1}{dt} + (C_{z1} + C_{3z}) z_1 &= \\ = C_{3z} \left(z_2 - \frac{d_1}{2} \operatorname{tg} \varphi_2 - \delta_z(\omega t) \right) + k_{3z} \left(\frac{dz_2}{dt} + \frac{d_2}{2 \cos^2 \varphi_2} \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\delta_z(\omega t)}{dt} \right) \\ m_2 \frac{d^2 z_2}{dt^2} + (k_{z2} + k_{3z}) \frac{dz_2}{dt} + (C_{z2} + C_{3z}) z_2 &= \\ = C_{3z} \left(z_1 - \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \varphi_2 + \delta_z(\omega t) \right) + k_{3z} \left(\frac{dz_1}{dt} + \frac{d_2}{2 \cos^2 \varphi_2} \frac{d\varphi_2}{dt} + \frac{d\delta_z(\omega t)}{dt} \right) \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + \left(k_{\varphi 2} + \frac{d_1^2 \cdot k_{3x}}{4 \cos^2 \varphi_2} \right) \frac{d\varphi_2}{dt} + C_{\varphi 2} \varphi_2 + C_{3x} \frac{d_1^2}{4} \operatorname{tg} \varphi_2 &= \\ = C_{\varphi 2} \varphi_n + k_{\varphi 2} \frac{d\varphi_n}{dt} + C_{3x} \frac{d_2}{2} (z_2 - z_1 - \delta_z(\omega t)) + k_{3x} \frac{d_2}{2} \left(\frac{dz_2}{dt} - \frac{dz_1}{dt} - \frac{d\delta_z(\omega t)}{dt} \right) \\ I_n \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} + k_{\varphi n} \frac{d\varphi_n}{dt} + C_{\varphi 2} \varphi_n &= -T_2 + C_{\varphi 2} \varphi_2 + k_{\varphi 2} \frac{d\varphi_2}{dt} \end{aligned} \quad (9)$$

Описанная модель использовалась В.В.Аккерманом для оценки точности работы ЧП и привода в целом. В данной работе решается обратная задача, в которой исходной является табулированная экспериментально получен-

ная функция вибросигнала с ДУП $\varphi_n(t)$, предварительно разложенная в ряд Фурье.

Результатом решения являются текущие перемещения элементов привода, координаты которых $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$. Зная коэффициенты жесткости, можно определить составляющие сил в зацеплении, а по ним – нормальную силу в зацеплении F_n . Она зависит от амплитудно- частотного спектра вибросигнала, а, следовательно, и от величины износа ЧП.

Модель громоздкая, необходимо уточнение параметров жесткости и демпфирования. Поэтому нами она использовалась только как исследовательская, а не диагностическая. Адекватность динамической модели проверялась по совпадению АЧХ экспериментально полученного вибросигнала с теоретическим в низком диапазоне частот.

На рис.15 показаны АЧХ вибросигнала с выходного вала червячного редуктора: сплошной линией - теоретическая (из решения 9) и штриховой линией – экспериментальная. Как видим хорошее совпадение кривых в интересующем нас диапазоне частот.

На рис.16 показаны кривые сил в зацеплении ЧП после приработки (сплошная линия) и изношенной на 40% ($h_w/m = 0,4$ - штриховая линия), а на рис.17 - амплитудно-частотный состав этих кривых. Из рис. 17 видно, что наиболее значимое изменение амплитуды сил в зацеплении на частотах кратных зубцовой $2f_z$ (в 2,8 раза) и $3f_z$ (в 7,2 раза). В изношенных ЧП становятся значимыми амплитуды субгармоник f_z с шагом kf_z (в примере $k=0,5$; $f_z=30$). В дальнейшем для определения коэффициента динамической нагрузки ЧП по экспериментальному вибросигналу достаточно рассматривать диапазон до $3f_z$. Обратная частота на силы в зацеплении не влияет, а изменение амплитуды зубцовой частоты f_z не превышает 2...3%, кроме того, как уже отмечалось выше, по мере изнашивания амплитуда гармоник на зубцовой частоте сначала растет, а при больших значениях износа (когда по логике динамические составляющие сил должны расти) - наоборот падает.

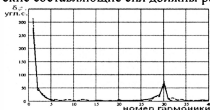


Рис.15

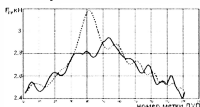


Рис.16

На рис.18 показано изменение коэффициента динамичности K_d в зависимости от величины относительного износа: нижняя кривая – минимальные значения, средняя – математическое ожидание, верхняя – максимальные значения из 90% доверительного интервала. Как видим, в начале работы ЧП значения K_d велики, но после приработки становятся равным $K_d = 1,1...1,3$, что соответствует рекомендуемому в литературе. С ростом величины износа червячного зацепления значения K_d опять увеличиваются и превышают рекомендуемые значения в 2,5 раза и более, что приводит к «хо-

лодному заеданию» и снижению нагрузочной способности ЧП.

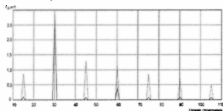


Рис.17

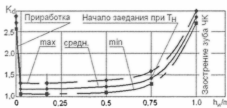


Рис.18

Коэффициент динамической нагрузки можно определить по формуле

$$K_d = 1 + \frac{\Delta T}{T_H} = 1 + \frac{C_\varphi}{T_H} \sum_{m=1}^6 A_{km/z} - \frac{C_\varphi}{T_H} A_{jz}, \quad (10)$$

а по нему спрогнозировать среднюю величину износа ЧП

$$h_u / m = 0,31 K_d^3 - 2,3 K_d^2 + 5,61 K_d - 3,9. \quad (11)$$

В пятой главе приводится методика проектирования приводов с большой инерционной массой с учетом неравномерности вращения приводного вала, а также методика выбора червячного редуктора из каталога готовой продукции.

Практика эксплуатации приводов с ЧП, нагрузкой которых является большая инерционная масса, показала, что существующая до настоящего времени методика выбора ЧП из каталогов, а также методика проектирования ЧП не исключает возможности их поломок. Так, например, выбранный согласно существующей в настоящее время методике червячный редуктор из каталога по необходимому вращающему моменту (с рекомендуемым запасом) в привод поворота рекламного щита, преждевременно вышел из строя.

Для анализа влияния момента инерции нагрузки привод с ЧП представлен в виде одномассовой крутильной системы, описываемой неоднородным дифференциальным уравнением вынужденных колебаний

$$J_H \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2} + K_\varphi \frac{d\varphi_H}{dt} + C_\varphi \cdot \varphi = C_\varphi \cdot \delta \varphi_s(\omega t) \quad (12)$$

Как известно, интеграл уравнения равен сумме решений однородного уравнения (быстро затухающих колебаний) и частного решения неоднородного уравнения, определяющего вынужденные колебания. Амплитуда этих колебаний пропорциональна коэффициенту μ_i

$$\mu_i = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(i \cdot \omega / \omega_{0\varphi}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2 \cdot \left(i \cdot \omega / \omega_{0\varphi}\right)^2}}; \quad \omega_{0\varphi} = \sqrt{\frac{C_\varphi}{J_H}}, \quad (13)$$

где i – номер гармоники, ω – угловая частота вращения тихоходного вала, $\omega_{0\varphi}$ – собственная частота крутильных колебаний, ψ – коэффициент относительного рассеяния энергии деформации.

Экспериментально были определены коэффициенты крутильной жесткости C_φ ЧП и найдена их зависимость от межосевого расстояния. На рис.21

значками показаны экспериментальные значения C_φ (для одного и того же a_w номинальные значения момента T могут отличаться в 1,5...1,7 раза, при этом C_φ изменяется меньше, чем на 5%). Адекватность модели (11) проверена сравнением с экспериментом по амплитудно-частотному составу (рис.22).

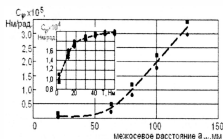


Рис. 21

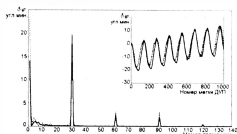


Рис. 22

Коэффициент, учитывающий влияние на динамику ЧП инерционной нагрузки можно определить по формуле (14), которая учитывает спектральную характеристику неравномерности вращения тихоходного вала ЧП

$$K_J = 1 + 4,85 \cdot 10^{-6} \frac{J_H \cdot \omega_2^2}{T_2} \sum_{i=1}^n S_i^2 \cdot \mu_i \cdot \delta \varphi_i. \quad (14)$$

На рис.23 показаны кривые K_J для ЧП с разными инерционными массами. Как видим, K_J изменяется в широком диапазоне, существуют резонансные зоны, что подтверждают эксперименты. Так на рис. 24 значками показаны экспериментальные значения K_J для МЧ40-30 с инерционной нагрузкой $J_H = 0,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ в зависимости от частоты вращения тихоходного вала. Сплошной линией показаны значения K_J , вычисленные по (14), видим, что при частоте вращения тихоходного вала $n_T \approx 75 \text{ мин}^{-1}$ наступает резонанс.

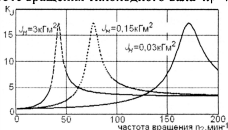


Рис.23

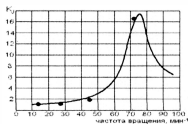


Рис.24

В работе предлагается математическая модель, которая может быть использована при проектировании новой ЧП в привод. Она учитывает погрешности зацепления и сборки, тип и деформацию подшипников, а также вибрации подшипников. Модель позволяет имитировать работу конкретного привода с ЧП, проанализировать правильность выбранных параметров, поскольку они влияют на спектральный состав функции неравномерности вращения и нагруженность привода. В работе также изложена методика выбора ЧП из каталога готовой продукции. По параметрам выбранной из каталога или спроектированной ЧП строится «вибрационный портрет», по его АЧХ

определяются коэффициенты динамичности, ресурс, далее делается окончательный выбор. Рассмотрен пример выбора ЧП из каталога готовой продукции в привод поворота стрелового крана.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1). На основании экспериментальных данных предложена зависимость интенсивности изнашивания, позволяющая определить ресурс ЧП разных типоразмеров, работающих с маслами ТМ5-12 и ТАД17-И или их аналогами, с червячными колесами из оловянных бронз в паре со шлифованными и полированными червяками из цементируемой стали.

2). Разработана методика прогнозирования остаточного ресурса ЧП по критериям заедания, КПД и уровню шума на основе анализа найденных диагностических признаков в вибросигнале с ДУП и их пороговых значений. Предлагаемая методика значительно упрощает процесс идентификации изменений в вибросигнале и дает возможность работы с системой пользователю без специальной подготовки в области диагностики.

3). Создано техническое (макет прибора) и программное обеспечения, которые могут служить основой при создании измерительного комплекса для экспресс-диагностики с использованием ДУП не только приводов с ЧП, но и других механизмов вращательного движения.

4). Разработанные методики проектирования и выбора ЧП, учитывающие спектральный состав неравномерности вращения тихоходного вала, позволяют более точно прогнозировать ресурс ЧП и исключить преждевременный выход передачи из строя.

МАТЕРИАЛЫ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В РАБОТАХ:

1. Андриенко Л.А., Вязников В.А., Экспериментальное определение изнашивания червячных передач //Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники.: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. М., 2009. С.228-231.

2. Андриенко Л.А., Вязников В.А., Чепелюк Р.С. Диагностика изнашивания червячных передач //Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники.: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. СПб., 2010. С.228-231.

3. Экспериментальное определение влияния изнашивания на динамические характеристики подшипников качения //Л.А.Андриенко [и др.] //Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники.: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. СПб., 2010. С. 224-227.

4. Андриенко Л.А., Вязников В.А. Ресурс работы червячных передач по критерию изнашивания // Известия вузов. Машиностроение. 2011. №4. С.3-6.

5. Андриенко Л.А., Вязников В.А. Влияние изнашивания на динамические нагрузки в червячной передаче // Известия вузов. Машиностроение. 2011. №9. С.18-22.

6. Андриенко Л.А., Вязников В.А. Выбор из каталогов червячных редукторов в привод с большой инерционной массой // Известия вузов. Машиностроение. 2012. №9. С.18-22.