

УДК 621.833

В. Н. ВЛАСЕНКО, В. М. ФЕЙ, И. В. ДОБРОВОЛЬСКАЯ**РАЗРАБОТКА РУКОВОДЯЩЕГО ДОКУМЕНТА ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ, ИЗГОТОВЛЕНИЮ И ИСПЫТАНИЮ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВодОВ**

Представлені результати роботи по створенню керівного документа з проектування, виготовлення та випробування механічних приводів загальномашинобудівного і спеціального призначення. Використаний попередній багаторічний досвід спеціалізованої науково-дослідної і проектно-конструкторської організації в області механічних приводів різного типу загальномашинобудівного застосування, а також досвід інших галузей машинобудування (приводи авіаційні, суднові, енергетичних машин та ін.). Документ поширюється на редуктори, мультиплікатори і приводи з зубчастими передачами різного призначення, що розробляються по технічним завданням замовників і призначений для прийняття основних конструкторсько-технологічних рішень, скорочення термінів розробки технічної документації та виготовлення виробу.

Ключові слова: механічний привід, зубчаста передача, проектування, випробування і виготовлення.

Представлены результаты работы по созданию руководящего документа по проектированию, изготовлению и испытанию механических приводов общемашиностроительного и специального назначения. Использован предшествующий многолетний опыт специализированной научно-исследовательской и проектно-конструкторской организации в области механических приводов различного типа общемашиностроительного применения, а также опыт других отраслей машиностроения (приводы авиационные, судовые, энергетических машин и др.). Документ распространяется на редукторы, мультипликаторы и приводы с зубчатыми передачами различного назначения, разрабатываемые по техническим заданиям заказчиков и предназначен для принятия основных конструкторско-технологических решений, сокращения сроков разработки технической документации и изготовления изделия.

Ключевые слова: механический привод, зубчатая передача, проектирование, испытание и изготовление.

Presents the results of work on creation of the guidance document for the design, manufacture and test mechanical engineering and special purpose. Used preceding many years of experience of specialized research and development organizations in the field of mechanical actuators of various type of engineering application, as well as the experience of other branches of engineering (drives aviation, ship, power machinery, etc.). The document is being distributed for gearboxes, multipliers and drives with gears of different purposes, developed according to the customer's specifications and designed for making key engineering decisions, reducing development time and technical documentation of product manufacturing. In a hardened competition on the domestic market, the role of protection of intellectual property and combating unfair competition in the enterprise which produces mechanical drive. Noted a number of key trends, industry-specific production of mechanical drives: the rejection of rigid nomenclature of specialization of the enterprise for the production of a narrow range of drives in large volumes; the development of successful enterprises in a wide range of products, produced in small quantities; expanding the list of counterparties for the manufacture of component parts of goods and the rejection of closed-cycle production at its own plants; the transition to universal metal-cutting equipment in the rejection of special machine tools, the production of specific products with differentiated quality and price; the desire to ensure effective protection of enterprise intellectual property (design and technological documentation). The proposed sequence of work organization at the enterprise in the part of combating unfair competition. The guidance document consists of 228 pages, a list of references used in the development contains 44 source. The electronic version of RD.001-2015 can be ordered at e-mail: niireductor@yandex.ru.

Keywords: mechanical drive, gear drive, design, testing and manufacturing.

Введение. Механические приводы (МП) общемашиностроительного (ОМП) и специального применения (СП) относятся к группе приводной техники на базе зубчатых передач различного типа, технические требования которых должны соответствовать государственным стандартам [1–7], и от технического уровня которых зависит многочисленное оборудование потребителей.

Анализ состояния вопроса. База современных механических приводов общемашиностроительного применения в ТК 47 "Механические приводы" на базе цилиндрических, планетарных, червячных и комбинированных передач предусматривает проведение комплекса опытно-конструкторских и опытно-технологических работ на различных стадиях жизненного цикла приводов.

Более чем 40 лет в подразделениях института проводятся работы по совершенствованию конструкторской базы. Усиление конкурентной борьбы на рынке производителей вынуждает разработчиков совершенствовать методы расчета и проектирования МП.

Цель работы. Разработка руководящего документа РД.001–2015 по проектированию и изготовлению механических приводов ОМП и СП, использующего многолетний опыт специализированного в этой области научно-исследовательского и проектно-конструкторского института.

Постановка задачи. В качестве исходных требований при разработке РД было принято во внимание отсутствие на современном этапе комплекса практических рекомендаций по разработке, испытанию, производству и эксплуатации современных МП.

Общие положения. РД распространяется на редукторы, мультипликаторы и приводы ОМП и СП назначения, разрабатываемые по техническим заданиям (ТЗ) Заказчиков и предназначен для принятия основных конструкторско-технологических решений, сокращения сроков разработки технической документации и изготовления изделия.

Разрабатываемые изделия должны соответствовать современному научно-техническому уровню и требованиям ТЗ.

РД устанавливает основные требования к тяжело нагруженным цилиндрическим зубчатым передачам эвольвентного зацепления с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев и подвергаемых финишной обработке рабочих поверхностей зубьев после химико-термической обработки.

РД может быть использована при проектировании изделий с другими видами зубчатых передач (конических, коническо-цилиндрических, планетарных, комбинированных и др.).

При проектировании изделий необходимо использовать предшествующий опыт редукторостроения как общемашиностроительного применения, так и других

отраслей машиностроения (приводы авиационные, судовые, энергетических машин и др.).

При проектировании необходимо учитывать условия эксплуатации изделий: температуру внешней среды; влажность; высоту над уровнем моря; запыленность; другие факторы, характерные для работы конкретной машины и указанные в ТЗ.

При расчете основных технических характеристик изделий необходимо учесть: режим работы; реверсивность; частоту вращения входного и выходного валов; долговечность; радиальные и осевые нагрузки, приложенные к выходным концам валов; тип приводного двигателя; характеристики приводимой машины и другие требования, указанные в ТЗ. РД состоит из таких основных разделов: основные параметры и технические характеристики; зубчатые передачи; профильная модификация зубчатых колес; материалы и химико-термическая обработка зубчатых колес; основные параметры зубчатых передач; конструкция зубчатых колес; технические требования к зубчатым передачам; корпусные детали; валы, соединения, подшипниковые узлы и уплотнения; системы смазки редукторов, выбор сорта смазки; порядок разработки, изготовления и испытания изделий; расчетные методики гармонизированные с международными стандартами; общие технические условия по МП; рекомендации по организации работ по защите интеллектуальной собственности и противодействию недобросовестной конкуренции на предприятии выпускающем МП; список использованной литературы.

РД содержит восемь информационных приложений:

Приложение 1. Основные параметры и размеры нормализованных зубчатых передач с $a_w = 100-630$ мм и $\beta = 0^\circ, 6^\circ, 10^\circ, 15^\circ$.

Приложение 2. ОСТ 24.149.03-89. Колеса зубчатые передач тягового подвижного состава магистральных железных дорог. Технические условия;

Приложение 3. Физико-химические характеристики масел, вырабатываемых по действующим стандартам СНГ и применяемых в трансмиссиях машин;

Приложение 4. Перечень методик испытаний механических приводов, разработанных в Испытательном центре ООО "НИИ "Редуктор";

Приложение 5. Перечень методик испытаний механического привода гармонизированных с международными стандартами;

Приложение 6. Перечень расчетных методик по механическому приводу гармонизированных с международными стандартами;

Приложение 7. Перечень ДСТУ и ДСТУ ISO на основные технические требования механических приводов;

Приложение 8 Патенты на полезные модели, полученные при выполнении работ, направленных на снижение шумовых характеристик привода (способы приработки), повышение долговечности, снижение массогабаритных размеров привода.

Основные параметры и технические характеристики. Основные параметры и технические характеристики изделий должны быть указаны в техническом задании, уточнены при предварительной конструкторско-технологической проработке и согласованы с Заказчиком.

К основным параметрам и техническим характеристикам проектируемых изделий относятся: мощ-

ность приводного двигателя; частота вращения вала приводного двигателя или частота вращения входного вала редуктора; передаточное число редуктора; частота вращения выходного вала привода; допускаемый крутящий момент на выходном валу; допускаемые радиальные и осевые нагрузки на выходные концы валов; габаритные размеры и масса изделия; показатели надежности и долговечности.

При предварительной конструкторско-технологической проработке для определения основных параметров и технических характеристик проектируемых изделий целесообразно использовать опыт ранее спроектированных цилиндрических одно-, двух-, трех- и четырехступенчатых редукторов блочно-модульной системы общемашиностроительного применения, имеющих высокую нагрузочную способность, конструктивную и технологическую преемственность, кинематическое и силовое подобие и уровень унификации зубчатых передач.

Основные параметры этих редукторов соответствуют ГОСТ 25301.

В табл. 1 в качестве аналогов приведены основные параметры ряда цилиндрических двухступенчатых редукторов, выполненных по развернутой схеме, зубчатые передачи которых эвольвентного зацепления с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев HRC > 58, коэффициентом ширины зуба и степенью точности 6 по ГОСТ 1643-81.

Зубчатые пары изготавливаются из хромоникелевых сталей 20ХН2М, подвергаются цементации, закалке и шлифованию зубьев после химико-термической обработки.

В таблице 1 также приведены данные по окружной скорости зубчатых передач редукторов для удобства определения необходимой степени точности по ГОСТ 1643.

Из ранее проведенных исследований и ОКР установлено, что оптимальным соотношением межосевых расстояний ступеней зубчатых передач является 1,4, обеспечивающее их равнопрочность.

В связи со значительным повышением нагрузок и для обеспечения выхода инструмента при зубообработке ряд передаточных чисел редукторов сокращен и имеет вид: 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25.

Главным параметром редуктора является крутящий момент на выходном валу, остальные параметры – основными.

Ориентировочно крутящий момент на выходном валу редукторов снижается до 30% по сравнению с указанными в табл. 1 при применении для зубчатых передач азотирования или закалки ТВЧ из соответствующих материалов.

Анализ данных табл. 1 показывает, что при значительном ряде межосевых расстояний $R_{1,2}$, коэффициенте ширины зубчатых колес $\psi_b = b/a_w = 0,355-0,4$, одинаковых механических характеристиках материала, химико-термической и финишной обработке и степени точности зубчатых колес крутящий момент на выходном валу в типоразмерном ряду увеличивается в 1,4 раза.

Данная густота ряда вполне достаточна для предварительной оценки нагрузочной способности проектируемых редукторов.

Таблица 1 – Зависимость межосевых расстояний по ступеням от крутящего момента

Крутящий момент на выходном валу	Межосевое расстояние, мм			Передаточные числа	Окружная скорость зубчатых передач, м/с	
	1 ступени	2 ступени	суммарное		1 ступени	2 ступени
1000	71	100	171	6,3;	2,4 – 4,8	0,5 – 1,6
1400	80	112	192	7,1;	2,7 – 5,3	0,6 – 1,8
2000	90	125	215	8,0;	3,0 – 5,9	0,7 – 2,0
2800	100	140	240	10,0;	3,3 – 6,5	0,75 – 2,3
4000	112	160	272	11,2;	3,8 – 7,5	0,8 – 2,5
5600	125	180	305	12,5;	4,2 – 8,1	1,0 – 3,1
8000	140	200	340	14,0;	4,7 – 9,0	1,2 – 3,8
11200	160	224	384	6,0;	5,2 – 10,5	1,4 – 4,0
16000	180	250	430	18,0;	5,8 – 11,7	1,5 – 4,4
22400	200	280	480	20,0;	6,4 – 12,8	1,6 – 5,3
31500	224	315	539	22,4;	7,2 – 14,4	1,7 – 6,2
45000	250	355	605	25,0	8 – 16,0	2,0 7,1
63000	280	400	680		8,7 – 17,4	2,4 – 7,6
90000	315	450	765		9,3 – 18,6	2,8 – 8,5
125000	355	500	855		10,7 – 20,8	3,2 – 9,8
180000	400	560	960		11,8 – 23,4	3,7 – 11,0
250000	450	630	1080		12,2 – 26,6	4,1 – 12,5

Примечания:

1. Крутящий момент приведен при длительной работе с постоянной нагрузкой и девяносто процентном ресурсе зубчатых передач 25000 ч.
2. Окружная скорость зубчатых передач приведена при частоте вращения входного вала 1500 об/мин.
3. Меньшее значение окружной скорости приведено для большего передаточного числа ступени, большее – для меньшего передаточного числа.

При необходимости определения допускаемого крутящего момента на выходном валу при других значениях ψ_b и межосевых расстояниях может быть использована формула:

$$M_2 = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_b \cdot a_w^3, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1)$$

где $\psi_b = b/a_w$ – коэффициент ширины зубчатого венца меньшего по ширине из зубчатой пары;
 a_w – межосевое расстояние выходной ступени, мм.

При других материалах, видах термообработки, степени точности, зубчатых передач, частоте вращения валов и ресурсе необходимо проводить расчет на прочность.

Зубчатые передачи. Требования повышения надежности зубчатых передач, стоящие перед современным машиностроением, неизменно возрастают в связи с постоянным увеличением окружных скоростей – до 140 м/с, удельных нагрузок до 7000 Н/см и температуры – до 300 °С. При этом значительный рост напряженности их работы сочетается с необходимостью снижения массы и увеличения ресурса работы.

Поэтому повышение надежности тяжелонагруженных зубчатых передач является комплексной проблемой. Ее решение осложняется тем, что работоспособность зубчатых колес определяется рядом критериев (выносливостью зубьев при изгибе, контактной выносливостью, стойкостью к заеданию, а также прочностью обода, диафрагмы, ступицы и других элементов колеса).

Одним из важнейших направлений повышения выносливости зубьев при изгибе и улучшения работоспособности по другим критериям является снижение динамических нагрузок применением профильной модификации. К числу важных мероприятий повышающих изгибную выносливость относится выбор рационального радиуса переходной кривой, а также изготовление колес с нешлифованным поднутренным основа-

нием зубьев. Радикальным средством уменьшения динамических нагрузок, вибраций и шума является повышение плавности работы передач в результате увеличения точности изготовления зубчатых колес и их сборки. Особенно это важно для надежной работы высокоскоростных передач.

Для повышения контактной выносливости цементованных и нитроцементованных зубчатых колес решающее значение имеет обеспечение высокого качества поверхностного слоя зубьев, что требует оптимальной технологии химико-термической обработки, зубошлифования и финишных операций, включающих поверхностное пластическое деформирование (обдувку дробью) и другие операции, формирующие структуру, свойства и микрогеометрию рабочей поверхности. Высокое сопротивление контактной усталости достигается при определенных параметрах цементованного слоя, обеспечение которых требует применения новых способов диффузионного насыщения. Наиболее полно задача управления качеством насыщения достигается применением вакуумной цементации (нитроцементации). Позволяя получить требуемые параметры цементованного слоя, она значительно сокращает длительность процесса и насыщения.

Существенное влияние на свойства поверхностного слоя и контактную выносливость оказывает зубошлифовальная операция. Из-за тепловых явлений в зоне резания она может вызвать в тонких слоях структурную неоднородность, снижение твердости, образование остаточных напряжений растяжения. На этой операции важно установить закономерности образования шлифовочных прижогов, позволяющие разработать мероприятия по их предупреждению.

Для дополнительного улучшения свойств поверхностного слоя шлифованных зубчатых колес все шире применяют поверхностное пластическое деформирование – обдувку дробью зубьев.

В разделе детально рассмотрены вопросы профильной модификации зубчатых колес, материалы и химико-

термическая обработка зубчатых колес, основные параметры зубчатых передач, конструкция зубчатых колес, технические требования к зубчатым передачам.

Для обеспечения требуемой твердости как на поверхности зубьев, так и в сердцевине их необходима высокая закаливается, а прокаливаемость сердцевины должна регулироваться в достаточно узких пределах. После химико-термической обработки сталь должна обладать удовлетворительной вязкостью при высоких значениях предела прочности, предела усталости и предела контактной выносливости, в связи с чем для зубчатых колес рекомендуется применять только наследственно-мягкозернистые стали. Применение мелкозернистых сталей позволяет использовать наиболее рациональный для производства режим непосредственной закалки или закалки с подстуживанием после цементации, вследствие чего уменьшается деформация зубчатых колес и снижаются затраты на их обработку.

Важно также, чтобы стали при химико-термической обработке не были склонны к чрезмерному перенасыщению поверхности углеродом. Для цементируемых зубчатых колес используются стали с повышенным содержанием углерода – до 0,3%.

В редукторостроении для цементации и нитроцементации широко используются стали хромомарганцовистые с титаном 18ХГТ, 30ХГТ с молибденом 25ХГМ, хромоникелевые 12ХН3А, 20ХН3А, хромоникельмолибденовые 20ХН2МА. Для шестерен автомобилей и тракторов используются также стали 15ХГНТА, 15Х2ГНТРА, 20ХНР и др.

Авиационные зубчатые колеса изготавливаются из цементируемых высоколегированных сталей электрошлакового или вакуумного переплава 12Х2Н4А, 12Х2НВФА, 20Х3МВФ-Ш и др.

Тяжелонагруженные зубчатые колеса угольных комбайнов изготавливаются из стали 18ХГТ, 30ХГТ, 12Х2Н4ВА, 18Х2Н4ВА.

Стали 20ХН3А, 20Х2Н4А применяются для изготовления зубчатых колес тяговых приводов электровозов.

Следует отметить, что для ответственных тяжело нагруженных зубчатых колес всех отраслей машиностроения применяются стали с мелким зерном аустенита не более 5 по ГОСТ 5639.

Для обеспечения требуемой работоспособности цементируемых колес следует устанавливать оптимальную глубину поверхностного слоя. В большинстве случаев глубина слоя принимается равной 0,2 – 0,25 модуля.

Для обеспечения высокой контактной выносливости и износостойкости поверхностная твердость зубьев должна быть $HRC \geq 59$. При чрезмерно высоком значении поверхностной твердости ($HRC \geq 63$) возрастает опасность хрупкого разрушения зубьев.

Твердость сердцевины должна находиться в пределах $HRC 32 \dots 42$. При дальнейшем увеличении твердости сердцевины ($\sigma_b \geq 1300$ МПа) ухудшается обрабатываемость колес резанием и снижается предел выносливости цементируемой стали, что обусловлено уменьшением сопротивления хрупкому разрушению, а также неблагоприятным изменением эпюры остаточных напряжений.

Для высоконагруженных зубчатых колес оптимальной структурой цементованного слоя является мелкодисперсный мартенсит и глобулярные карбиды, залегающие на глубину $\sim (0,10-0,25)$ мм.

Присутствие в цементованном слое грубой карбидной сетки и крупных карбидов в виде глобулей является дефектом цементации и термической обработки.

Дефектом микроструктуры является также наличие в слое значительного количества остаточного аустенита ($> 15\%$). Такой слой обладает пониженной износостойкостью и контактной выносливостью. Не допускается зона внутреннего окисления (~ 30 мкм) в цементованном слое и "темная составляющая" в нитроцементованном, т.к. эти дефекты снижают контактную и изгибную выносливость зубьев.

Оптимальная структура сердцевины – малоуглеродистый мартенсит или бейнит. Феррит в сердцевине не допускается, т.к. при наличии его даже при твердости $HRC 30$ предел изгибной выносливости снижается приблизительно на 15%.

Учитывая влияние большого количества факторов химико-термической обработки на качество зубчатых колес и нагрузочную способность редукторов и приводов необходимо уделить особое внимание концентрации углерода на поверхности цементируемых зубчатых колес в требуемых пределах, (0,7–1,1 %), что достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала карбюризатора и закалочной атмосферы.

Считать перспективным внедрение в производство вакуумной ионной цементации в плазме тлеющего разряда, позволяющего повысить качество, производительность и стоимость химико-термической обработки.

Вакуумная цементация осуществляется в печах особой конструкции, предусматривающей камеру с графитовыми нагревателями и теплоизоляцией из графитового войлока, а также встроенную масляную ванну для закалки. Процесс проводится при остаточном давлении 800–4000 Па, высоких температурах (1050–1100°C) с использованием комбинированных циклов насыщения.

Первый этап насыщения заключается в достижении максимально возможной концентрации углерода на поверхности путем создания высокого углеродного потенциала атмосферы. На втором этапе проводится диффузионное рассасывание при поддержании углеродного потенциала на уровне требуемой концентрации углерода на поверхности.

Вакуумная цементация ускоряет диффузионное насыщение, исключает внутреннее окисление цементованного слоя, что важно для зубчатых колес, изготавливаемых с нешлифуемым поднутрением основания зубьев. Однако, процесс протекает интенсивно лишь при высоких температурах, вызывающих в ряде сталей укрупнение зерна, что снижает их предел выносливости.

Перспективным процессом является вакуумная цементация в плазме тлеющего разряда – ионная цементация. Сущность процесса ионной цементации состоит в следующем. Детали, подлежащие цементации помещают в газоразрядную камеру на катод, к которому с помощью специального токовода от источника постоянного тока подается отрицательный потенциал. Анодом служит стенка заземленной камеры. После герметизации камеры с помощью форвакуумного насоса создается разрежение около 1,3 Па и затем через нее при небольшом расходе и давлении 133–1330 Па непрерывно прокачивается углеродосодержащая газовая смесь. Поступая из смесителя, смесь по пути к камере очищается от влаги и кислорода с помощью фильтров.

Для зажигания аномального тлеющего разряда между катодом и анодом создается повышенное напряжение (300–800 В). В газоразрядном промежутке лавинообразно происходит ионизация газа – образование электронов и положительных ионов. Ионы газа получают ускорение под действием резкого перепада электрического потенциала около поверхности деталей (катодное падение напряжения) и, бомбардируя нагревают ее и служат поставщиком насыщающего элемента. Детали до необходимой температуры нагреваются либо энергией плазмы тлеющего разряда, либо радиационным способом. Для радиационного нагрева в установке предусмотрена печь с нагревателями, расположенными снаружи газоразрядной камеры.

Преимущества ионной цементации: проведение науглероживания в плазме тлеющего разряда положительно отражается на качестве диффузионного слоя и производительности процесса. К основному его преимуществу относится простота управления процессом цементации путем изменения состава газовой среды и электрических параметров (плотности тока или удельной мощности разряда), что позволяет получать диффузионные слои с заданными параметрами.

К основным параметрам цилиндрических зубчатых передач относятся межосевое расстояние a_w , передаточное число u , модуль m_n , ширина зубчатого венца b , угол наклона зуба β (для косозубых и шевронных передач).

Номинальные значения межосевых расстояний для редукторов общего назначения принимаются по ГОСТ 2185.

Для многоступенчатых редукторов соотношение межосевых расстояний соседних ступеней рекомендуется принимать: от 1,25 до 1,6 – для редукторов с развернутой схемой; от 1,00 до 1,25 – для редукторов со свернутой схемой, в т.ч. соосных.

Межосевые расстояния передач определяются расчетами на прочность. Для многоступенчатых унифицированных редукторов, выполненных по развернутой схеме с твердыми зубчатыми парами, оптимальным по условию равнопрочности ступеней является соотношение межосевых расстояний равное 1,4.

Номинальные значения передаточных чисел u выбираются из рядов, приведенных в РД в диапазоне: от 1,0 до 5,0 (6,3) – для одноступенчатых редукторов; от 6,3 до 25,0 (40,0) – для двухступенчатых редукторов; от 31,5 до 125,0 (200,0) – для трехступенчатых редукторов; от 160,0 до 16000,0 – для многоступенчатых редукторов.

Фактические значения передаточных чисел, не должны отличаться от номинальных более, чем на (%): 3 – для одноступенчатых редукторов; 4 – для двухступенчатых редукторов; 5 – для трехступенчатых редукторов; 6,3 – для многоступенчатых редукторов.

Модуль зубьев колес определяются из расчета зубьев на изгибную прочность. Расчет при одинаковом материале и упрочнении парных колес ведут по меньшему из них, а при различных материалах и упрочнениях по колесу с большим отношением Y_F/σ_{FP} (Y_F – коэффициент формы зуба; σ_{FP} – допускаемое напряжение изгиба).

Если работоспособность и надежность зубчатой передачи ограничивается контактной прочностью зубьев, то расчетом определяют межосевое расстояние a_w и ширину зубчатых венцов колес, по ним подбирают

модуль, обычно в пределах (0,01–0,025) a_w , и производят проверочный расчет зубьев на изгибную прочность. Большие значения модуля выбирают при работе передач с повышенным износом, значительными кратковременными перегрузками, меньшие значения – при длительной работе, малых перегрузках и больших скоростях.

Модуль зубьев колес следует выбирать, по возможности, минимальным, т.к. в противном случае увеличиваются наружные диаметры заготовок и вес, трудоемкость обработки, потери на трение и температура нагрева. Долговечность зубьев по износу пропорциональна их модулю.

Для редукторов общемашиностроительного применения модули передач m принимаются в следующих диапазонах: от 0,02 a_w до 0,025 a_w , с округлением до ближайшего значения по ГОСТ 9563 – для эвольвентных передач; от 0,02 a_w до 0,032 a_w , с округлением до ближайшего значения по ГОСТ 14186 – для передач Новикова.

Меньшие значения модуля рекомендуются для передаточных чисел свыше 5.

Относительную ширину зубчатых венцов колес следует выбирать с учетом конструкции и условий работы передачи, вида колес и прирабатываемости их зубьев.

Относительная ширина зубчатых венцов проектируемых передач должна быть такой, при которой коэффициент деформации валов и зубчатых колес $K_d \geq 0,8$. При большей ширине зубчатых венцов иногда трудно обеспечить достаточную долговечность подшипников и прочность валов.

С увеличением относительной ширины зубчатых венцов ψ_b уменьшаются диаметры колес, их окружные скорости, динамические нагрузки в зацеплении, поперечные габаритные размеры передач и интенсивность их шума. Однако, при этом возрастают габаритные размеры в осевом направлении, неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев, усилия на опоры и потери на трение в них, габаритные размеры и вес подшипниковых узлов.

Особое внимание в РД уделено информационным приложениям, где в сжатом виде можно ознакомиться с большим массивом информации необходимой при проектировании, испытаниях и изготовлении МП.

Каждый изготовленный редуктор должен подвергаться приемо-сдаточным испытаниям по следующей программе: испытание без нагрузки в течение 15–30 мин; испытания при номинальной паспортной нагрузке в течение 3–6 ч.

При испытаниях без нагрузки проверяют передаточное число или частоту вращения валов, функционирование системы смазки и охлаждения (при ее наличии), температуру подшипниковых узлов, характер шума и его шумовую характеристику, качество внешней отделки, наличие информационных табличек, предусмотренных конструкторской документацией.

При испытаниях под нагрузкой контролируют: величину нагрузок (крутящий момент на выходном валу); функционирование системы смазки и охлаждения и ее эффективность; температуру масла в корпусе редуктора и нагрев подшипниковых узлов; шумовую характеристику; герметичность резьбовых соединений и отсутствие течи масла через уплотнения валов; удобство и безопасность обслуживания.

Опытные образцы (опытную партию) или единичную продукцию подвергают приемочным испытаниям в соответствии с типовыми или рабочими программами и методиками испытаний редукторов и приводов, которые при необходимости, дополняют требованиями, учитывающими специфику и условия эксплуатации изделия.

На рис. 1 показан общий вид стенд с разомкнутым контуром при испытании соосных мотор-редукторов.

Продолжительность приемочных испытаний устанавливается в программах и методиках испытаний, представленных в приложении.

При необходимости сокращения продолжительности испытаний, они могут проводиться при повышенной нагрузке (крутящем моменте на выходном валу). В этом случае уровень повышения нагрузки зависит от величины запасов прочности зубчатых передач по контактной и изгибной прочности, а продолжительность испытаний от отношения увеличенного крутящего момента принятого для испытаний к паспортному крутящему моменту на выходном валу. Тогда продолжительность испытаний при повышенной нагрузке определяется по рекомендуемой в РД формуле.

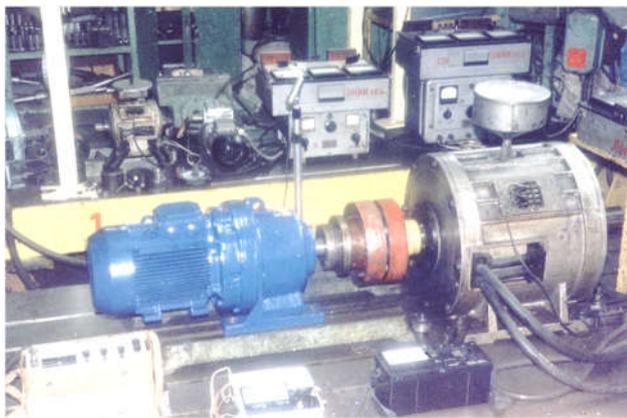


Рис. 1 – Стенд с разомкнутым контуром при испытании соосных мотор-редукторов 6МП.

Всемирная глобализация экономических процессов в машиностроительной промышленности привела к активизации работ по гармонизации расчетных методик на механические приводы с международными. Комплекс работ, проведенных в ООО "НИИ "Редуктор" и ТК 47 позволил сделать вывод, в основном, о хорошей сходимости результатов расчетов, выполненных по отечественным методикам (ГОСТ) и международным стандартам. В ряде случаев зарубежный потребитель может потребовать проведения проверочных расчетов по методикам ISO.

В приложении представлен большой перечень расчетных методик по механическому приводу гармонизированных с международными стандартами.

В системе исследования, разработки и испытания приводной техники общемашиностроительного и специального применения значительное место занимают нормативные документы, содержащие основные технические требования к выпускаемой продукции. Такие требования обычно согласовываются со значительным числом потребителей, а необходимая дополнительная конкретизация отдельных требований проводится на стадии разработки и утверждения технических условий на конкретную продукцию.

Особый интерес представляют стандарты [1–7] из перечня ДСТУ и ДСТУ ISO приложения к РД.

В условиях ожесточающейся конкурентной борьбы на внутреннем рынке возрастает роль работ по защите интеллектуальной собственности и противодействию недобросовестной конкуренции на предприятии выпускающем механические приводы. Отмечен ряд ключевых тенденций характерных для отрасли производства механических приводов ОМП и СП: отказ от жесткой номенклатурной специализации предприятия на выпуск узкой линейки приводов в больших объемах; освоение успешными предприятиями широкой номенклатуры изделий, выпускающихся в небольших объемах; расширение перечня контрагентов при производстве составных частей изделий и отказ от замкнутого цикла производства на собственных предприятиях; переход на универсальное металлорежущее оборудование в отказ от специальных металлорежущих станков; выпуск конкретных изделий с дифференцируемым качеством и ценой; стремление обеспечить защиту интеллектуальной собственности предприятия (конструкторская и технологическая документация).

Организация работ на предприятии в части обеспечения противодействия недобросовестной конкуренции предусматривает следующую последовательность: организация надежной защиты конструкторской и технологической документации от бесконтрольного копирования; планирование и жесткий контроль выполнения работ по патентному поиску на всех стадиях НИР, ОКР, ОТР, испытания и производства механического привода; уделение особого внимания защите патентами технических решений, обеспечивающих повышение качества продукции и снижения затрат на эксплуатацию. В РД приведен ряд технических решений, защищенных патентами Украины.

РД состоит из 228 страниц, список литературы, использованной при разработке, содержит 44 источника. Электронная версия РД.001-2015 может быть заказана по адресу e-mail: niireductor@yandex.ru.

Выводы. Предлагаемый РД обобщает многолетний опыт проектирования, испытания и изготовления механических передач зубчатого типа специализированной в этой области научно-исследовательского института и позволяет разработчикам использовать современные методы проектирования, испытателям приводной техники воспользоваться эффективными методами испытаний, изготовителям применить технологические процессы обеспечивающие необходимую точность и долговечность зубчатых передач.

Несомненную пользу, информация, содержащаяся в РД, принесет преподавателям, ведущим курсовое проектирование по деталям машин на машиностроительных факультетах вузов.

Список литературы

1. ДСТУ 2280-93 Редукторы зубчатые. Общие технические условия. – 15 с.
2. ДСТУ 2279-93 Мотор-редукторы зубчатые. Общие технические условия. – 17 с.
3. ДСТУ 2126-93 Варіатори ланцюгові. Загальні технічні умови. – 15 с.
4. ДСТУ 3102-95 Мотор-барабани. Загальні технічні умови. – 16 с.
5. ДСТУ 2796-94 Приводи механічні. Методи випробувань. – 20 с.
6. ДСТУ ISO 13691-2011 Нафтова і газова промисловість. Редуктори зубчасті високошвидкісні спеціального призначення – 86 с.
7. ДСТУ ISO 81400-4:2007 Вітрові установки – Частина 4: Конструкція і технічні умови редукторів – 120 с.

References (transliterated)

1. DSTU 2280-93 Toothed reducers. General specifications. – 15 p.
2. DSTU 2279-93 Gearmotors. General standard specifications – 17 p.
3. DSTU 2126-93 Variable speed chain. General technical conditions. – 15 p.
4. DSTU 3102-95 Drum motors. General technical conditions. – 16 p.
5. DSTU 2796-94 Mechanical drives. Test methods. – 20 p.
6. DSTU ISO 13691-2011 Petroleum and natural gas industries — High-speed special-purpose gear units – 86 p.
7. DSTU ISO 81400-4-2007 Wind turbines – Part 4: Design and specification of gearboxes – 120 p.

Поступила (received) 30.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розробка керівного документа з проектування, виготовлення та випробування механічних приводів / В. М. Власенко, В. М. Фей, І. В. Добровольська // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 13–19. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Разработка руководящего документа по проектированию, изготовлению и испытанию механических приводов / В. Н. Власенко, В. М. Фей, И. В. Добровольская // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 13–19. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

The development of a guidance document for the design, manufacture and test mechanical actuators / V. N. Vlasenko, V. M. Fey, I. V. Dobrovolska // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No. 23 (1195). – P. 13–19. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Власенко Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ТОВ "НДІ "Редуктор", директор, м. Київ; тел.: (067) 442-43-66; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Власенко Владимир Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ООО "НИИ "Редуктор", директор, г. Киев; тел.: (067) 442-43-66; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Vlasenko Vladimir Nikolaevich – candidate of technical Sciences, senior researcher, LLC "Scientific research Institute "Reduction Gear", Director, Kyiv; tel.: (067) 442-43-66; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Фей Валерій Миронович – ТОВ "НДІ "Редуктор", головний інженер, м. Київ; тел.: (044) 408-71-38; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Фей Валерий Миронович – ООО "НИИ "Редуктор", главный инженер, г. Киев; тел.: (044) 408-71-38; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Fey Valery Mironovsch – LLC "Scientific research Institute "Reduction Gear", the chief engineer, Kyiv; tel.: (044) 408-71-38; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Добровольська Інна Вікторівна – Інститут підготовки кадрів державної служби зайнятості України, аспірантка, м. Київ; тел.: (044) 462-65-70; e-mail: inna_vlasenko@i.ua.

Добровольская Инна Викторовна – Институт подготовки кадров государственной службы занятости Украины, аспирантка, г. Киев; тел.: (044) 462-65-70; e-mail: inna_vlasenko@i.ua.

Dobrovolskaya Inna Viktorovna – Ukrainian State Employment Service Training Institute, graduate student, Kyiv; tel.: (044) 462-65-70; e-mail: inna_vlasenko@i.ua.

УДК 621.833

С. А. ГАВРИЛОВ, Н. Н. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОДОВ

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ УДАРНЫХ ИМПУЛЬСОВ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Уточнено розрахунок параметрів ударного імпульсу на основі врахування пружності валів і підшипників зубчастої передачі. Наведено результати експериментальних досліджень навантаженості зубів прямозубої зубчастої передачі для різних значень навантажень і швидкостей. Уточнення значень параметрів ударного імпульсу дозволяє підвищити достовірність оцінки ресурсу зубчастої передачі трансмісійних вузлів мобільних машин.

Ключові слова: зубчата передача, ударний імпульс, віброімпульс, жорсткість елементів зубчастої передачі, вібродіагностика.

Уточнен расчет параметров ударного импульса на основе учета упругости валов и подшипников зубчатой передачи. Приведены результаты экспериментальных исследований нагруженности зубьев прямозубой зубчатой передачи для различных значений нагрузок и скоростей. Уточнение значений параметров ударного импульса позволяет повысить достоверность оценки ресурса зубчатой передачи трансмиссионных узлов мобильных машин.

Ключевые слова: зубчатая передача, виброимпульс, ударный импульс, ударная сила, время удара, жесткость элементов зубчатой передачи.

Clarifies the calculation of parameters of shock pulse by taking into account the stiffness of shafts and gear bearings. The experimental results of loading of spur gear teeth for different loads and speeds values are obtained. Clarification of shock pulse parameters allows to increase the accuracy of resource assessment units of mobile machines gear transmission. Offered in the calculation according to the "Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus" of use in the development of the method vibration and pulse diagnosis of technical condition and residual life of gears transmission systems of mobile machines in operation.

Keywords: gearing, shock pulse, vibrational impulse, stiffness of gearing elements, vibration diagnostics.

© С. А. Гаврилов, Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, 2016