

УДК (UDC) 62-233.3.9

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ НА РАННИХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯFORECASTING THE MAIN DIMENSIONS OF SINGLE-STAGE CYLINDRICAL
REDUCERS AT EARLY DESIGN STAGESПетракова Е.А., Суматохин В.А.
Petrakova E.A., Sumatokhin V.A.Московский политехнический университет (Москва, Россия)
Moscow Polytechnic University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация: В статье рассмотрен вопрос влияния твердости материалов зубчатой пары цилиндрической передачи на габаритные, присоединительные размеры и межосевое расстояние одноступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по горизонтальной схеме, с помощью созданного автоматизированного программного комплекса, позволяющего связывать проектные и проверочные расчеты деталей редуктора с его параметрической 3D-моделью. Программный комплекс позволяет проводить целый ряд оптимизационных и исследовательских задач в короткие сроки, исключив ошибки расчетов и переноса данных на 3D-модель при перестроении ее геометрии для множества типоразмеров редукторов, а также прогнозировать и визуализировать размеры изделия в целом и всех его деталей в отдельности практически сразу после получения технического задания. Исследования проведены в диапазоне крутящих моментов на выходном валу от 250 до 500 Нм; передаточных чисел от 4 до 8; частоте вращения входного вала 1500 мин⁻¹, ресурсе работы редуктора 12500 часов. Твердость материала зубчатой пары варьировалась в диапазоне от 160 до 300 HB. Анализ полученных результатов проведен с исследованием изменения размеров деталей, входящих в состав редуктора. Сделаны выводы о величине изменения межосевых расстояний и габаритных размеров при изменении твердости зубчатой пары на 140 HB.

Ключевые слова: оптимизация, материал зубчатой пары, САПР, параметрическое моделирование, Autodesk Inventor, CAD-программы.

Дата принятия к публикации: 09.07.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторах:

Петракова Екатерина Алексеевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Техническая механика» Московского Политехнического Университета, e-mail: eka_pet@mail.ru.

Суматохин Владислав Александрович – студент факультета Машиностроения Московского Политехнического Университета, e-mail: voldemirage@gmail.com.

Abstract. The article presents the research data on the influence of the gear pair materials hardness of the cylindrical transmission on the overall and connecting dimensions and center distance of the single-stage gearbox, made according to the horizontal scheme, with the help of the created automated software complex, which allows to link the design and verification calculations of the gearbox parts with its parametric 3D model. The software package allows to carry out a number of optimization and research tasks in a short time, excluding calculation errors and data transfer to the 3D model when rebuilding its geometry for a variety of sizes of gearboxes, as well as to predict and visualize the size of the product as a whole and all its parts individually almost immediately after receiving the technical requirement. The researches were carried out in the range of torques on the output shaft from 250 to 500 Nm; gear ratios from 4 to 8; the speed of the input shaft 1500 min⁻¹, the resource of the gearbox 12500 hours. The hardness of the material of the gear pair varied from 160 to 300 HB. The analysis of the obtained results is conducted with the study of changes in the size of the children parts included in the reducer. The conclusion about the value of the change in the center distance and overall dimensions according to the hardness of the gear pair change by 140 HB was made.

Keywords: optimization, material of gear pair, CAD, parametric modeling, Autodesk Inventor, CAD-programs.

Date of acceptance for publication: 09.07.2019
Date of publication: 25.09.2019

Authors' information:

Ekaterina A. Petrakova – Assistant Professor, Ph.D., Department of Technical Mechanics, Moscow Polytechnic University, e-mail: eka_pet@mail.ru.

Vladislav A. Sumatokhin – student of the Faculty of Mechanical Engineering, Moscow Polytechnic University, e-mail: voldemirage@gmail.com.

1. Введение

Редукторы, мотор-редукторы и мультипликаторы находят применение в различных областях современных производств. Их проектирование часто связано с необходимостью проведения предпроектной оптимизации, суть которой заключается в возможности «исходно заложить в подлежащую дальнейшему проектированию конструкцию оптимальные значения» [1]. В некоторых случаях требуется проведение многокритериальной оптимизации с выбором критериев эффективности [2].

На самых ранних этапах проектирования редуктора перед инженером стоит задача оптимального выбора материалов зубчатой пары. Известно, что выбор материалов с более высокой твердостью приводит к уменьшению габаритных размеров и массы редуктора. Однако себестоимость таких редукторов выше. Так, например, уменьшение габаритных размеров на 14% приводит к увеличению себестоимости редуктора на 18% [3].

Часто заказчика продукции интересуют значения габаритных размеров редукторов при выборе того или иного материала деталей, входящих в его состав. В ряде случаев согласно техническому заданию необходимо обеспечить максимальную компактность будущего изделия, в других случаях – наименьшую стоимость. Возможны варианты, когда изделие проектируется под имеющиеся на предприятии материалы заготовок будущих деталей. При такой постановке вопроса вслед за выбором материала зубчатой пары необходимо оперативно получить 3D-модели и 2D-чертежи изделия ранее разработанной конфигурации изделия в самые короткие сроки. Для предприятия такой подход означает сокращение сроков выпуска типовых редукторов с различными материалами деталей.

При одинаковых технических характеристиках размеры и стоимость редуктора зависят, главным образом, от твердости материалов зубчатой пары, определяемых выбранными марками сталей шестерни и зубчатого колеса, а также режимов их термообработки. Применение высокотвердых сталей для изго-

товления зубчатой пары приводит к уменьшению межосевого расстояния и диаметров зубчатых колес, а значит, - к уменьшению размеров всего сборочного изделия [3].

Однако в настоящее время исследований о степени влияния твердости материалов зубчатой пары на габаритные и присоединительные размеры крайне мало. На это есть причины, которые стоит отметить.

Очевидно, что подобные исследования должны проводиться с использованием САД-программ, позволяющих быстро и с высокой точностью определять параметры создаваемых деталей и всего сборочного изделия. Для проведения исследования о влиянии твердости материалов зубчатой пары на размеры редуктора для различных технических характеристик (передаваемых крутящих моментов, передаточных чисел и др.) необходимо максимально автоматизировать работу инженера по перестроению геометрии 3D-моделей редукторов.

Такую задачу необходимо решать путем полной параметризации 3D-модели сборки с интеграцией в нее параметров, полученных в результате проведения комплексных расчетов деталей по данным технического задания [4-6].

Однако при параметризации с интеграцией данных из сторонних программ возникают сложности, связанные с тем, что результаты проектных и проверочных расчетов, проводимых в различных пакетах инженерных программ (Mathcad, Matlab и др.), не интегрируются непосредственно в САД-программы трехмерного моделирования [7].

Кроме того, трудности полной параметризации сборочного узла, включающего в себя не только проектируемые детали, но и стандартные изделия (подшипники, манжеты, шпонки, крепежные детали), связаны с тем, что в САД-программах невозможно создать автоматический выбор типоразмеров стандартных изделий из библиотек компонентов для параметрических сборок [8, 9].

В результате, инженер-конструктор сталкивается с задачей ручного перестроения созданной ранее 3D-модели изделия в связи с изменением исходных данных в техническом задании или заменой материалов деталей. Этот процесс связан с большими затратами

времени. Кроме того, ручное перестроение 3D-моделей нередко вызывает большое количество ошибок при переносе данных расчетов в трехмерные модели.

Указанные сложности необходимо преодолевать, поскольку прогнозирование основных параметров редукторов при варьировании различных параметров технических характеристик и материалов деталей на ранних этапах проектирования имеет важное значение для производителей закрытых зубчатых передач и тесно связано с затратами на изготовление, особенно, при планировании их серийного и массового выпуска.

4. Постановка задачи и исходные данные

Задача исследования: прогнозирование основных параметров одноступенчатого прямозубого цилиндрического редуктора – габаритных и присоединительных размеров – при варьировании *исходных данных технического задания в пределах:*

- передаточное число редуктора $U = \{4; 8\}$;
- крутящий момент на выходном (тихоходном) валу $T_2 = \{250; 500\}$ Н·м ;
- средняя твердость материала зубчатого колеса $HВ_2 = \{160, 170, \dots, 290, 300\}$;
- средняя твердость материала шестерни выше средней твердости зубчатого колеса на 30 $HВ$ (для лучшей приработки зубьев).

Постоянные исходные данные выбраны согласно требованиям ГОСТ 31592-2012 «Редукторы общемашиностроительного применения»:

- частота вращения входного вала $n_1 = 1500$ мин⁻¹;
- КПД редуктора 98%;
- ресурс работы 12500 часов.

Другие условия:

- допускаемая консольная нагрузка на быстроходном и тихоходном валах определяется по ГОСТ 31592-2012 пропорционально передаваемым крутящим моментам;
- у редуктора должен обеспечиваться 90%-й ресурс передач, валов и подшипников, в том числе, и при кратковременных перегрузках, возникающих во время пусков и превышающих номинальную нагрузку не менее, чем в два раза.

3. Инструменты и методы исследования

Для исследования параметров редукторов авторами создан программный комплекс, включающий в себя автоматизированный расчет в *Mathcad* и параметрическую 3D-модель одноступенчатого цилиндрического редуктора, выполненную 3D-CAD-программе *Autodesk Inventor* [4, 9]. Интеграция данных расчетов из *Mathcad* в *Autodesk Inventor* осуществляется с помощью программы-посредника *Microsoft Excel* [6].

Алгоритм создания программного комплекса показан на рис. 1.



Рис.1. Алгоритм создания программного комплекса.

Разработанный метод интеграции данных *Mathcad* в 3D-CAD-программы с помощью программы-посредника *Microsoft Excel* позволяет максимально автоматизировать работу инженера при прогнозировании параметров редукторов, существенно сократить время расчета и построения 3D-модели по меняющимся исходным данным, минимизировать количество ошибок, связанных с перестроением 3D-моделей деталей [10].

Mathcad позволяет создавать электронные таблицы *Excel* внутри файла расчёта, называемые компонентами *Excel* [7]. Этот способ достаточно удобен, так как все таблицы могут храниться в одном файле *Mathcad*. Кроме того, в программе имеется модуль программирования, который позволяет создавать различные условия внутри расчёта, касающиеся, например, проверки нагруженных деталей на прочность.

В *Mathcad* согласно классическим методикам [11-13] составлены проектные и проверочные расчеты зубчатой передачи, валов, подшипников качения, шпоночных соединений, корпусных деталей, резьбовых соединений и др. Созданный автоматизированный расчет редуктора в *Mathcad* включает в себя более 180 формул, 20 компонентов *Excel* с заданными стандартными рядами и выборками данных, 19 блоков программ *Mathcad* для создания и проверки условий.

Проектирование корпусных деталей, сборка и параметризация 3D-модели редуктора производились согласно методикам [6, 14-16].

В результате, при помощи связи данных программ *Mathcad*, *Microsoft Excel* и *Autodesk Inventor* происходит автоматическое перестроение геометрии 3D-модели редуктора при изменении одного или нескольких значе-

ний исходных данных. Разработанный программный комплекс позволяет визуализировать 3D-модель редуктора с размерами всех его элементов уже на этапе получения технического задания, решать целый спектр оптимизационных и исследовательских задач.

4. Исследования и результаты

Исследования проводились для одноступенчатых редукторов со следующими основными техническими характеристиками:

первая подгруппа: $T_2=250$ Н·м и $U=4$;

вторая подгруппа: $T_2=250$ Н·м и $U=8$;

третья подгруппа: $T_2=500$ Н·м и $U=4$;

четвертая подгруппа: $T_2=500$ Н·м и $U=8$.

В автоматизированном расчете для каждого из указанных типоразмеров значения средней твердости материалов зубчатого колеса HB_2 варьировались в диапазоне от 160 до 300 HB с интервалом в 10 единиц. Таким образом, автоматическое перестроение 3D-модели редуктора происходило 60 раз.

После автоматического перестроения геометрии 3D-модели редуктора были получены следующие основные геометрические параметры: габаритные размеры – длина L , высота H , ширина B ; межосевое расстояние a_w (рис. 2).

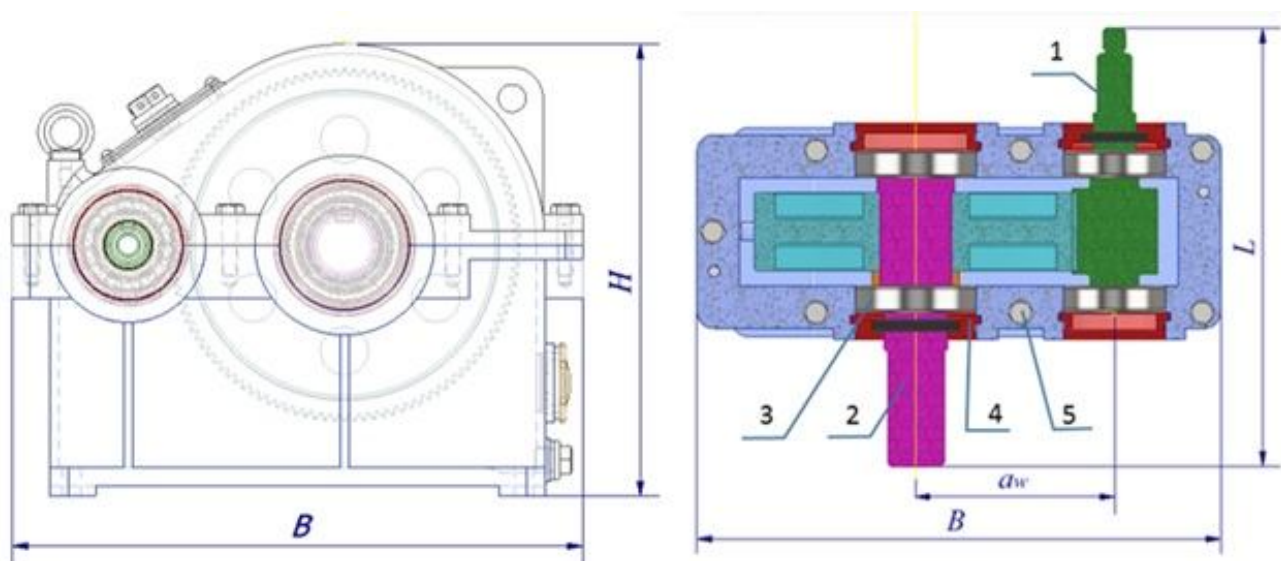


Рис. 2. Конфигурация одноступенчатого редуктора:
а) основной вид; б) вид сверху в разрезе

Кроме того, для каждого типоразмера редуктора определялись присоединительные размеры: диаметр d_{ex} и длина l_{ex} входного участка быстроходного вала 1 (рис. 2); диаметр d_{vbx} и длина l_{vbx} выходного участка тихоходного вала 2. Заметим, что значения указанных присоединительных размеров валов вычисляются программой по [12] и далее выбираются из стандартных рядов согласно ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические».

Для проведения анализа габаритных и присоединительных размеров для каждого получаемого типоразмера редуктора также фиксировались: диаметры окружностей выступов зубчатых колес d_{a2} и номера шариковых радиальных подшипников качения, определяемых программой посредством расчета по динамической грузоподъемности [11]. После расчета программой межосевого расстояния [12], его значение автоматически выбиралось из заданного стандартного ряда

по ГОСТ 25301-95 «Редукторы цилиндрические. Параметры».

Обоснованность выбора полученного межосевого расстояния и параметров зубчатой передачи (модуль, число зубьев, диаметры зубчатых колес, ширина зубчатого венца) подтверждены проверочным расчетом зубьев на контактные напряжения и изгиб [12].

На рис. 3 представлены графики зависимости межосевого расстояния a_w от средней твердости материала зубчатого колеса HB_2 . Точки на линиях обозначают крайние значения диапазона твердостей зубчатого колеса, которым соответствует полученное межосевое расстояние. Таким образом, получено 16 типоразмеров редукторов, каждый из которых соответствует определенному диапазону твердости материала зубчатого колеса.

В табл. 1 представлены основные параметры редукторов для полученных диапазонов твердостей зубчатого колеса.

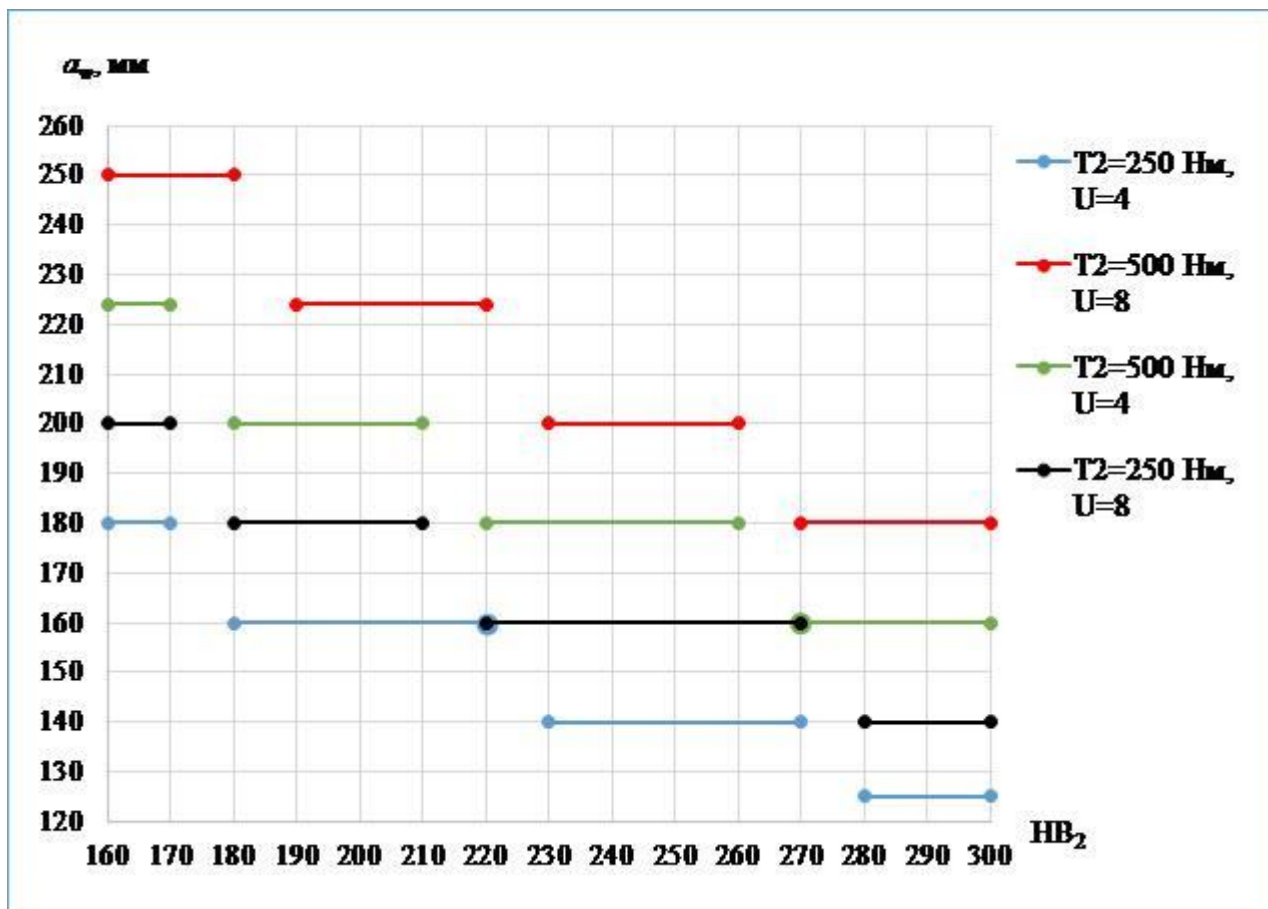


Рис. 3. Зависимость межосевого расстояния от средней твердости материала зубчатого колеса

Таблица 1

Основные параметры одноступенчатого цилиндрического редуктора

HB_2	a_w , мм	d_{a2} , мм	Типоразмер подшипников вала		Присоединительные размеры, мм				Габаритные размеры, мм		
			быстроходного	тихоходного	d_{ex}	$d_{вых}$	l_{ex}	$l_{вых}$	L	H	B
$T_2=250 \text{ Н}\cdot\text{м}, U=4$											
280...300	125	204	407	310	28	45	42	82	337	258	350
230...270	140	228							343	282	377
180...220	160	260							351	314	413
160...170	180	292							359	346	449
$T_2=250 \text{ Н}\cdot\text{м}, U=8$											
280...300	140	252	406	210	28	45	42	82	339	306	384
220...270	160	288							347	342	422
180...210	180	324							355	378	460
160...170	200	359							363	413	498
$T_2=500 \text{ Н}\cdot\text{м}, U=4$											
270...300	160	260	408	312	35	55	58	82	369	314	423
220...260	180	292							377	346	459
180...210	200	324							385	378	492
160...170	224	362							395	416	535
$T_2=500 \text{ Н}\cdot\text{м}, U=8$											
270...300	180	324	407	212	28	55	42	82	359	378	470
230...260	200	359							367	401	507
190...220	224	402							376	444	550
160...180	250	448							387	490	599

Для сравнительной оценки компактности полученных 3D-моделей редукторов удобно использовать показатель суммы габаритных размеров S (определяется сложением высоты H , длины L и ширины B).

На рис. 4 данные этого показателя представлены в виде диаграммы для каждого 16-ти полученных типоразмеров редукторов (с указанием межосевого расстояния вдоль оси X для каждого типоразмера).

5. Обсуждение метода исследования и результатов

Скорость перестроения параметрической 3D-модели редуктора после введения исходных данных составляет 15...30 с (зависит от производительности компьютера), с учетом того, что программный комплекс выполняет все необходимые проектные и проверочные расчеты деталей редуктора. Следовательно,

перестроение 3D-моделей редукторов в диапазоне от 160 до 300 HB с интервалом в 10 единиц для каждой из четырех подгрупп (всего – 60 перестроений модели) производится за 15...30 мин.

Быстродействие и удобство работы с программным комплексом позволяет безошибочно и в короткий срок получать данные о геометрических параметрах отдельных деталей и всего изделия в целом. Отметим, что у получаемых 3D-моделей редуктора можно визуализировать размеры всех его элементов, если это потребуется, для более детального анализа поведения объекта, происходящих при изменении исходных данных.

Проведем анализ полученных результатов. Геометрические параметры корпуса редуктора тесно связаны с размерами входящих в него деталей [14, 15].

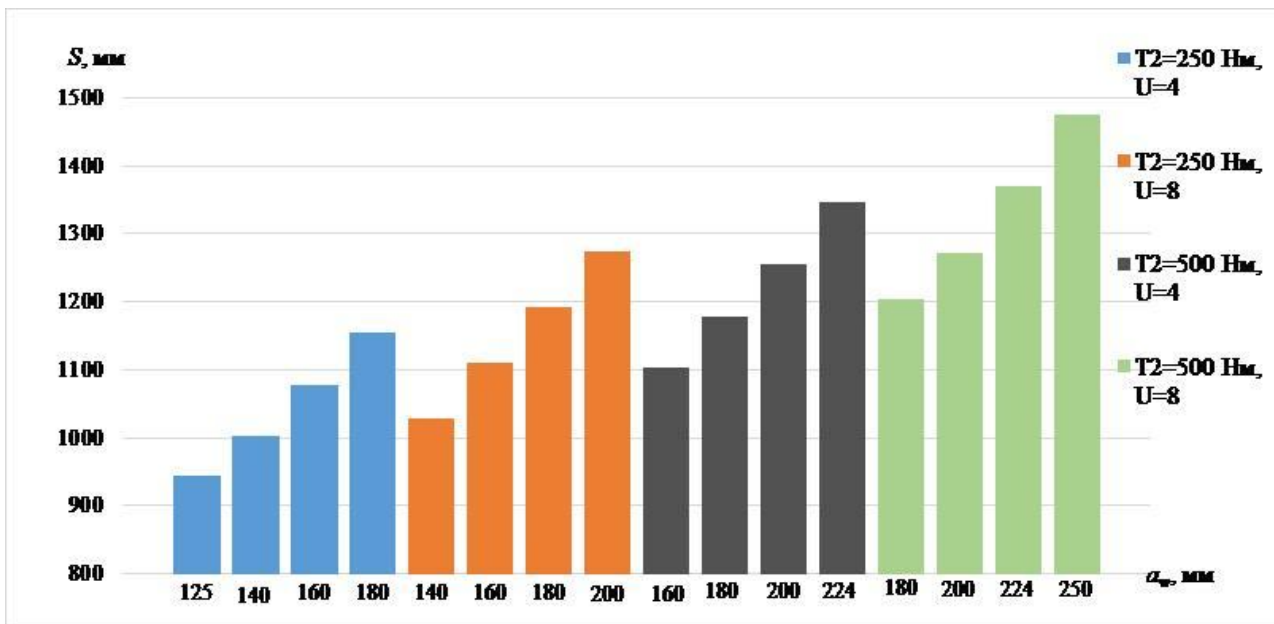


Рис. 4. Диаграмма зависимости суммы габаритных размеров S от межосевых расстояний для исследуемых подгрупп редукторов

Длина редуктора L , главным образом, определяется размерами: шириной венца зубчатой пары, шириной фланца корпуса, длинами входных $l_{вх}$ и выходных $l_{вых}$ участков валов. Ширина фланца корпуса зависит от ширины подшипников качения 3 (рис. 2) и размера крышки подшипника 4 с находящейся в ней манжетой, а также от условия размещения стяжных болтов 5.

Высота редуктора H (рис. 2) изменяется, главным образом, при изменении диаметра зубчатого колеса d_{a2} .

Ширина редуктора B зависит от межосевого расстояния a_w , диаметра зубчатого колеса d_{a2} , диаметра подшипников быстроходного вала и ширины фланцев корпусных деталей.

Рассмотрим, как меняются геометрические параметры редуктора при изменении твердости материала зубчатой пары. При повышении твердости материалов зубчатого колеса, пропорционально повышаются допускаемые контактные напряжения и уменьшается расчетное межосевое расстояние [3]. Из рис. 3 видно, что увеличение твердости зубьев колеса на 140 HB (со 160 до 300 HB) приводит к уменьшению межосевого расстояния на 60...70 мм для всех типоразмеров редукторов.

Уменьшение межосевого расстояния вызывает пропорциональное уменьшение диа-

метра зубчатого колеса, причем тем больше, чем выше передаточное число (табл. 1). Так, для одного и того же передаваемого крутящего момента и изменении передаточного числа с $U=4$ до $U=8$ для одинаковых межосевых расстояний высота редуктора H , определяемая диаметром зубчатого колеса d_{a2} и не зависящая от размеров подшипников, увеличивается на 6...8%.

Рассмотрим причину изменения серий и типоразмеров подшипников качения для редукторов каждой подгруппы. Увеличение передаваемого крутящего момента T_2 на тихоходном валу с 250 до 500 Н·м при одинаковых передаточных числах вызывает увеличение диаметральных размеров обоих валов и, в частности, диаметра цапфы тихоходного вала с 50 до 60 мм и цапфы быстроходного вала с 35 до 40 мм. Линейные размеры цапф также увеличиваются в связи с изменением типоразмера подшипника на больший (табл. 1).

Для одного и того же передаваемого крутящего момента и изменении передаточного числа с $U=4$ до $U=8$ происходит уменьшение расчетного допускаемого крутящего момента на быстроходном валу практически в 2 раза, что ведет за собой уменьшение диаметров всех участков этого вала и, соответственно, замену подшипников на меньший типоразмер. Так, при увеличении передаточ-

ного числа для $T_2=250$ Н·м подшипник меняется с номера 407 на 406, а для $T_2=500$ Н·м - с номера 408 на 407. Изменение серии подшипника качения на тихоходном валу со средней на легкую обусловлено снижением частоты вращения тихоходного вала в 2 раза и подтверждено расчетом по динамической грузоподъемности при обеспечении одинакового ресурса (12500 ч).

Что касается ширины редуктора B , то при равных межосевых расстояниях ее более интенсивное увеличение происходит при увеличении передаточного числа в 2 раза (при неизменном крутящем моменте T_2), чем при двукратном увеличении крутящего момента (при неизменном передаточном числе). Этот факт объясняется существенным увеличением диаметра зубчатого колеса при одновременном незначительном уменьшении диаметра внутреннего кольца подшипника. При равных передаточных числах и межосевых расстояниях изменение ширины B происходит на величину увеличения диаметра наружного кольца подшипника быстроходного вала при его замене на больший типоразмер.

Полученные в результате исследования присоединительные размеры – длины и линейные размеры входных и выходных участков обоих валов (табл. 1) – соответствуют присоединительным размерам отверстий стандартных муфт для передаваемых моментов 250 и 500 Н·м.

При анализе показателя компактности S на диаграмме (рис. 4) можно видеть, что при изменении межосевых расстояний по край-

ним значениям показатель компактности S меняется на величину:

- у первой подгруппы на 22,1 %;
- у второй подгруппы на 23,8 %;
- у третьей подгруппы на 22,0 %;
- у четвертой подгруппы на 22,6 %.

6. Заключение

Созданный программный комплекс с использованием программ *Mathcad*>> *Microsoft Excel*>> *Autodesk Inventor* позволяет создавать параметрические 3D-модели, управляемые расчетами. Результатом параметризации является практически моментальное переключение 3D-модели редуктора при варьировании параметров исходных данных. Применение метода актуально на ранних этапах проектирования для анализа изменений геометрических параметров редуктора и визуализации его трехмерной модели при различных комбинациях исходных данных.

Рассмотренный метод, в частности, был применен при проведении исследования влияния твердости материалов зубчатой пары на основные геометрические параметры редуктора.

В общем случае можно утверждать, что для четырех исследуемых подгрупп редукторов в диапазоне передаваемых крутящих моментов от 250 до 500 Н·м и изменении передаточного числа от 4 до 8, повышение твердости зубчатой пары на 140 *HB* (со 160 до 300 *HB*) приводит к уменьшению:

- межосевого расстояния на 60...70 мм;
- габаритных размеров редуктора в среднем на 22,5 %.

Список литературы

1. Лагереv, И.А. Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации / И.А. Лагереv, Е.А. Шатунова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2016. - № 4. - С. 34-51. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>
2. Лагереv, И.А. Предпроектная оптими-

References

1. Lagerev I.A., Shatunova E.A. Design of turning hydraulic engines for manipulators of mobile machines on the basis of multicriterial optimization. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 4, pp. 34-51. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51> (In Russian)
2. Lagerev I.A. Pre-design optimization of the manipulation system with hydraulic drive

зация манипуляционной системы с гидравлическим приводом мобильной транспортно-технологической машины / И.А. Лагерева // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2017. - № 1. - С. 26-45.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-01-26-45>

3. Петракова, Е.А. О целесообразности выбора высоколегированных сталей для зубчатых пар в закрытых передачах / Е.А. Петракова, М.У. Ахмедов, М.А. Молоканов // Справочник. Инженерный журнал с приложением. - 2018. - №10. - С.18-28.

4. Randy, H.Sh. Parametric Modeling with Autodesk Inventor 2018 / Y.Sh. Randy. SDC Publications, 2017.

5. Петракова, Е.А. Параметрическое моделирование твердотельных конструкций в Autodesk Inventor / Е.А. Петракова, А.С. Власов, Д.Ю. Федоров // Справочник. Инженерный журнал с приложением. - 2017. - №12. - С.35-42.

6. Петракова, Е.А. Параметрическое моделирование деталей машин в Autodesk Inventor / Е.А. Петракова, В.А. Суматохин. - М.: Московский Политех, 2018. - 128 с.

7. Maxfield, B. Essential PTC Mathcad Prime 3.0: A Guide for New and Current Users. Elsevier, 2014. - 554 p.

8. Большаков, В.П. Твердотельное моделирование деталей в САД-системах: AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor, Creo / В.П. Большаков, А.Л. Бочков, Ю.Т. Лячек. - СПб: Питер, 2015. - 480 с.

9. Tickoo, S. Autodesk Inventor Professional 2018 for Designers / S. Tickoo. - CAD/CIM Technologies, 2017. - 1370 p.

10. Петракова, Е.А. Оптимизация инженерного труда при создании параметрических конструкций с интеграцией данных PTC Mathcad в Autodesk Inventor / Е.А. Петракова, В.А. Суматохин // Справочник. Инженерный журнал с приложением. - 2019. - №3. - С. 27-34.

11. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - М.: Высшая школа, 2000. - 447 с.

12. Гулия, Н. В. Детали машин / Н.В. Гулия, В.Г. Клоков, С.А. Юрков С.А. -

for mobile transport-technological machine. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 26-45. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-01-26-45> (In Russian)

3. Petrakova E.A., Ahmedov M.U., Molokanov M.A. About expediency of the choice of the high-alloyed steels for gear pairs in the closed transfers. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2018, No. 10, pp.18-28. (In Russian)

4. Randy H. Shih. Parametric Modeling with Autodesk Inventor 2018. SDC Publications, 2017.

5. Petrakova E.A., Vlasov A.S., Fedorov D.Yu. Parametric modeling of solid structures in Autodesk Inventor. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2017, No.12, pp.35-42. (In Russian)

6. Petrakova E.A., Sumatokhin V.A. *Parametricheskoe modelirovanie detaley mashin v Autodesk Inventor* [Parametric modeling of machine parts in Autodesk Inventor]. Moscow, Moskovskiy Politekh, 2018. 128 p. (In Russian)

7. Maxfield B. (Ed.) Essential PTC Mathcad Prime 3.0: A Guide for New and Current Users. Elsevier, 2014. 554 p.

8. Bolshakov V.P., Bochkov A.L., Lyachek Yu.T. *Tverdotelnoe modelirovanie detaley v SAD-sistemakh: AutoCAD, KOMPAS-3D, SolidWorks, Inventor, Creo* [Solid modeling of parts in CAD systems: AutoCAD, KOMPAS-3D, SolidWorks, Inventor, Creo]. Saint-Peterburg, Piter, 2015. 480 p. (In Russian)

9. Tickoo S. Autodesk Inventor Professional 2018 for Designers. CAD/CIM Technologies, 2017. 1370 p.

10. Petrakova E.A., Sumatokhin V.A. Optimization of engineering work in the creation of parametric structures with the integration of data PTC Mathcad in Autodesk Inventor. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2019, No.3, pp. 27-34. (In Russian)

11. Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovaniye uzlov i detaley mashin* [Designing units and parts of machines]. Moscow, Vysshaya shkola, 2000. 447 p. (In Russian)

12. Gulia N.V., Klokov V.G., Yurkov S.A.

СПб: Лань, 2013. - 416 с.

13. Петракова, Е.А. Детали машин и основы конструирования / Е.А. Петракова. - М.: МГИУ, 2012. - 197 с.

14. Ковчегин, Д.А. Детали машин. Учебный справочник к выполнению курсового проекта / Д.А. Ковчегин, Е.А. Петракова. - М.: МГИУ, 2007. - 128 с.

15. Карталис, Н.И. Особенности проектирования корпусных деталей типовых конструкций редукторов / Н.И. Карталис, В.А. Пронин В.А. - СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ. - 2013. - 46 с.

16. Петракова, Е.А. Создание параметрической зубчатой пары в Autodesk Inventor с использованием внешних данных / Е.А. Петракова // Справочник. Инженерный журнал с приложением. - 2017. - №5. - С.26-32.

† *Detali mashin* [Machine parts]. Saint-Petersburg, Lan, 2013. 416 p. (In Russian)

† 13. Petrakova E.A. *Detali mashin i osnovy konstruirovaniya* [Machine parts and basic engineering]. Moscow, MGIU, 2012. 197 p. (In Russian)

† 14. Kovchegin D.A., Petrakova E.A. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow: MGIU, 2007. 128 p. (In Russian)

† 15. Kartalis N.I., Pronin V.A. *Osobennosti proektirovaniya korpusnykh detaley tipovykh konstruktsiy reduktorov* [Features of the design of body parts of standard designs of gearboxes]. Saint-Petersburg, NIU ITMO; IHiBT, 2013. 46 p. (In Russian)

† 16. Petrakova E.A. Creating a parametric gear pair in Autodesk Inventor using external data. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2017, No.5, pp. 26-32. (In Russian)