

Нарваез Пинчао Хосамм Армандо

*Студент института авиации, наземного транспорта и энергетики
Казанский национально-исследовательский технический университет-
КАИ,*

E-mail: NarvaezPK@stud.kai.ru

Narvaez Pinchao Jhosamm Armando

*Student of the Institute of Aviation, Land Transport and Energy
KNITU - KAI named after A.N. Tupolev*

E-mail: NarvaezPK@stud.kai.ru

«Калибровка вала с коррекцией шпоночного ключа и опорой подшипника»

«Shaft calibration with keyway correction and bearing support»

Аннотация: В этой статье мы рассмотрим несколько шагов для получения надежного результата с целью автоматизации процесса расчетной памяти для проектов скважин. Этапы проектирования: диаграммы напряжений, анализ усталости и геометрии; коррекция разрывов; коррекция диаметра вала за счет ключа; и коррекция в связи с выбранным производителем корпусом подшипника. Таким образом, в целях соблюдения литературных норм и стандартов в статье ставится цель определить размеры трансмиссионных валов. В качестве справочного материала будут использованы результаты упражнений, решенных в книге «Машинный проект: интегрированный подход». Кроме того, проект оправдан тем, что он допускает несколько изменений для лучшего понимания, будь то дизайнер или студент. Программным обеспечением, используемым для автоматизации процессов и получения результатов, будет PTC Enterprise Mathcad Prime 5.0. В конце статьи, наряду с результатами и заключением, приводятся примеры задач проектирования, решаемых программой, с их пояснениями и сравнениями с результатами, полученными в книге Нортон.

Ключевые слова: автоматизация, определение размеров осей, проектирование станков.

Abstract: In this article, we will look at several steps to obtain a reliable result in order to automate the calculation memory process for well designs. The design steps are: stress diagrams, fatigue and geometry analysis; fracture correction; shaft diameter correction due to the wrench; and correction due to the manufacturer's chosen bearing housing. Thus, in order to comply with the literature norms and standards, the article aims to determine the dimensions of transmission Shaft. As a reference, the results of the exercises solved in the book "Machine Design: An Integrated Approach" will be used. In addition, the project is justified by the fact that it allows for a few changes for a

better understanding, whether by a designer or a student. The software used to automate processes and produce results will be PTC Enterprise Mathcad Prime 5.0. At the end of the article, along with the results and conclusion, examples of design problems solved by the program are given, with their explanations and comparisons with the results obtained in Norton's book.

Keywords: automation, axis dimensioning, machine tool design.

1. ВВЕДЕНИЕ

Нортон (2013) утверждает, что приводные валы являются чрезвычайно важными компонентами практически в каждой части вращающегося механизма, поскольку они передают вращение и крутящий момент из одного места в другое. Таким образом, проектировщик машинного оборудования всегда находится в контакте с трудной задачей определения размеров осей.

Ниманн (1971) по-прежнему определяет валы как используемые только для поддержки частей машин, неподвижных, движущихся или колеблющихся, и утверждает, что валы бывают крутильными, или крутильными, и изгибающимися.

Фундаментальными кинематическими конструкциями нашей механической вселенной являются колесо и ось. Важной частью этого вращательного шарнира является вал, так как он является хорошим примером квазистатического и динамично нагруженного тела. [1].

Исходя из этих предположений, статья состоит из построения программы, способной дать значение оси с помощью заранее установленной информации, которая представляет различные изгибы и скручивания из-за крутящего момента.

Как утверждает Хиббелер (2010) о производительности осей и их запросах:

В результате они часто подвергаются циклическим или усталостным напряжениям, вызванным комбинированными изгибающими и крутящими нагрузками, которые они должны передавать или должны выдерживать. В дополнение к этим нагрузкам на валу могут существовать концентрации напряжений из-за шпонок, муфт и резких переходов в области его поперечного сечения. Поэтому, чтобы правильно спроектировать вал, необходимо учесть все эти эффекты.

Анализируя предыдущий пункт, возникает необходимость внести коррективы в постановку размеров оси. Для этого расчета значения, найденные в первом моменте, которые являются переменной и средней составляющими изгибающего момента и крутящего момента, будут использоваться для внесения необходимых поправок. Затем вал пройдет два этапа коррекции: прочный (усталостный) и геометрический.

На этом этапе анализ будет выполняться с помощью *Excel*, чтобы свести к минимуму ошибки в найденном диаметре. После этого скорректированное значение будет округлено в соответствии с соответствием изготовления.

После этого программа скорректирует найденный диаметр, чтобы его можно было использовать с ключами и опорой подшипника. Тип шпоночного паза, установленный в программе, параллелен оси. Кроме того, если в валу есть разрыв, он будет пересчитан из-за концентраций напряжений, возникающих при создании фрезерованного седла в корпусе вала.

Затем пересчитайте диаметр, если вал соединен с одним или несколькими подшипниками, оба из которых являются опорой подшипника качения.

Все рассчитанные оси будут проверены на соответствие коэффициенту запаса, который будет установлен пользователем.

По словам авторов, Феррейра; Campos and Dias (2017) об использовании программного обеспечения в студенческой среде:

Существует вероятность того, что использование этого технологического ресурса будет способствовать индивидуализированному обучению, так как он делает только то, что ему говорят, ограничивая себя возможностями пользователя. Это позволяет учителю иметь четкое представление о том, в чем заключается ограничение его ученика, и, таким образом, иметь возможность помочь ему более точным образом. Не говоря уже о том, что студент получает автономию, когда дело доходит до выполнения своей работы. Помимо индивидуализированного обучения, компьютеризированные классы также способствуют групповому обучению, поскольку среда становится более динамичной, мероприятия проводятся с меньшим навязыванием, учащиеся теряют страх совершить ошибку, помогают себе в выполнении заданий, и все это благоприятствует новой социализации.

Исходя из этих наблюдений, актуальность статьи заключается в том, чтобы иметь возможность помочь в классе, например, по предметам «Механика твердого тела», «Элементы машин» и «Проектирование машин», поскольку сам класс становится более наглядным. Таким образом, поскольку эти дисциплины требуют большого количества вычислений и в конечном итоге утомляют, *программное обеспечение* поможет в динамике класса, как упоминалось в предыдущем абзаце.

Он также может быть использован в качестве инструмента для проектирования реальных осей, поскольку используемая методология расчета не является чисто теоретической, в ней используется метод ASME.

Pinheiro *et al.* (2014) утверждают, что из-за большого количества уравнений и взаимосвязи факторов между расчетами использование программного обеспечения для расчетов имеет фундаментальное значение для оптимизации

времени проектирования. Кроме того, с помощью этого *программного обеспечения* они также обеспечивают более быстрое сравнение, если необходимо изменить какие-либо параметры для нужной оси. Короче говоря, программа направлена на облегчение и оптимизацию времени проектирования осей в различных приложениях.

В настоящее время многие программы могут быть использованы для помощи на этапах определения размера. Например, можно получить диаграммы изгибающих моментов из *программного обеспечения FTOOL*, в то время как расчетные процедуры могут быть созданы с помощью такого *программного обеспечения*, как *MATHCAD*. [2].

Таким образом, основная цель статьи заключается в том, чтобы создать программу, которая выступает в качестве расчетной процедуры в Mathcad для проектирования осей.

Конкретными целями являются: получение диаметра вала с коэффициентами запаса прочности до усталости.

Усталость – это изменение структуры механического элемента, которое происходит локализованным, прогрессивным и постоянным образом. Он возникает, когда элементы подвергаются переменным напряжениям, вызванным динамическими нагрузками. [3].

а) Скорректируйте диаметр вала на геометрический коэффициент.

По мнению Коллинза (2006), возможные неисправности, которые может иметь вал силовой передачи: усталость; выход из строя из-за силовой упругой деформации; и выход из строя из-за износа.

б) Исправьте предыдущий диаметр, если на оси есть разрыв.

Согласно Нортону (2013), в некоторых случаях проектирование оси может быть выполнено без вариаций ее сечения, но чаще всего для этого нужны плечи или ступеньки. Это связано с тем, что в различных размерах вал должен быть адаптирован для неподвижных элементов, таких как корпуса подшипников, которые будут обсуждаться здесь в разработанной программе.

Таким образом, если проектируемая ось должна иметь более одного диаметра, программа выполнит необходимую коррекцию, показав значения двух размеров оси.

в) Получить скорректированный диаметр путем создания канавки с помощью параллельного ключа на валу, если таковой имеется, с допустимыми коэффициентами запаса прочности: сдвигом и дроблением.

Согласно Ювиналлу и Маршку (2008), шплинт является одним из наиболее распространенных соединений между валом и ступицей привода.

Ювиналл и Маршек (2008) также утверждают, что когда диаметр вала рассчитывается на основе сопротивления, шпоночный паз должен быть включен в расчеты, поскольку при этом шпоночном пазе также создается концентрация напряжений.

Нортон (2013) говорит о типе шпоночного паза, который будет использоваться для определения размеров, что параллельные шпоночные пазы имеют свои конкретные размеры поперечного сечения и глубины посадочных мест, или канавок, стандартизированные ANSI и ISO.

г) Получить скорректированный диаметр для соединения с опорой подшипника качения: сферической или цилиндрической.

Согласно Нортону (2013), опора подшипника качения может использоваться для обеспечения низкого трения. Обычно они выбираются из каталогов производителей для размещения нагрузок, связанных с данным проектом. Кроме того, эти *soportes de cojinetes pueden soportar cargas radiales, axiales o incluso una combinación de ambas, según el diseño.*

Основное внимание в *разработанном программном обеспечении* будет уделяться конструкциям валов и, следовательно, в конструкциях опор подшипников не будет глубины, которая будет использоваться только в качестве поправочных коэффициентов для диаметров валов.

е) Предоставьте фактические значения диаметра (диаметров) вала и их характеристики по запросу.

2. МАТЕРИАЛ И МЕТОД

В качестве основного материала будет использована работа Нортон *«Проектирование машин: интегрированный подход»*, 4-е изд., 2013 г. Эта работа была выбрана потому, что она предлагает простую для понимания логическую последовательность выполнения расчетов. С помощью этого материала и сценариев, подготовленных в ходе курса по *Machine Elements*, для расчетов будет использоваться программное обеспечение *MathCad Prime 5.0* компании PTC Enterprise. Такое *программное обеспечение* имеет логику программирования, эквивалентную языку C.

Рассматриваемое программное обеспечение будет иметь помощь *Excel* для формирования графиков, с данными, полученными в работе Norton, для внесения необходимых корректировок для добавления более эффективных данных в проект. Для сравнения значений будет использоваться веб-сайт *Wolfram Alpha* (сайт, предназначенный для представления математических решений, от простых

полиномов до сложных интегрирований), поскольку на нем представлены те же ответы, что и в работе, процитированной в предыдущем абзаце.

Программа, разработанная для определения размеров осей, будет отформатирована **if**, **else** и **for**. для программирования. Это обеспечивает более точные и быстрые результаты, а также автоматизацию расчетов при необходимости изменения коэффициента.

Оператор **if-else** является одним из операторов управления потоком в языке С. Он позволяет указать обстоятельства, при которых данный оператор или набор операторов должны быть выполнены.[4].

Дамас (2007) также объясняет, что такая инструкция функционирует как «истина или ложь». Если условие **set (if)** истинно, он выполняет первый оператор, а если он ложный, он выполняет второй (**else**).

Оператор **for** (или цикл **for**, как его обычно называют) особенно подходит для ситуаций, когда количество итераций известно априори.[4].

Таким образом, как объясняет Дамас (2007), оператор **for** является итеративным методом, используемым, когда вы знаете, сколько раз или даже когда вам нужно итерировать данное значение, чтобы прийти к допустимому значению.

Таким образом, программа позволит автоматизировать расчеты по определению размеров осей, даже при определенных условиях для определенных уравнений.

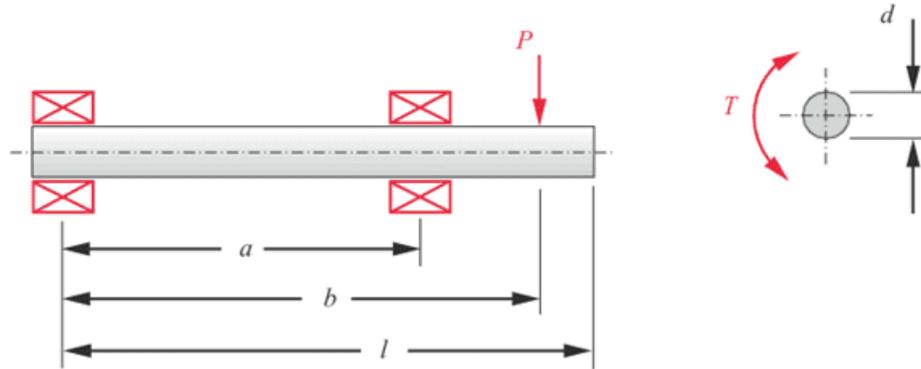
3. РЕЗУЛЬТАТЫ

Результаты будут представлены следующим образом: во-первых, упражнения из книги *Machine Design: An Integrated Approach* [5] с акцентом на входные данные. После каждой задачи результаты получают проектное программное обеспечение. Необходимые объяснения находят вместе с развитием результатов.

3.1 ПРОБЛЕМА ПРОЕКТА 1

В следующем упражнении показана конструкция равномерного наклонного вала с переменным крутящим моментом и нагрузкой, приложенной после его последней опорной опоры.

Рисунок 1 – Задача 1



Источник: Norton (2013).

Таблица 1 – Значения за год

Linha	l	a	b	P ou p	T_{min}	T_{max}
a	20	16	18	1000	0	2000
b	12	2	7	500	-100	600
c	14	4	12	750	-200	400
d	8	4	8	1000	0	2000
e	17	6	12	1500	-200	500
f	24	16	22	750	1000	2000

Источник: Norton (2013).

В таблице 1 приведены данные для разрешения упражнения. Зеленой линией обозначены ответы, которые будут использоваться для сравнения ответов в книге с ответами, полученными в рамках рассматриваемого проекта.

Рисунок 2 – Реакция на первое упражнение

10-1 ряд (a) $d = 1,188$ дюйма, предполагаемая обработка, надежность 99% и 37°C .

Выше, на рисунке 2, видно, что результат диаметра вала равен 1,188 дюйма.

Ниже приведено изображение главной страницы проекта, на которой пользователь должен сообщить значения данных, представленных в таблице 1. Можно заметить, что для облегчения понимания в программном обеспечении есть пояснения по его правильному использованию.

Рисунок 3 – Табличные данные для проекта

Минимальная и максимальная градация геометрии: $T_{min}:=0.1125\text{-in}$ $T_{max}:=2000\text{ фунт-сила-в}$

Приложенная точечная сила P(если есть): $P:=1000\text{ фунтов силы}$

Приложенная точечная сила P2(если есть): $P2:=0\text{ фунт-сила}$

Приложенная распределенная нагрузка(если есть): $q_0:=\frac{N}{\text{ин}}$

Расстояние между подшипниками: $11:=16\text{ дюймов}$

Расстояние от опорного подшипника (R1, слева) до приложенной точечной силы P: $12:=18\text{ дюймов}$

Расстояние от опорного подшипника (R1, слева) до начала приложенной распределенной нагрузки: $13:=0\text{ в}$

Расстояние от опорного подшипника (R1, слева) до конца приложенной распределенной нагрузки: $14:=0\text{ в}$

Расстояние от опорного подшипника (R1, слева) до приложенной точечной силы P2: $15:=0\text{ в}$

Общая длина вала: $L:=20\text{ дюймов}$

Коэффициент безопасности проекта: $Nf:=2$

Тип нагрузки, приложенной к валу ("точечная нагрузка после последней поддержки", "распределенная нагрузка линейно между supports", "промежуточная нагрузка между supports", "распределенная нагрузка и пунктуальный между supports", "нагрузка распределена между supports с пунктуальной нагрузкой после последнего поддержки", "точечная нагрузка между supports с точечной нагрузкой после последней поддержки"):

Тип: "пунктуальная нагрузка после последней поддержки"

Нулевые данные не мешают вычислениям, так как, как только программа автоматизирована, *программное обеспечение* понимает, что это значения, которые не являются необходимыми для решения данной задачи (точка нагрузки после последнего носителя). В дополнение к этим данным, для разрешения упражнения важны и другие: усталость. На рисунке 4 показаны эти значения (выделены желтым цветом), которые, в свою очередь, также могут быть отредактированы пользователем.

Рисунок 4 – Данные об усталости

Информация для усталости вала

Загрузка ("изгиб" или "нормальный"): $\text{carr}:=\text{"изгиб"}$

Температура (до "550°C"): $T:=37\text{ °C}$

Поверхность ("шлифованная", "обработанная", "горячекатаная" или "кованая"): $\text{sur}:=\text{"обработанный"}$

Надежность (от "50%" до "99.9999%"): $R:=99\%$

Размер: при условии, что значение диаметра составляет от 8 до 250 мм.

$\text{Ctam}(d):=0.869\text{ d}^{-0.097}$

Тип элемента, который будет соединен ("цилиндрический роликовый подшипник" или "шариковый подшипник"):

Наклон $\text{adm}:=\text{"шариковый подшипник"}$

Последняя часть информации «опора шарикового подшипника» в данном примере не пригодится, так как в упражнении спрашивался только диаметр по отношению к усталостной нагрузке, а не корректировка с допустимым прогибом (поправка по отношению к геометрии). Особое замечание относительно информации о размерах, помимо того, что она не может быть изменена,

заключается в том, что программа была разработана для определения размеров валов диаметром до 250 мм.

Кроме того, для автоматизированных расчетов решающее значение имеют еще две части информации: материал и его спецификация. Что касается последнего, то существует список спецификаций *программного обеспечения*, полностью извлеченный из Приложения А книги Нортон (2013 г.), над которой он работает. Оба используются для получения с большей точностью значений максимальной прочности на разрыв (S_{ut}) и предела текучести при растяжении (S_y). Исходя из этих значений, размер оси будет определен в соответствии с методом ASME.

Рисунок 5 – Материал и спецификация

Материал вала ("сталь", "железо", "алюминий" и "медь"): Материал:="сталь"

Спецификация материала вала: спецификация: = "SAE 1050 нормализовано при 1650°F"

Таким образом, конструкция вала завершена для определения размеров. В результате были получены:

Рисунок 6 – Результат, полученный из примера 1

$$d_{fadiga} = 30.2mm \quad d_{fadiga} = 1.188in$$

Можно отметить, что полученный результат (рисунок 6) был равен ответу Нортон, показанному на рисунке 2. Таким образом, автоматизация процесса определения размеров вала в данном случае была успешной.

Как упоминалось в пункте 1, представленный здесь проект также направлен на помощь в академической сфере. Отдавая должное этой части, он представляет реакции в подшипниках, диаграммы напряжения сдвига и внутреннего изгибающего момента, поведение вала при переменной нагрузке, переменные и средние составляющие внутреннего изгибающего момента, а также значения переменных и средних составляющих крутящего момента. На рисунке 7 представлены результаты реакций в опорах и диаграммы внутренних усилий сравнительного упражнения I.

Рисунок 7 – Реакции и диаграммы

$$R_2 = (5.004 \cdot 10^3)N \quad R_2 = (1.125 \cdot 10^3)lbf \quad R_1 = -556.028N \quad R_1 = -125lbf$$

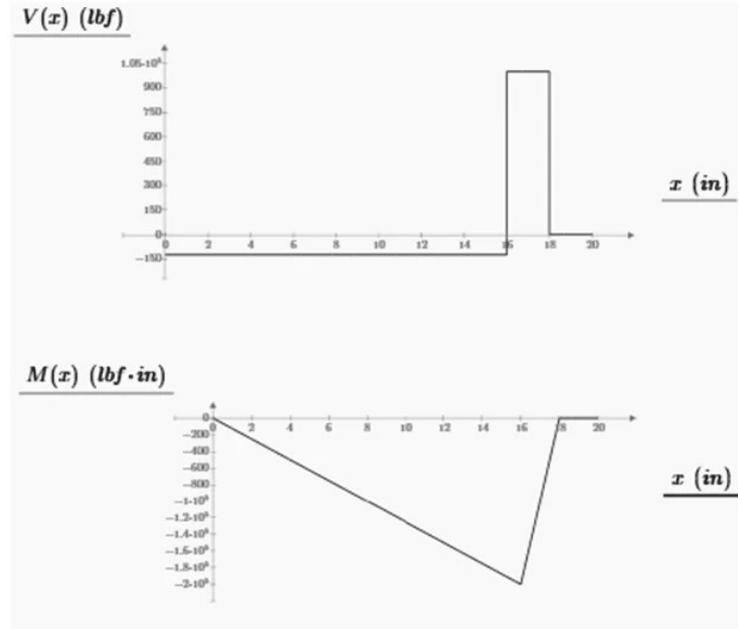
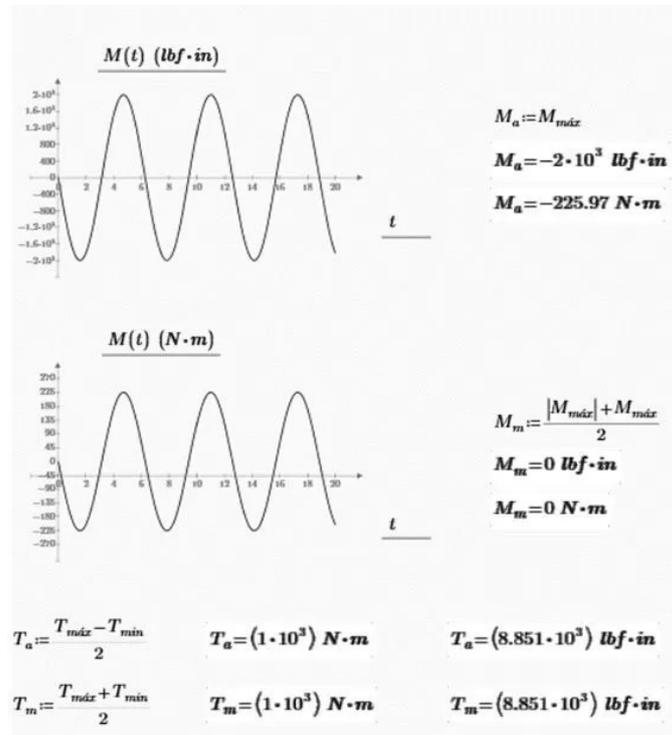


Рисунок 8 – Чередующиеся и средние моменты и пары



В проекте также представлены идеальные опоры подшипников для этого вала, будь то самоустанавливающиеся ролики или радиальные шарикоподшипники. Однако в этом сравнительном примере требуется только определение размеров оси по отношению к усталости. В следующем примере рассматривается конструкция корпуса подшипника.

В этом примере программное обеспечение было фактически автоматизировано в своих вычислениях, вызвав ответ, идентичный тому, который можно найти в работе Нортон (2013) «Машинный проект: интегрированный подход».

3.2 ПРОБЛЕМА ПРОЕКТА 2

Эта проблема является продолжением предыдущей, в которой теперь требуется выбор корпуса радиального шарикоподшипника. Формулировка упражнения выглядит следующим образом:

Рисунок 9 – Задача 2

11-1 ось, показанная на рисунке P11-1, была разработана в задаче 10-1. Для (ов) приведены в отмеченной строке(строках) таблицы P11-1 и для соответствующего диаметра.- зуб вала найден в задаче 10-1, дизайн удобных подшипников для су- перенос нагрузки не менее 7E7 циклов при 1500 об / мин. Запишите все гипотезы. Использование шариковых подшипников с глубокими канавками с частотой отказов 10%.

В ответе Norton (2013) на рассматриваемую проблему проектирования представлены два различных корпуса подшипников. Однако для соответствия программное обеспечение выберет только один, который будет кронштейном подшипника, который будет нести наибольшую нагрузку. В этой задаче наибольшему напряжению подвергается опора подшипника, которая находится под действием реакции 2 (R2), как видно на рисунке 7 из-за более высокого значения реакции. На рисунке 10 показан ответ на Задачу 2 (выделен зеленым цветом).

Рисунок 10 – Реакция на второе упражнение

11-1 #6300 на крайнем конце 1,4e9 жизненных циклов Li в подшипнике левый и подшипник # 6306 на левом конце 8, 8e7 циклов L1o жизнь в правом подшипнике.

Чтобы автоматизировать проект, необходимо включить в него следующую информацию, показанную на рисунке 1:

Рисунок 11 – Данные о проблеме корпуса подшипника

Хромать

Срок службы подшипников в часах или в 1 циклы (записать значение в один и оставить другой равен 0):

$L_{10h} = 0 \text{ hr}$

Циклы: $= 7 \cdot 10^7$

Вращение вала В об / мин:

$n_t = 1500 \text{ об / мин}$

Тип подшипника ("самоустанавливающийся ролик "или"шариковый"):

Подшипник: = "жесткий шар"

Программное обеспечение поддерживает ввод в часах и количество циклов в течение срока службы подшипниковой опоры, таким образом можно выполнять проекты, которые имеют те или иные данные. Был получен следующий ответ:

Рисунок 10 – Результат работы корпуса шарикоподшипника, полученный из примера 2

$$d_{esferas} = 35mm \quad d_{esferas} = 1.378in \quad Modelo_{SKF} = "6407"$$

Обратите внимание, что ответ был не таким же и что значение диаметра вала отличается. Причинами таких различий являются пригодность и безопасность. Корпуса подшипников в каталоге производителя SKF имеют определённые диаметры для каждой нагрузки, будь то динамическая или статическая. Поэтому в программе было необходимо автоматизированное округление для учета имеющихся типов опор подшипников. И, для безопасности, округление проводилось следующим образом: примерно через каждые 5 мм. Если взять это упражнение в качестве примера, то значение диаметра составило 30,2 мм, поэтому его округленное значение составляет 35 мм.

Таким образом, полученный результат был иным, так как результат Norton (2013) не имеет такого типа округления. Тем не менее, ответ можно считать надежным, так как была представлена опора подшипника, эквивалентная новому диаметру, больше и прочнее минимально необходимого для усталости размера.

Для проектирования *программное обеспечение* также включает в себя эквивалентную опцию в виде сферического корпуса роликового подшипника. При переходе с «жестких шариковых роликов» на «самоустанавливающиеся ролики», как показано на Иллюстрации 9, в программе отображается корпус подшипника из соответствующего каталога SKF.

Рисунок 12 – Результат работы опоры роликового подшипника, полученный из примера 2

$$d_{rolos} = 40mm \quad d_{rolos} = 1.575in \quad Modelo_{SKF} = "21308CC"$$

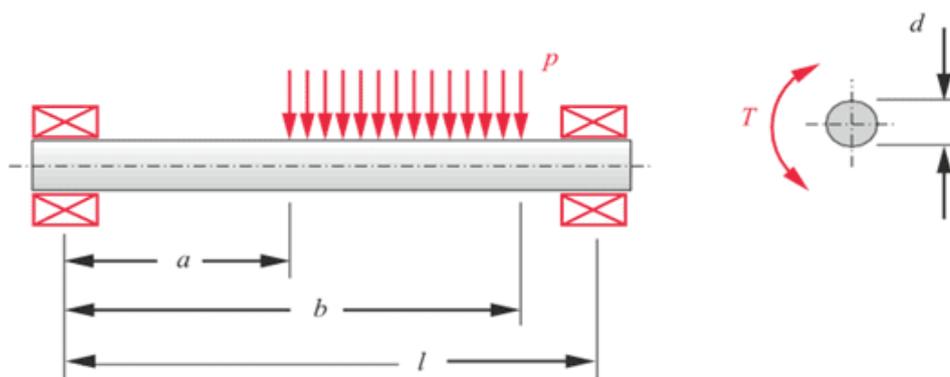
Этот вариант не встречается в ответах Norton (2013), поэтому можно провести сравнение. Тем не менее, спецификации обоих каталогов были использованы для расчетов автоматизированным способом. Ответ варьировался и

в размерах вала в этой конфигурации, поскольку типы держателей подшипников имеют разные категории и формулы, чтобы использовать их для проекта.

3.3 ПРОБЛЕМА ПРОЕКТА 3

Следующее упражнение представляет собой задачу проектирования, в которой шахта с простой опорой подвергается линейно распределенной нагрузке между своими опорами.

Figura 13 – Problema 3



Источник: Norton (2013).

Таблица, приведенная в утверждении, аналогична таблице 1, использованной в первом примере. Ответ, найденный в брошюре:

Рисунок 14 – Реакция на третье упражнение

10-2 ряд (а) $d = 48,6$ мм, предполагаемая обработка, надежность 99% и 30°C .

Источник: Norton (2013).

После изменения исходных данных, показанных на рисунке 3, а также смены единицы измерения с английской системы на международную систему, полученный результат был следующим:

Рисунок 15 – Результат, полученный из Примера 3

$$d_{f\text{adiga}} = 48.1\text{mm} \quad d_{f\text{adiga}} = 1.892\text{in}$$

Можно отметить, что результат отличался от ответа Нортон (2013). Программа, разработанная для автоматизации подбора размеров осей, имеет

небольшую вариацию по отношению к реальной. В таблице 2 количественно представлены ошибки, рассчитанные при сравнении значений, полученных проектом, с значениями веб-сайта Wolfram Alpha, поскольку его результаты аналогичны тем, которые можно найти в книге *Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada* [5], использованной здесь в качестве основы.

Таблица 2 – Ожидаемые ошибки в проекте

Valores (U1,U2)	Projeto	Wolfram (real)	Erro
(570 ; 287)	9,535	9,999	4,64%
(80 ; 50)	5,084	5,24	2,98%
(10 ; 8)	2,629	2,668	1,46%
(5,569 ; 3,809)	2,116	2,14	1,12%
(4,5 ; 2,5)	1,92	1,939	0,98%
(3,805 ; 1,234)	1,722	1,737	0,86%
(2,654 ; 1,1)	1,56	1,57	0,64%
(2,589 ; 3,57)	1,837	1,848	0,60%
(2,5 ; 2,5)	1,715	1,725	0,58%
(1 ; 2)	1,445	1,448	0,21%
(1,487 ; 0,163)	1,188	1,188	0,00%
(0,85 ; 0,25)	1,037	1,033	-0,39%

Значения, названные U1 и U2, являются значениями единиц, названных в программе для расчета диаметра вала. Обратите внимание, что чем выше значения этих единиц, тем выше прогнозируемая ошибка. Поскольку рассматриваемый проект рассчитывает шахту до 10 дюймов или 250 мм, самая большая ошибка обнаружена в верхней части рамы (4,64%). Зеленым цветом обозначена причина, по которой пример 1 имеет тот же результат, что и реальный, имея эти точные значения U1 и U2, погрешность которых равна 0%. Диапазон ошибок в примере 3, представленный здесь, выделен желтым цветом. В проекте значение U1 было равно 3,235, а U2 равно 1,447, оба в кубических дюймах.

Таким образом, ошибка отклика в примере 3 составила приблизительно 1%, что эквивалентно 0,5 мм в данном упражнении. Эта ошибка не является катастрофической, поскольку, как показано в примере 2, диаметр вала будет округлен до следующей единицы, кратной 5, в целях адекватности и безопасности. То есть, как для ответа Norton (48,6 мм), значение которого является точным и не имеет корректировок, так и для результата программы (48,1 мм) значение будет 50 мм.

Однако при погрешности более 3% программа приспособится добавить еще 5 мм. Это связано с тем, что если посмотреть на значение, отмеченное фиолетовым цветом в таблице 2, то погрешность в конечном итоге составляет около 4 мм, но не более 0,5 мм, как видно в примере в предыдущем абзаце. А для

погрешностей больше 4% в красном диапазоне будет добавлено 12 мм, так как погрешности могут варьироваться до этого значения. В качестве примера ось, которая считается действительной в красном диапазоне, составляет около 10 дюймов (250 мм) с погрешностью 4,65%. Таким образом, автоматизированная программа приведет к уменьшению значения на 0,464 дюйма (11,8 мм). Если сложить значение 12 мм, то это значение будет ближе к реальному значению, а для других размеров, которые немного меньше, но с погрешностью все еще больше 4%, размеры будут больше, что повысит безопасность проекта.

Стоит помнить, что после суммы полученное значение будет округлено до следующего кратного 5. Итак, если использовать красную полосу в качестве примера, ось проекта составляла 9,535 дюйма, или 242,2 мм. Прибавляем еще 12 мм, получаем 254,2 мм и округляем, итоговый результат 260 мм. Последнее значение является максимальным значением диаметра, которое должно быть принято программой для корпуса подшипника. Если статическая или динамическая нагрузка требует большего диаметра для монтажа корпуса подшипника, программа выдаст сообщение «Используйте другой материал», так как максимальное значение составляет 260 мм

Таким образом, ось измеряется таким образом, чтобы адаптировать ее к академической и профессиональной области, которые работают по методу ASME для расчетов.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанный и представленный здесь проект направлен на оптимизацию процесса определения размеров осей с помощью *программного обеспечения*, выполняющего расчеты автоматизированным способом.

Было показано, что он эффективен при определении диаметра оси в отношении усталости и безопасности в пунктах 3.1. и 3.2. В пункте 3.3. Ошибки были представлены вместе с их исправлениями внутри программы.

В программе есть расчеты, которые представляют собой поправку этого первого диаметра по отношению к геометрическому коэффициенту. Это, в свою очередь, не было запрошено в примерах, проработанных в 3, имея примеры в работе «Проект по машиностроению». Примеры из этой книги не использовались, так как, поскольку расчеты и табличные значения, такие как напряжения пробоя, основаны на *Machine Project: An Integrated Approach* [5], результаты не будут одинаковыми.

Кроме того, в программу внесены необходимые исправления относительно наличия шпоночного паза и по отношению к несущей опоре, как показано в примере. 3.2. Здесь следует отметить, что максимальный предел конструкции вала составляет 250 мм.

Использование программного обеспечения *Mathcad Prime 5.0* позволило автоматизировать все процессы, упомянутые в предыдущих пунктах.

В итоге разработанная программа оказалась успешной для нескольких механических проектов, зависящих от ключевой детали. Как утверждает Нортон (2013), все машины, работающие с вращательными механизмами, имеют этот компонент для своей работы. Эта деталь имеет важное значение для технического обслуживания и развития бесчисленных единиц оборудования и машин по всему миру: ось.

Библиографический список

1. SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. Diseño de ingeniería mecánica. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.
2. PINHEIRO, V.; NOGUEIRA, L. M.; COSTA, A. L. M. Algoritmo para el análisis gráfico y el dimensionamiento de ejes de transmisión de potencia. 2014. 8f. Ponencia para el XIV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica e Industrial – FENEMI, Salvador, 2014.
3. SOUZA, E. D. D. Análisis del efecto de la tensión media en la resistencia a la fatiga del acero ASTM A743 CA6NM. 2011. 32f. Trabajo final – Universidad de Brasilia, Brasilia, 2011.
4. DAMAS, L. Idioma C. 10.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007. 410p.
5. NORTON, R. L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1056 p.
6. COLLINS, J. A. Diseño mecánico de elementos de máquinas: una perspectiva de prevención de fallos. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 740 p.
7. FERREIRA, S.E.; CAMPOS, F.O.; DIAS, A.O. Software en entornos educativos. 2017. 8f. Artigo do Depto. De Informática de la Universidad Estatal de Mato Grosso (UNEMAT) – Campus de Alto Araguaia, Mato Grosso, 2017.
8. HIBBELER, R.C. Resistencia de los materiales. 7. ed. São Paulo: Pearson, 2010. 641 p.