

ВВЕДЕНИЕ

Конструирование мехатронных систем является комплексной задачей, требующей от инженеров знаний в разных областях науки: теоретической механике, теории механизмов и машин, сопромата, деталей машин, электроники, электротехники, теории автоматического управления и др.

Процесс проектирования трудоёмок, при этом качество разрабатываемой технической системы определяется в первую очередь качеством проектирования.

Имитационное моделирование – метод, позволяющий строить модели, описывающие процессы так, как они проходили бы в действительности. Имитационное моделирование можно рассматривать как разновидность экспериментальных испытаний.

Имитационное моделирование часто используется в качестве замены экспериментов на реальных объектах, что связано с рядом преимуществ:

- По сравнению с реальными экспериментами, виртуальные требуют значительно меньших финансовых и временных затрат, поскольку моделирование значительно дешевле, чем создание реальных прототипов;
- Все аспекты виртуальных экспериментов повторяемы, что не может быть гарантировано для реальной системы, либо требует значительных затрат;
- Имитационные модели полностью управляемы. Таким образом, все входные переменные и параметры системы могут быть predetermined, что обычно не свойственно реальной системе;
- Имитационные модели полностью контролируются. Все выходные переменные и внутренние состояния известны, тогда как в реальной системе для измерения чего-либо необходим специальный датчик и др.

Целью курсового проекта является проведение упрощенного процесса проектирования кулисно-рычажного механизма убирающегося шасси самолета, начиная от структурного анализа, заканчивая подготовкой эскизной документации.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- Провести структурный анализ механизма схвата;
- Провести кинематический анализ механизма (выразить уравнения траектории точки и уравнения скорости точки);
- Провести имитационное моделирование абстрактной геометрии убирающегося шасси;
- Осуществить конструирование деталей кулисно-рычажного механизма;
- Разработать эскизные чертежи компонентов механизма.

1 Структурный анализ механизма

Процесс проектирования начинается с описания механического устройства. На рисунке 1.1 изображен плоский кулисно-рычажный механизм с шестью вращательными сочленениями и одним поступательным. Звено EDC представляет собой жесткую заделку. Кинематическая пара, образующая поступательное движение, представляет собой пневмоцилиндр, который приводит в движение звено 4, обеспечивая работоспособность механизма. Три кинематические пары представляют шарнирное соединение со стойкой (нулевое звено), еще три вращательные кинематические пары соединяют между собой подвижные звенья.

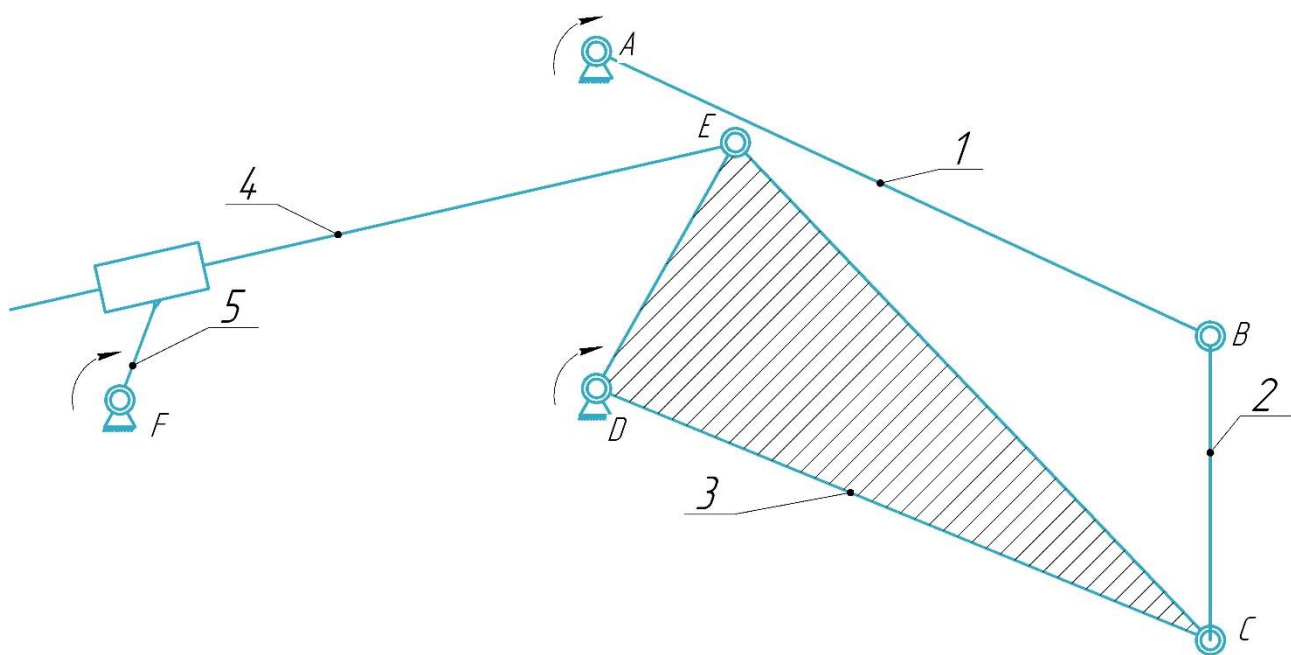


Рисунок 1.1 – Структурная схема кулисно-рычажного механизма

Задачей структурного анализа механизма является определение n – количества подвижных звеньев, P – количества кинематических пар, входящих в его состав, а также нахождение W – степени подвижности механизма. В задачу структурного анализа входит также последовательное разделение механизма на структурные группы [1].

Данная структурная декомпозиция механизма значительно упрощает его геометрическое, кинематическое и динамическое исследование, поскольку структурные группы, как правило, описываются независимыми системами уравнений небольшого порядка.

Распишем некоторые термины, которыми будем пользоваться при анализе.

Кинематическая пара – подвижное соединение двух звеньев. Кинематические пары передают нагрузку и движение и часто определяют

работоспособность и надежность механизма и машины в целом. Поэтому правильный выбор вида пары, ее формы и размеров, а также конструкционных материалов и условий смазывания имеет большое значение при проектировании и эксплуатации машин [2].

Класс кинематической пары определяется числом условий связи, которые эта пара накладывает на взаимное перемещение звеньев (1–5). Пары 3–5 класса называются низшими (звенья между собой контактируют по поверхности, например, вращательная пара – шарнир, поступательная пара – ползун).

Пары 1, 2 классов – высшие (звенья контактируют по линиям или в точках, например, цилиндр или шар на плоскости). Для плоских механизмов применяются только пары 5 и 4 классов.

Группа Ассура – это кинематическая цепь, которая будучи присоединенная к стойке или механизму обладает нулевой степенью подвижности.

Группа Ассура имеет класс и порядок. Класс группы Ассура, начиная с 3-го, определяется числом кинематических пар на внутреннем контуре группы. Порядок группы Ассура определяется числом свободных внешних кинематических пар, которыми группа может присоединяться к стойке или механизму.

Проведем структурный анализ кулисно-рычажного механизма опускающегося шасси

1 обозначим звенья и кинематические пары, начиная с ведущего звена. Результат представлен на рисунке 1.1;

2 по формуле Чебышева определим степен подвижности механизма:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4, \quad (1.1)$$

где n – количество подвижных звеньев, P_5 – количество кинематических пар 5-ого класса, P_4 – количество кинематических пар 4-ого класса;

Для данного механизма $n = 5$, $P_5 = 7$, $P_4 = 0$, тогда

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1, \quad (1.2)$$

3 разобьем механизм на группы Ассура, начиная с наиболее удаленной от группы начальных звеньев таким образом, чтобы оставшаяся часть механизма сохраняла работоспособность;

4 отдельно изобразим каждую группу Ассура, определим класс и порядок группы (если имеется);

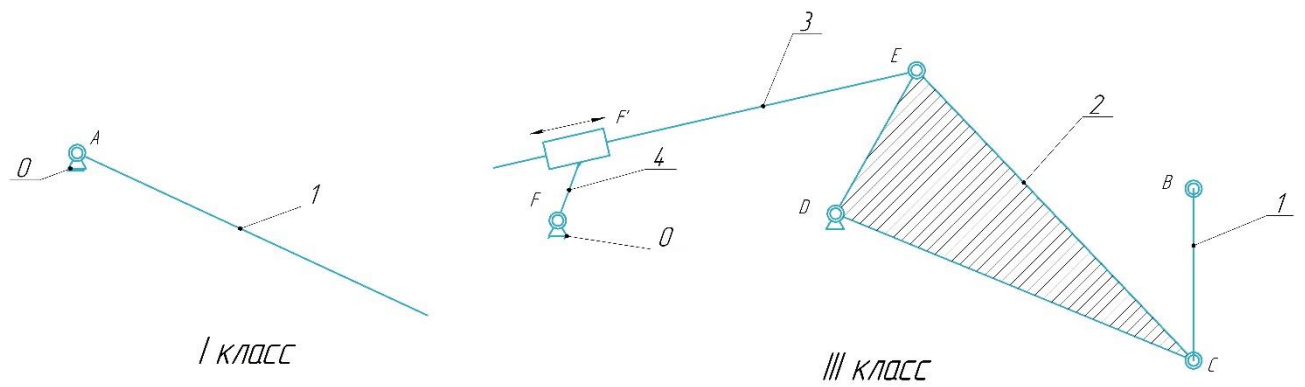


Рисунок 1.2 – Группы Ассура

Легко убедиться, что структурная группа имеет ноль степеней свободы:

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0, \quad (1.3)$$

5 запишем структурную формулу строения механизма:

$$I(0,1) \rightarrow III(0,1,2,3,4);$$

6 по структурной формуле по высшему классу определяем, что наш механизм является механизмом III класса.

2 Кинематический анализ механизма

Кинематические свойства проектируемого механизма определяются его геометро-кинематическими характеристиками, связывающими параметры движения на входе механизма и на выходе из него. Основные геометро-кинематические характеристики механизмов: функция положения, определяющая связь координат выходного и входного звеньев, и кинематическая передаточная функция, являющаяся первой производной от функции положения [1].

Аналитическое исследование плоских механизмов удобнее всего вести методом векторных контуров, подробно разработанным В. А. Зинovieвым [3]. Его целью является разбиение замкнутого контура и решение каждого контура в отдельности.

Перед построением векторного пространства разобьем кулисно-рычажный механизм на две части. Поскольку механизм обладает одной степенью свободы, определяющим параметром выберем длину звена FE, которая изменяется благодаря удлинению и втягиванию штока пневмоцилиндра. И благодаря разбиению составим аналитические уравнения, описывающие зависимость угла поворота звена ED от длины звена FE.

Рассмотрим сначала векторный треугольник FED, представленный на рисунке 2.1:

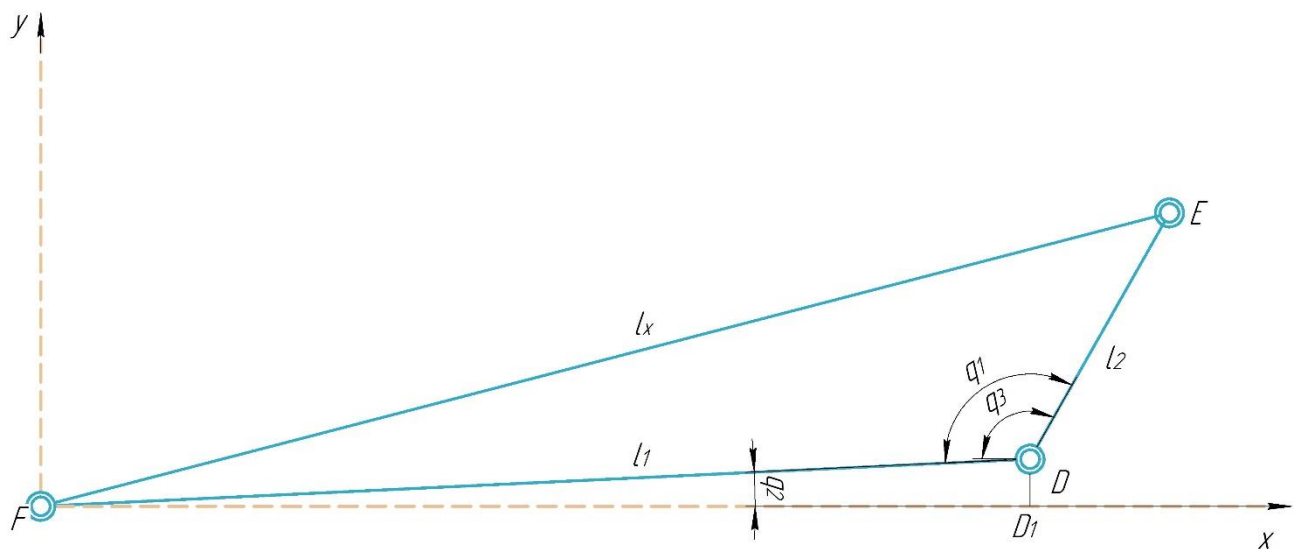


Рисунок 2.1 – Кинематический анализ первой части механизма

Три стороны треугольника определены однозначно: l_1 и l_2 определены конструктивной формой механизма, а параметр l_x представляет собой изменяющуюся длину звена FE. Для перехода ко второй части механизма необходимо определить угол q_3 , который определяет вращение звена DE, приводящего в движение вторую часть механизма относительно оси x.

С помощью теоремы косинусов найдем угол q_1 треугольника FED. Для него справедливо:

$$l_x^2 = l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2\cos(q_1), \quad (2.1)$$

откуда выразим значение угла FDE = q_1 :

$$q_1 = \arccos\left(\frac{l_1^2 + l_2^2 - l_x^2}{2l_1l_2}\right), \quad (2.2)$$

q_1 – угол, привязанный к стороне треугольника FD, которая конструктивно не совпадает с горизонтальной осью Oх, следовательно, необходимо учесть смещение стороны FD с помощью угла q_2 , который определяется как:

$$q_2 = \arccos\left(\frac{DD_1}{l_1}\right) \quad (2.3)$$

Тогда необходимый угол поворота звена ED относительно Oх будет равен:

$$q_3 = q_1 - q_2 \quad (2.4)$$

На рисунке 2.2 представлен график зависимости угла q_3 от изменения длины l_x :

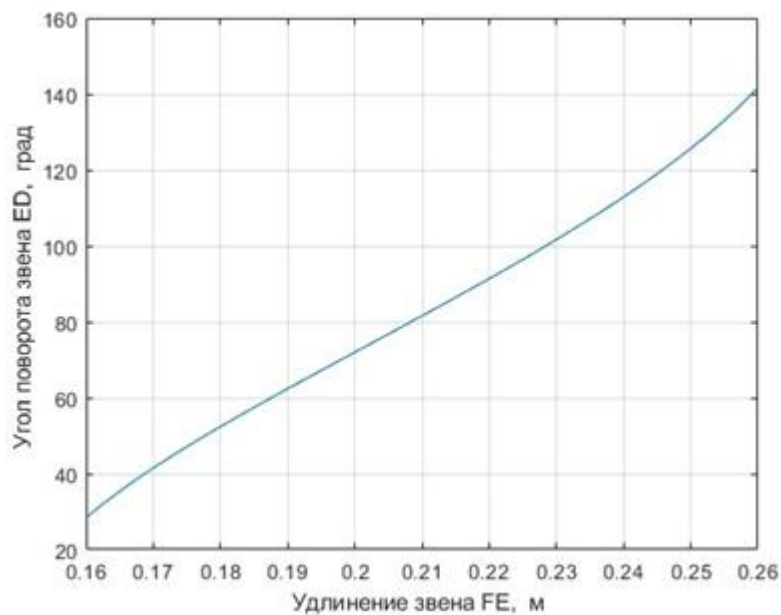


Рисунок 2.2 – График функции угла $q_3(l_x)$

Определившись с функциональной зависимостью угла q_3 от изменяемого параметра l_x , представим вторую часть кулисно-рычажного механизма в качестве замкнутого четырехугольника ABCD, изображенную на рисунке 2.3, и запишем векторную сумму для \overrightarrow{AC} :

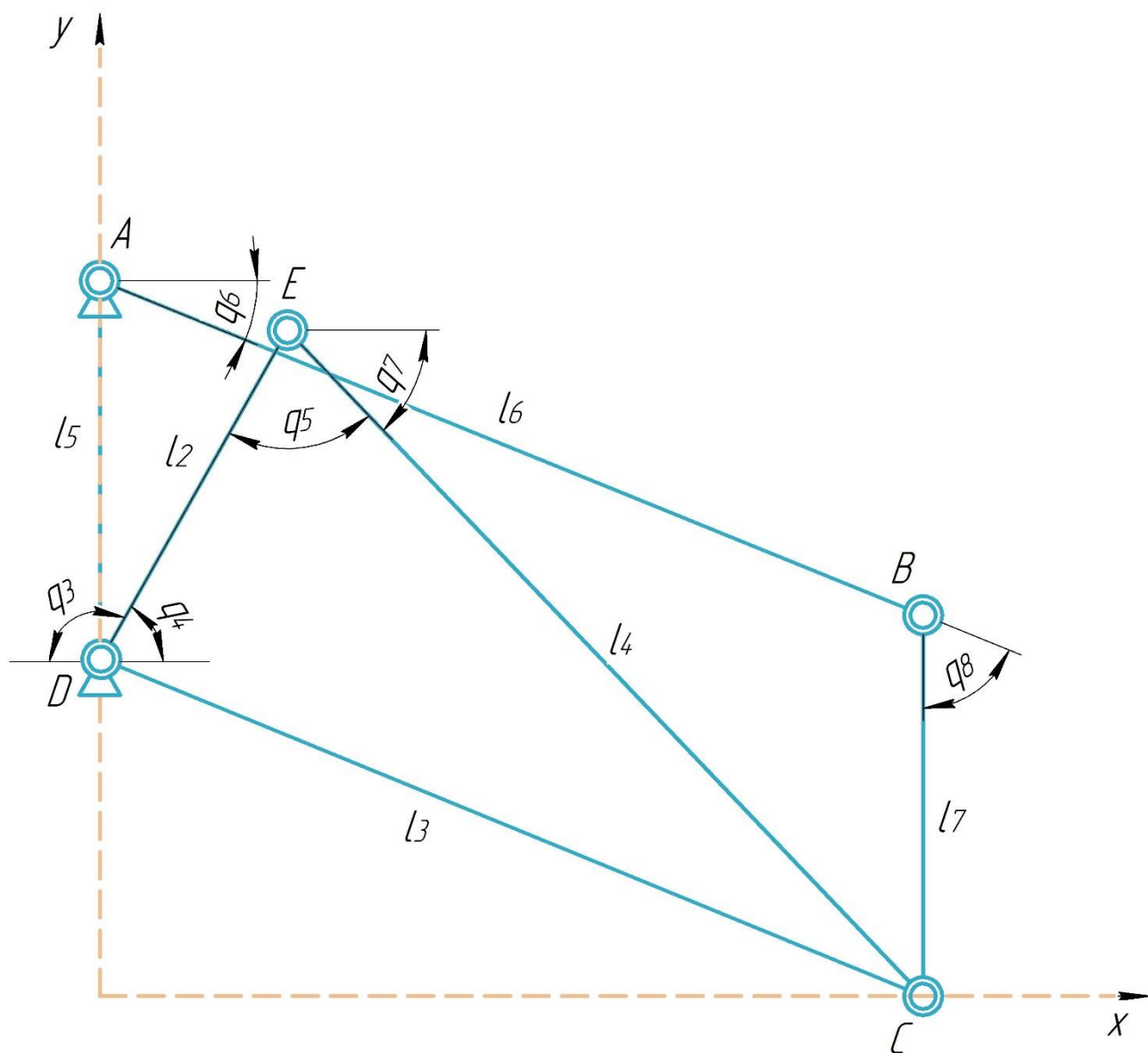


Рисунок 2.3 – Кинематический анализ второй части кулисно-рычажного механизма

$$\overrightarrow{AC} = \overrightarrow{AD} + \overrightarrow{DC} = \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} \quad (2.5)$$

В то же время присутствует еще один замкнутый векторный контур DEC, из которого можно выразить расстояние DC, представленное в (2.5):

$$\overrightarrow{AC} = \overrightarrow{AD} + \overrightarrow{DE} + \overrightarrow{EC} = \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} \quad (2.6)$$

Спроецируем (2.6) на оси Oх и Oy:

$$l_2 \cos(q_4) + l_4 \cos(q_7) = l_6 \cos(q_6) + l_7 \cos(q_6 + q_8), \quad (2.7)$$

$$l_5 + l_2 \sin(q_4) + l_4 \sin(q_7) = l_6 \sin(q_6) + l_7 \sin(q_6 + q_8) \quad (2.8)$$

Для определения траектории выберем уравнения для контура ADEC.

Траектория точки С:

$$\begin{bmatrix} x_C \\ y_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_2 \cos(q_4) + l_4 \cos(q_7) \\ l_5 + l_2 \sin(q_4) + l_4 \sin(q_7) \end{bmatrix}, \quad (2.9)$$

Из известного угла q_3 определим остальные неизвестные углы:

Выразим q_4 из q_3 :

$$q_4 = \pi - q_3, \quad (2.10)$$

Выразим q_7 из q_3 :

$$\pi = q_5 + q_7 + q_4, \quad (2.11)$$

Выражая q_4 из (2.10) и подставляя в (2.11), получаем уравнение:

$$q_7 = q_3 - q_5, \quad (2.12)$$

Угол q_5 известен, он определяется конфигурацией треугольника EDC.

Рассмотрим треугольник EDC и воспользуемся теоремой косинусов:

$$l_3^2 = l_2^2 + l_4^2 - 2l_2l_4\cos(q_5), \quad (2.13)$$

откуда выразим q_5 :

$$q_5 = \arccos\left(\frac{l_2^2 + l_4^2 - l_3^2}{2l_2l_4}\right), \quad (2.14)$$

Скорость точки С получим, продифференцировав (2.9)

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_E \\ \dot{y}_E \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -l_2 \dot{q}_4 \sin(q_4) - l_4 \dot{q}_7 \sin(q_7) \\ l_2 \dot{q}_4 \cos(q_4) + l_4 \dot{q}_7 \cos(q_7) \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} -l_2 \sin(q_4) - l_4 \sin(q_7) \\ l_2 \cos(q_4) + l_4 \cos(q_7) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_4 \\ \dot{q}_7 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Выразим скорости с помощью матрицы Якоби J:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_E \\ \dot{y}_E \end{bmatrix} = J \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_4 \\ \dot{q}_7 \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

Уравнения (2.9) описывают траекторию точки С во времени t . Вид траектории представлен на рисунке 2.4

Для расчета траектории точки С примем: $FE = l_x$, $FD = l_1$, $ED = l_2$, $DC = l_3$, EC

$= l_4, AD = l_5, AB = l_6, BC = l_7$ Длины звеньев представлены в таблице 2.1

Таблица 2.1 – Параметры кулисно-рычажного механизма

Параметр	Геометрическая сторона	Длина звена (мм)
l_x	FE	160-260
l_1	FD	210.24
l_2	ED	60
l_3	DC	140
l_4	EC	145
l_5	AD	60
l_6	AB	140
l_7	BC	60

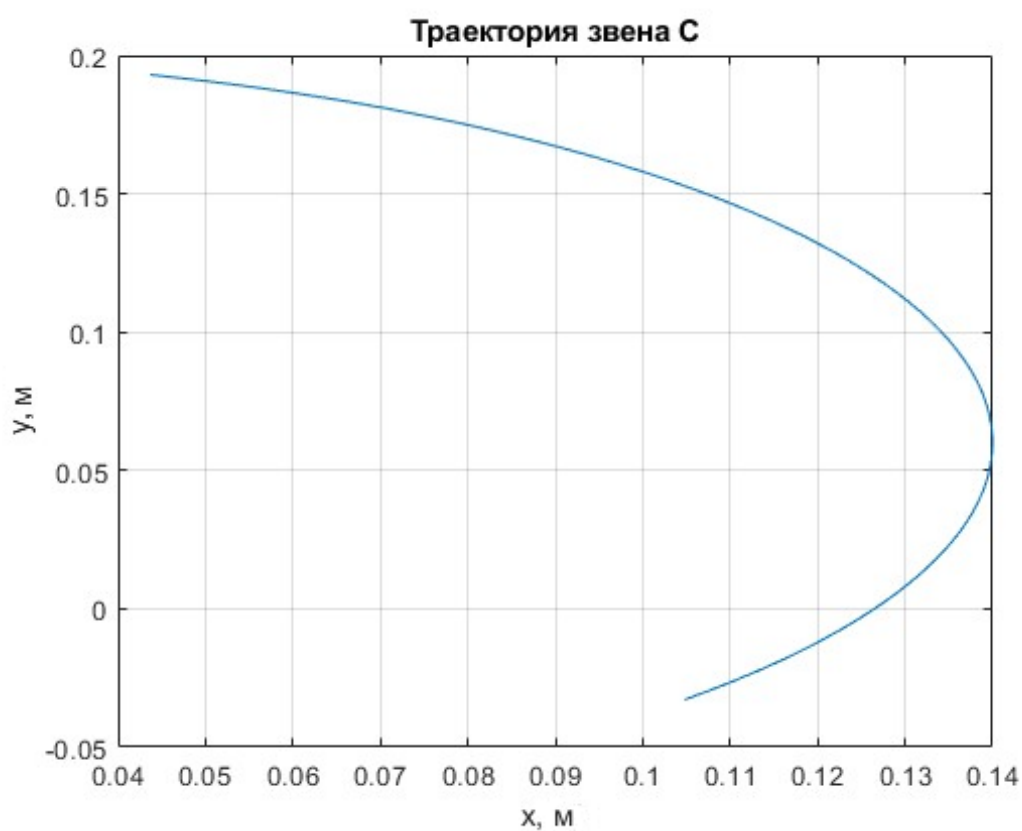


Рисунок 2.4 – Вид траектория перемещения звена С

Можно сделать вывод, что построение траектории аналитическим способом является нетривиальной задачей. Альтернативным способом получения аналогичных графиков является построение имитационной модели, что представлено в следующем разделе.

3 Имитационное моделирование абстрактной геометрии

Имитационное моделирование – метод исследования, при котором изучаемая механическая система заменяется моделью, описывающей реальную систему с достаточной точностью. Имитационное моделирование является удобным инструментом для проведения виртуальных экспериментов с целью проверки, оценки и поддержки конструктивных решений, изучения взаимодействия между составными элементами мехатронной системы и с объектами окружающей среды, а также для анализа кинематических и динамических характеристик, настройки алгоритмов управления и получения прочей информации о проектируемой системе до построения реального устройства/опытного образца [1].

На рисунке 3.2 изображена блок-схема кулисно-рычажного механизма в окне *Simulink* с блоками *Simscape*. В качестве управляющего воздействия механизма используется модель пневмодвигателя, описание моделирования двигателя приведено в пункте 5.2.

Далее представлен назначения блоков для сборки подобного механизма:

1. Все звенья механизма представлены трехмерными моделями в формате STEP (.stp), которые интегрированы в модель при помощи блока *File Solid*.
2. Блоки *Solver Configuration*, *World Frame* и *Mechanism Configuration* являются базовыми блоками любой модели *Simscape*.
3. Блок *Revolute Joint* представляет собой простое вращательное сочленение. С выхода всех сочленений измеряются значения суммарной силы реакции и суммарного крутящего момента по всем осям.
4. Так как *Revolute Joint* работает только вокруг оси *z*, плоский механизм был размещен в плоскости *XY*.
5. Через блок *Transform Sensor* измеряются сигналы положения и скорости по всем осям, кроме вертикальной *z*.
6. Блоки *Goto* и *From* позволяют избавить блок-схему от лишних соединений, которые загромождают ее, передавая значение из входного порта в выходной.
7. Блок *Demux* разделяет вектора сил реакций в опорах на проекции по координатным осям.
8. Через блок *Mux* все выходные сигналы представляются одним и передаются в рабочее поле *Matlab* через блок *To Workspace*. В *Matlab* по полученным данным строятся графики, которые представлены на рисунках 3.4–3.6.

На рисунке 3.1 представлена имитационная модель кулисно-рычажного механизма в окне *Mechanism Explorer*. На рисунке 3.3 представлен график траектории перемещения колеса.

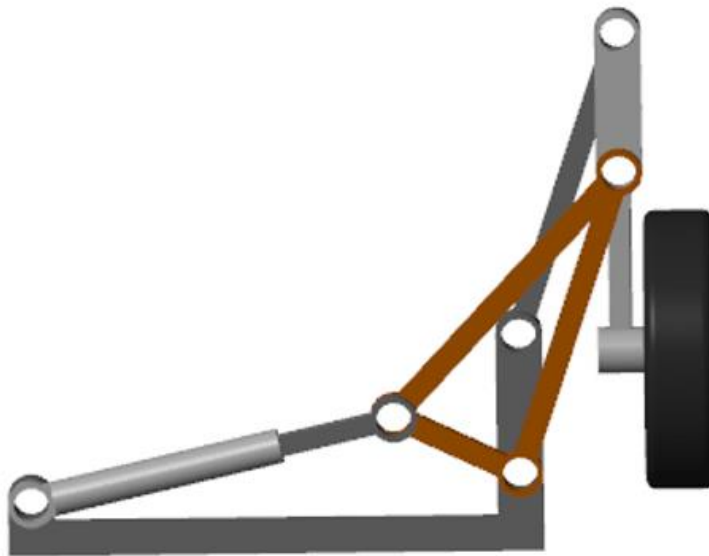


Рисунок 3.1 – Визуализация имитационной модели механизма в окне *Mechanism Explorer*

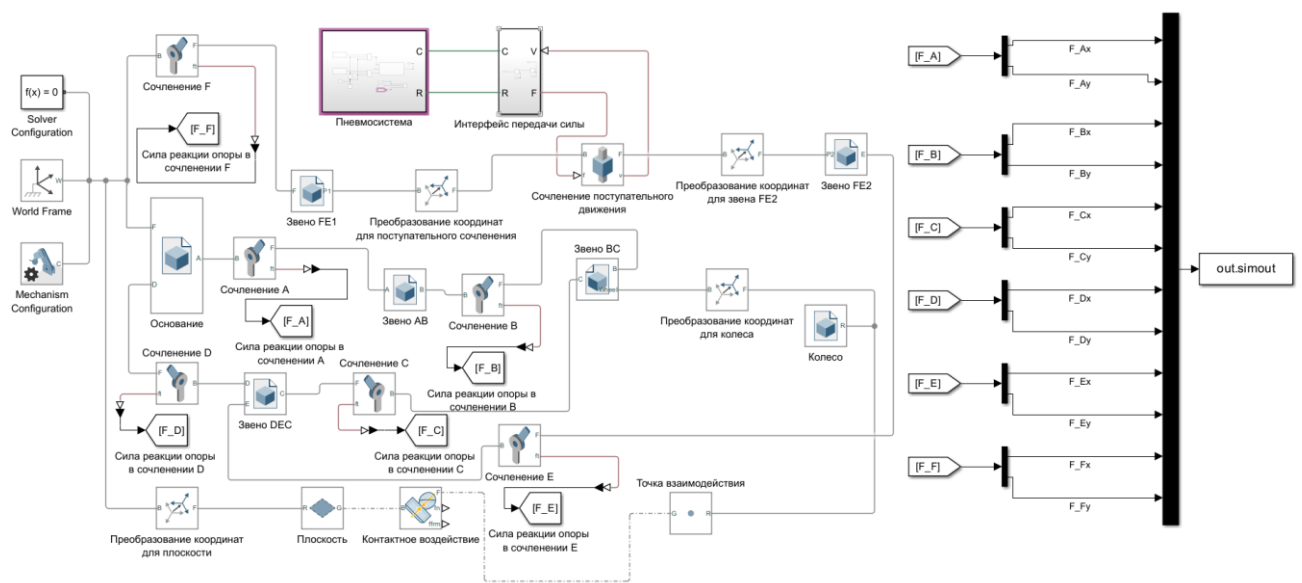


Рисунок 3.2 – Блок-схема имитационной модели в *Simulink*

Имитационная модель необходима для количественного понимания работы системы. Не следует оценивать работу системы только по анимации. Графики – более наглядный инструмент. Используя блоки *Transform Sensor*, можно снять кинематические показатели: перемещение, скорость, ускорение как прямолинейного движения, так и вращательного. Силовые показатели, а именно силы и моменты реакций, а также значения управляющих моментов и сил необходимо снимать в блоках кинематических пар в графе *Sensing* и *Composite Force/Torque Sensing*.

На рисунке 3.3 изображён график изменения траектории перемещения колеса, построенный с помощью блока *Transform Sensor*.

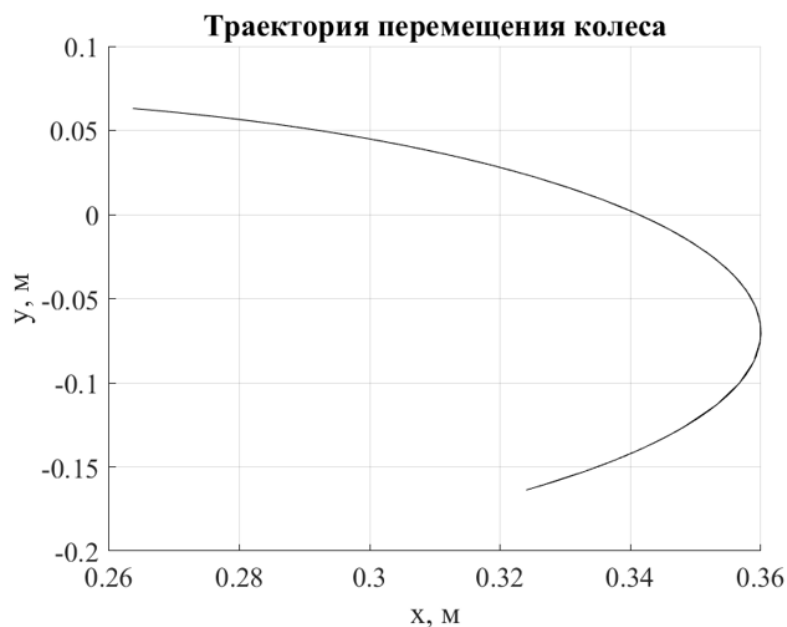
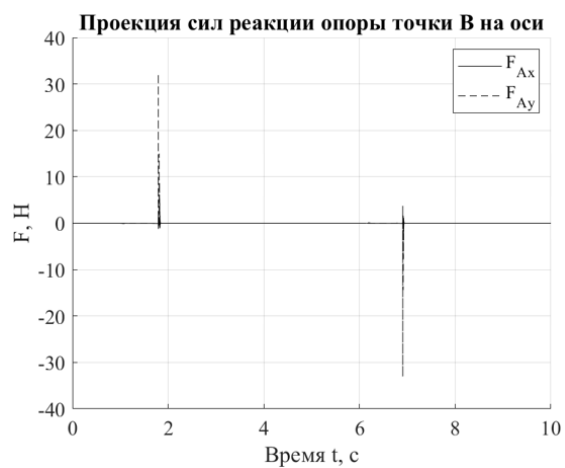
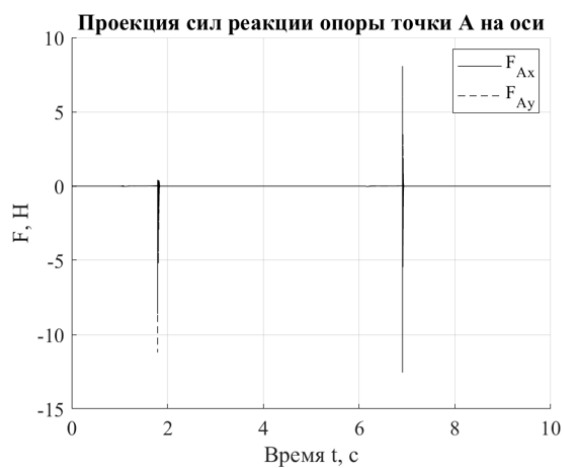


Рисунок 3.3 – Траектория перемещения колеса

Рисунки 3.4 изображают зависимость сил реакций F_x и F_y от t во всех кинематических парах.



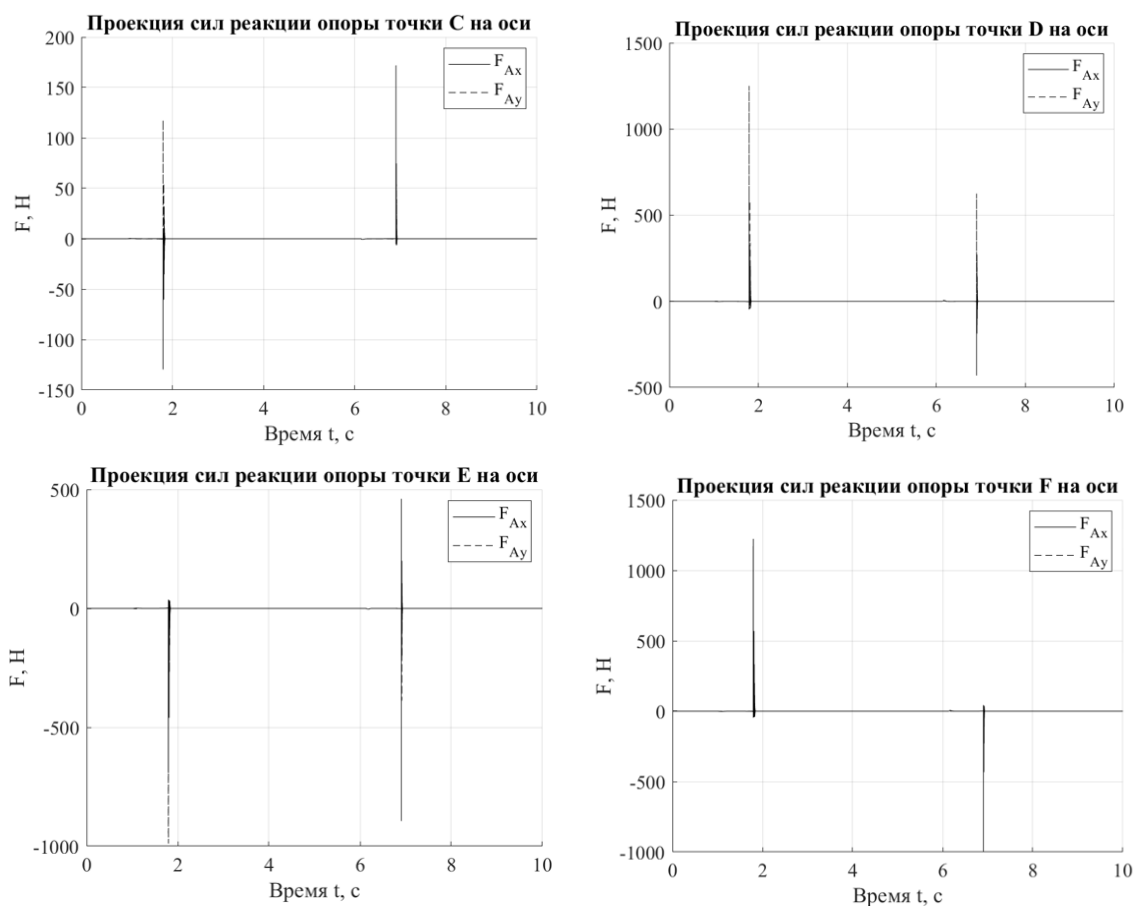


Рисунок 3.4 – Зависимость сил реакций в кинематических парах от времени

Момент на входном звене в зависимости от времени представлен на рисунке 3.5.

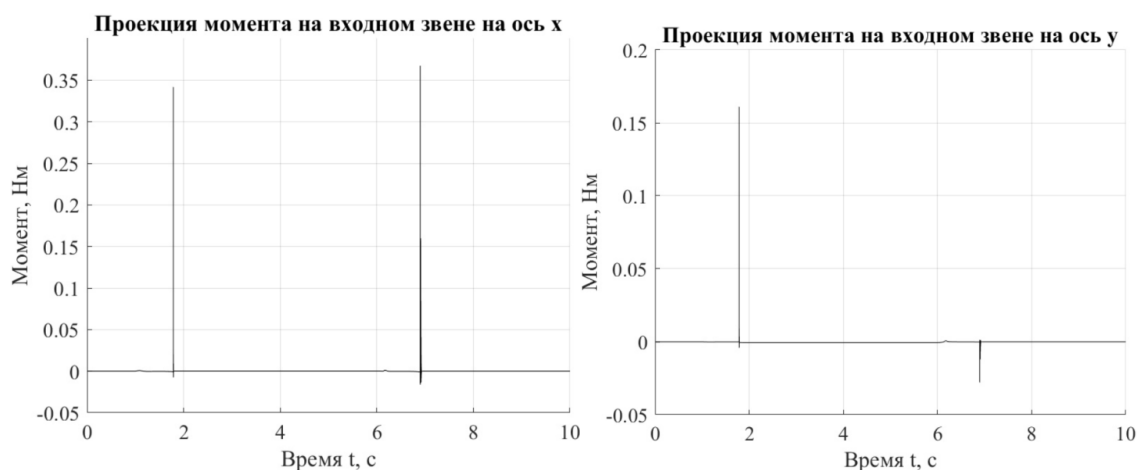


Рисунок 3.4 – Момент на входном звене механизма

По полученным графикам можно оценить нагрузку, которую испытывает механизм во время работы. Анализ этих значений важен, поскольку позволит подобрать материал для всех составных частей, учитывающий эту нагрузку.

4 Моделирование контактного взаимодействия

Контактное взаимодействие происходит в мехатронных системах повсеместно. Например, при синтезе и анализе механизмов моделируют взаимодействие звеньев между собой.

4.1 Теоретические основы контактного взаимодействия

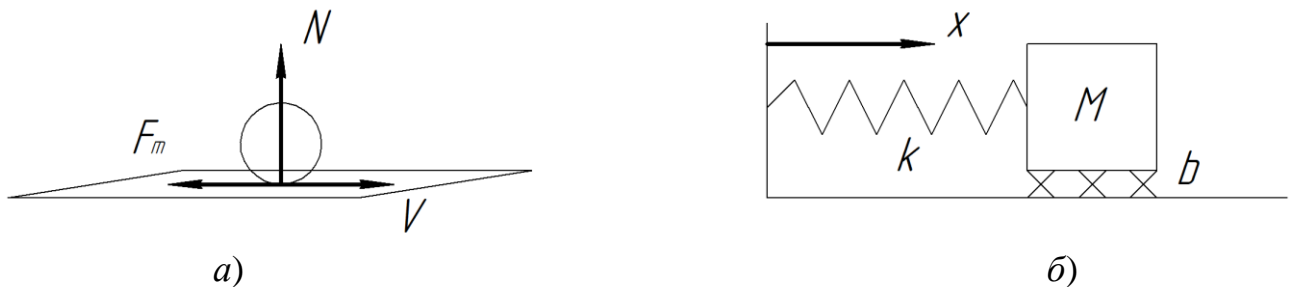


Рисунок 4.1 – Теория контактного взаимодействия: а) диаграмма контактного взаимодействия двух тел; б) масса на пружине

На рисунке 4.1, а схематично обозначено контактное взаимодействие двух тел: сферическое подвижное тело сталкивается с фиксированной поверхностью пола. При соударении двух тел между ними возникает сила взаимодействия N , действующая по нормали, и сила трения F_m , направленная против направления движения v . Если же оба тела свободны, то дополнительно возникают моменты сил, приводящие к вращению тел [1].

Существуют несколько способов моделирования нормальной силы взаимодействия. Самым распространенным является метод штрафов (*penalty based approach*). Тела, взаимодействуя, внедряются друг в друга, тем самым имитируя упругую деформацию. Данный метод является не самым точным, но он прост и понятен для реализации. Основным недостатком является необходимость подбора правильных параметров контакта, при которых порядок силы взаимодействия принимает адекватное значение. Альтернативным способом является моделирование динамического контакта с использованием метода множителей Лагранжа. Этот метод позволяет точно описать взаимодействие тел без внедрения их друг в друга, но метод гораздо сложнее.

Рассмотрим подробнее метод штрафов на простом примере моделирования взаимодействия массы со стеной (рисунок 4.1, б). Масса M соединена со стеной посредством пружины с коэффициентом жёсткости k и испытывает трение скольжения о поверхность с коэффициентом трения b . У стены тело находится в

равновесии. При растяжении пружины тело выводится из состояния равновесия. Запишем второй закон Ньютона для всей системы:

$$\sum F = F_S + F_m + F_n = Ma, \quad (4.1)$$

где F_m – сила трения, F_n – сила соударения со стеной, F_S – создаваемая пружиной сила, которая описывается законом Гука:

$$F_S = k\Delta x, \quad (4.2)$$

где Δx – деформация пружины.

Сила взаимодействия по нормали рассчитывается по линейной вязко-упругой модели:

$$F_n = k_c \delta + \beta_c \dot{x}, \quad (4.3)$$

где k_c и β_c – коэффициенты жесткости [Н/м] и диссипации [Нс/м] контактного взаимодействия соответственно, δ – внедрение тел [м], \dot{x} – скорость демпфирования [м/с].

Имитационное моделирование данной системы, выполненной с помощью блоков *Simulink*, *Simscape 1D* и *Simscape 3D*, представляет собой разработку модели, соответствующей уравнениям (4.1) – (4.3). В сумматоре складываются все три составляющие из уравнения (4.1). Согласно закону Ньютона, сумма сил равна произведению массы и ускорения. Выход сумматора делим на массу, в результате получаем ускорения. Интегрируя ускорение, получим скорость. Интегрируя ещё раз получим изменение перемещения. Перемножив изменение перемещения на коэффициент жёсткости пружины k , получим создаваемую в пружине силу согласно формуле (4.2).

Сила трения зависит от нормальной силы и скорости взаимодействия. Зная нормальную силу и скорость взаимодействия, а также характеристики материалов обоих тел, можно восстановить силу трения. Зная скорость перемещения, можно восстановить силу трения. Отметим, когда скорость перемещения равна нулю, то сила трения покоя выше, чем при движении. Линейный рост силы трения при увеличении скорости перемещения обусловлен вязкостью взаимодействия [1].

Коэффициенты жёсткости k_c и диссипации β_c контактного взаимодействия подбираются эмпирически для получения адекватных и прогнозируемых результатов моделирования.

Аналогично описанной модели, в *Simulink* можно собрать ту же схему, используя блоки *Simscape*. Далее будем рассматривать построение имитационной модели контактного взаимодействия механизма опускания шасси с объектами окружающей среды.

4.2 Моделирование контактного взаимодействия кулисно-рычажного механизма с объектами окружающей среды

Для роботов и других сложных механических систем, механизмы которых представляют собой совокупность абсолютно твёрдых звеньев и сочленений, в большинстве случаев достаточно сложно добиться стабильного характера силового взаимодействия с обеспечением требуемой силы и характера контакта, используя только регуляторы по положению и скорости.

Для динамического силового воздействия применяют методы управления по импедансу, впервые представленные в статьях Нэвила Хогана [1].

Механический импеданс – это отношение силы на выходе системы к движению на входе, аналогично электрическому импедансу, равному отношению напряжения на выходе к силе тока на входе.

При управлении по импедансу звено механизма опускания шасси может быть представлено в виде пружины. Соответственно, сила взаимодействия этого звена с окружающей средой описывается как

$$F = -K(x - x_0) - bv, \quad (4.4)$$

где коэффициент жесткости K определяет значение сил на выходе при отклонении от опорной траектории, коэффициент демпфирования b определяет значение силы на выходе для значения скорости на входе. При управлении импедансом мы контролируем силу сопротивления внешним возмущениям, т.е. силу взаимодействия с окружающей средой [1].

Рассмотрим моделирование физического взаимодействия для кулисно-рычажного механизма убирающегося шасси самолёта, который изображен на рисунке 1.1. Кинематический анализ уже рассмотрен в пункте 2, имитационная модель построена в пункте 3. Изменим модель для симуляции контактного взаимодействия. Имитационная модель изображена на рисунке 4.2, добавлена поверхность для контактного взаимодействия колеса. Блок-схема Simulink приведена на рисунке 4.3.

Колесо выходного звена соединяется блоком *Spatial Contact Force* через блоки *Infinite Plane* (соответствует препятствию, нужен для работы блока *Spatial Contact Force*) и *Point*.

Блок *Spatial Contact Force* моделирует контакт между парой тел с помощью метода штрафа. Блок применяет нормальные и фрикционные силы контакта между связанной основой и телами последователя. Настройки блока – по умолчанию.

Нормальная сила контакта вычисляется с помощью уравнения силы классической системы пружинного демпфера. Во время контакта нормальная сила контакта пропорциональна своей соответствующей глубине проникновения и скорости.

Траектория и скорость перемещения колеса по препятствию рассчитываются в блоке *Transform Sensor*.

Положение и скорость перемещения колеса по осям, векторы крутящих моментов, силы по нормали и сила трения передаются в *Matlab* для построения графиков.

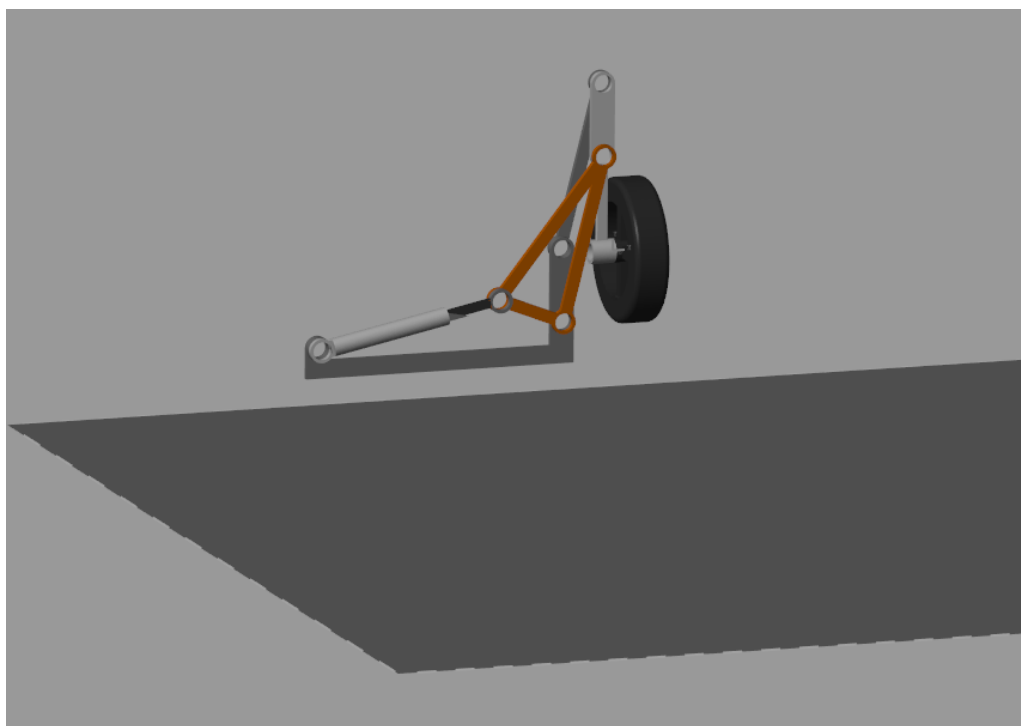


Рисунок 4.2 – Имитационная модель контактного взаимодействия кулисно-рычажного механизма убирающегося шасси самолёта с горизонтальной поверхностью

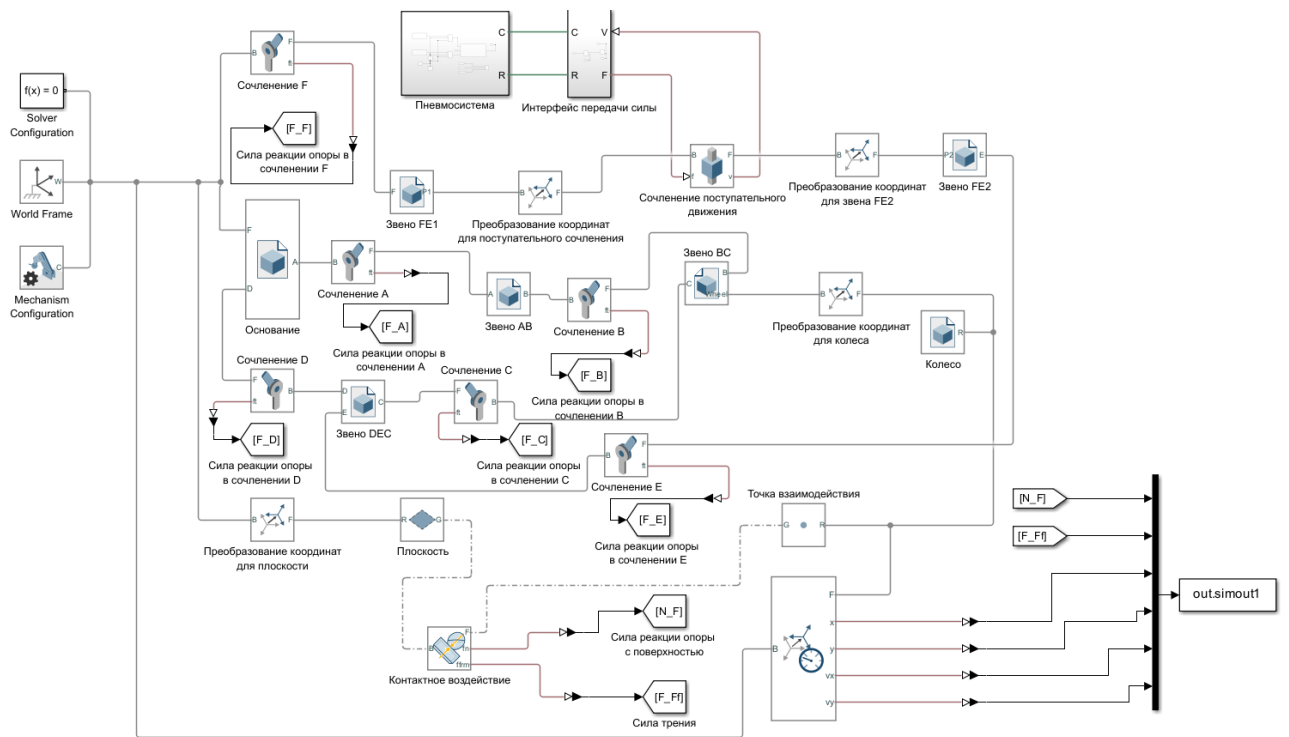


Рисунок 4.3 – Блок схема модели кулисно-рычажного механизма убирающегося шасси самолёта, испытывающего динамическое взаимодействие с полом

На рисунке 4.4 представлены траектории перемещения колеса по контактной поверхности.

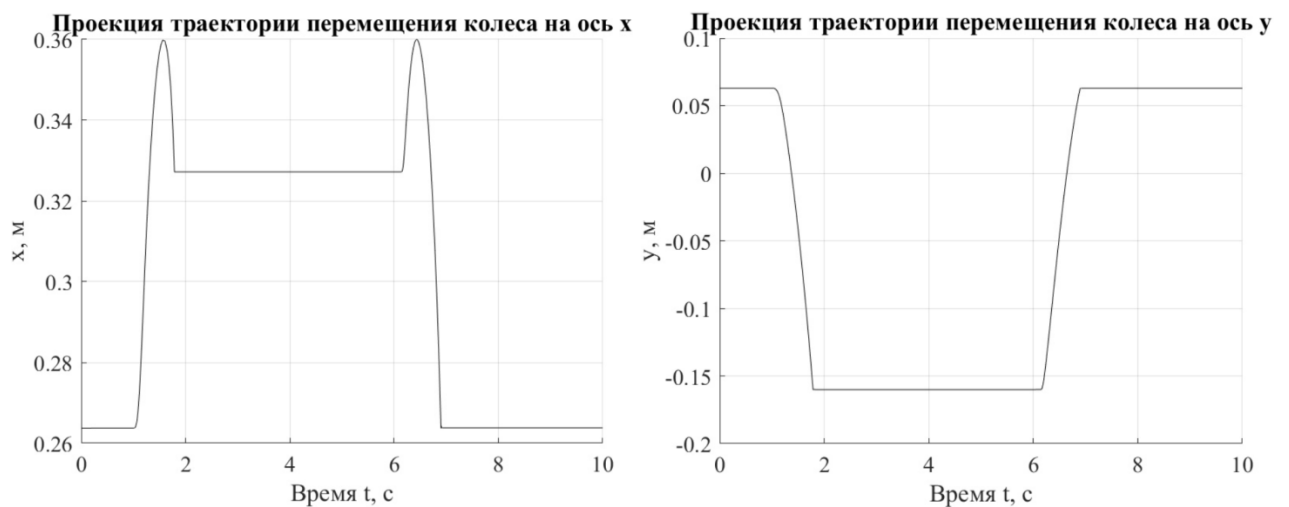


Рисунок 4.4 – Траектория перемещения колеса по оси x и по оси y

На рисунке 4.5 представлены скорости перемещения колеса по контактной поверхности.

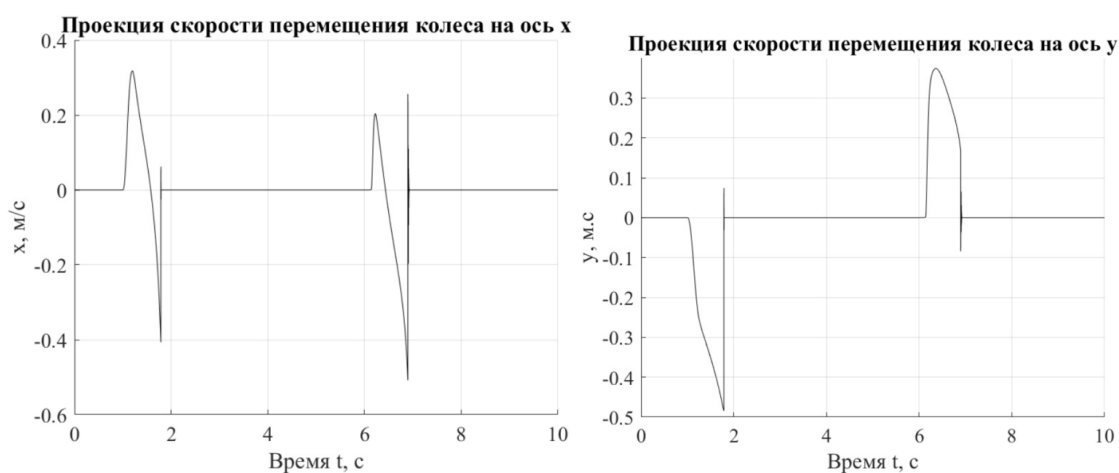


Рисунок 4.5 – Скорость перемещения точки T по оси x и по оси y

На рисунке 4.6 представлены силы реакции взаимодействия с сенсора блока *Spatial Contact Force*.

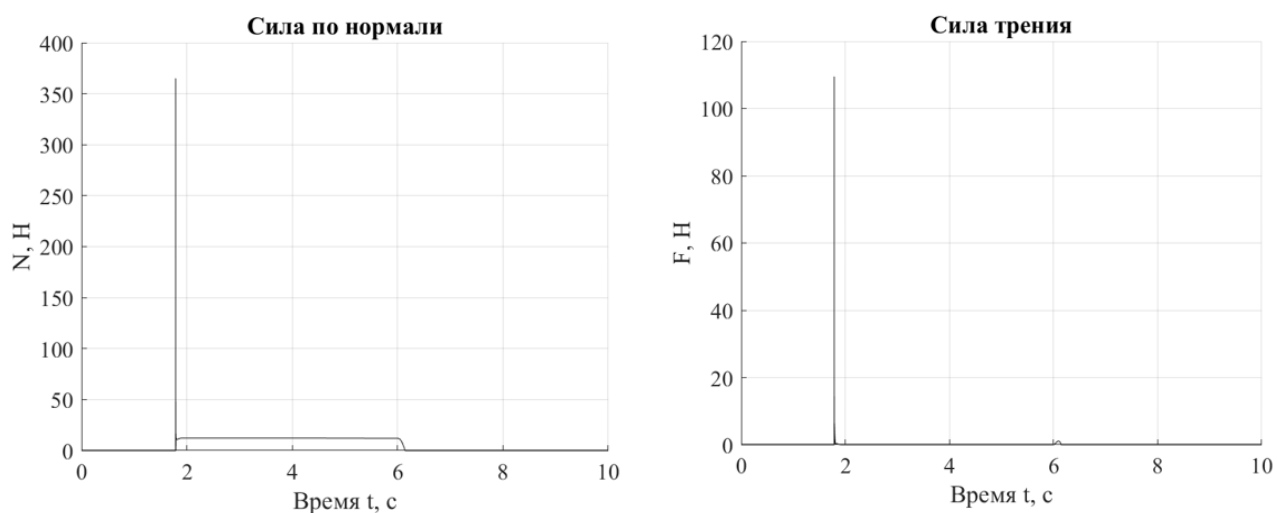


Рисунок 4.6 – Величина силы по нормали и силы трения

Рисунок 4.7 дает понимание, какие нагрузки должны выдерживать подшипники в сочленениях, так как данные нагрузки будут действовать постоянно.

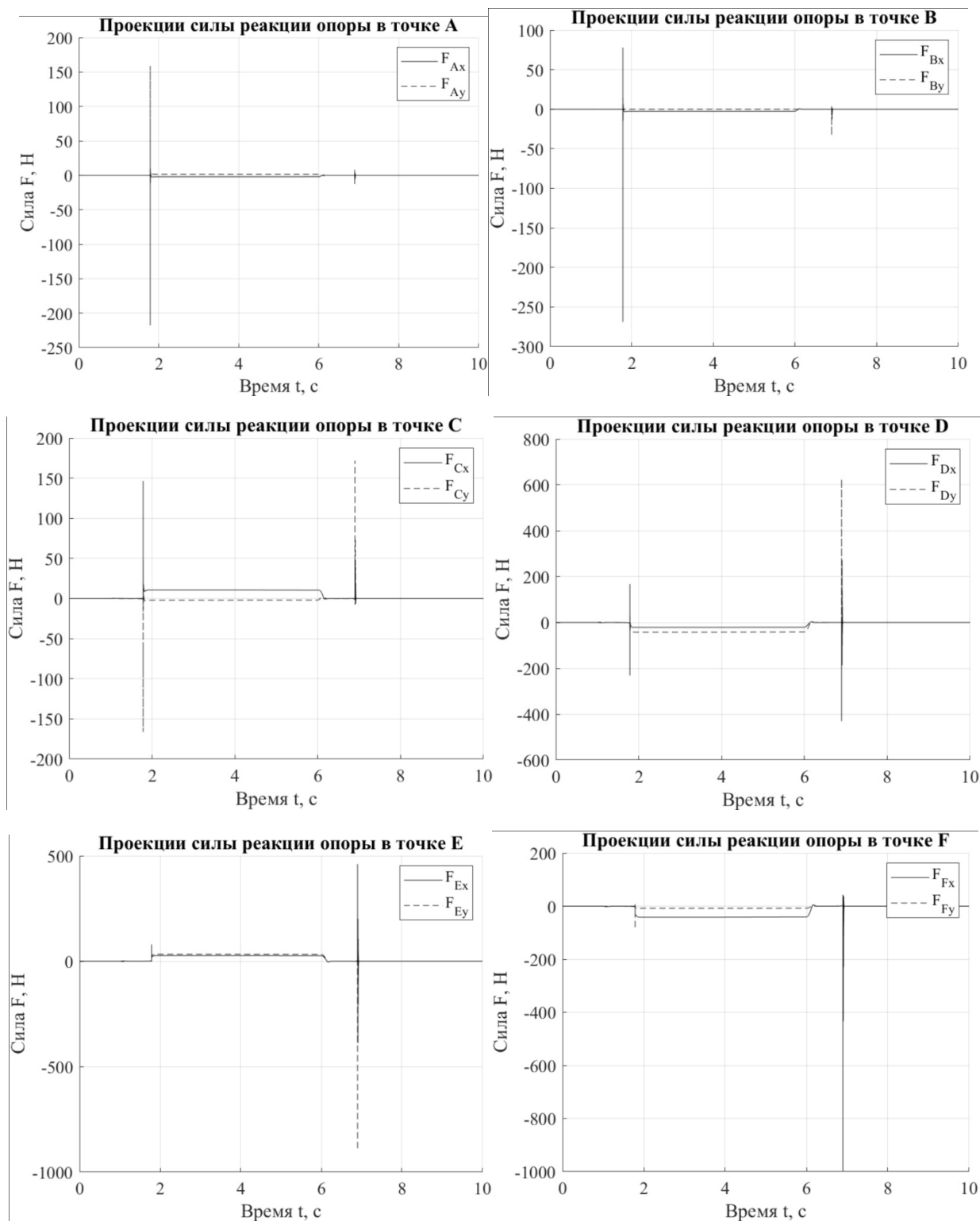


Рисунок 4.7 – Силы реакций в кинематических парах с учетом контактного взаимодействия

Полученные графики позволяют понять, какие силы по нормали от поверхности пола будут действовать на наш механизм. Эти данные являются важными для дальнейшего проектирования составных частей. Но, так как данный механизм имеет замкнутые кинематические цепи, а сам механизм

закреплен в 2 точках, то полученные графики не отражают истинных значений нормальных сил, а, следовательно, и сил трения и момента на входном звене.

5 Моделирование пневмодвигателя

5.1 Моделирование пневмооборудования

Для упрощения моделирования примем допущение, что в пневмосети используется идеальный газ и в качестве газа сухой воздух. Моделировать пневмооборудование будем на основе пневматической принципиальной схеме для захватного устройства, которая приведена в приложении К. Для моделирования свойств газа используем блок *Gas Properties*, внешний вид которого представлен на рисунке 5.1 [4].



Рисунок 5.1 – Внешний вид блока *Gas Properties*

Этот блок предоставляет свойства газа в пневмосети. Газ может моделироваться как идеальный, полуйдеальный или реальный. В данном блоке задаются такие параметры как теплопроводность, вязкость, коэффициент сжимаемости и др. По умолчанию используются параметры для сухого воздуха.

Для моделирования резервуара используется блок *Reservoir*, внешний вид которого представлен на рисунке 5.2.

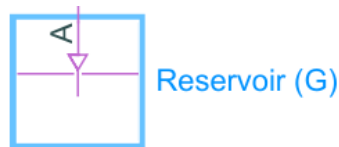


Рисунок 5.2 – Внешний вид блока *Reservoir*

Этот блок устанавливает постоянные граничные условия в пневмосети. Объем газа внутри резервуара предполагается бесконечным, поэтому течение предполагается квазистационарным.

В качестве источника давления используется блок *Pressure Source*, внешний вид которого представлен на рисунке 5.3.

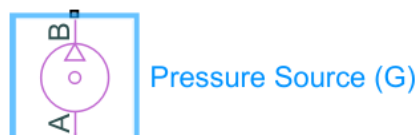


Рисунок 5.3 – Внешний вид блока *Pressure Source*

Этот блок представляет собой идеальный источник механической энергии в газовой сети, который может поддерживать постоянный перепад давления независимо от массового расхода. Нет сопротивления потоку и отсутствует

теплообмен с окружающей средой. Установим значение разности давлений в 0,1 МПа.

Блок *3-Way Directional Valve (G)* моделирует работу трехходового пневмораспределителя в газовой сети, внешний вид блока представлен на рисунке 5.4.

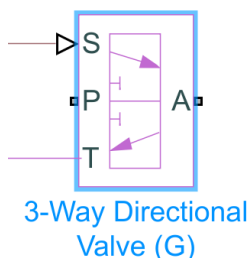


Рисунок 5.4 – Внешний вид блока *3-Way Directional Valve (G)*

Вход физического сигнала S устанавливает относительный ход золотника в диапазоне от -1 до 1. Положительное значение открывает соединение между входами P и A и закрывает соединение между входами A и T . Отрицательное значение открывает соединение между входами A и T и закрывает соединение между входами P и A , пример положения клапанов в зависимости от значения S представлен на рисунке 5.5.



Рисунок 5.5 – Положения клапанов: а) при $S = 1$; б) при $S = -1$

В типичной системе порт P подключается к насосу, порт T подключается к резервуару, а порт A подключается к приводу одностороннего действия. Открытие канала подачи $P-A$ и закрытие $A-T$ позволяет насосу создавать давление в приводе. Открытие канала подачи $A-T$ при одновременном закрытии $P-A$ позволяет резервуару поглощать избыточное давление от привода, для перемещения штока в обратном направлении [5].

Параметры блока *3-Way Directional Valve (G)* представлены на рисунке 5.6.

Рисунок 5.6 – Параметры блока 3-Way Directional Valve (G)

Поведение блока зависит от параметра параметризации клапана (*Valve parameterization*), можно выбрать один из четырех параметров параметризации:

Cv flow coefficient – определяет параметризацию блока. Коэффициент расхода измеряет легкость, с которой газ может течь при определенном перепаде давления.

Kv flow coefficient (где $Kv = 0,865Cv$) – определяет параметризацию блока. Коэффициент расхода измеряет легкость, с которой газ может течь при определенном перепаде давления.

Sonic conductance – измеряет легкость, с которой газ может вытекать при дросселировании, что является условием, при котором скорость потока равна локальной скорости звука.

Orifice area – размер площади отверстия ограничиваем поток.

Выберем параметризацию на основе коэффициента Kv так как он известен ($Kv = 0,032 \text{ м}^3/\text{ч}$), на рисунке 5.7 представлено окно параметров для параметризации на основе коэффициента Kv .

NAME	VALUE
▼ Parameters	
Valve parameterization	Kv flow coefficient ▼
Opening characteristic	Linear ▼
> Maximum Kv flow coefficient	0.032
> xT pressure differential ratio factor at c...	0.7
> Leakage flow fraction	(1e-6)/(0.032) 3.125e-05
> Smoothing factor	0.01
> Laminar flow pressure ratio	0.999
> Cross-sectional area at ports A, P, and T	6.9010 mm^2 ▼
> Valve Opening Fraction Offsets	

Рисунок 5.7 – Окно параметров для параметризации на основе коэффициента Kv

Kv, coefficient (SI) at maximum flow – это значение коэффициента расхода Kv , когда область ограничения, доступная для потока, максимальна. Этот

параметр измеряет легкость, с которой газ проходит через резистивный элемент под действием перепада давления, установим ему значение из характеристик пневмораспределителя.

Kv coefficient (SI) at leakage flow – это отношение скорости потока через отверстие, когда оно закрыто, к тому, когда оно открыто, оставим его по умолчанию ($1e-6$).

Smoothing factor – это коэффициент непрерывного сглаживания, который вносит слой постепенного изменения в отклик потока, когда отверстие находится в почти открытом или почти закрытом положении. Установим этот параметр в ненулевое значение меньше единицы, чтобы повысить стабильность системы (0,01).

Характеристика расхода зависит только от клапана и может быть линейной или нелинейной. Для определения характеристик расхода используется параметр *Opening parameterization*, оставим его по умолчанию, т.е. линейным. Линейный показатель пропускной способности является линейной функцией доли открытия отверстия. По мере увеличения доли открытия от 0 до 1 показатель пропускной способности изменяется от заданного минимума до заданного максимума.

Параметр *Cross-sectional area at ports A, P, and T* определяет площадь в отверстиях A, P и T, т.е. площадь перпендикулярную направлению потока в отверстиях клапана. Примем данный размер равным $6,9010 \text{ мм}^2$.

Laminar flow pressure ratio – это коэффициент давления, при котором поток переходит между ламинарным и турбулентным режимами течения. Коэффициент давления представляет собой давление на выходе, деленное на давление на входе. Типичные значения варьируются от 0,995 до 0,999, оставим значение по умолчанию (0,999).

Reference temperature – это температура в стандартной эталонной атмосфере, определенная как 293,15 К в стандарте ISO 8778.

Reference density – это плотность в стандартной эталонной атмосфере, определенная как $1,185 \text{ кг/м}^3$ в стандарте ISO 8778.

Во вкладке *Valve Opening Fraction Offsets* определяются константы блока для смещений золотника в отверстиях, рисунок 5.8.

Valve Opening Fraction Offsets	
Between ports P and A	0
Configurability	Compile-time
Between ports A and T	0
Configurability	Compile-time

Рисунок 5.8 – Окно вкладки *Valve Opening Fraction Offsets*

Параметр *Between ports P and A* определяет долю открытия отверстия $P - A$, когда значение входного сигнала S равно нулю. В этом случае клапан находится в нормальном положении.

Параметр *Between ports A and T* определяет долю открытия отверстия $A - T$, когда значение входного сигнала S равно нулю. В этом случае клапан находится в нормальном положении.

Для моделирования трехсекционного пневмоцилиндра воспользуемся блоком *Translational Mechanical Converter*, этот блок моделирует интерфейс между газовой сетью и механической системой поступательного движения. Блок преобразует давление газа в механическую силу и наоборот, внешний вид блока представлен на рисунке 5.9.

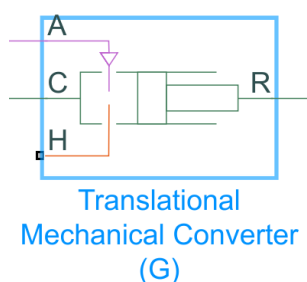


Рисунок 5.9 – Внешний вид блока *Translational Mechanical Converter*

Порт A – это порт для входа/выхода газа, связанный с входом преобразователя. Порт H – это порт для сохранения тепла, связанный с тепловой массой объема газа. Порты R и C – это порты для сохранения механического перемещения, связанные с подвижным интерфейсом и корпусом преобразователя, соответственно. На рисунке 5.10 приведено окно задания параметров блока.

NAME	VALUE		
▼ Parameters			
Mechanical orientation	Pressure at A causes positive displacement of R relative to t ▼		
Interface displacement	Calculate from velocity of port R relative to port C ▼		
➤ Initial interface displacement	0	mm	▼
▼ Interface cross-sectional area	176.71	mm^ 2	▼
Configurability	Compile-time ▼		
➤ Dead volume	1e-5	m^ 3	▼
➤ Cross-sectional area at port A	18.1	mm^ 2	▼
Environment pressure specification	Atmospheric pressure ▼		

Рисунок 5.10 – Окно параметров блока *Translational Mechanical Converter*

Относительная ориентация преобразователя относительно объема газа в преобразователе задается в параметре *Mechanical orientation*. Если выбрано значение *positive*, то давление в точке *A* вызывает положительное смещение *R* относительно *C*. Если выбрано значение *negative*, то давление в точке *A* вызывает отрицательное смещение *R* относительно *C*.

Параметр *Interface cross-sectional area* определяет площадь, на которую газ оказывает давление для создания поступательной силы, т.е. можно сказать, что это площадь поршня. Согласно принятых размеров поршень имеет диаметр $D_{\Pi} = 15$ мм, рассчитаем его площадь S_{Π} :

$$S_{\Pi} = \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 15^2}{4} = 176,71 \text{ мм}^2. \quad (4.1.5)$$

Параметр *Interface initial displacement* отвечает за поступательное смещение порта *R* относительно порта *C* в начале моделирования. Значение 0 соответствует начальному объему газа, равному мертвому объему.

Если механическая ориентация - давление в точке *A* вызывает положительное смещение *R* относительно *C*, значение параметра должно быть больше или равно 0, соответственно установим значение 0 для блоков с *positive* относительной ориентацией преобразователя.

Если механическая ориентация - давление в точке *A* вызывает отрицательное смещение *R* относительно *C*, значение параметра должно быть меньше или равно 0, соответственно установим значение -100 мм, т.е. значение хода поршня, для блоков с *negative* относительной ориентацией преобразователя.

Параметр *Dead volume* определяет объем газа при нулевом смещении границы раздела, оставим значение по умолчанию, т.е. $1e-5 \text{ м}^3$.

Параметр *Cross-sectional area at port A* определяет площадь поперечного сечения входного отверстия конвертера в направлении, нормальном к траектории потока газа. Подвод воздуха происходит через отверстия диаметров $D_0 = 4,8$ мм. Рассчитаем площадь отверстия S_0 :

$$S_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 4,8^2}{4} = 18,1 \text{ мм}^2. \quad (4.1.6)$$

Для ограничения хода поршня воспользуемся блоком *Translational Hard Stop*, представленный на рисунке 5.11.



Рисунок 5.11 – Внешний вид блока *Translational Hard Stop*

Блок представляет собой механический поступательный жесткий упор, который ограничивает движение тела между верхней и нижней границами. Упор выполнен в виде пружины и демпфера, которые соприкасаются с ползуном на границах. Модель жесткого упора может обеспечивать полную жесткость и демпфирование на границах или усилия могут быть приложены плавно через переходную область. На рисунке 5.12 представлено окно параметров блока.

NAME	VALUE	
Parameters		
> Upper bound	100	mm
> Lower bound	0	mm
Hard stop model	Stiffness and damping applied smoothly through transition region, damped rebound	
> Contact stiffness at upper bo...	1e7	N/m
> Contact stiffness at lower bo...	1e7	N/m
> Contact damping at upper bo...	1500	N/(m/s)
> Contact damping at lower bo...	1500	N/(m/s)
> Transition region	0.01	mm
> Initial Targets		
> Nominal Values		

Рисунок 5.12 – Окно параметров блока *Translational Hard Stop*

Параметры *Upper bound* и *Lower bound* определяют зазор между поршнем и верхней границей и зазор между поршнем и нижней границей соответственно.

Параметры *Contact stiffness at upper bound* и *Contact stiffness at lower bound* определяют упругие свойства сталкивающихся тел, чем больше значения этих параметров, тем меньше тела проникают друг в друга и тем жестче становится удар.

Параметры *Contact damping at upper bound* и *Contact damping at lower bound* определяют свойства рассеивания энергии при столкновении тел, чем больше этот параметр, тем больше энергии рассеивается при взаимодействии.

Параметр *Hard stop model* определяет модель жесткого упора, модель может быть с «плавным применением» жесткости и демпфирования через переходную область или полностью жесткой без демпфирования или с демпфированием.

Для моделирования трения в пневмоцилиндре используем блок *Translational Damper*, представленный на рисунке 5.13. Определяется параметром *Damping coefficient*, принятым за 200.

Translational Damper



Рисунок 5.13 – Внешний вид блока *Translational Damper*

Блок поступательного демпфирования представляет собой идеальный механический поступательный вязкостный демпфер. Имеет один параметр – коэффициент вязкости.

Для учета массы поршня используем блок *Mass*, внешний вид которого представлен на рисунке 5.14.

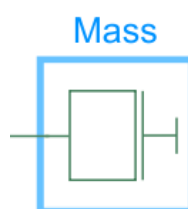


Рисунок 5.14 – Внешний вид блока *Mass*

Блок представляет собой идеальную механическую поступательную массу. Примем массу поршня равной 0,6 кг.

Блок *Pressure & Temperature Sensor*, представленный на рисунке 5.15, измеряет давление и температуру в пневмоцилиндре.

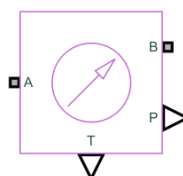


Рисунок 5.15 – Внешний вид блока *Mass*

На рисунке 5.16 представлена блок-схема модели пневмооборудования с источником нагрузки в *Simscape*.

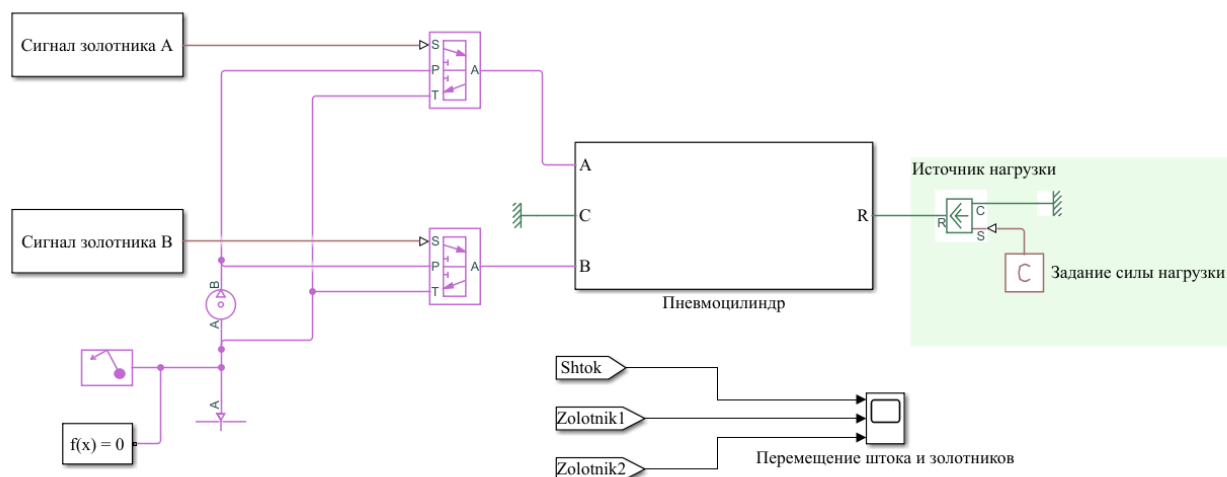


Рисунок 5.16 – Блок-схема модели пневмооборудования в *Simscape*

На рисунке 5.17 представлена блок-схема модели трехсекционного пневмоцилиндра в *Simscape*.

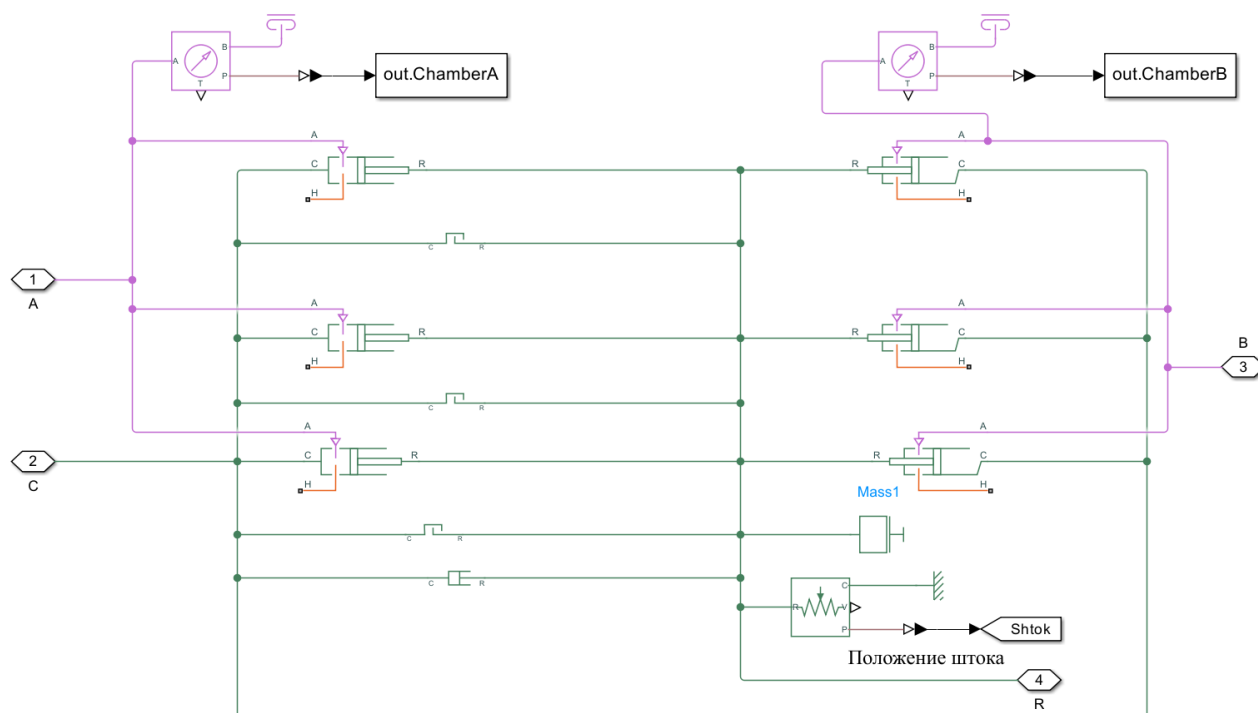


Рисунок 5.17 – Блок-схема модели трехсекционного пневмоцилиндра в *Simscape*

На рисунке 5.18 приведен график перемещения штока при нагрузке 1780 Н.

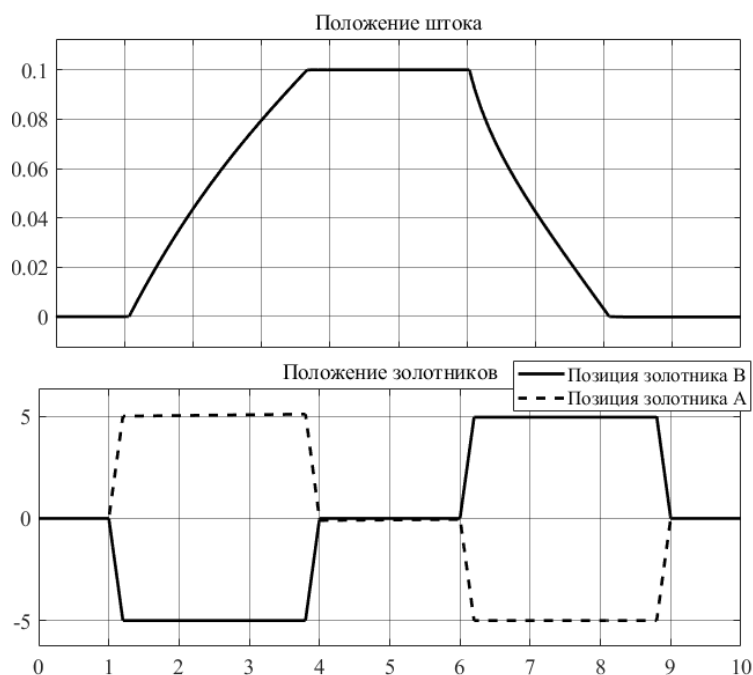


Рисунок 5.18 – График перемещения штока и перемещений золотников

На рисунке 5.19 представлены графики изменений давлений в пневмоцилиндре.

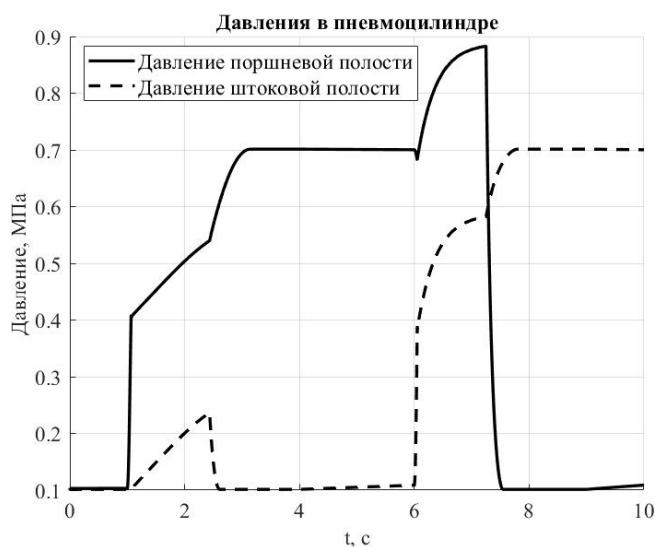


Рисунок 5.19 – Графики изменений давлений в пневмоцилиндре

Полученное максимальное перемещение штока совпадает с перемещением из технических характеристик.

5.2 Моделирование абстрактной геометрии

Интерфейс передачи сил, представленный на рисунке 5.20, является переходной частью между пневмосистемой и непосредственно поступательным

звеном кулисно-рычажного механизма, тем самым обеспечивая преобразование движения в пневмоцилиндре в силу, поступающую на звено.

Для этого используется блок *Ideal Force Sensor*, который преобразует переменную (в нашем случае перемещение в пневмоцилиндре), проходящую через датчик, в управляющий сигнал, пропорциональный усилию с заданным коэффициентом пропорциональности.

Блок *Ideal Translational Velocity Source* обеспечивает передачу скорости на формирователь управляющего силового сигнала, образуя обратную связь системы.

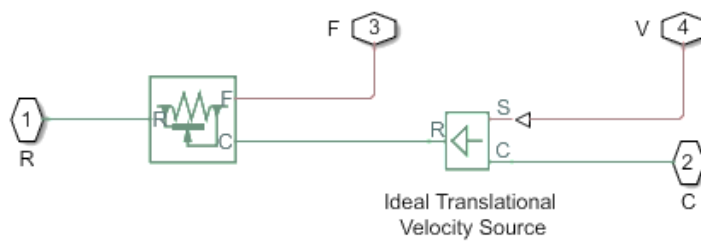


Рисунок 5.20 – Интерфейс передачи силы

6 Конструирование деталей кулисно-рычажного механизма опускания шасси

На рисунке 6.1 отмечены длины звеньев см, которых мы придерживались.

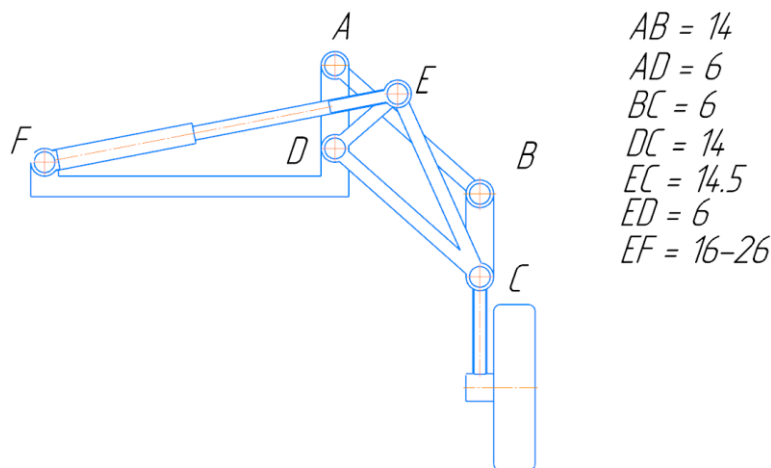


Рисунок 6.1 – Длины звеньев робота на основе кулисно-рычажного механизма убирающегося шасси самолёта

Чертежи звеньев приведены в приложениях А-Ж, эскизные чертежи в начальном и конечном положениях кулисно-рычажного механизма убирающегося шасси самолёта приведены в приложениях З-И.

6.1 Подбор подшипников качения

Поскольку проектируемый кулисно-рычажный механизм является неответственным механизмом, т.е. испытывает небольшие нагрузки и может использоваться только в м, то также проведем расчет для выбора подшипников по упрощенной модели [6].

По рисунку 4.7 определим радиальные нагрузки по осям, на их основе рассчитаем нагрузки на подшипники. Примем одинаковые подшипники для каждого из сочленений. Это обосновывается тем, что при износе одного из подшипников его проще заменить. Нагрузки по осям $R^{\text{верт}} = 1000$ Н, $R^{\text{гор}} = 500$ Н.

Вычислим радиальные нагрузки на подшипники по формуле

$$R_r = \sqrt{(R_A^{\text{гор}})^2 + (R_A^{\text{верт}})^2}, \quad (6.1)$$

$$R_r = \sqrt{500^2 + 1000^2} = 1118 \text{ Н.}$$

На опоры вала действуют как радиальные, так и осевые нагрузки, но так как у нас плоский механизм, то осевые нагрузки пренебрежимо малы, поэтому принимаем радиальный шарикоподшипник.

Для всех сочленений намечаем радиальный шарикоподшипник однорядный 1000096 (сверхлегкая серия диаметров 9, нормальная серия ширины 1) ГОСТ 8338-75. Данные подшипника: внутренний диаметр $d = 6$ мм, внешний диаметр $D = 15$ мм, толщина $B = 5$ мм, динамическая грузоподъемность $C = 1.47$ кН, статическая грузоподъемность $C_0 = 0.555$ кН, масса $m = 0.004$ кг.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения курсового были закреплены знания, полученные за время изучения дисциплины «Проектирование мехатронных и робототехнических систем».

В ходе изучения лабораторных работ были освоены необходимые навыки для проектирования и моделирования мехатронных систем в Simulink и их анализа.

Была достигнута поставленная цель курсовой работы – проведен упрощенный процесс проектирования кулисно-рычажного механизма опускания шасси, начиная от структурного анализа, заканчивая подготовкой эскизной документации.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- Проведен структурный анализ механизма, то есть представлен расчет степени свободы и разбиение на группы асура;
- Проведен кинематический анализ механизма, то есть выведено выражение для координаты выходного звена и его скорости;
- Проведено имитационное моделирование абстрактной геометрии робота, то есть реализовано управление по ошибке скорости
- Осуществлено конструирование деталей робота и подобраны подшипники по значениям сил реакции опор в звеньях
- Разработан эскизный чертеж всего робота и чертеж выходного звена

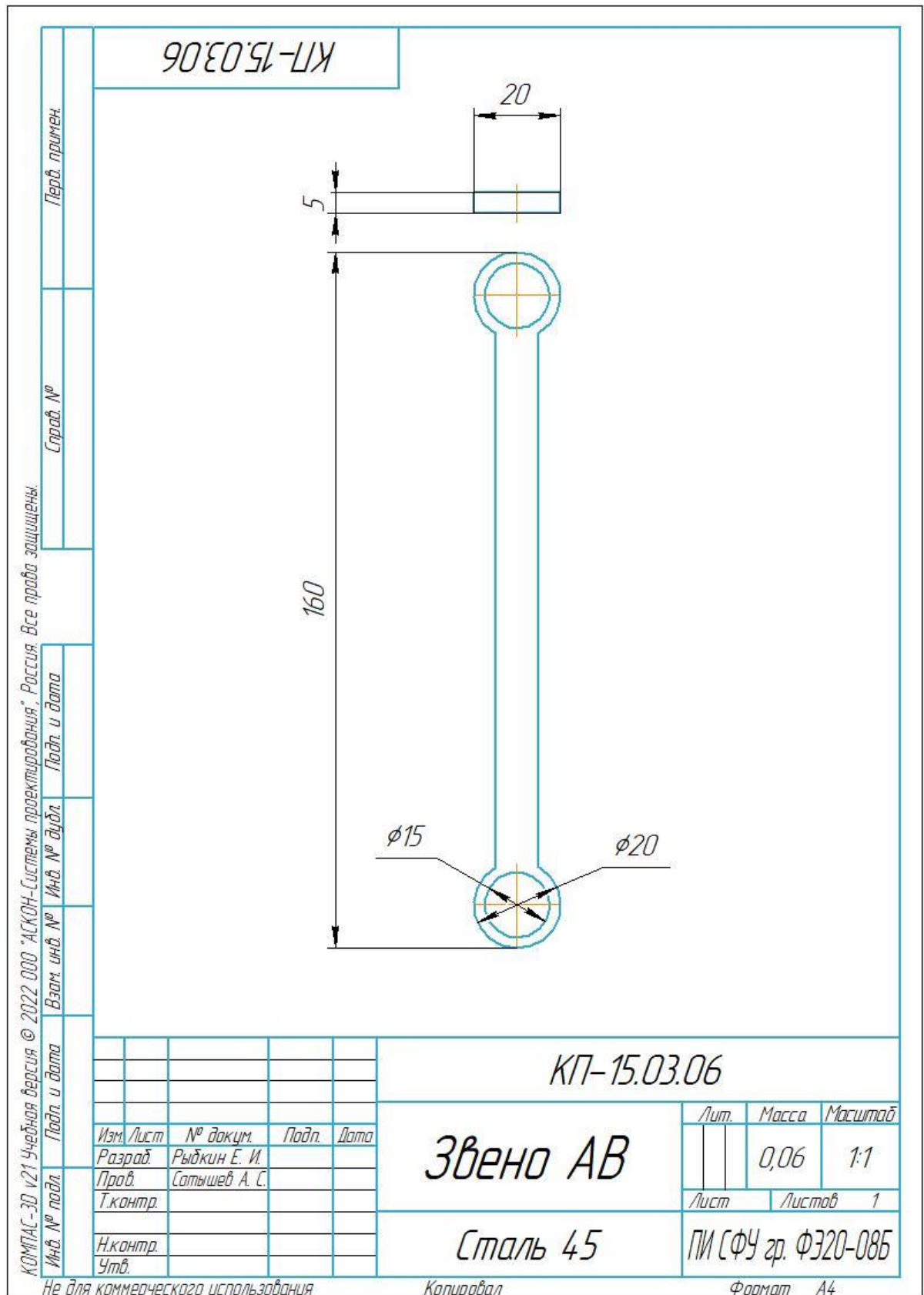
По итогу курсового проекта получены результаты кинематического и структурного анализов, приведенные в аналитическом виде, получены выводы имитационной модели в виде графиков сил реакций опоры звеньев, траектории движения колеса, графиков проекций моментов выходного звена на оси, построены эскизные чертежи и подобраны подшипники на основании имитационного моделирования, проведен эксперимент с контактным взаимодействием конечного звена механизма и поверхности и разработан пневмораспределитель.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Борисов, И.И. Имитационное моделирование мехатронных систем / И. И. Борисов, С. А. Колюбин. – СПб: Университет ИТМО, 2020. — 103 с.
2. Карелина, М.Ю. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / М.Ю. Карелина. – М.: МАДИ, 2015. – 80 с.
3. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / И. И. Артоболевский – М: «ИД Альянс», 2008. – 640с.
4. Pneumatic Actuation Circuit [Электронный ресурс] – Mathworks – Документация – Режим доступа: <https://www.mathworks.com/help/simscape/ug/pneumatic-actuation-circuit.html>
5. Кудрявцева, А.И. Каталог «Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления» / А. И. Кудрявцева, Е. А. Рагулин, Ж. М. Кривко и др. – М.: ВНИИТЭМР, 1986. – 161с.
6. Брюховецкая, Е.В. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебное пособие / Е. В. Брюховецкая, Г. А. Кузнецов, О. В. Конищева. – М.: Лань, 2021. – 152с.

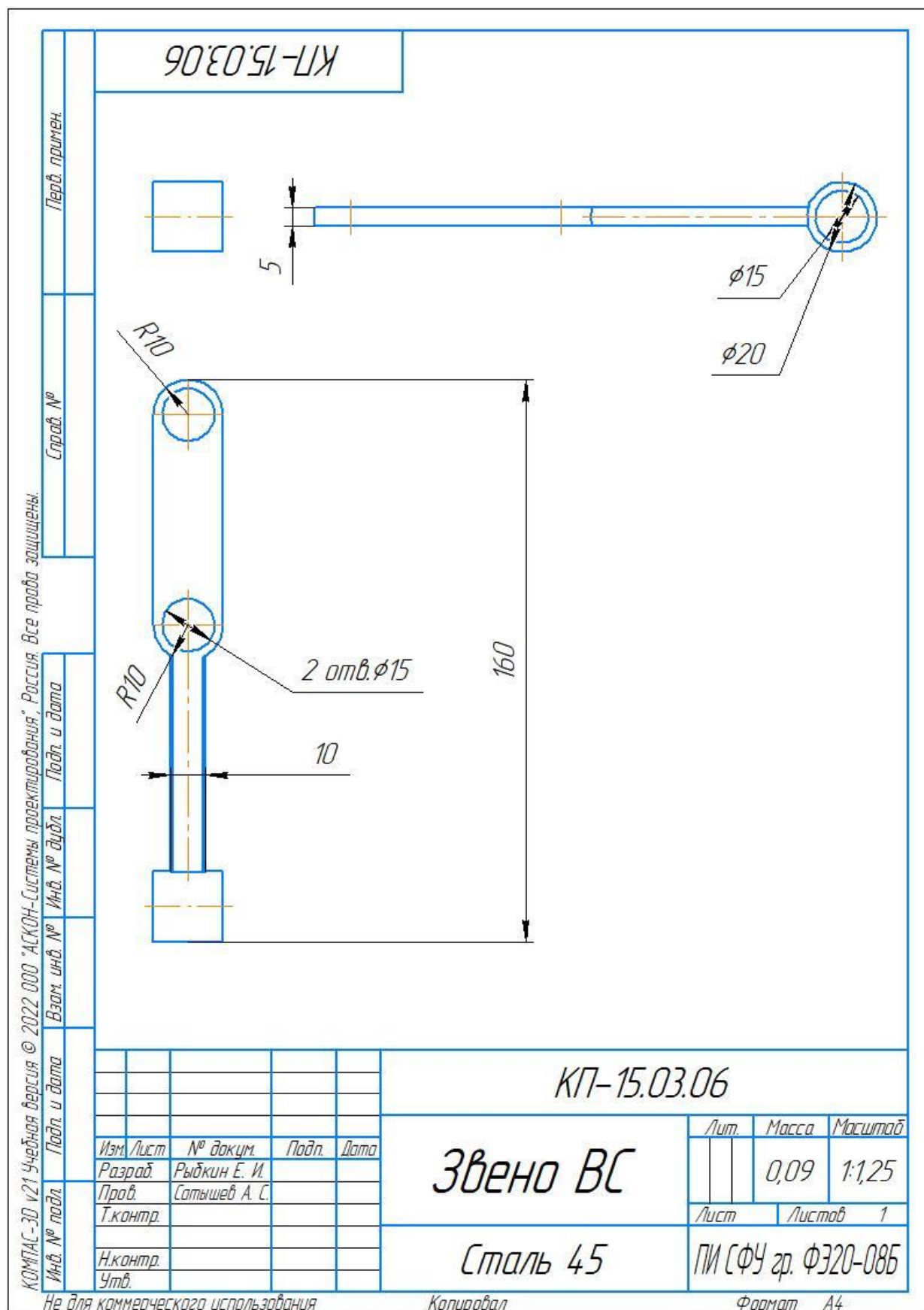
ПРИЛОЖЕНИЕ А

Чертеж звена АВ



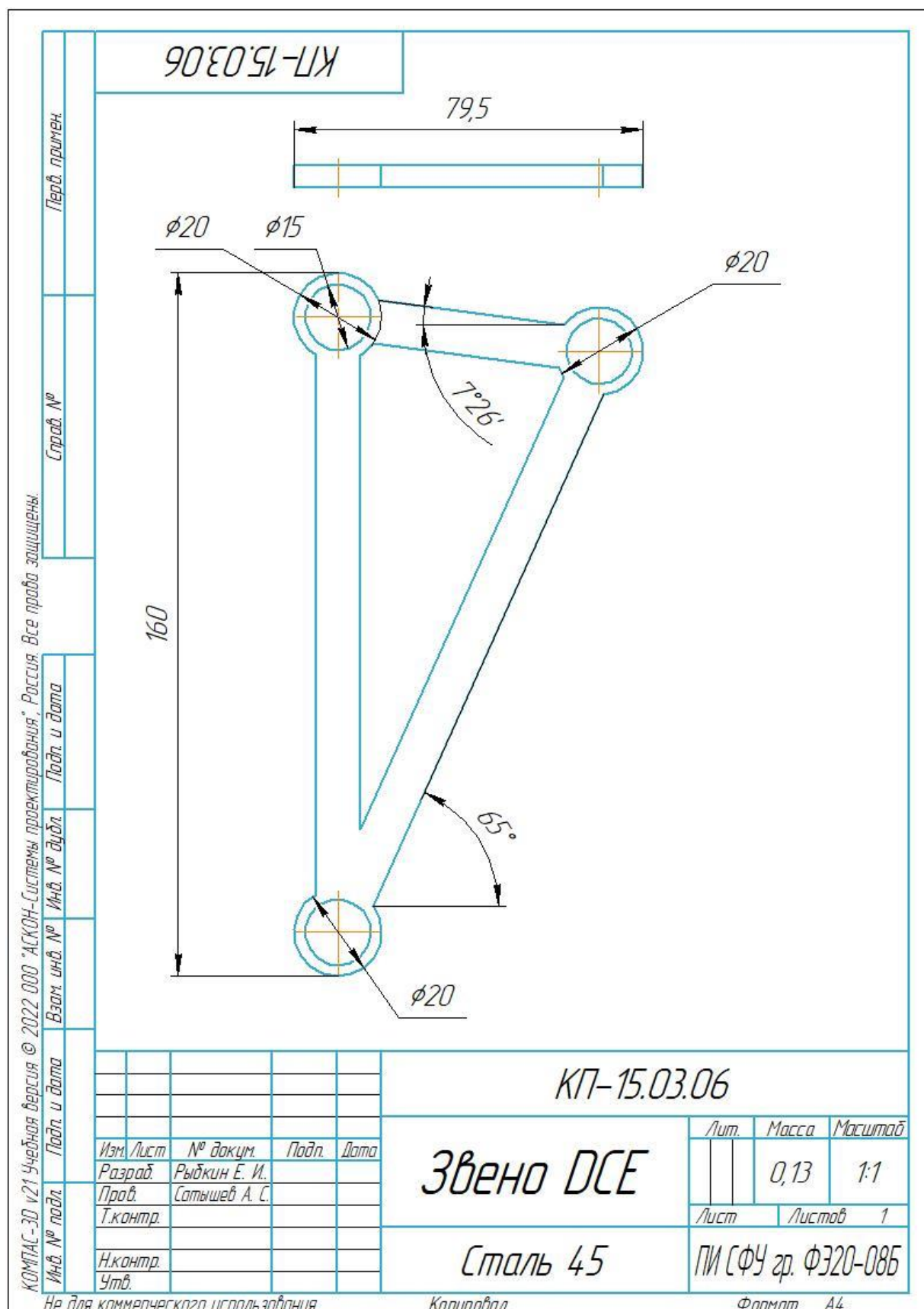
ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Чертеж звена ВС



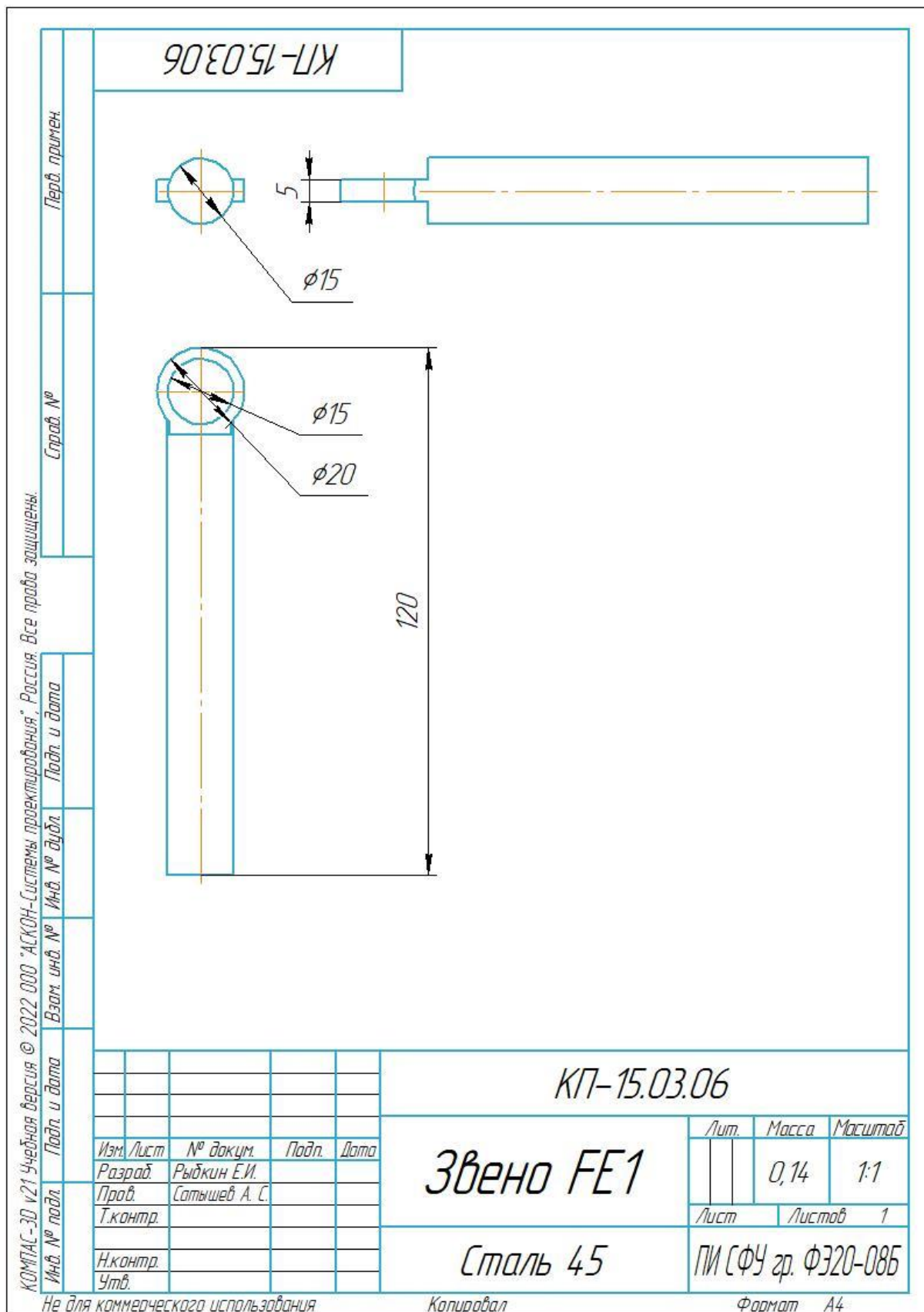
ПРИЛОЖЕНИЕ В

Чертеж звена DCE



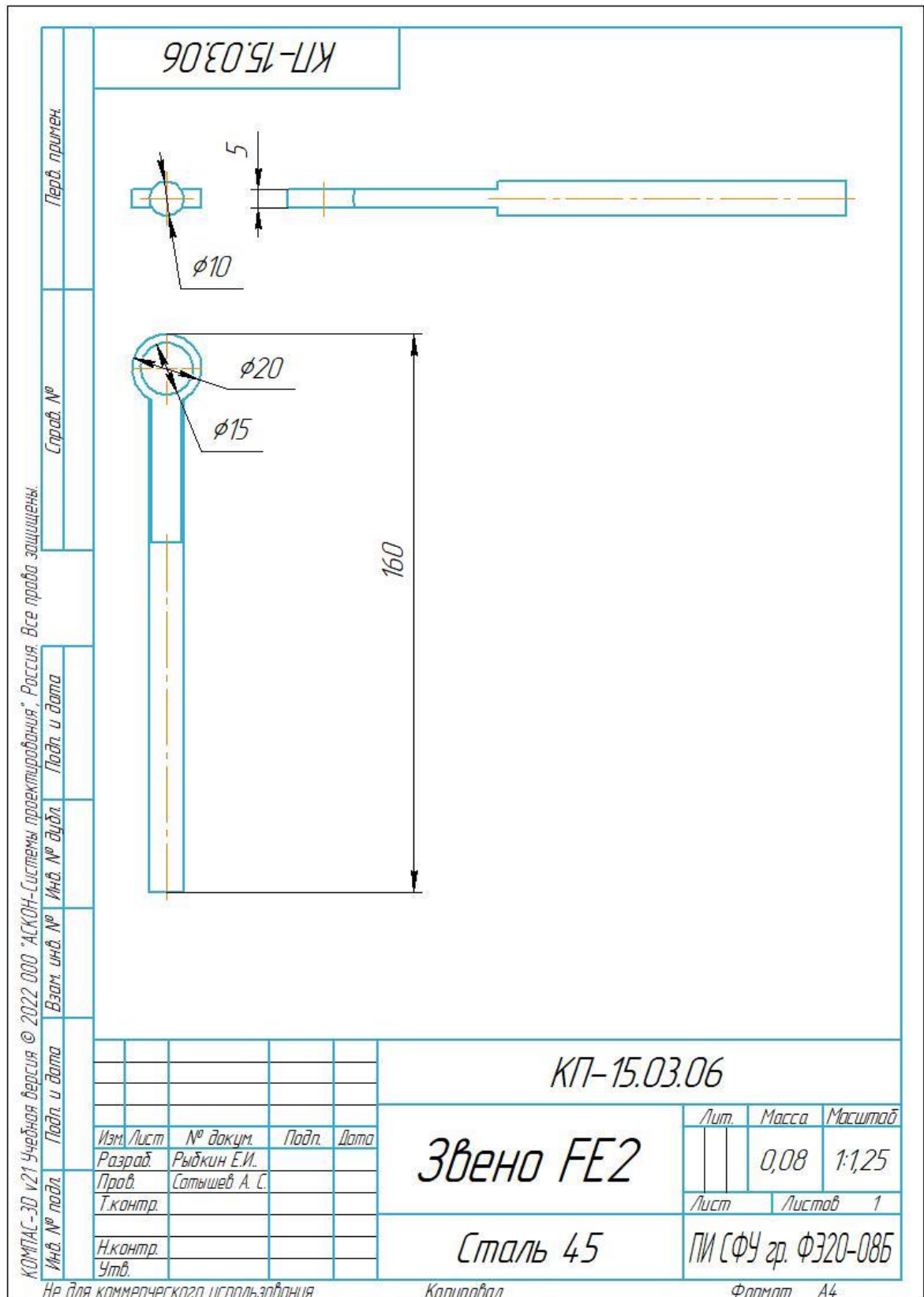
ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Чертеж звена FE1 (корпус пневмодвигателя)



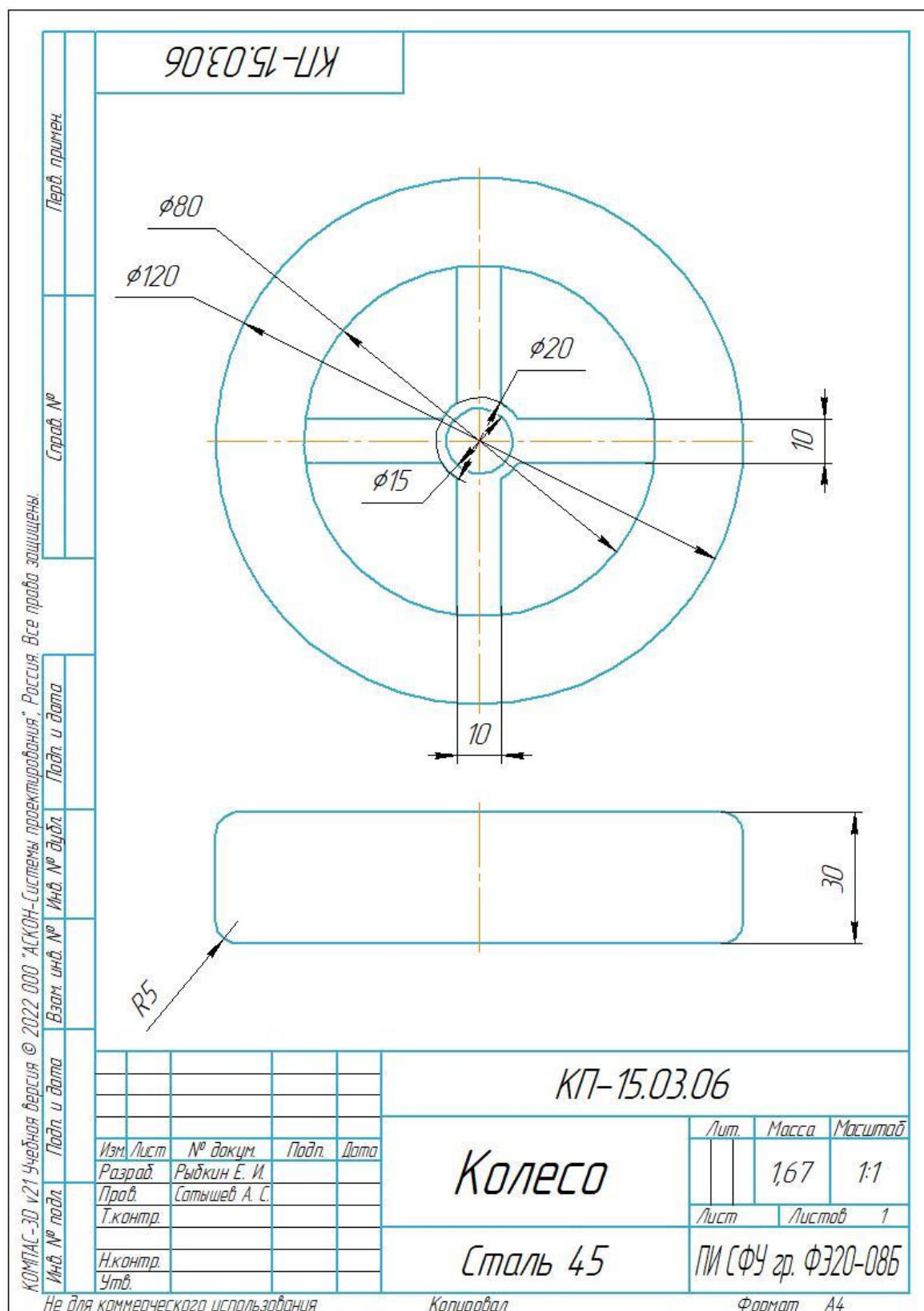
ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Чертеж звена FE2 (шток пневмодвигателя)



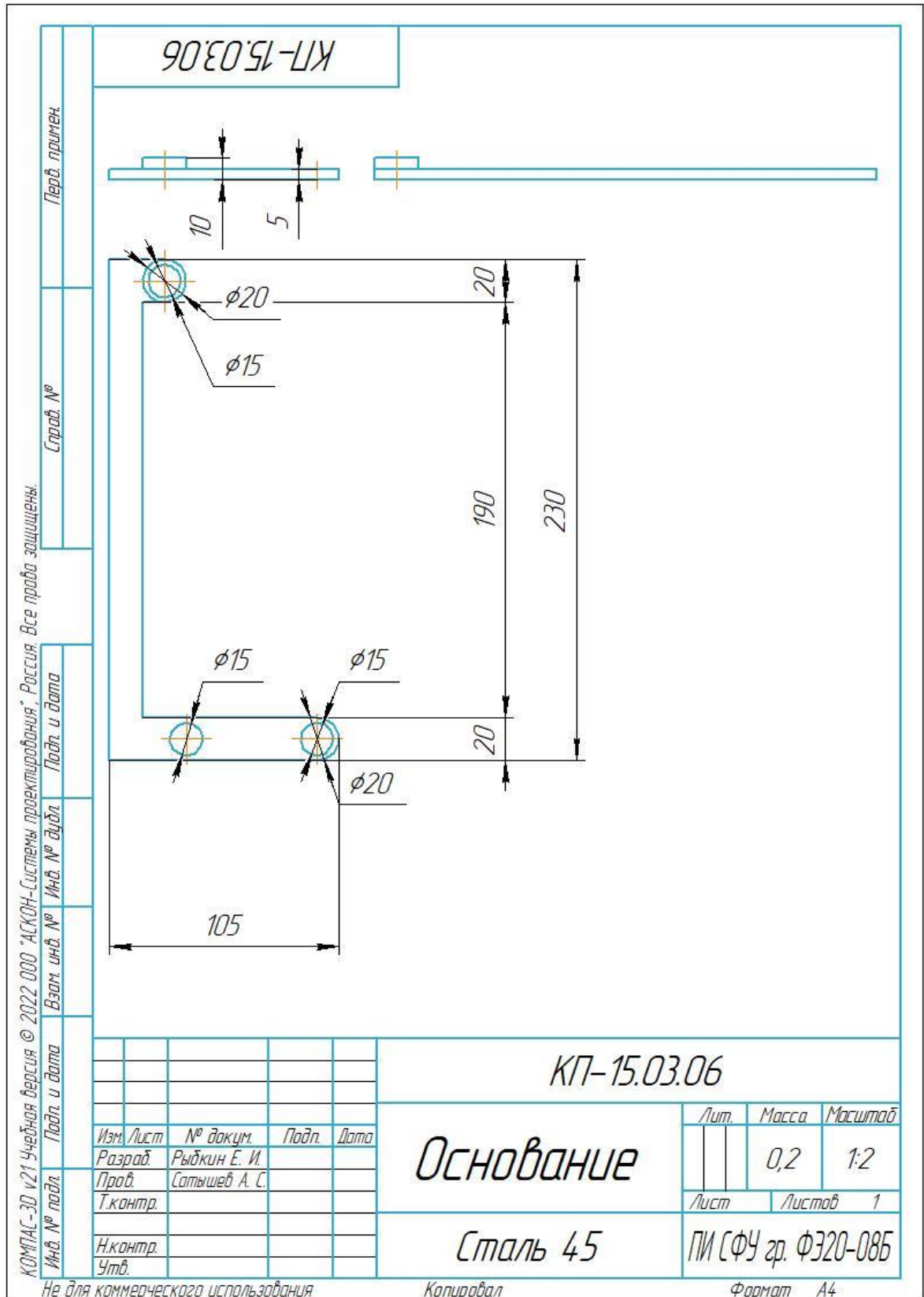
ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Чертеж колеса



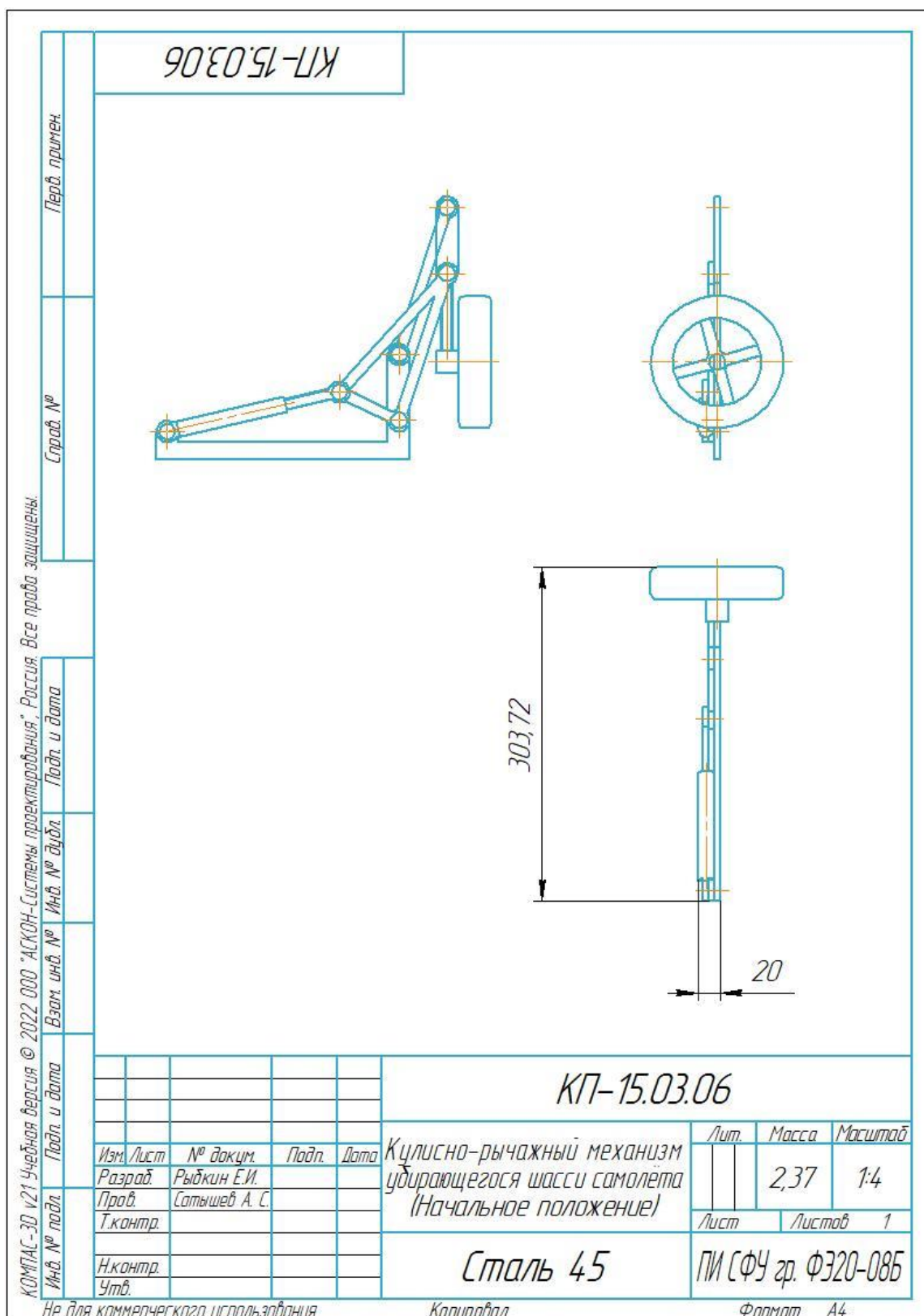
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Чертеж основания



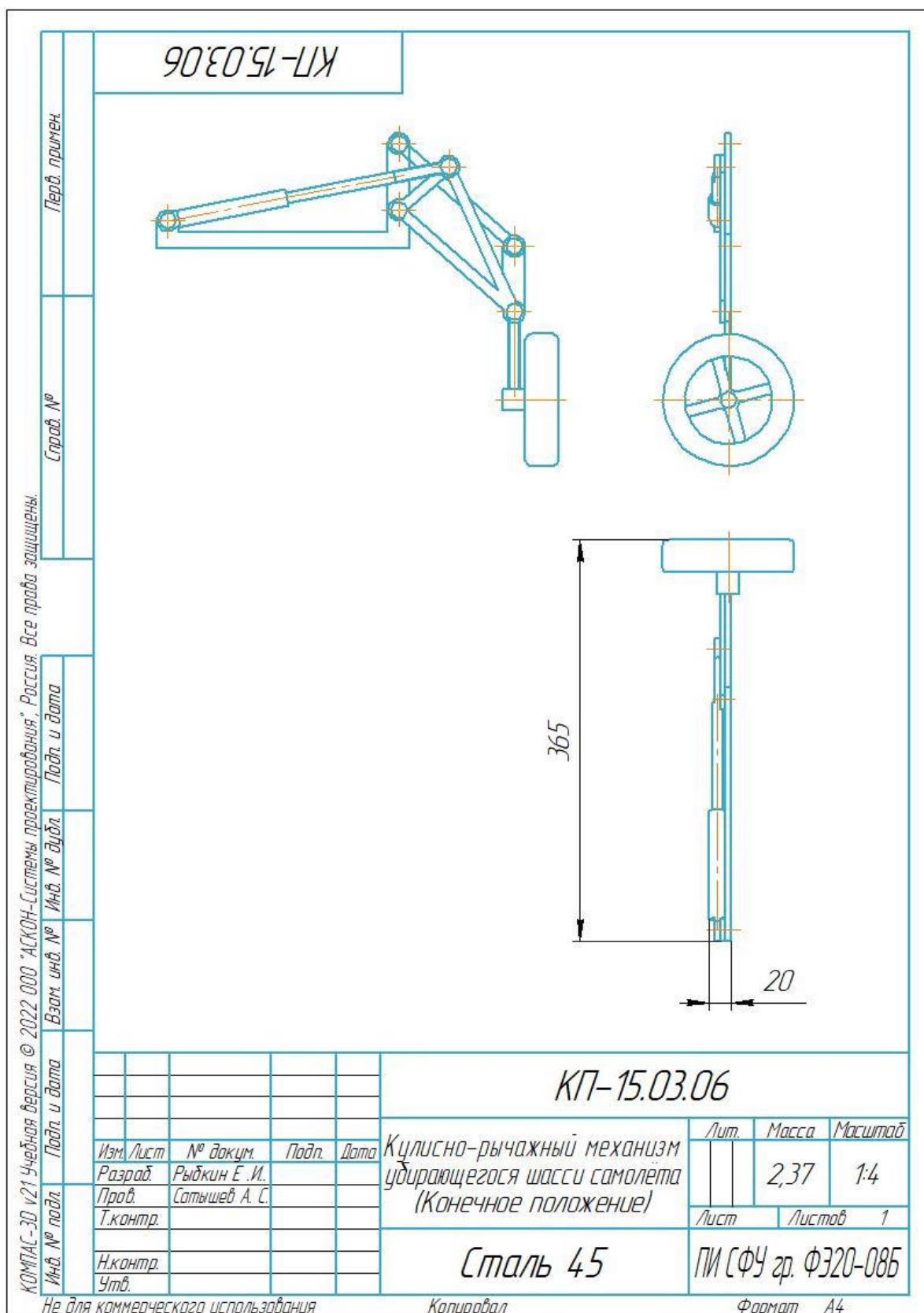
ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Кулисно-рычажный механизм убирающегося шасси самолёта (начальное положение)



ПРИЛОЖЕНИЕ И

Кулисно-рычажный механизм убирающегося шасси самолёта (конечное положение)



ПРИЛОЖЕНИЕ К

Схема пневматическая принципиальная

