

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Сварка, обработка материалов давлением и родственные процессы»
(наименование)

15.04.01 «Машиностроение»
(код и наименование направления подготовки)

Системы автоматизированного проектирования в машиностроении
(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Совершенствование конструкции демпфера
коленчатого вала в САПР

Студент Айдар Хабирович Кафизов
(И.О. Фамилия) (личная подпись)

Научный руководитель к.т.н., доцент, Е.Н. Почекуев
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2020

Содержание

Введение.....	3
1 Демпферы крутильных колебаний.....	7
1.1 Описание конструкции демпфера двигателя и его назначение.....	9
1.2 Выводы.....	12
2 Гармонический анализ двигателя.....	
13	
2.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма.....	
14	
2.2 Динамика кривошипно-шатунного механизма.....	
19	
2.3 Выводы.....	
34	
3 Проектирование и анализ крутильной системы коленчатого вала в САД..	
35	
3.1 Описание модели крутильной системы коленчатого вала.....	
36	
3.2 Расчет эквивалентной системы коленчатого вала.....	
38	
3.3 Выводы.....	
40	
4 Анализ крутильной системы в САПР.....	
41	
4.1 Модальный анализ колебаний крутильной системы.....	
41	
4.2 Анализ жесткости демпфера крутильных колебаний.....	
47	
4.3 Выводы.....	
54	

5	Анализ работы демпфера крутильных колебаний.....	55
5.1	Расчет крутильных колебаний коленчатого вала двигателя без демпфера.....	56
5.2	Расчет крутильных колебаний коленчатого вала двигателя с демпфером.....	62
5.3	Выводы.....	71
6	Анализ прочности демпфера в САПР.....	72
6.1	Построение сетки конечных элементов демпфера.....	72
6.2	Нагрузки и ограничения, действующие на демпфер.....	77
6.3	Выводы.....	82
	Заключение.....	83
	Список используемой литературы.....	85

Введение

Актуальность исследования. Автомобилестроение начала 21 века идет к планомерному снижению расхода топлива и существенной экономии производства. Причиной этого являются жесткие нормы по выбросу выхлопных газов, установленные Парижским соглашением [1] по снижению содержания углекислого газа в атмосфере. Согласно статистике о выбросах в атмосферу веществ передвижными источниками, несмотря на принимаемые повсеместно меры по снижению количества вредных веществ, за 2019 год было зафиксировано 11218 тыс. тонн оксида углерода и 1656 тыс. оксида

азота, что превышает показатели за 2014 год (10579 тыс. тонн и 1574 тыс. тонн соответственно). Для примера (рисунок 1), количество автомобилей с показателями EURO – 2 на территории Российской Федерации на 1 января 2019 года все еще велико и составляет: 29,2% - для парка легковых автомобилей, 42,9% - для парка легких коммерческих автомобилей и 62,9% - для парка грузовых автомобилей.



Рисунок 1 – Структура парка России по нормам токсичности

Данная статистика показывает острую необходимость принятия мер по снижению выбросов выхлопных газов автомобилями и уменьшения затрат на производство.

Одним из самых распространенных решений указанных проблем мирового автомобилестроения является планомерное снижение веса автомобиля и применение методов моделирования и виртуального проектирования.

Такие меры производства повышают требования к материалам. Экономия касается не только элементов кузова и подвески автомобилей,

обивки и материалов салона, но и двигателя. Еще 15-20 лет назад любой двигатель представлял собой массивный силовой агрегат, с цельнолитыми деталями, любое увеличение мощности требовало увеличения объема или количества цилиндров, негативным моментом в этом был повышенный расход топлива.

Надежность элементов двигателя является основным направлением их развития. На исправную жизнь двигателя влияет множество факторов, одним из пагубных влияний на его работу являются колебания его элементов. Крутильные колебания, особенно при высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя, могут вызвать поломку не только самого коленчатого вала, но и деталей кривошипно-шатунного механизма. Чтобы обезопасить коленчатый вал и его элементы от разрушения широко применяются демпферы крутильных колебаний, позволяющих продлить жизнь силового агрегата. Однако разработка такого сложного устройства сопровождается дорогостоящими расчетами и испытаниями. Применение методов моделирования позволяет сократить и упростить расчет демпфера крутильных колебаний.

Исходя из вышеперечисленных данных, можно сделать вывод, что метод разработки демпфера крутильных колебаний в CAD и CAE системах для решения вопроса надежности силового агрегата является актуальным и эффективным [6].

Цель исследования: разработка методики проектирования демпфера коленчатого вала для различных типов двигателей, обеспечивающих его надежность.

Гипотеза исследования: предполагается, что разработка методики проектирования демпфера крутильных колебаний двигателя внутреннего сгорания может быть осуществлена при помощи САПР.

Задачи исследования:

1. Выбор двигателя для расчета, гармонический анализ.
2. Разработка параметризованной модели демпфера крутильных колебаний в САД.
3. Анализ крутильной системы коленчатого вала и демпфера в САЕ.
4. Проверка эффективности работы демпфера, задание параметров материала.
5. Проверка прочности на разрыв демпфера в Siemens NX.

Методы исследования: были использованы как эмпирические, так и теоретические методы. Среди теоретических методов в работе применялся анализ и мысленное моделирование, эмпирических – измерение, эксперимент и материальное моделирование.

Научная новизна: разработана методика расчета демпфера крутильных колебаний. В методику включены: разработка параметризованной модели в САД, анализ работы исследуемого объекта в САЕ, описание параметров материала и проверка на прочность в Siemens NX.

Объект исследования: методика проектирования и анализа эффективности демпфера коленчатого вала.

Предмет исследования: демпфер крутильных колебаний.

Практическая ценность:

- 1) Модификация устройства для «гашения» крутильных колебаний.
- 2) Практическая ценность результатов может быть подтверждена методическим пособием по разработке демпфера.
- 3) Данная разработка может быть применима для промышленного производства.

Личный вклад автора заключается в создании методики разработки демпфера крутильных колебаний в САПР.

Апробация и внедрение результатов работы велись в течение всего исследования. Экспериментальная проверка предлагаемых методических рекомендаций была осуществлена в период производственной практики (научно-исследовательской работы) и преддипломной практики на базе кафедры сварки, обработки материалов давлением и родственных процессов Тольяттинского государственного университета, а также в период работы инженером-конструктором на базе АО «АВТОВАЗ» г. Тольятти Самарской области. Теоретические выводы и практические результаты исследования представлены на следующих конференциях:

Структура и объем магистерской диссертации: магистерская диссертация состоит из введения, шести глав и заключения. Общий объем – 88 страниц. В данной работе содержатся 61 иллюстрация, 15 таблиц, 30 использованных источников.

1 Демпферы крутильных колебаний

Такие важные элементы двигателя как коленчатый вал или элементы шатунно-поршневой группы, блок цилиндров, испытывают значительные нагрузки, которые могут привести к выходу из строя всего силового агрегата. Актуальным становится вопрос снижения нагрузок на важные элементы двигателя внутреннего сгорания (ДВС), которые отвечают за его работоспособность. Одним из наиболее опасных для двигателя являются крутильные колебания движущихся элементов, вызванных его неуравновешенной работой [3].

Абсолютной уравновешенности поршневого ДВС добиться невозможно, так как в процессе его работы всегда возникает реактивный момент, противоположенный крутящему моменту. Реактивный момент называется еще и опрокидывающим моментом и имеет свойство передаваться на силовую конструкцию автомобиля (рама, лонжероны), что вызывает вибрации кузова. Опрокидывающий момент является функцией угла поворота коленчатого вала двигателя, то есть эта величина принимает переменное значение, что и определяет невозможность устранения неуравновешенности двигателя. Однако ее влияние можно снизить, предприняв ряд мер для уравновешивания силового агрегата.

Перед тем как перечислить способы уравновешивания ДВС, стоит отметить, что с финансовой точки зрения данный процесс является достаточно затратным, существенно повышающим стоимость автомобиля. Поэтому различают: двигатели полностью уравновешенные, частично уравновешенные и неуравновешенные вовсе. С силами инерции 1-го порядка, вызванными изменением направления движения поршня и 2-го порядка вызванными изменением по величине линейной скорости поршня, можно бороться лишь изменением числа цилиндров или установкой различных противовесов, установленных на коленчатом валу. Центробежные силы инерции можно уравновесить подбором соответствующего количества и расположения кривошипов. Кроме этого, проводят динамическую и статическую балансировку коленчатого вала. Комплекс мер по уравновешиванию этой массивной детали двигателя называется балансировкой [4]. К балансировке также можно добавить ряд устройств "гасящих" основные колебания двигателя и крутильные колебания коленчатого вала, которые негативно сказываются на его прочности. Такие устройства называются демпферами. Демпфер крутильных колебаний (рисунок 2) позволяет предохранить коленчатый вал двигателя от негативных

последствий его работы, а также снизить вибрации и шум силового агрегата в целом.



Рисунок 2 – Демпфер крутильных колебаний

1.1 Описание конструкции демпфера двигателя легкового автомобиля и его назначение

Конструкция демпфера состоит из трех основных частей, представленных на рисунке 3, одна из которых является устройством, нейтрализующим колебания объекта. Для малофорсированных легковых автомобилей демпфер представляет собой резину, для дизельных и автотракторных силовых агрегатов, а также высокофорсированных

двигателей эту роль выполняет жидкое вещество, например масло или другая техническая жидкость (рисунок 4).

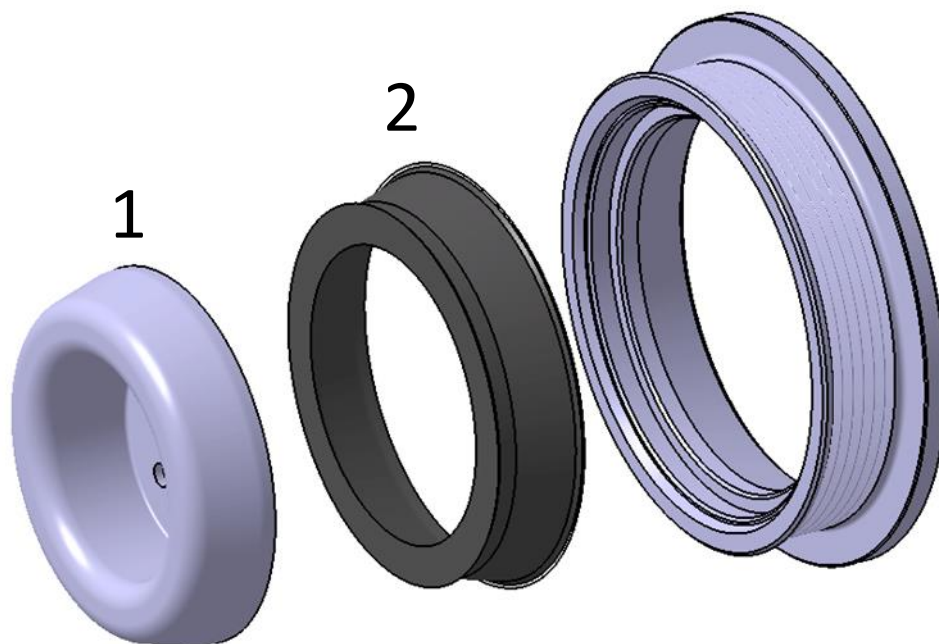


Рисунок 3 – Разнесенная модель сборки демпфера крутильных колебаний: 1 – ступица демпфера; 2 – резиновый амортизатор – «гаситель», 3 – венец демпфера.

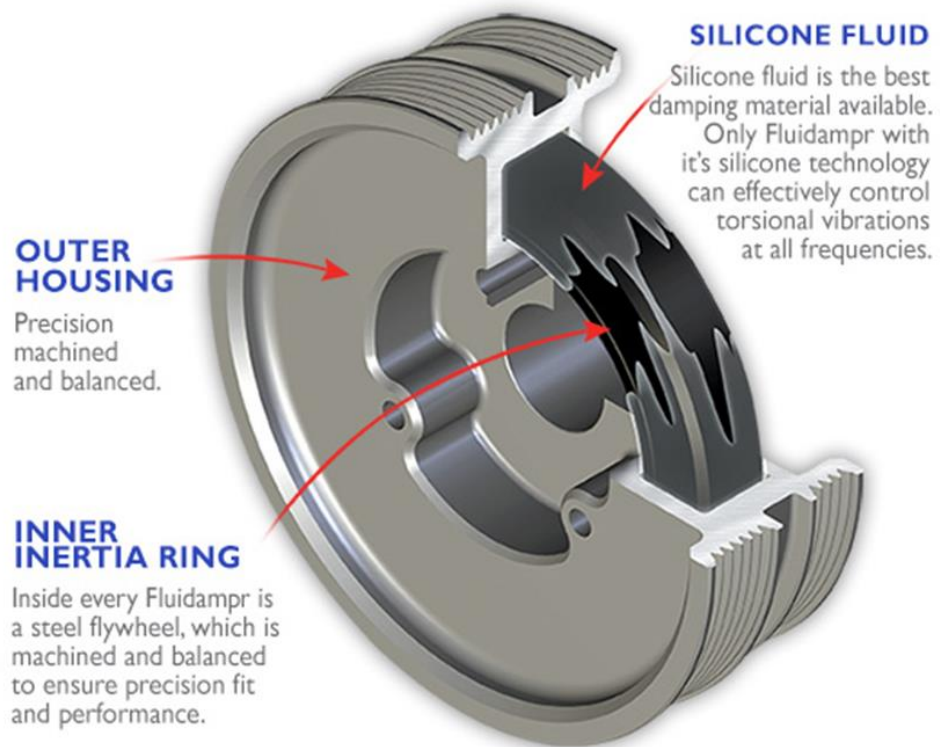


Рисунок 4 – Жидкостный демпфер крутильных колебаний

Демпфер крутильных колебаний устанавливается в передней части двигателя на «носок» коленчатого вала. Расположение демпфера крутильных колебаний можно обнаружить под капотом автомобиля на его двигателе (рисунок 5 и 6).

Помимо функции гашения крутильных колебаний, практически на всех двигателях демпфер выполняет роль устройства для привода вспомогательных агрегатов, а также снижения шумовых и вибрационных колебаний [8].

Для анализа работы демпфера нам необходимо составить параметризованную 3D модель крутильной системы, состоящую из коленчатого вала, маховика и самого демпфера. В связи с основными тенденциями проектирования продуктов, основывающихся на экономии времени и затрат, используем гибридный подход проектирования демпфера [7].

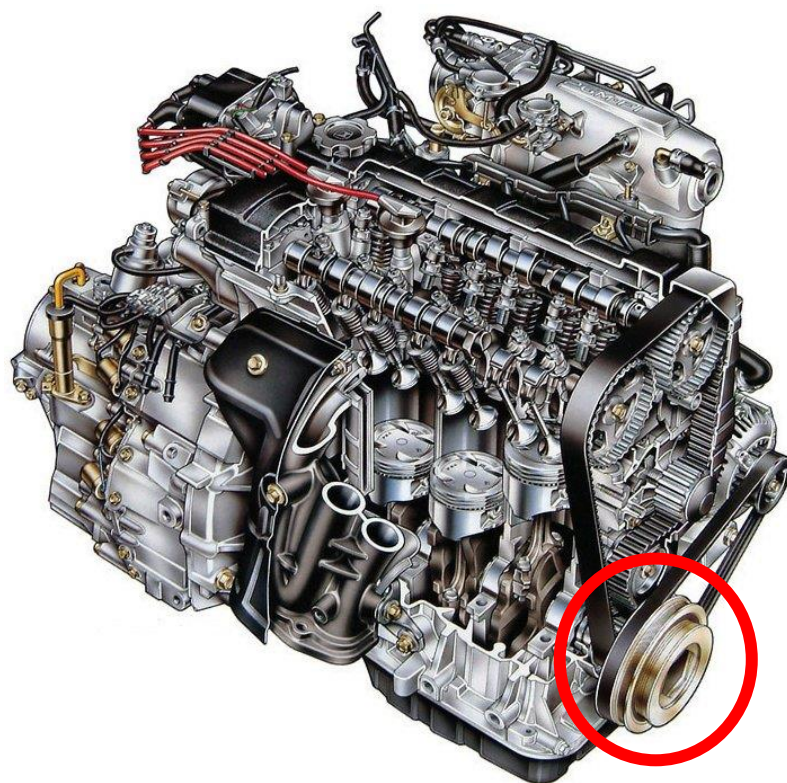


Рисунок 5 – Демпфер крутильных колебаний на рядном двигателе

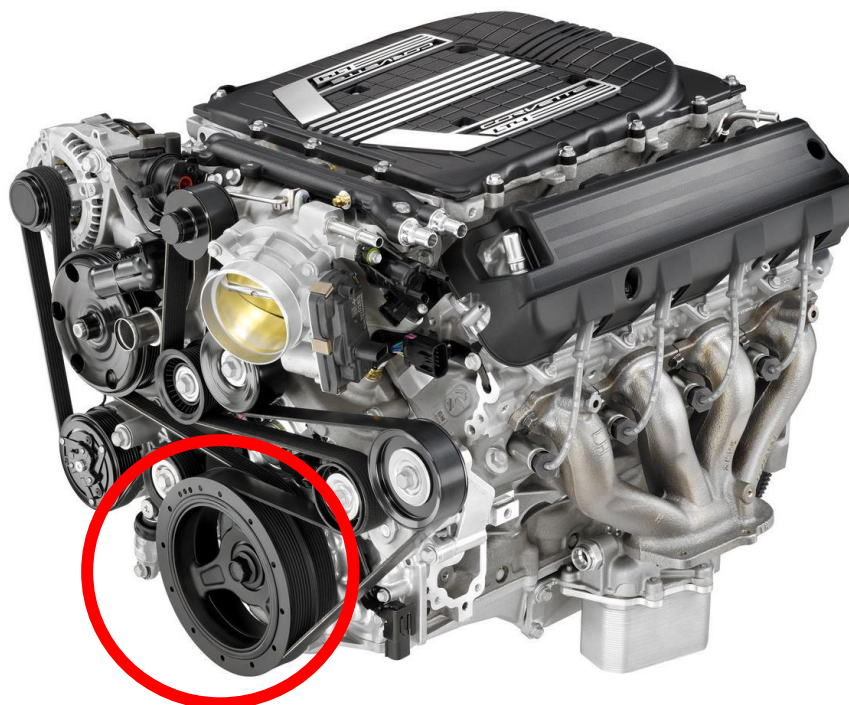


Рисунок 6 – Демпфер крутильных колебаний на V-образном двигателе

1.2 Выводы

Разработка демпфера крутильных колебаний, ввиду важности его исправной работы, сопровождается высокими затратами. Усложненные методики проектирования данной детали, зачастую могут не отражать объема необходимых параметров для расчета. К тому же многие из них не используют среду виртуального моделирования и программирования, что может сказаться на точности результатов в процессе испытаний.

Анализ существующих конструкций демпферов крутильных колебаний позволил обозначить основные аспекты, на которые нужно обратить внимание в процессе его проектирования. Поэтому приведем ряд задач, согласно которым, мы разработаем демпфер крутильных колебаний:

1. Построить сборку крутильной системы двигателя внутреннего сгорания легкового автомобиля в САПР.
2. Провести гармонический анализ двигателя внутреннего сгорания.
3. Осуществить модальный анализ крутильной системы коленчатого вала в САЕ.
4. Разработать методику модального анализа крутильной системы и жесткости демпфера крутильных колебаний в САПР.

2 Гармонический анализ двигателя

Для совершенствования конструкции демпфера необходимо произвести гармонический анализ двигателя. Гармонический анализ состоит из теплового, кинематического и динамического расчетов. Из теплового расчета мы определим силы давления газов на поршень, кинематический расчет позволит определить ускорение и угловую скорость поршня. Построение графиков кривых сил, действующих на кривошип, а также кривых моментов для каждого цилиндра осуществим при помощи динамического анализа. Для проведения расчетов были отобраны аналоги ДВС, представленных в таблице 1, из набора исходных данных которых был определен проектный двигатель, для которого будет произведен расчет демпфера крутильных колебаний [9].

Таблица 1 – Основные характеристики двигателей для гармонического анализа

Показатели	Единица измерения	Ford-Mazda Duratec-HE/MZR L8	Toyota 1ZZ-FE	BA3 21179	Проект
$N_{e \max}/n_N$	кВт/(об/мин)	92/6000	88/5600	90/6050	93/5600
$M_{e \max}/n_M$	Н·м/(об/мин)	165/4000	165/4400	170/3750	158/3360
V_l	см ³	1798	1794	1774	1596
ϵ		10,8	10	10,3	10,5
S	мм	83,1	91,5	84	75,6
D	мм	83	79	82	82
S/D		1,001	1,16	1,024	0,92
λ		0,284	0,269	0,29	0,295
Компоновка		R4	R4	R4	R4
Тип системы питания		PB	PB	PB	PB
Тип системы охлаждения		жидкостная	жидкостная	жидкостная	жидкостная

На основе таблицы аналогов, для анализа выбран двигатель, имеющий четыре цилиндра с рядным расположением, так как он является одним из самых уравновешанных двигателей.

Для проектируемого двигателя принимаем степень сжатия $\epsilon = 10,5$ для достижения наилучших мощностных характеристик двигателя, а также его

экономичности и экологичности [3]. По 4 клапана на цилиндр для наилучшего наполнения цилиндров. Применение более четырёх клапанов на цилиндр не даёт какого-либо заметного повышения эффективности работы двигателя. Распределённый впрыск топлива с электронным управлением обеспечивает максимальный КПД и минимальный расход топлива на различных режимах работы двигателя [4].

Номинальная мощность $N_e = 93$ кВт при $n_N = 5600$ об/мин;

Тип топливной системы питания: распределенный впрыск;

Компоновка – R4;

Степень сжатия: $\varepsilon = 10,5$;

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна: $\lambda=0,295$

Число клапанов на цилиндр – 4;

Система охлаждения: жидкостная.

Экологический стандарт – Евро 5.

2.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма

Задача кинематического расчета – нахождение перемещений, скоростей и ускорений в зависимости от угла поворота коленчатого вала (рисунок 7). На основе кинематического расчета проводится динамический расчет и нахождение крутящих моментов [4].

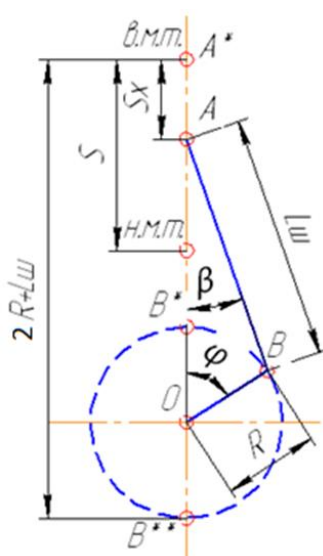


Рисунок 7 – Схема кривошипно-шатунного механизма

2.1.1 Расчет кинематических параметров

Расчеты будем проведены для $\varphi = 10^\circ$, значение для других углов будем приводить в таблицах и графиках. Перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа на 10° находится по формуле [9]:

$$S_x = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] = 37,8 \cdot \left[(1 - \cos 10^\circ) + \frac{0,295}{4} \cdot (1 - \cos 20^\circ) \right] = 0,7 \text{ мм.} \quad (1)$$

Полный ход поршня 75,6 мм.

Скорость поршня вычисляется по формуле:

$$v_{\text{п}} = \omega \cdot R \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) = 586,43 \cdot 0,038 \cdot \left(\sin 10^\circ + \frac{0,295}{2} \cdot \sin 20^\circ \right) = 4,99 \text{ м/с} \quad (2)$$

где ω – угловая скорость поршня при номинальных оборотах, находится по формуле:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5600}{30} = 586,43 \text{ рад/с.} \quad (3)$$

Ускорение поршня определим по формуле:

$$J_{\text{п}} = \omega^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi)) = 586,43^2 \cdot 0,038 \cdot (\cos 10^\circ + 0,295 \cdot \cos 20^\circ) = 16,492 \text{ м/с}^2. \quad (4)$$

Для углов $\varphi = 0 \div 360^\circ$ (так как графики цикличны) с шагом $\Delta\varphi = 10^\circ$ значения S , V и J приведены в таблице 2 и рисунках 8, 9, 10.

Таблица 2 – Перемещение, скорость и ускорение поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала

$\varphi, ^\circ$	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$J, \text{ м/с}^2$
0	0,0000	0,0000	16834,2921
10	0,0007	4,9676	16405,5321
20	0,0029	9,6833	15153,1473

30	0,0065	13,9151	13175,2762
40	0,0111	17,4687	10624,0718

Продолжение таблицы 2

$\varphi, ^\circ$	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$J, \text{ м/с}^2$
50	0,0168	20,2009	7689,9748
60	0,0231	22,0288	4582,3073
70	0,0298	22,9319	1508,4180
80	0,0366	22,9486	-1346,2383
90	0,0434	22,1671	-3834,8387
100	0,0498	20,7120	-5860,9010
110	0,0557	18,7286	-7383,7318
120	0,0609	16,3657	-8417,1460
130	0,0654	13,7610	-9021,8003
140	0,0691	11,0288	-9292,2462
150	0,0719	8,2519	-9340,4375
160	0,0740	5,4799	-9277,8335
170	0,0752	2,7310	-9198,3928
180	0,0756	0,0000	-9164,6146
190	0,0752	-2,7310	-9198,3928
200	0,0740	-5,4799	-9277,8335
210	0,0719	-8,2519	-9340,4375
220	0,0691	-11,0288	-9292,2462
230	0,0654	-13,7610	-9021,8003
240	0,0609	-16,3657	-8417,1460
250	0,0557	-18,7286	-7383,7318
260	0,0498	-20,7120	-5860,9010
270	0,0434	-22,1671	-3834,8387
280	0,0366	-22,9486	-1346,2383
290	0,0298	-22,9319	1508,4180

300	0,0231	-22,0288	4582,3073
310	0,0168	-20,2009	7689,9748

Продолжение таблицы 2

$\varphi, ^\circ$	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$J, \text{ м/с}^2$
320	0,0111	-17,4687	10624,0718
330	0,0065	-13,9151	13175,2762
340	0,0029	-9,6833	15153,1473
350	0,0007	-4,9676	16405,5321
360	0,0000	0,0000	16834,2921

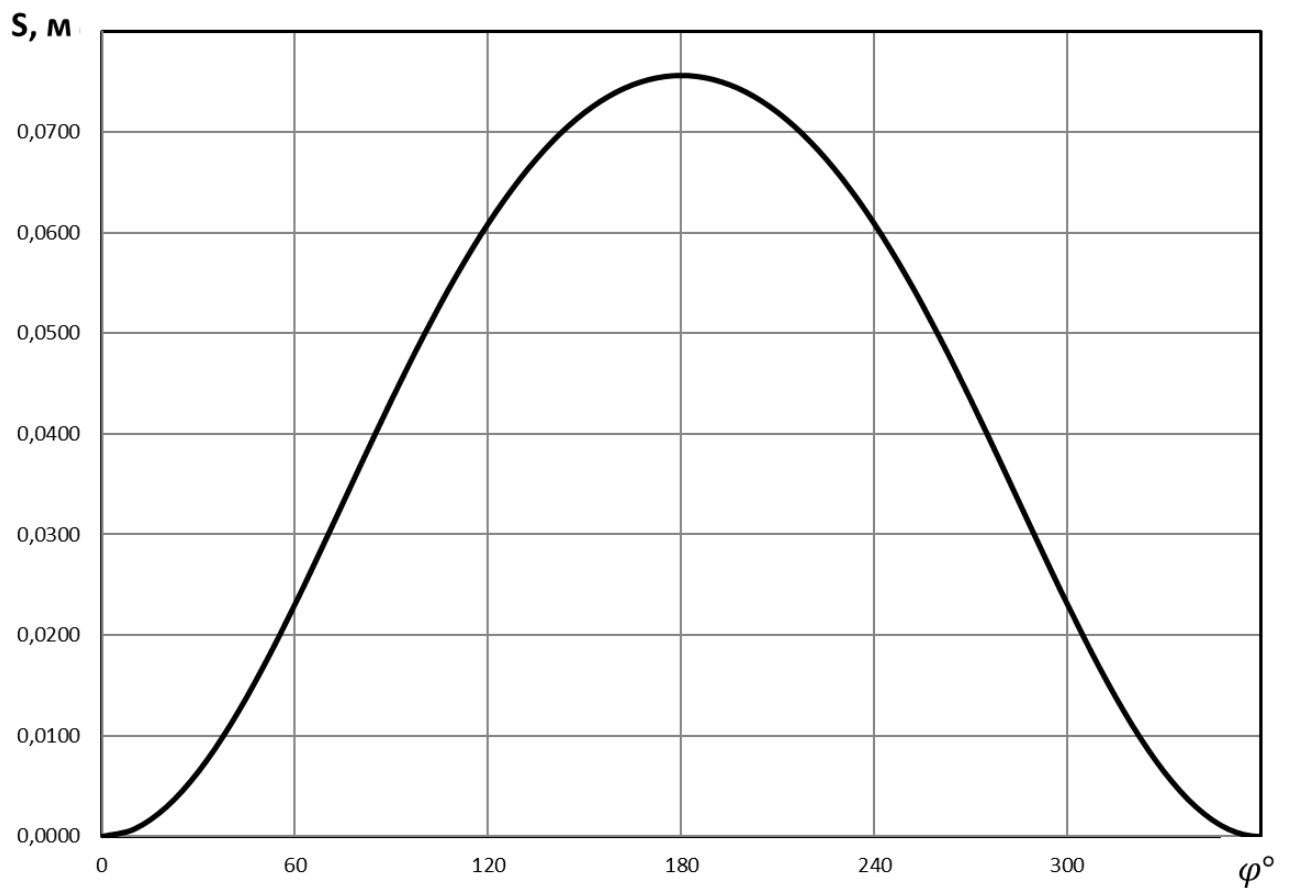


Рисунок 8 – Зависимость хода поршня от угла поворота коленчатого вала

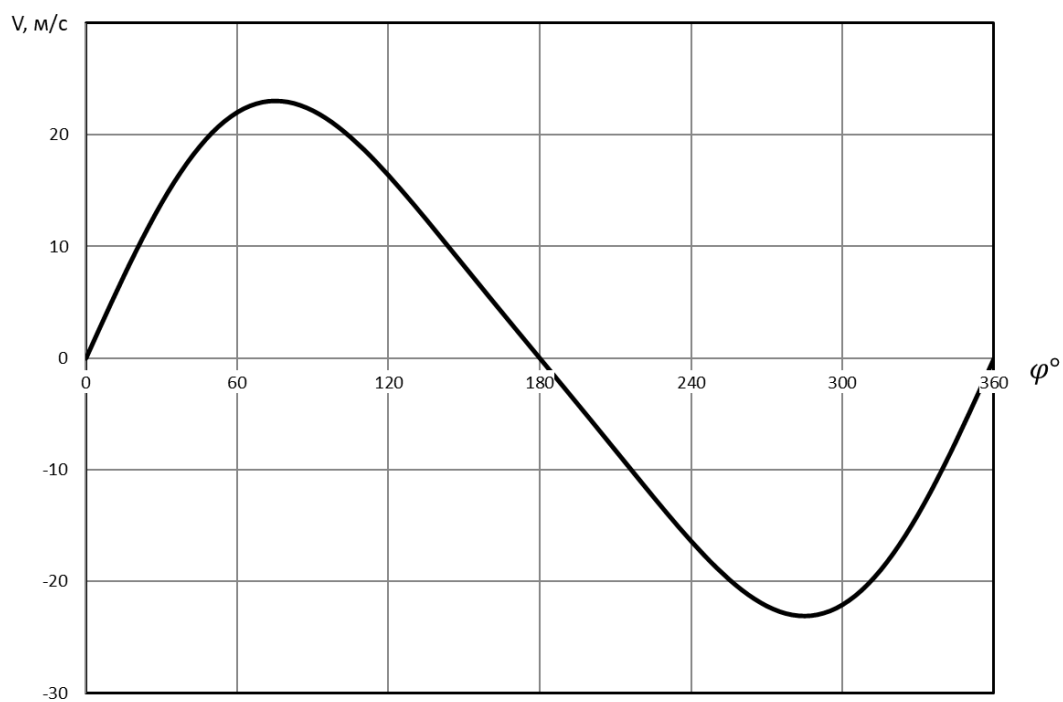


Рисунок 9 – Зависимость скорости поршня от угла поворота коленчатого вала

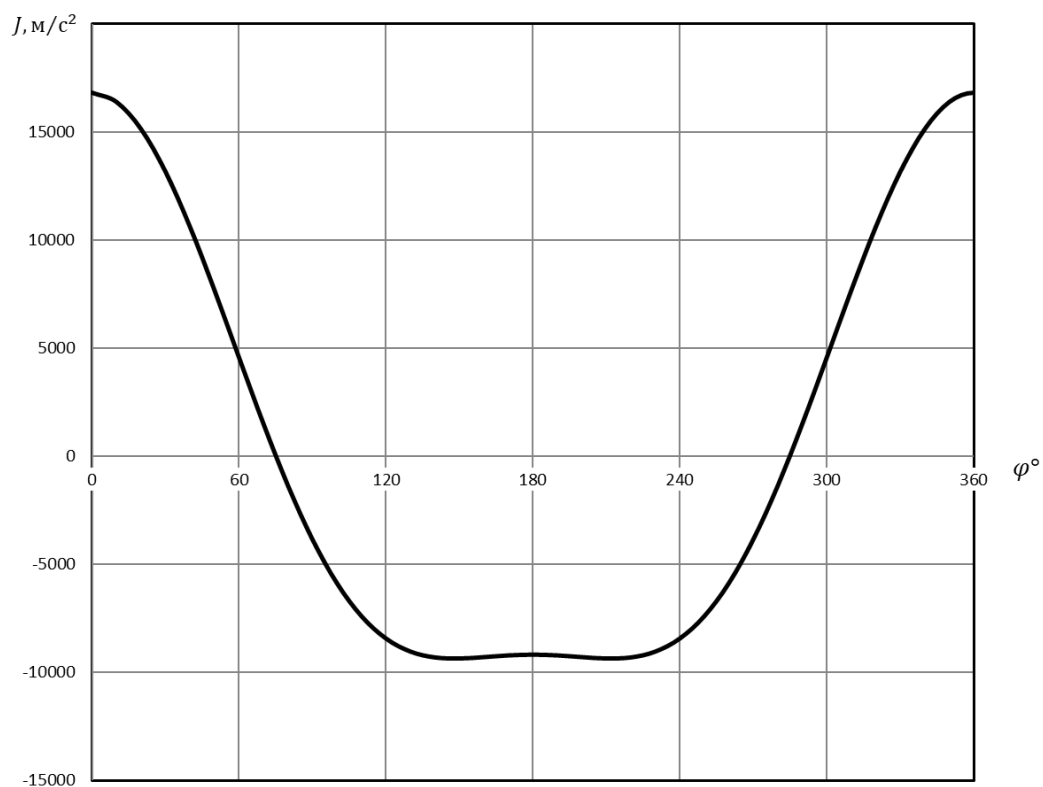


Рисунок 10 – Зависимость ускорения поршня от угла поворота коленчатого вала

Анализ графиков кинематического расчета кривошипно-шатунного механизма позволяет понять, что рассчитываемый двигатель имеет центральное расположение [4]. График зависимости хода поршня от угла поворота коленчатого вала, означает, что λ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна) обладает высоким значением, это говорит о повышенных инерционных и нормальных силах, при этом габаритные размеры двигателя и его масса характеризуются небольшими величинами. Зависимости скорости и ускорения поршня имеют плавный характер, а их значения, в связи с высоким λ , будут означать, быстроходность рассчитываемого двигателя.

2.2 Динамика кривошипно-шатунного механизма

Динами расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции. Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы давления газов в цилиндре, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, центробежные силы, давление на поршень со стороны картера и силы тяжести [22].

Схема сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, (рисунок 11):

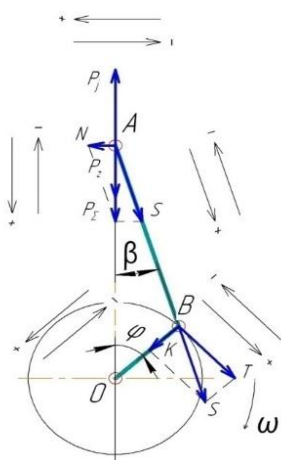


Рисунок 11 – Схема сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

2.2.1 Силы давления газов

Силы давления газов, действующие на площадь поршня, для упрощения динамического расчета заменяют одной силой, направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца. Данная сила численно равна:

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0) \cdot F_{\Pi}, \quad (5)$$

где $F_{\Pi} = 95 \text{ см}^2 = 0,0095 \text{ м}^2$, p_{Γ} и p_0 - давление газов в любой момент времени над и под поршнем соответственно, МПа.

Давление газов p_{Γ} берется из теплового расчета или из развернутой индикаторной диаграммы. Давление под поршнем численно равно атмосферному давлению.

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0) \cdot F_{\Pi} = (0,105 - 0,101) \cdot 0,0095 = 0,0380 \text{ кН}. \quad (6)$$

2.2.2 Определение исходных масс частей кривошипно-шатунного механизма

Массы элементов кривошипно-шатунного механизма:

- масса поршневой группы:

$$m_{\Pi} = 0,264 \text{ кг}.$$

- масса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = 0,415 \text{ кг}.$$

- масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\Pi} = 175 \cdot 0,0095 = 1,52 \text{ кг}. \quad (7)$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{ш.1}} = 0,275 \cdot m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,456 = 0,125 \text{ кг}. \quad (8)$$

- масса шатуна сосредоточенного на оси кривошипа:

$$m_{\text{ш.2}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,456 = 0,330 \text{ кг}. \quad (9)$$

- массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ш.1}} = 0,264 + 0,125 = 0,389 \text{ кг.} \quad (10)$$

- массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{ш.2}} = 1,52 + 0,330 = 1,85 \text{ кг.} \quad (11)$$

2.2.3 Силы инерции кривошипно-шатунного механизма

Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме, в соответствии с характером движения приведенных масс подразделяют на силы инерции поступательно движущихся масс P_j и центробежные силы инерции вращающихся масс $K_{R\kappa}$ и $K_{R\omega}$ (рисунок 12).

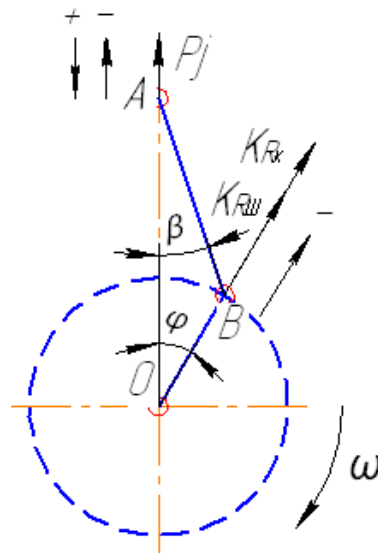


Рисунок 12 – Схема сил инерции, действующих на кривошипно-шатунный механизм

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс [4]:

$$P_j = P_{jI} + P_{jII} = -(m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi) \quad (12)$$

$$P_j = -(0,389 \cdot 0,038 \cdot 586,43^2 \cdot \cos 10^\circ + 0,389 \cdot 0,038 \cdot 586,43^2 \cdot 0,295 \cdot \cos 20^\circ) = -6,2 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 = -1,85 \cdot 0,038 \cdot 586,43^2 = -24,17 \text{ кН.} \quad (13)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш.2} \cdot R \cdot \omega^2 = -0,330 \cdot 0,038 \cdot 586,43^2 = -4,3 \text{ кН.} \quad (14)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс колена вала:

$$K_{Rк} = m_k \cdot R \cdot \omega^2 = -1,52 \cdot 0,038 \cdot 586,43^2 = -19,86 \text{ кН.} \quad (15)$$

2.2.4 Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

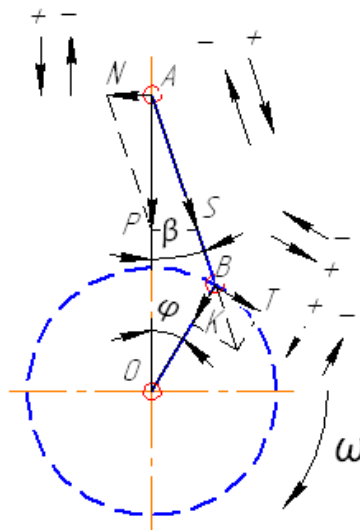


Рисунок 13 – Схема суммарных сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм

Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, определяют алгебраическим сложением сил давления газов и сил возвратно-поступательно движущихся масс [10]: $P_{\Sigma} = P_r + P_j$

$$P_{\Sigma} = P_r + P_j = 0,0248 - 6,2 = -6,17 \text{ кН.} \quad (16)$$

Значения суммарной силы, полученные по данной формуле, а также значения других сил, требуемых для ее вычисления, сведены в таблицу 3. По

данным таблицы 3 строятся диаграммы суммарной силы, силы инерции поступательных сил, и др. действующих в центре поршневого пальца. Зависимость сил P_z , P_Σ и P_j от угла поворота КВ (рисунок 14).

Сила N , действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра:

$$N = P_\Sigma \cdot \operatorname{tg} \beta = -6,17 \cdot 0,05 = -0,3 \text{ кН.} \quad (17)$$

Угол β находится по теореме синусов:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi) = \arcsin(0,295 \cdot \sin 10^\circ) = 0,035 \text{ рад} = 2,9^\circ. \quad (18)$$

Сила S , действующая вдоль шатуна, воздействует на него и далее передается кривошипу:

$$S = P_\Sigma / \cos \beta = -6,17 / 0,9987 = -6,2 \text{ кН.} \quad (19)$$

Силу S раскладываем на две силы:

- сила, направленная по радиусу кривошипа:

$$K = P_\Sigma \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta = -6,17 \cdot 0,9747 / 0,9987 = -6,05 \text{ кН.} \quad (20)$$

- тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа:

$$T = P_\Sigma \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -6,17 \cdot 0,223 / 0,9987 = -1,38 \text{ кН.} \quad (21)$$

- крутящий момент первого цилиндра:

$$M_{кр} = T \cdot R = -1,38 \cdot 0,038 = -52 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (22)$$

Силы K , T , P , N , S , $M_{кр}$ приведены в таблице 3 и рисунках 15, 16, 17.

Таблица 3 – Расчет сил K , T , P , N , S , $M_{кр}$

$\varphi, ^\circ$	P_z , кН	P_j , кН	P_Σ , кН	N , кН	S , кН	K , кН	T , кН	$M_{кр}$, кН·м
1	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0,0001	-6,3655	-6,3653	0,0000	-6,3653	-6,3653	0,0000	0,000
10	0,0194	-6,2033	-6,1839	-0,3157	-6,1919	-6,0351	-1,3846	-52,618
20	-0,0604	-5,7298	-5,7902	-0,5868	-5,8199	-5,2403	-2,5318	-96,209

30	-0,0604	-4,9819	-5,0424	-0,7518	-5,0980	-3,9909	-3,1722	-120,545
----	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	----------

Продолжение таблицы 3

$\varphi, ^\circ$	$P_z, \text{кН}$	$P_j, \text{кН}$	$P_\Sigma, \text{кН}$	$N, \text{кН}$	$S, \text{кН}$	$K, \text{кН}$	$T, \text{кН}$	$M_{кр}, \text{кН}\cdot\text{м}$
1	3	4	5	6	7	8	9	10
40	-0,0604	-4,0172	-4,0777	-0,7884	-4,1532	-2,6169	-3,2250	-122,552
50	-0,0604	-2,9078	-2,9682	-0,6887	-3,0470	-1,3803	-2,7165	-103,227
60	-0,0604	-1,7327	-1,7931	-0,4732	-1,8545	-0,4868	-1,7894	-68,001
70	-0,0604	-0,5704	-0,6308	-0,1821	-0,6565	-0,0446	-0,6550	-24,892
80	-0,0604	0,5090	0,4486	0,1363	0,4688	-0,05634	0,4654	17,687
90	-0,0604	1,4500	1,3896	0,4283	1,4541	-0,42832	1,3895	52,805
100	-0,0604	2,2162	2,1557	0,6550	2,2530	-1,01941	2,0092	76,350
110	-0,0604	2,7920	2,7315	0,7884	2,8430	-1,67510	2,2971	87,291
120	-0,0604	3,1827	3,1223	0,8239	3,2291	-2,2746	2,2920	87,097
130	-0,0604	3,4114	3,3509	0,7775	3,4399	-2,7495	2,0672	78,553
140	-0,0604	3,5136	3,4532	0,6677	3,5171	-3,0744	1,7082	64,912
150	-0,0604	3,5319	3,4714	0,5176	3,5097	-3,2651	1,2875	48,924
160	-0,0604	3,5082	3,4477	0,3494	3,4654	-3,3593	0,8508	32,332
170	-0,0604	3,4781	3,4177	0,1745	3,4221	-3,3960	0,4212	16,024
180	-0,0608	3,4654	3,4046	0,0000	3,4045	-3,4044	0,0000	0,000
190	-0,0576	3,4781	3,4205	-0,1746	3,4249	-3,3988	-0,4220	-16,037
200	-0,0479	3,5082	3,4603	-0,3507	3,4779	-3,3715	-0,8539	-32,450
210	-0,0308	3,5319	3,5010	-0,5220	3,5396	-3,2929	-1,2984	-49,341
220	-0,0050	3,5136	3,5085	-0,6784	3,5735	-3,1237	-1,7356	-65,952
230	0,0316	3,4114	3,4430	-0,7989	3,5344	-2,8250	-2,1239	-80,711
240	0,0825	3,1827	3,2653	-0,8617	3,377	-2,3788	-2,3970	-91,087
250	0,1528	2,7920	2,9448	-0,8500	3,0650	-1,8059	-2,4765	-94,107
260	0,2501	2,2162	2,4663	-0,7494	2,5776	-1,1663	-2,2987	-87,349
270	0,3864	1,4500	1,8365	-0,5661	1,9217	-0,5660	-1,8365	-69,786
280	0,5811	0,5090	1,0902	-0,3313	1,1394	-0,1369	-1,1311	-42,983

290	0,8660	-0,5704	0,2956	-0,0853	0,3077	0,0209	-0,3070	-11,666
-----	--------	---------	--------	---------	--------	--------	---------	---------

Продолжение таблицы 3

$\varphi, ^\circ$	$P_z, \text{кН}$	$P_j, \text{кН}$	$P_\Sigma, \text{кН}$	$N, \text{кН}$	$S, \text{кН}$	$K, \text{кН}$	$T, \text{кН}$	$M_{кр}, \text{кН}\cdot\text{м}$
1	3	4	5	6	7	8	9	10
300	1,2948	-1,7327	-0,4379	0,1155	-0,4528	-0,1189	0,4369	16,606
310	1,9592	-2,9078	-0,9485	0,2201	-0,9737	-0,4411	0,8681	32,988
320	3,0118	-4,0172	-1,0054	0,1944	-1,0240	-0,6452	0,7951	30,216
330	4,6727	-4,9819	-0,3091	0,0461	-0,3125	-0,2447	0,1944	7,390
340	6,8570	-5,7298	1,1272	-0,1142	1,1329	1,0202	-0,4928	-18,730
350	9,4970	-6,2033	3,2937	-0,1681	3,2979	3,2144	-0,7375	-28,025
360	40,094	-6,3655	33,729	0,0000	33,729	33,729	0,0000	0,000
370	36,266	-6,2033	30,063	1,5346	30,102	29,340	6,7316	255,802
380	33,114	-5,7298	27,385	2,7753	27,525	24,784	11,974	455,024
390	23,132	-4,9819	18,150	2,7061	18,351	14,365	11,418	433,918
400	16,089	-4,0172	12,071	2,3342	12,295	7,7473	9,5476	362,812
410	11,490	-2,9078	8,5830	1,9916	8,8110	3,9914	7,8550	298,492
420	8,5094	-1,7327	6,7768	1,7883	7,0087	1,8397	6,7630	256,995
430	6,5401	-0,5704	5,9698	1,7231	6,2134	0,4226	6,1991	235,566
440	5,2053	0,5090	5,7144	1,7364	5,9723	-0,7177	5,9290	225,305
450	4,2775	1,4500	5,7275	1,7655	5,9934	-1,7654	5,7275	217,647
460	3,6185	2,2162	5,8347	1,7730	6,0981	-2,7591	5,4381	206,651
470	3,1427	2,7920	5,9347	1,7130	6,1770	-3,6394	4,9909	189,657
480	2,7958	3,1827	5,9785	1,5776	6,1832	-4,3555	4,3887	166,774
490	2,2106	3,4114	5,6220	1,3045	5,7713	-4,6130	3,4682	131,792
500	1,9994	3,5136	5,5130	1,0660	5,6151	-4,9084	2,7271	103,632
510	1,8410	3,5319	5,3729	0,8010	5,4322	-5,0535	1,9926	75,722
520	1,6826	3,5082	5,1908	0,5261	5,2173	-5,0576	1,2810	48,678
530	1,3658	3,4781	4,8439	0,2473	4,8502	-4,8132	0,5976	22,711
540	0,4682	3,4654	3,9336	0,0000	3,9335	-3,9335	0,0000	0,000

550	0,2306	3,4781	3,7087	-0,1893	3,7135	-3,6852	-0,4575	-17,388
-----	--------	--------	--------	---------	--------	---------	---------	---------

Продолжение таблицы 3

$\varphi, ^\circ$	$P_z, \text{кН}$	$P_j, \text{кН}$	$P_\Sigma, \text{кН}$	$N, \text{кН}$	$S, \text{кН}$	$K, \text{кН}$	$T, \text{кН}$	$M_{кр}, \text{Н}\cdot\text{м}$
1	3	4	5	6	7	8	9	10
560	0,0986	3,5082	3,6068	-0,3655	3,6252	-3,5142	-0,8901	-33,824
570	0,0532	3,5319	3,5850	-0,5345	3,6246	-3,3720	-1,3296	-50,526
580	0,0532	3,5136	3,5668	-0,6897	3,6328	-3,1756	-1,7644	-67,048
590	0,0479	3,4114	3,4593	-0,8027	3,5511	-2,8384	-2,1340	-81,093
600	0,0479	3,1827	3,2307	-0,8525	3,3412	-2,3536	-2,3715	-90,120
610	0,0479	2,7920	2,8399	-0,8197	2,95582	-1,7415	-2,3882	-90,754
620	0,0479	2,2162	2,2641	-0,6880	2,3662	-1,0706	-2,1102	-80,188
630	0,0479	1,4500	1,4980	-0,4617	1,5675	-0,4617	-1,4979	-56,923
640	0,0479	0,5090	0,5570	-0,1692	0,5821	-0,0699	-0,5778	-21,960
650	0,0479	-0,5704	-0,5225	0,1508	-0,5437	-0,0369	0,5425	20,616
660	0,0479	-1,7327	-1,6848	0,4446	-1,7424	-0,4573	1,6813	63,891
670	0,0479	-2,9078	-2,8599	0,6636	-2,9358	-1,3299	2,6173	99,458
680	0,0479	-4,0172	-3,9693	0,7675	-4,0428	-2,5473	3,1393	119,295
690	0,0479	-4,9819	-4,9340	0,7356	-4,9885	-3,9051	3,1040	117,954
700	0,1144	-5,7298	-5,6153	0,5691	-5,6441	-5,0820	2,4553	93,303
710	0,0986	-6,2033	-6,1047	0,3116	-6,1126	-5,9578	1,3669	51,944
720	0,0001	-6,3655	-6,3653	0,0000	-6,3653	-6,3653	0,0000	0,000

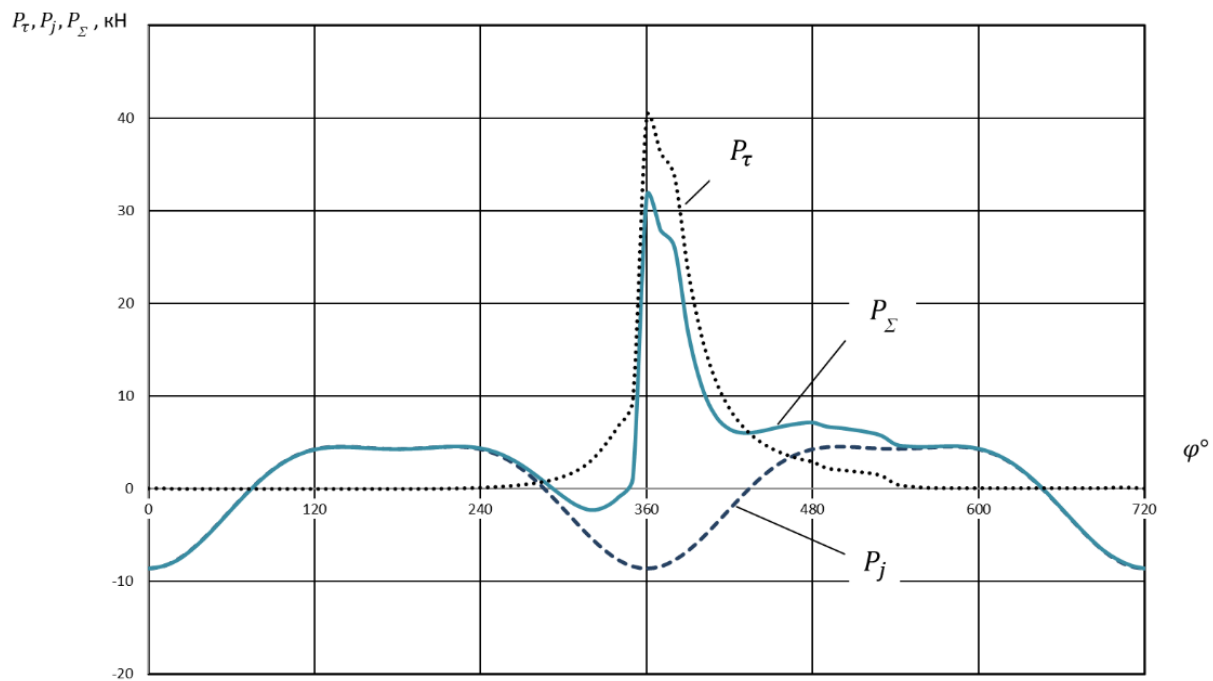


Рисунок 14 – Зависимость сил P_τ , P_Σ и P_j от угла поворота коленчатого вала

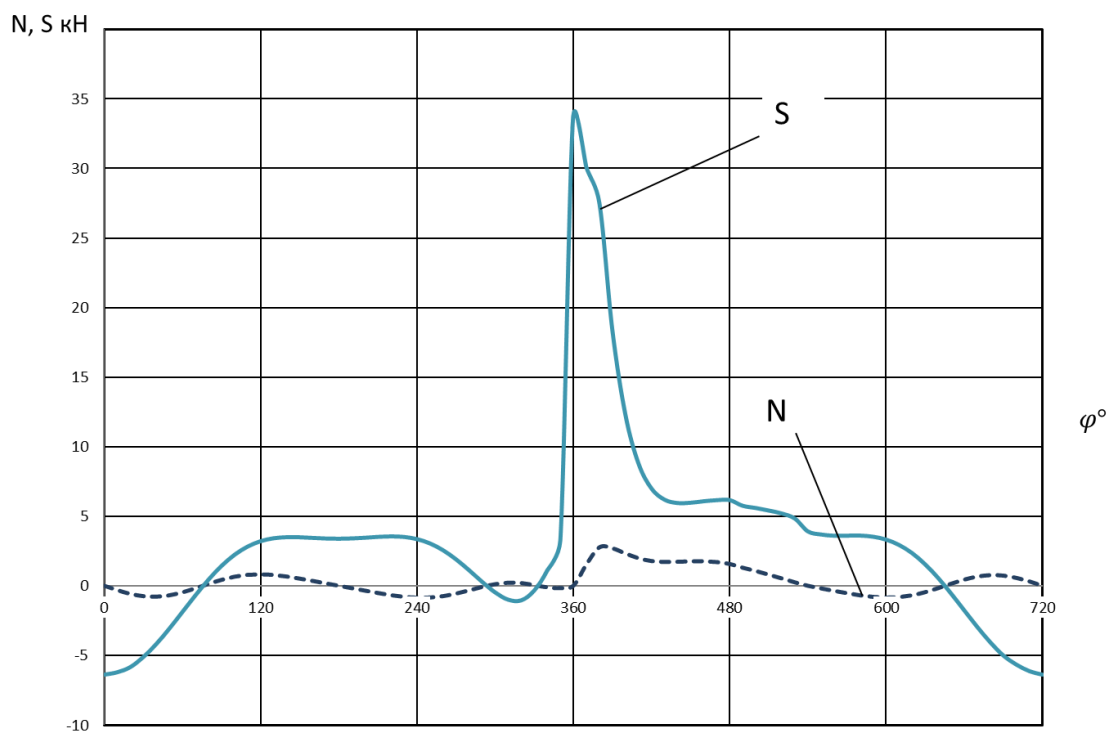


Рисунок 15 – Изменение сил N и S от угла поворота коленчатого вала

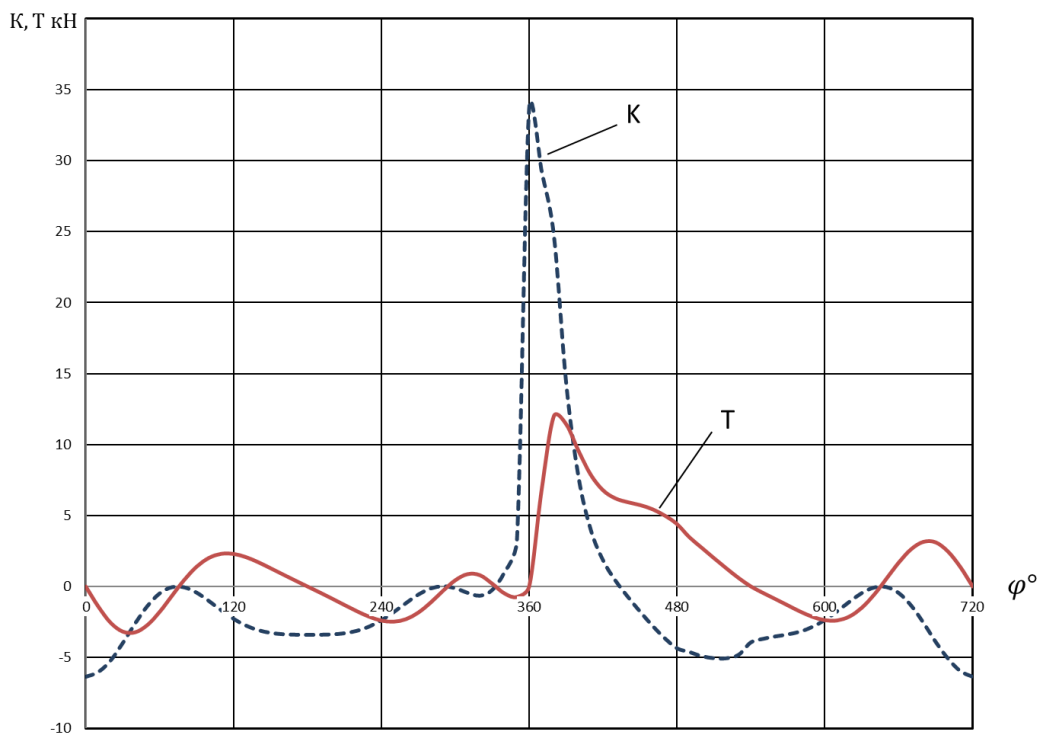


Рисунок 16 – Зависимость сил K и T от угла поворота коленчатого вала

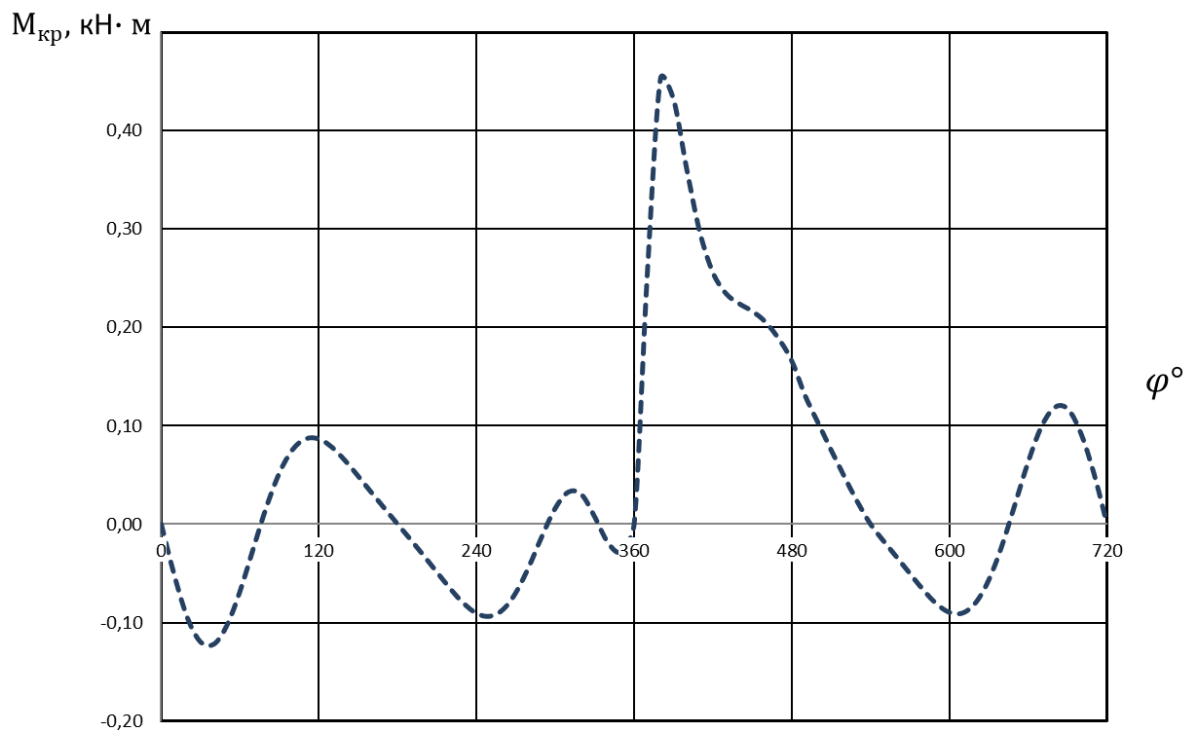


Рисунок 17 – Зависимость крутящего момента от угла поворота коленчатого вала

Проанализировав построенные графики, получены следующие максимальные значения сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм:

$N_{\max} = 2770 \text{ Н}$ – сила, действующая перпендикулярно оси цилиндра

$S_{\max} = 33 \text{ кН}$ – сила, действующая вдоль шатуна

$K_{\max} = 33 \text{ кН}$ – сила, направленная по радиусу кривошипа

$T_{\max} = 12 \text{ кН}$ – тангенциальная сила, направленная по окружности к радиусу кривошипа.

2.2.5 Крутящие моменты

Период изменения крутящего момента четырехтактного четырехцилиндрового двигателя с равными интервалами между вспышками:

$$\theta = 720/i = 720/4 = 180^\circ \quad (23)$$

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя осуществляется табличным методом (таблица 4) через каждые 10° угла поворота коленчатого вала [4].

Таблица 4 – Суммирование значений крутящих моментов

$\varphi,^\circ$	$M_{\text{кр1}}$	$\varphi,^\circ$	$M_{\text{кр2}}$	$\varphi,^\circ$	$M_{\text{кр3}}$	$\varphi,^\circ$	$M_{\text{кр4}}$	ΣM
1	2	3	4	5	6	7	8	13
0	0	180	0	360	0	540	0	0
10	-42	190	-13	370	202	550	-14	134
20	-76	200	-26	380	359	560	-27	231
30	-95	210	-39	390	343	570	-40	169
40	-97	220	-52	400	286	580	-53	6
50	-81	230	-64	410	236	590	-64	-72
60	-54	240	-72	420	203	600	-71	-82
70	-20	250	-74	430	186	610	-72	-35
80	14	260	-69	440	178	620	-63	52

Продолжение таблицы 4

$\varphi, ^\circ$	$M_{кр1}$	$\varphi, ^\circ$	$M_{кр2}$	$\varphi, ^\circ$	$M_{кр3}$	$\varphi, ^\circ$	$M_{кр4}$	ΣM
1	2	3	4	5	6	7	8	13
80	14	260	-69	440	178	620	-63	52
90	42	270	-55	450	172	630	-45	162
100	60	280	-34	460	163	640	-17	279
110	69	290	-9	470	150	650	16	388
120	69	300	13	480	132	660	50	470
130	62	310	26	490	104	670	79	499
140	51	320	24	500	82	680	94	479
150	39	330	6	510	60	690	93	393
160	26	340	-15	520	38	700	74	263
170	13	350	-22	530	18	710	41	118
180	0	360	0	540	0	720	0	0
190	-13	370	202	550	-14	0	0	225
200	-26	380	359	560	-27	10	-42	323
210	-39	390	343	570	-40	20	-76	175
220	-52	400	286	580	-53	30	-95	7
230	-64	410	236	590	-64	40	-97	-104
240	-72	420	203	600	-71	50	-81	-138
250	-74	430	186	610	-72	60	-54	-102
260	-69	440	178	620	-63	70	-20	-12
270	-55	450	172	630	-45	80	14	111
280	-34	460	163	640	-17	90	42	247
290	-9	470	150	650	16	100	60	375
300	13	480	132	660	50	110	69	475
310	26	490	104	670	79	120	69	515
320	24	500	82	680	94	130	62	501
330	6	510	60	690	93	140	51	417

Продолжение таблицы 4

$\varphi, ^\circ$	$M_{кр1}$	$\varphi, ^\circ$	$M_{кр2}$	$\varphi, ^\circ$	$M_{кр3}$	$\varphi, ^\circ$	$M_{кр4}$	ΣM
1	2	3	4	5	6	7	8	13
340	-15	520	38	700	74	150	39	286
350	-22	530	18	710	41	160	26	140
360	0	540	0	720	0	170	13	21
370	202	550	-14	0	0	180	0	247
380	359	560	-27	10	-42	190	-13	346
390	343	570	-40	20	-76	200	-26	199
400	286	580	-53	30	-95	210	-39	31
410	236	590	-64	40	-97	220	-52	-81
420	203	600	-71	50	-81	230	-64	-121
430	186	610	-72	60	-54	240	-72	-95
440	178	620	-63	70	-20	250	-74	-20
450	172	630	-45	80	14	260	-69	86
460	163	640	-17	90	42	270	-55	205
470	150	650	16	100	60	280	-34	324
480	132	660	50	110	69	290	-9	425
490	104	670	79	120	69	300	13	480
500	82	680	94	130	62	310	26	494
510	60	690	93	140	51	320	24	442
520	38	700	74	150	39	330	6	322
530	18	710	41	160	26	340	-15	167
540	0	720	0	170	13	350	-22	10
550	-14	0	0	180	0	360	0	-23
560	-27	10	-42	190	-13	370	202	123
570	-40	20	-76	200	-26	380	359	234
580	-53	30	-95	210	-39	390	343	115
590	-64	40	-97	220	-52	400	286	-16

Продолжение таблицы 4

$\varphi, ^\circ$	$M_{кр1}$	$\varphi, ^\circ$	$M_{кр2}$	$\varphi, ^\circ$	$M_{кр3}$	$\varphi, ^\circ$	$M_{кр4}$	ΣM
1	2	3	4	5	6	7	8	13
600	-71	50	-81	230	-64	410	236	-88
610	-72	60	-54	240	-72	420	203	-87
620	-63	70	-20	250	-74	430	186	-23
630	-45	80	14	260	-69	440	178	84
640	-17	90	42	270	-55	450	172	213
650	16	100	60	280	-34	460	163	343
660	50	110	69	290	-9	470	150	455
670	79	120	69	300	13	480	132	527
680	94	130	62	310	26	490	104	532
690	93	140	51	320	24	500	82	479
700	74	150	39	330	6	510	60	357
710	41	160	26	340	-15	520	38	199
720	0	170	13	350	-22	530	18	39

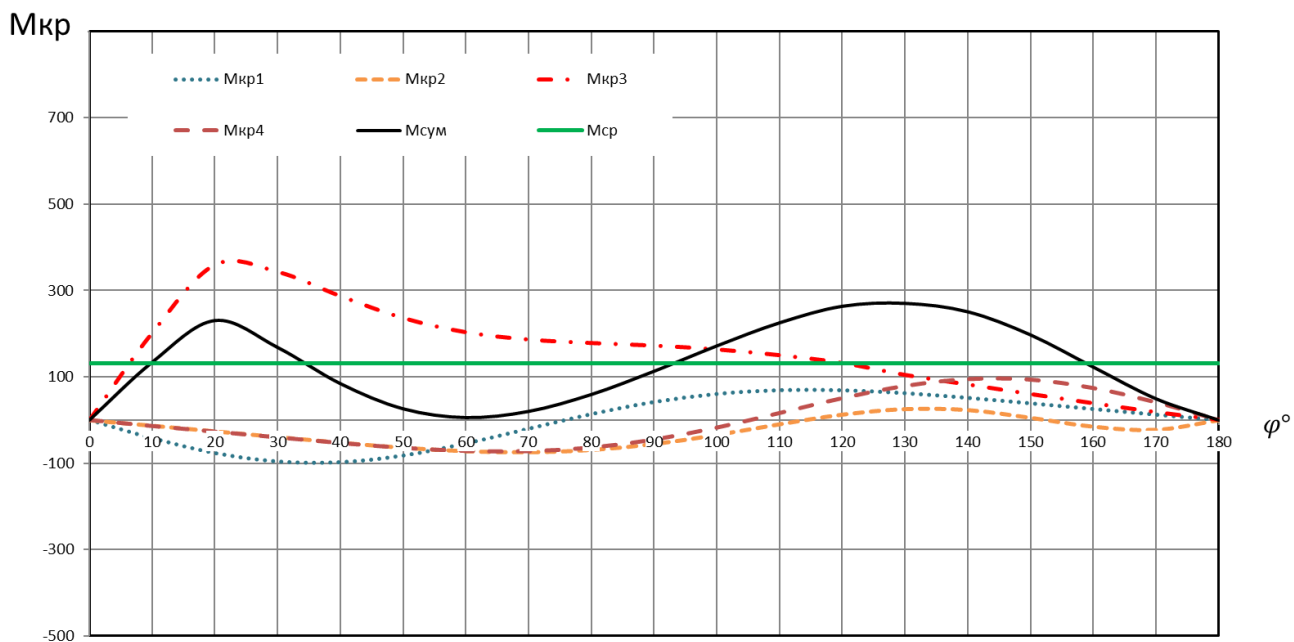


Рисунок 18 – Крутящие моменты двигателя по каждому цилиндру

В результате анализа таблицы 4 и кривых на рисунке 18 получим следующие крутящие моменты для расчета:

Средний крутящий момент двигателя:

$$M_{кр.ср} = 131 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Максимальный крутящий момент:

$$M_{кр.мах} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Минимальный крутящий момент:

$$M_{кр.мин} = -14 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Моменты полученные в результате гармонического анализа рассчитаны без учета потерь на силы трения, поэтому введем показатель механического КПД (коэффициента полезного действия) двигателя [24]. Примем, что КПД рассчитываемого двигателя:

$$\eta_{двс} = 70\%$$

Пересчитаем полученные крутящие моменты с учетом выбранного КПД:

Средний крутящий момент двигателя:

$$M_{кр.ср} = 131 \cdot 0,7 = 91,7 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (24)$$

Максимальный крутящий момент:

$$M_{кр.мах} = 250 \cdot 0,7 = 175 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (25)$$

Минимальный крутящий момент:

$$M_{кр.мин} = -14 \cdot 0,7 = 9,8 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (26)$$

2.3 Выводы

В результате гармонического анализа двигателя внутреннего сгорания получены необходимые данные для расчета его амплитудно-частотных характеристик:

1. Установленные параметры кинематического расчета свидетельствуют о значительном ходе поршней двигателя, его быстроходности и высокой вибрационной нагрузке.
2. Динамический анализ работы двигателя выявил инерционную нагрузку двигателя. Определены следующие силы: действующие перпендикулярно оси цилиндра, вдоль оси шатуна, сила, направленная по радиусу кривошипа и тангенциальная сила, направленная по окружности к радиусу кривошипа.
3. Анализ кривых крутящих моментов позволил определить максимальные, минимальные и средние крутящие моменты по каждому цилиндру двигателя.
4. Выбран механический КПД двигателя. Рассчитаны крутящие моменты с учетом механических потерь.
5. Результаты гармонического анализа работы двигателя показали необходимость установки демпфера крутильных колебаний.

3 Проектирование и анализ крутильной системы коленчатого вала в CAD

Для проектирования конструкции демпфера необходим анализ крутильной системы двигателя для каждого его элемента с учетом физических и механических свойств материалов. Для постановки задачи расчета демпфера крутильных колебаний в системе автоматизированного проектирования САПР была создана параметризованная модель крутильной системы коленчатого вала, состоящая из:

- коленчатого вала;
- демпфера;
- шкива;
- маховика

Модель крутильной системы двигателя представлена на рисунках 19 и 20.

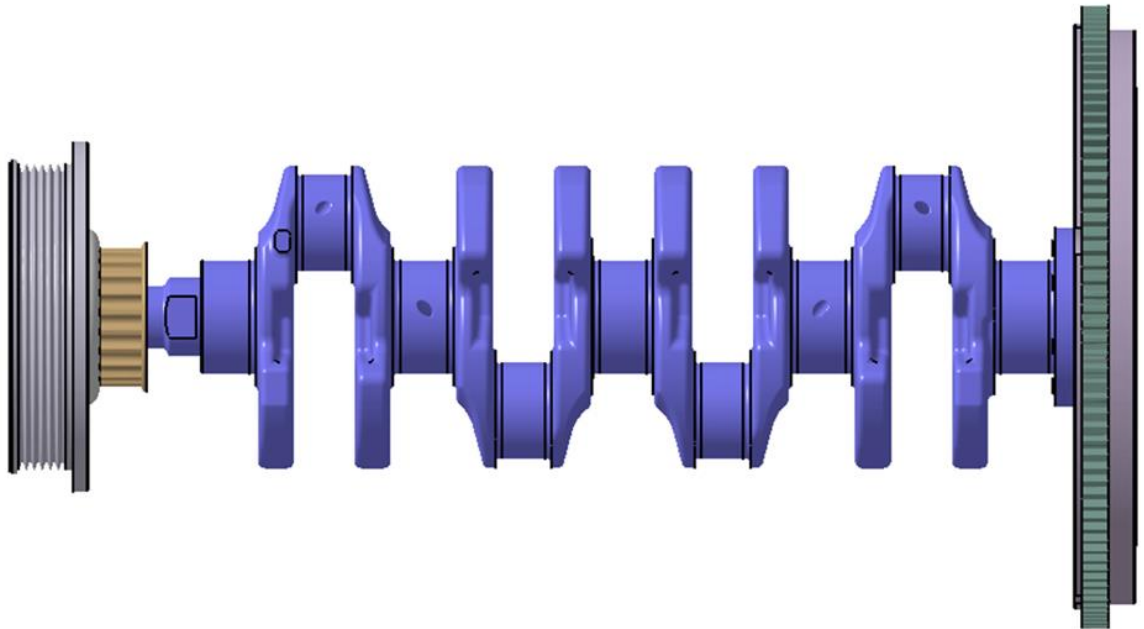


Рисунок 19 – Электронная модель системы коленчатого вала

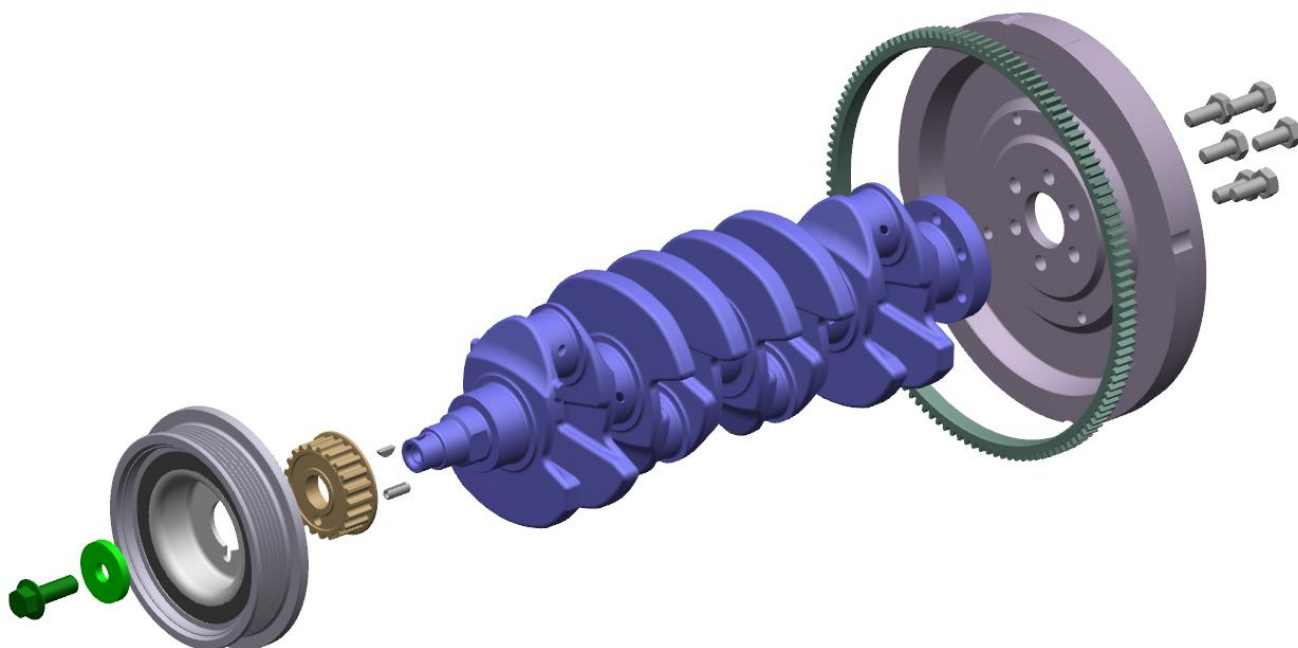


Рисунок 20 – Разнесенная сборка модели крутильной системы коленчатого вала

3.1 Описание модели крутильной системы коленчатого вала

При расчетах для деталей крутильной системы были заданы следующие материалы, представленные в таблице 5.

Таблица 5 – Материалы деталей крутильной системы

Данные по крутильной системе двигателя	
наименование детали	материал
Венец демпфера	СЧ 25
Фланец демпфера	Сталь 5ХГМ
Резиновый элемент демпфера	Резина 57-9024
Шкив зубч. колен. вала	Сталь Х12М
Шайба крепления шкивов	Ст1пс
Болт крепления шкивов	Сталь 38ХГНМ
Шайба дистанционная	Ст3пс
Шпонка шкива коленч. вала	Сталь 12ХН

Продолжение таблицы 5

Данные по крутильной системе двигателя	
наименование детали	материал
Обод зубч. маховика	Сталь 12ХН
Штифт установочный сцепления	Ст1пс
Маховик	ВЧ 40
Болт самоблок. крепл. маховика	Сталь 38ХГНМ
Шайба болтов крепления маховика	Ст1пс
Болт крепления кожуха сцепления к маховику	Сталь 38ХГНМ
Диск сцепления нажимной с пружиной нажимной	Сталь 45
Коленчатый вал	ВЧ 40

Основные данные по геометрическим размерам и массе коленчатого вала и поршневой группе приведены в таблице 6, 7, 8:

Таблица 6 – Геометрические размеры деталей крутильной системы

Параметры	Единица измерения	Двигатель и коленчатый вал
Диаметр /длина коренной шейки	мм	50,809 / 27,2
Диаметр/длина шатун. шейки	мм	43 / 25
Ширина/толщина щеки	мм	82 / 18,4
Длина /Øфланца вала	мм	15 / 80
Кол-во /Øб./ Ø расположение болтов	мм	6 / 10 / 62
Длина /Ø участка 1 носка вала	мм	16 / 22
Длина /Ø участка 2 носка вала	мм	19,15 / 28
Длина /Ø участка 3 носка вала	мм	15 / 32
Длина /Ø участка 4 носка вала	мм	12,07 / 50,809
Радиус кривошипа	мм	42

Длина шатуна	мм	128
--------------	----	-----

Таблица 7 – Масса шатунно-поршневой группы

Наименование	Масса, г
Поршень	264
Кольца поршневые	20,4
Палец поршневой	77,5
Стопорные кольца	1,4
Шатунные вкладыши	30,6
Шатун	415
Верхняя головка шатуна в сборе	111,4
Нижняя головка шатуна в сборе	334,2
Масса сов. возвр-пост. движение	378,1

Таблица 8 – Характеристики материала коленчатого вала

Наименование	Величина
Материал	ВЧ 40
Удельный вес, кг/м ³	7100
Модуль упругости 11 рода, кг/мм ²	7600

3.2 Расчет эквивалентной системы коленчатого вала

Расчет моментов инерции деталей проведен по математическим моделям в САТИА. Результаты расчетов приведены в таблице 9. Масса шатунно-поршневой группы заменяется эквивалентной массой, приведенной к оси коленчатого вала.

Таблица 9 – Расчет моментов инерции и масс крутильной системы на носке коленчатого вала

Детали крутильной системы двигателя	Удел. вес, кг/м ³	Масса, кг	Момент инер. относит. оси колен. вала, кгм ²	Кол-во дет.
Венец демпфера, I демпфера	7200	1,201	0,0054	1

Продолжение таблицы 9

Детали крутильной системы двигателя	Удел. вес, кг/м ³	Масса, кг	Момент инер. относит. оси колен. вала, кгм ²	Кол-во дет.
Фланец демпфера	7800	0,509	0,000948	1
Резиновый элемент демпфера	1120	0,041	0,0001239	1
Шкив зубч. колен. вала	5630	0,34	0,000191	1
Шайба крепления шкивов	7800	0.053	0,0000116	1
Болт крепления шкивов	7800	0,0584	0,0000021	1
Шайба дистанционная	7800	0,0519	0,0000402	1
Шпонка шкива коленч. вала	7800	0,00146	0,0000000108	1
Масса на носке вала, I носка		2,2543	0,00649451	8

Таблица 10 – Расчет моментов инерции и масс крутильной системы на фланце коленчатого вала

Детали крутильной системы двигателя	Удел. вес, кг/м ³	Масса, кг	Момент инер. относит. оси колен. вала, кгм ²	Кол-во дет.
Обод зубч. маховика	7800	0,64689	0,011408	1
Штифт установочный сцепления	7800	0,0034	0,0000513	3
Маховик	7200	5,70619	0,0585405	1
Болт самоблок. крепл. маховика	7800	0,0269	0,0000266	6
Шайба болтов крепления маховика	7800	0,03034	0,0000309	6
Болт крепления кожуха сцепления к маховику	7800	0,010385	0,0001521	6
Диск сцепления нажимной с пружиной нажимной	7605	3,402	0,030145	1
Масса на фланце вала, I фланца		10,0193	0,1013505	

Таблица 11 – Расчет моментов инерции участков коленчатого вала

Участки крутильной системы двигателя	Момент инер. относит. оси колен. вала, кгм ²
Кривошипно-шатунный механизм, Iкшм	0.0010194

Колено 1 коленчатого вала, $I_{кол1}$	0.0046943
---------------------------------------	-----------

Продолжение таблицы 11

Участки крутильной системы двигателя	Момент инер. относит. оси колен. вала, $кгм^2$
Колено 2 коленчатого вала, $I_{кол2}$	0.0048174
Колено 3 коленчатого вала $I_{кол3}$	0.0048167
Колено 4 коленчатого вала $I_{кол4}$	0.0047927
Масса на 1-ом колене	0.0057137
Масса на 2-ом колене	0.0058368
Масса на 3-ем колене	0.0058361
Масса на 4-ом колене	0.0058121

Жесткость участков вала определялась в программе Siemens NX Advanced Simulation (таблица 12).

Таблица 12 – Расчет жесткости участков коленчатого вала

Детали крутильной системы	Жесткость, нм/рад
Носок и полколена	71024.4
Колена 1,2,3,4	312224.
Фланец и полколена	273468

3.3 Выводы

В результате проделанной работы получены необходимые данные для расчета демпфера крутильных колебаний:

1. Спроектирована модель крутильной системы коленчатого вала.
2. Произведено геометрическое описание модели.
3. Рассчитаны массы, моменты инерции и жесткости участков крутильной системы в САПР.

4. Анализ крутильной системы в САПР

Для дальнейшего расчета необходимо произвести частотный анализ крутильной системы коленчатого вала и жесткости демпфера. Определим собственную частоту вращения системы, (рисунок 21) для определения резонансной частоты, иными словами совпадения частоты крутильной системы с частотой вынуждающей силы (силы давления газов). Резонанс может вызвать резкий скачок амплитуды колебаний всей системы, тем самым привести к поломке коленчатого вала. Для предохранения коленчатого вала от таких поломок и вводится демпфер крутильных колебаний [12].

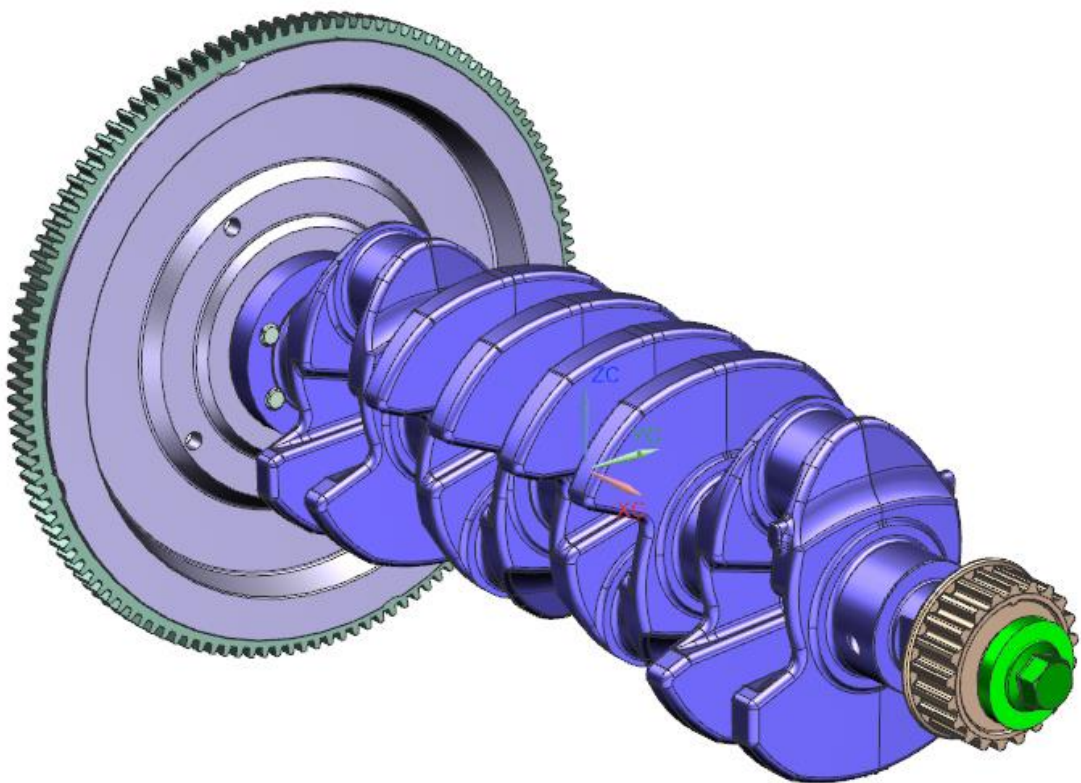


Рисунок 21 – Крутильная система коленчатого вала без демпфера

4.1 Модальный анализ колебаний крутильной системы

Расчет собственных колебаний будет производиться в программе Siemens NX Advanced Simulation. Электронная модель системы представляет

собой сборочный файл *.prt. Наличие нескольких деталей в сборке может усложнить расчет данной системы, кроме того, возникли бы определенные сложности с построением сетки. Поэтому будем использовать эквивалентную модель в виде единой электронной модели одной детали, которая представлена на рисунке 22.

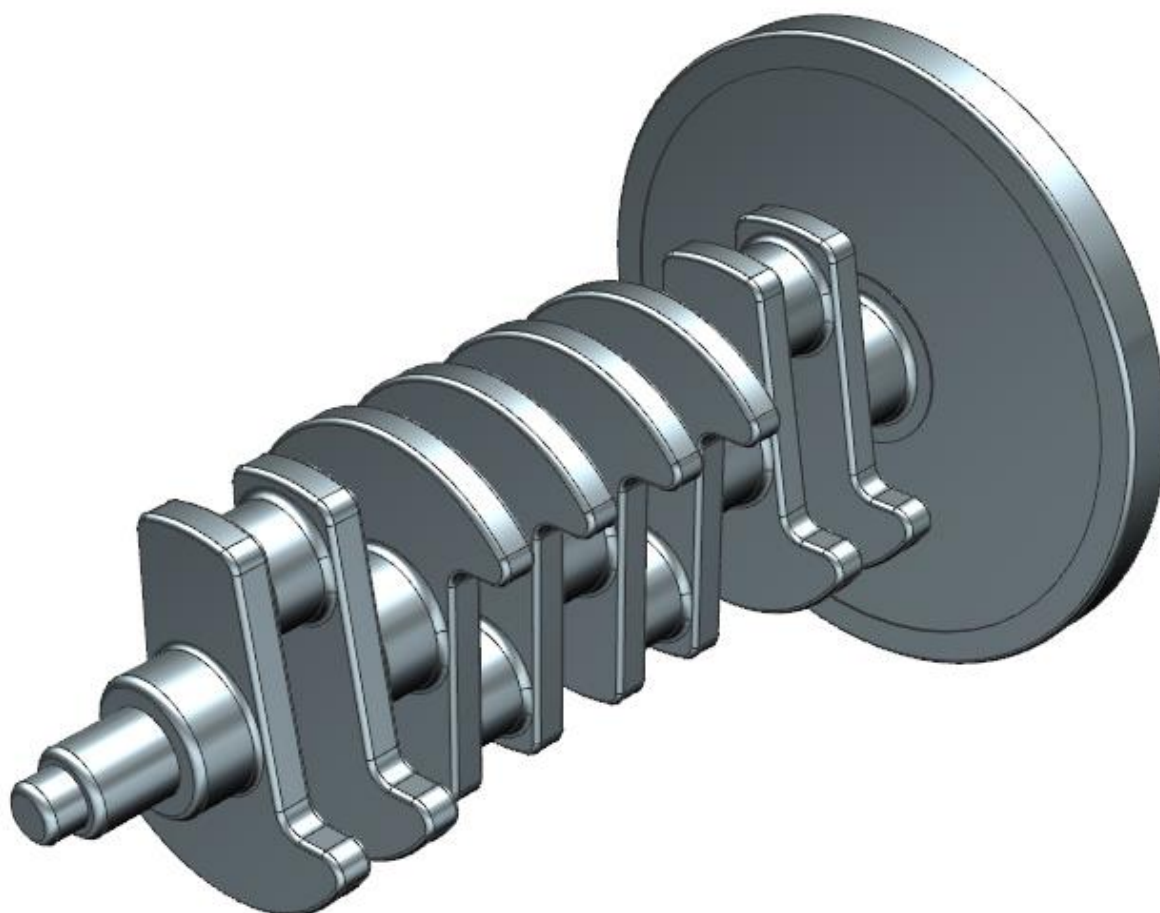


Рисунок 22 – Эквивалентная модель системы коленчатого вала с маховиком

Так как коленчатый вал и маховик выполнены из чугуна, то и материал всей системы соответственно будет чугун, что также значительно упростит расчет собственной частоты системы. Материал выбран Iron Cast G25.

Следующим шагом будет задание решателя и его типа для данной системы, а также других параметров:

- Решатель: NASTRAN

- Тип решателя: SOL 103 Действительные собственные значения.
- Метод определения собственных значений: метод Ланцоша
- Диапазон частот нижний предел: -
- Диапазон частот верхний предел: 500 Hz.
- Требуемое число форм: 10
- Число векторов: 7

В файле fem зададим сетку для нашего материала со следующим параметрами (рисунок 23).

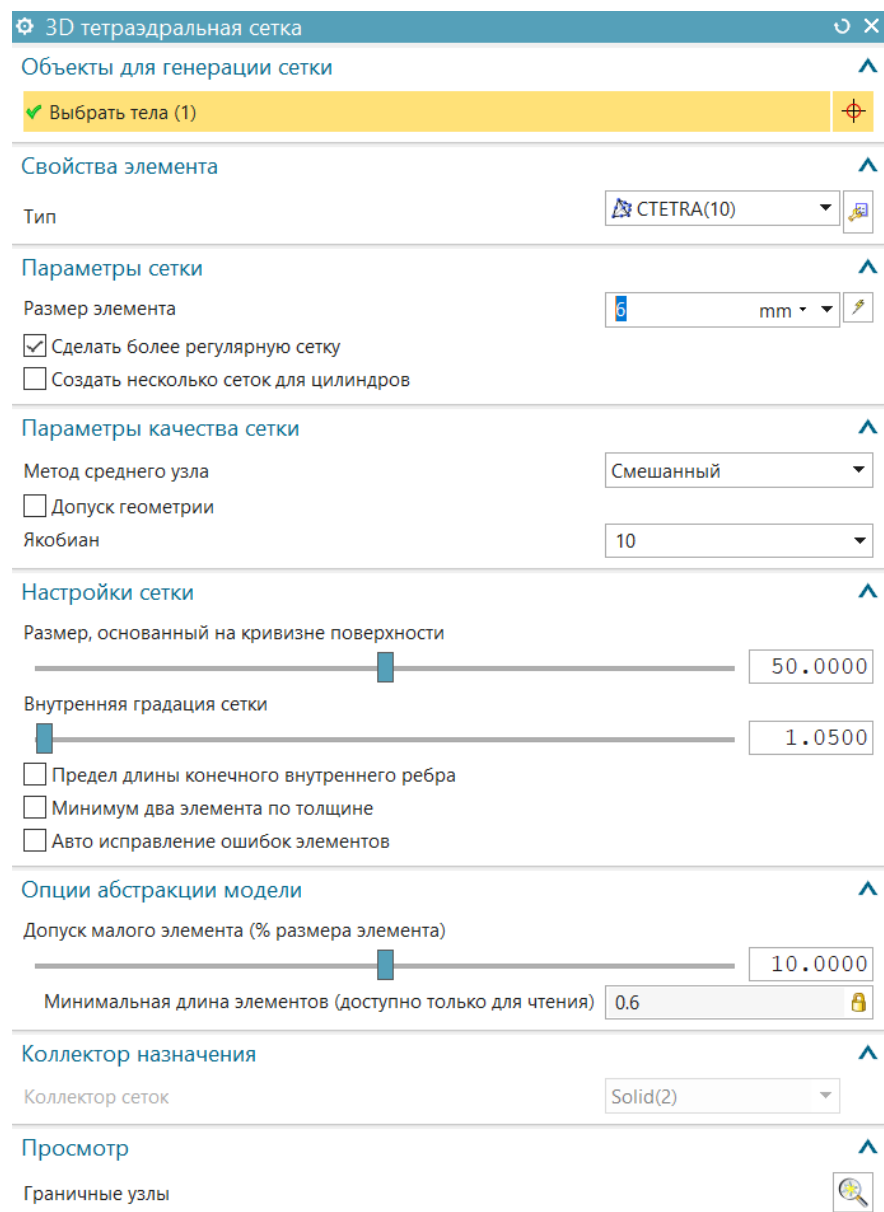


Рисунок 23 – Параметры сетки для упрощенной модели коленчатого вала и маховика

Получим следующую конечно-элементную модель (рисунок 24):

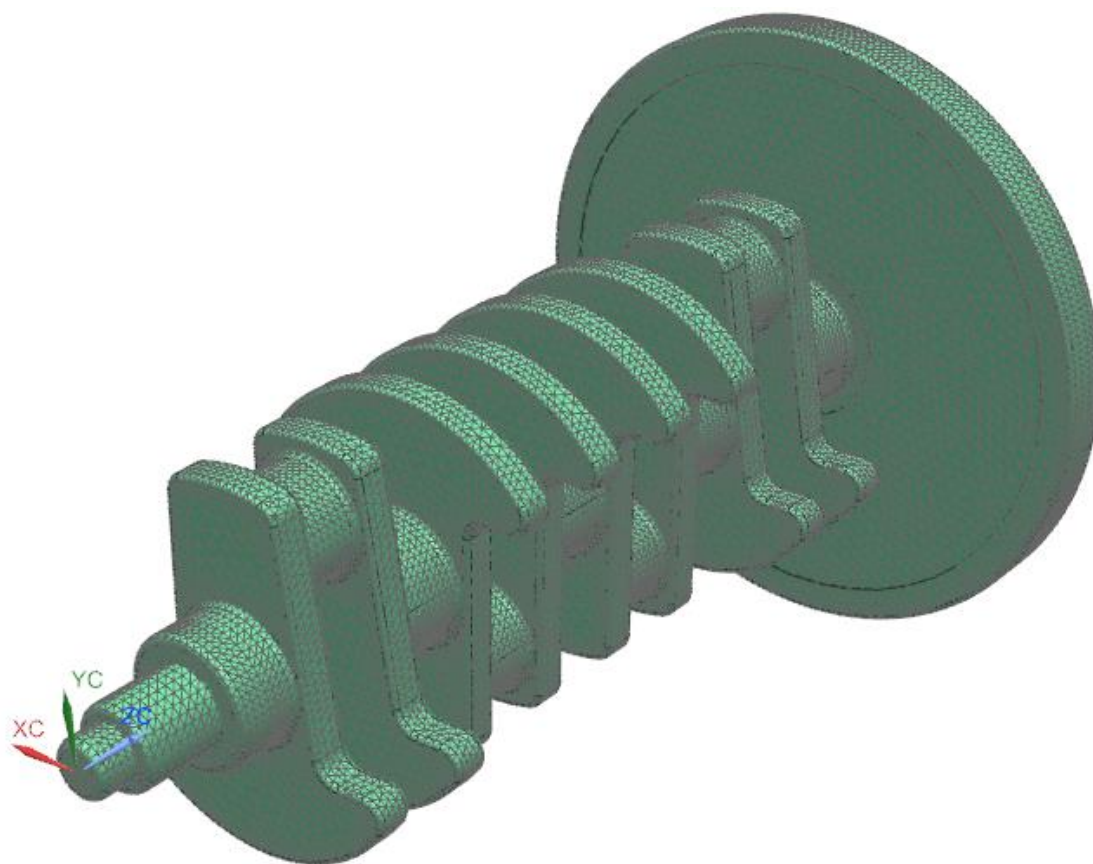


Рисунок 24 – Конечно-элементная модель коленчатого вала и маховика

Далее перейдем к файлу *.sim, заданию ограничений и расчету собственной частоты вращения системы. Для упрощения расчетов коленчатый вал закрепим на 3 коренных шейках. Воспользуемся командой – ограничения, задаваемые пользователем, и зададим следующие параметры (рисунок 25).

Для 1-ой и 5-ой коренной шейки коленчатого вала:

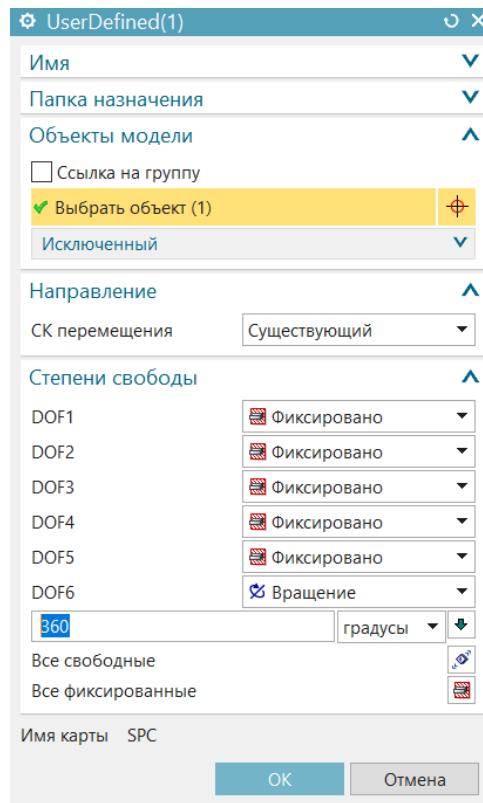


Рисунок 25 – Ограничения для 1-ой и 5-ой коренной шейки коленчатого вала

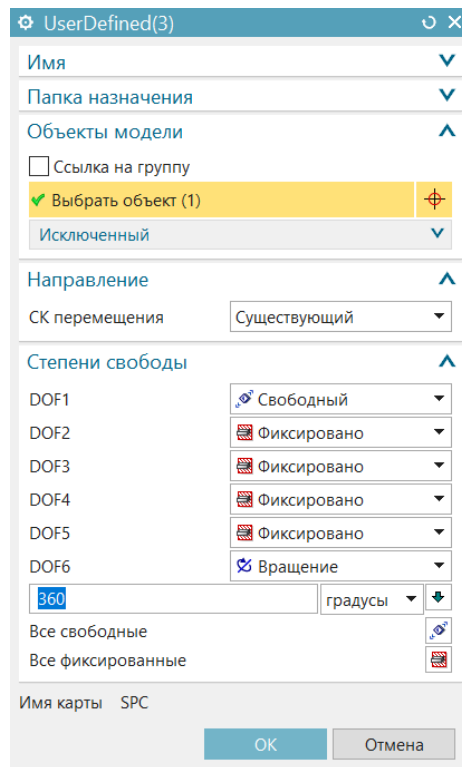


Рисунок 26 – Ограничения для 3-ей коренной шейки коленчатого вала

Задав необходимые ограничения запустим систему на расчет и получим следующие результаты (рисунок 27 и 28). Рассматриваются только первые две собственные частоты, имеющие наиболее опасные одно- и двухузловую формы колебаний.

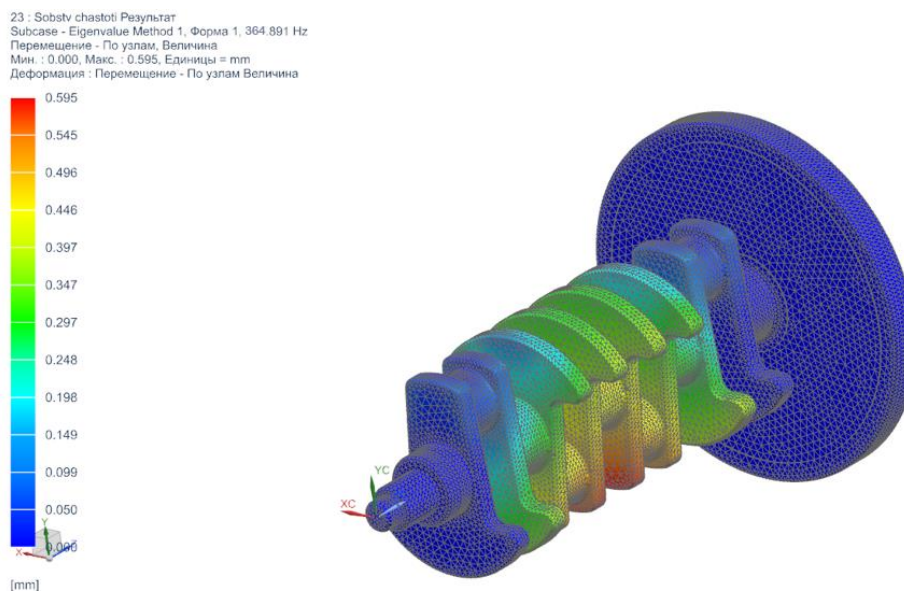


Рисунок 27 – Первая собственная частота системы

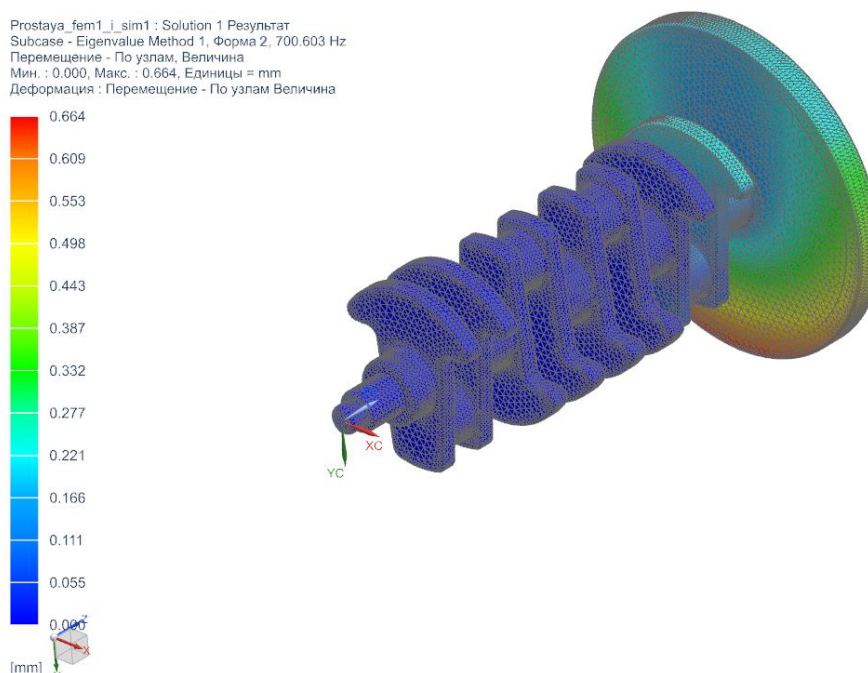


Рисунок 28 – Вторая собственная частота системы

В результате модального анализа крутильной системы коленчатого вала получены первые две собственные частоты системы, которые могут вызвать резонанс колебаний коленчатого вала:

$$f_1 = 365 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 700 \text{ Hz}$$

4.2 Анализ жесткости демпфера крутильных колебаний

Для дальнейшего расчета была спроектирована электронная модель демпфера крутильных колебаний (рисунок 29), состоящая из следующих частей:

- Ступица демпфера (рисунок 30).
- Резиновое кольцо демпфера (рисунок 31).
- Венец демпфера (рисунок 32).

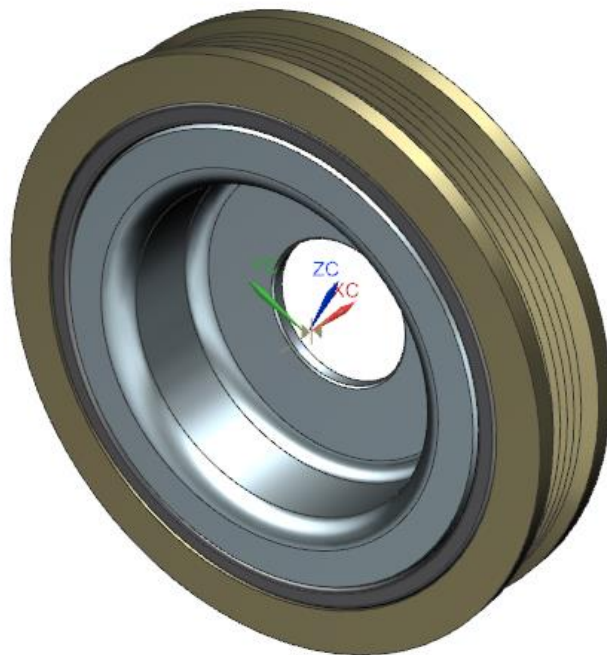


Рисунок 29 – Модель сборки демпфера крутильных колебаний



Рисунок 30 – Ступица демпфера



Рисунок 31 – Резиновое кольцо демпфера



Рисунок 32 – Венец демпфера

На данном этапе проведем расчет зависимости угла закрутки резинового слоя демпфера от крутящего момента на коленчатом валу. Произведем расчет в NX с следующими параметрами решателя:

- Решатель: NASTRAN
- Тип решателя: SOL 106 Нелинейная статика – общие ограничения.

Зададим материал и сетку конечных элементов для резинового кольца демпфера. Выберем тип модели материала кольца демпфера (тип модели материала с потенциалом Муни-Ривлина) [13]. Сетку зададим со следующими параметрами (рисунок 33).

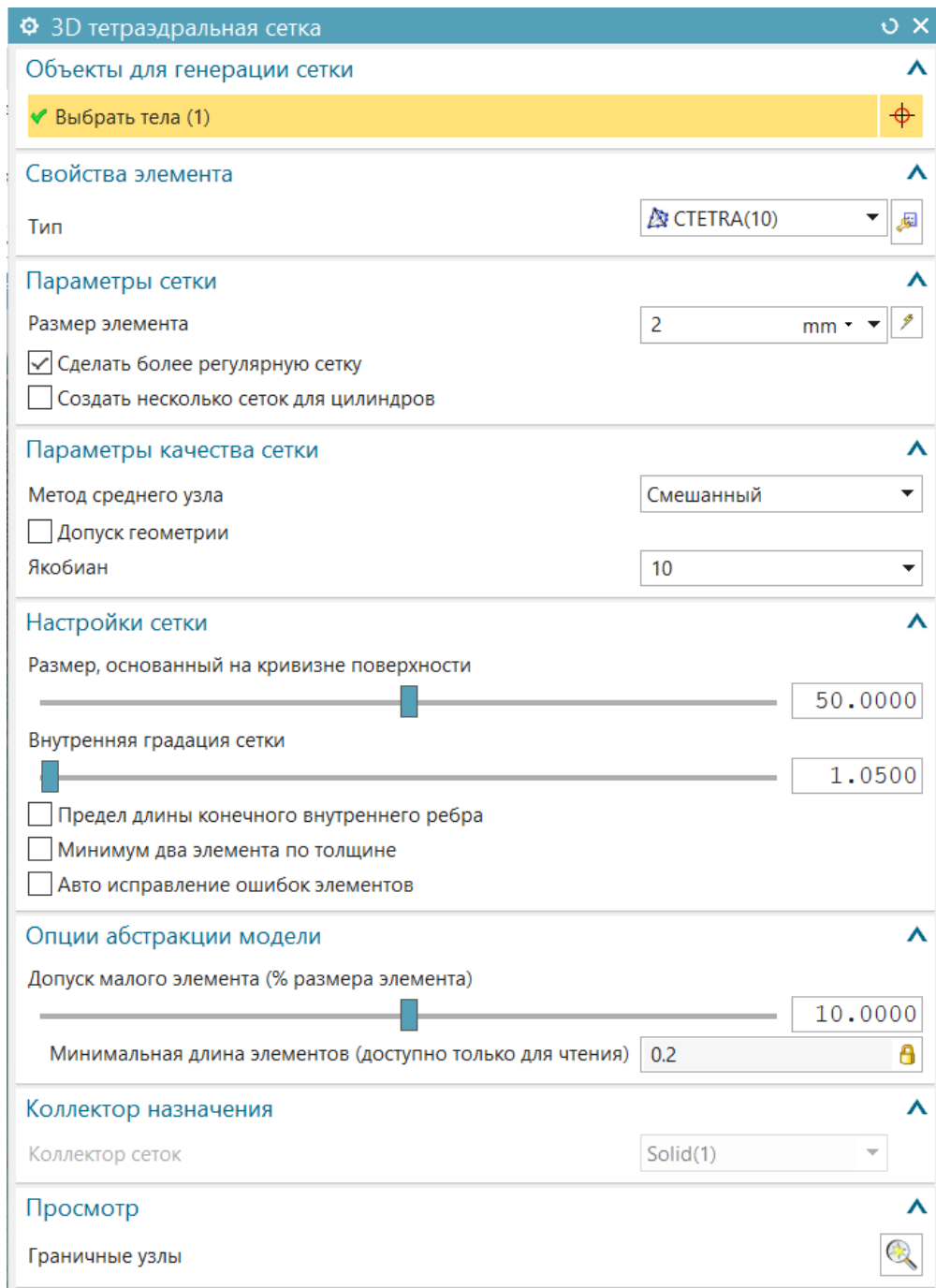


Рисунок 33 – Параметры сетки для резинового слоя демпфера

Получим следующую конечно-элементную модель демпфера с сеткой (рисунок 34):

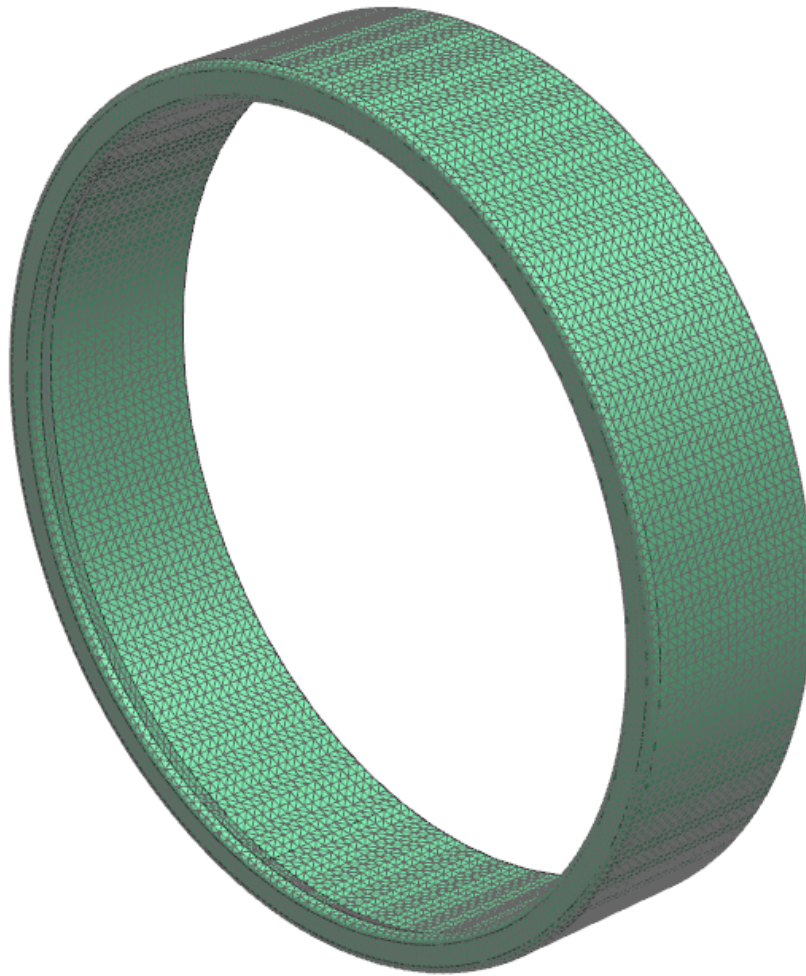


Рисунок 34 – Конечно-элементная модель резинового тела демпфера

Далее приступим к заданию ограничений и нагрузок на кольцо демпфера (рисунок 35). Допустим, что демпфер закреплен по внешней грани, по внутренней поверхности к нему прилагается крутящий момент полученный из гармонического расчета двигателя (таблица 4).

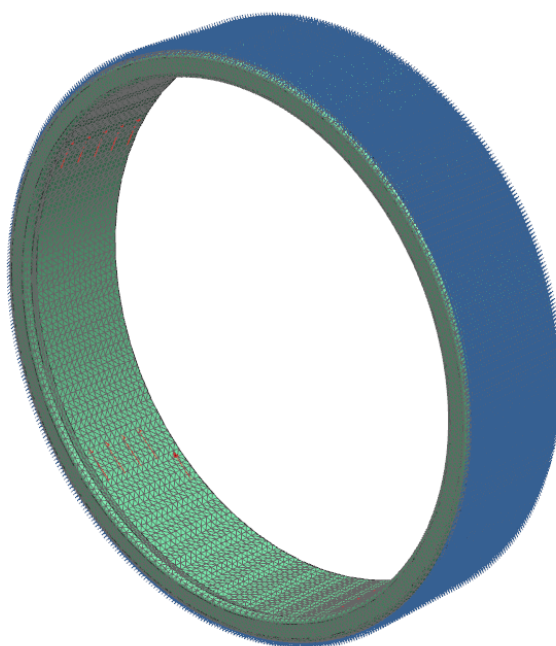


Рисунок 35 – КЭ модель резинового кольца демпфера с ограничениями и нагрузкой

Для среднего крутящего момента в $175 \text{ Н}\cdot\text{м}$ получим следующее решение (рисунок 36):

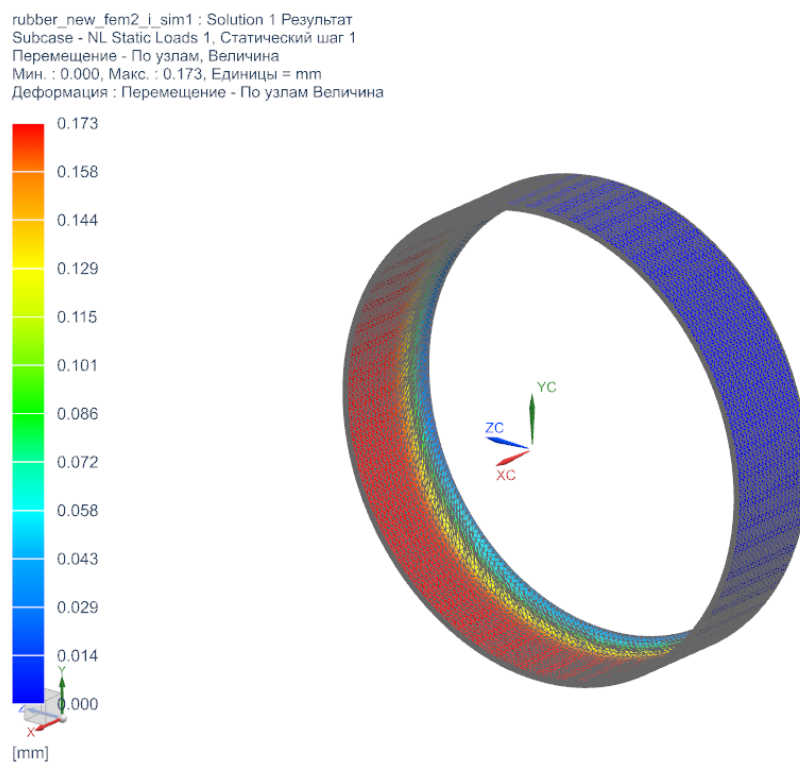


Рисунок 36 – Смещения точек деформированного кольца демпфера

Для разных крутящих моментов определим максимальное смещение конечных элементов кольца демпфера. Результаты максимальных смещений в зависимости от величины крутящего момента запишем в таблицу 13. Крутящие моменты были определены из гармонического анализа двигателя.

Таблица 13 – Зависимость смещения резинового слоя демпфера от величины крутящего момента

Параметр	M_{\min}	$M_{\text{ср}}$	M_{\max}
Крутящий момент, Н·м	9,8	91,7	175
Смещение резины, мм	0,0096	0,09	0,173

Построим зависимость максимального угла поворота внутреннего слоя кольца резинового демпфера от величины крутящего момента (рисунок 37):

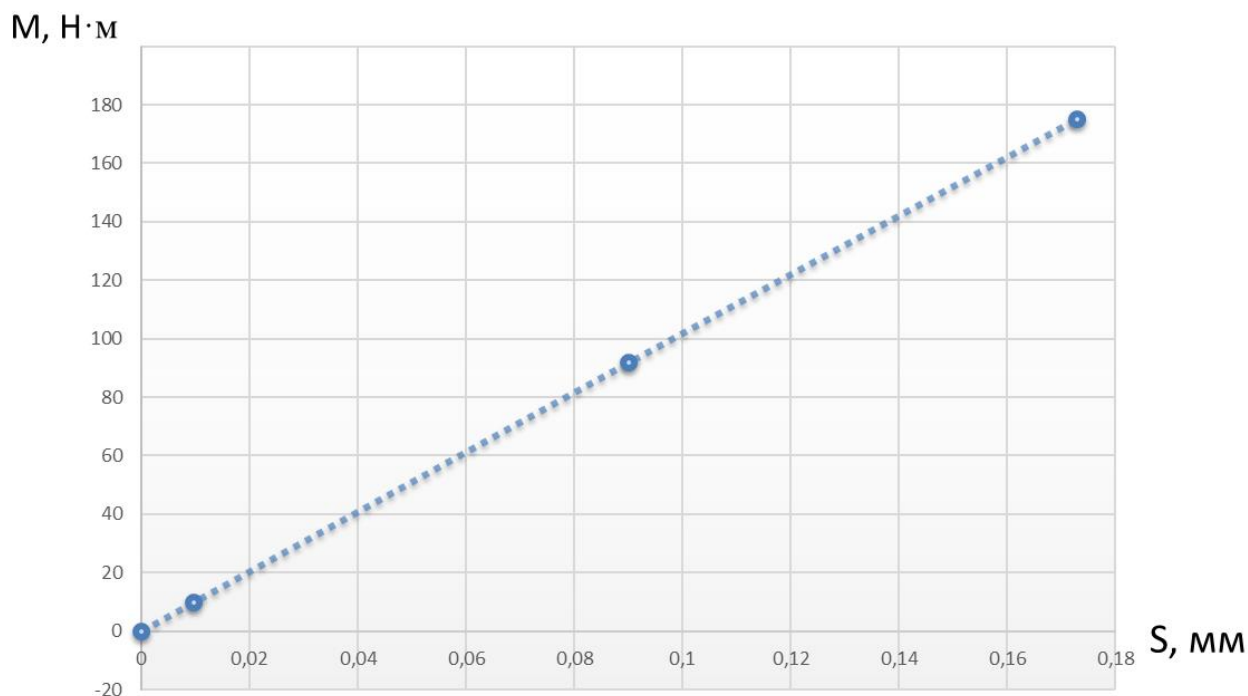


Рисунок 37 – Зависимость крутящего момента от величины смещения резинового слоя демпфера

Угол закручивания резинового слоя демпфера определим по данным из рисунка 37. Так как внутренний радиус кольца демпфера $r_{\text{внутр.}} = 40$ мм, тогда максимальный угол закручивания $\Delta\varphi$:

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta S}{r} = \frac{0,173}{40} = 0,0043 \text{ рад} \approx 0,25^\circ \quad (27)$$

Тогда угловой коэффициент жесткости резинового кольца демпфера будет равен:

$$k_\varphi = \frac{M}{\Delta\varphi} = \frac{175 \text{ Нм}}{0,0043 \text{ рад}} = 40697 \frac{\text{Нм}}{\text{рад}} = 700 \frac{\text{Нм}}{\text{град}} \quad (28)$$

Тарировочный график зависимости крутящего момента от максимального смещения внутреннего слоя кольца имеет линейный вид (рисунок 37). Это свидетельствует о пропорциональной зависимости коэффициента жесткости.

4.3 Выводы

По итогам анализа крутильной системы в САПР получены следующие результаты:

1. Произведен модальный анализ крутильной системы коленчатого вала без демпфера, получены первые две собственные частоты, имеющие наиболее опасную форму колебаний.
2. Разработана модель демпфера коленчатого вала.
3. По результатам расчета резинового кольца демпфера получена зависимость крутящего момента от величины смещения резинового слоя демпфера.

5 Анализ работы демпфера крутильных колебаний

После того как были посчитаны массы, моменты инерции и жесткость участков коленчатого вала, необходимо построить эквивалентную схему крутильной системы (рисунок 38), а также задать уравнения для расчетов. Цель данной схемы максимально упростить систему, для дальнейшего анализа, однако в динамическом отношении данная схема не должна уступать реальной модели коленчатого вала [4].

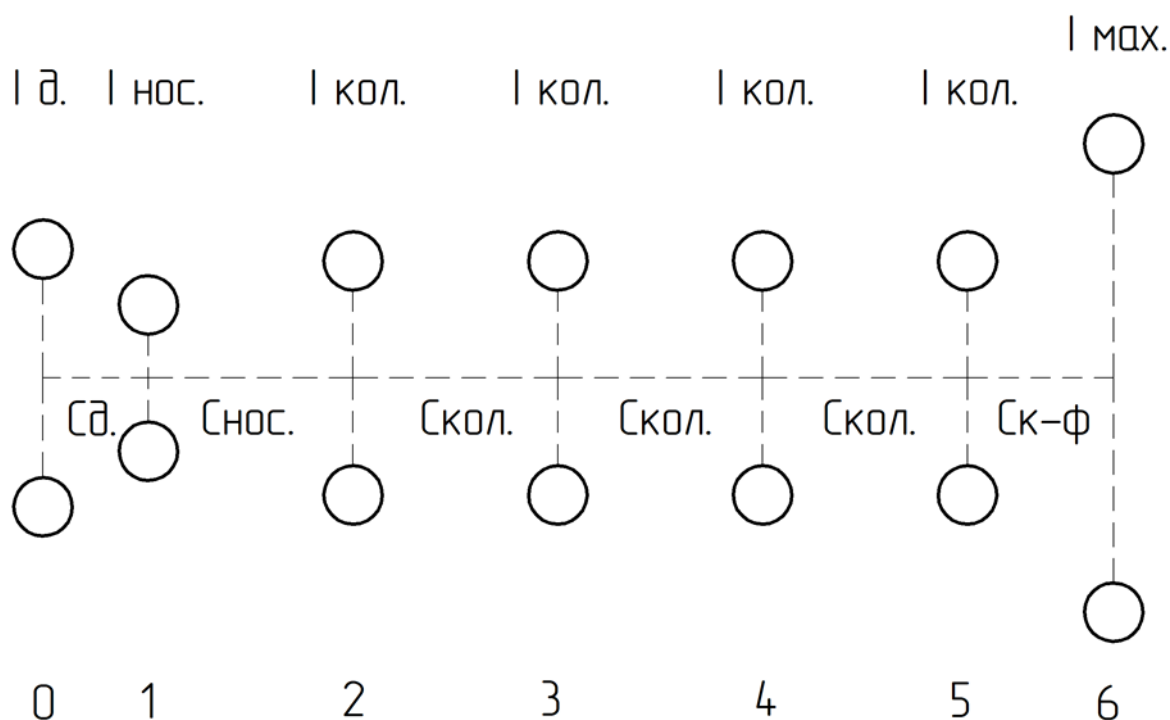


Рисунок 38 – Эквивалентная схема коленчатого вала с демпфером

Расчет крутильных колебаний проводится для следующих вариантов крутильной системы (детали сцепления в данном расчете не учитывались):

- вариант 1 - крутильная система без демпфера;
- вариант 2 - крутильная система с демпфером.

Для составления эквивалентной крутильной системы без демпфера (6-ти массовая система) параметры определялись следующим образом [17]:

Моменты инерции масс:

$$I_1 = I \text{ массы на носке вала}$$
$$I_2 = I_2 = I_2 = I_2 = I_{\text{кшм}} + I_{\text{колена}}$$
$$I_6 = I \text{ массы на фланце вала}$$

Жесткости участков вала между массами:

$$C_{1-2} = C \text{ носка и полколена}$$
$$C_{1-2} = C_{1-2} = C_{1-2} = C \text{ колена}$$
$$C_{5-6} = C \text{ полколена и фланца коленчатого вала}$$
$$b_k = 0,9 - \text{коэффициент демпфирования колена}$$

Параметры эквивалентной крутильной системы с демпфером (7-ми массовая система):

Моменты инерции масс:

$$I_1 = I \text{ венца демпфера}$$
$$I_2 = I \text{ массы на носке вала без венца демпфера}$$
$$I_3 = I_4 = I_5 = I_6 = I_{\text{кшм}} + I_{\text{колена}}$$
$$I_7 = I \text{ массы на фланце вала}$$

Жесткости участков вала между массами:

$$C_{1-2} = C \text{ демпфера}$$
$$C_{2-3} = C \text{ носка и полколена}$$
$$C_{3-4} = C_{4-5} = C_{5-6} = C \text{ колена}$$
$$C_{6-7} = C \text{ полколена и фланца коленчатого вала}$$
$$b_k = 0,9 - \text{коэффициент демпфирования колена}$$

5.1 Расчет крутильных колебаний коленчатого вала двигателя без демпфера

Расчет собственных частот и форм крутильных колебаний проводился по программе «PAL», представленной АО «АВТОВАЗ» (рисунок 39).

```

TITLE 2112 WITHOUT DAMPER INPUT DATA, ALONG Y-AXE

NODAL POINT LOCATION
1,0,0,0
2,1,0,0
3,2,0,0
4,3,0,0
5,4,0,0
6,5,0,0

MASS 1,0.0055
MASS 2,0.0056
MASS 3,0.0056
MASS 4,0.0056
MASS 5,0.0056
MASS 6,0.1300

SPRING 0, 68964
CONNECT 1 TO 2
SPRING 0, 395000
CONNECT 2 TO 3
CONNECT 3 TO 4
CONNECT 4 TO 5
SPRING 0, 301025
CONNECT 5 TO 6

DAMPER 0, 0.9
CONNECT 2 TO 3
CONNECT 3 TO 4
CONNECT 4 TO 5

ZERO
ALL OF
X TRANSLATION
Z TRANSLATION
X ROTATION
Y ROTATION
Z ROTATION

END DEFINITON

```

Рисунок 39 – Набор исходных данных для расчета демпфера

В результате модального анализа системы коленчатого вала определены собственные частоты крутильной системы. Рассматриваются только первые две собственные частоты, имеющие наиболее опасные одно- и двухузловую формы колебаний [4].

$$f_1 = 365 \text{ Гц}$$

$$f_2 = 700 \text{ Гц}$$

Определим низший порядок резонирующего гармонически изменяющегося момента, т.е. порядок гармоники, резонанс с которой попадает уже в рабочий диапазон коленчатого вала.

$$k_1 = f_{c1} \cdot \frac{60}{n_{max}} = 365 \cdot \frac{60}{5600} = 3.84 \approx 4 \quad (29)$$

$$k_2 = f_{c2} \cdot \frac{60}{n_{max}} = 700 \cdot \frac{60}{5600} = 7.48 \approx 7.5 \quad (30)$$

Таким образом для первой собственной частоты f_{c1} опасными будут гармоники ≥ 4 порядка, а для второй $f_{c2} \geq 7.5$ порядка.

Наиболее опасными для прочности вала будут гармоники, векторы которых направлены в одну сторону и действуют синхронно на все колена вала. По фазовой диаграмме (рисунок 40) для 4-х цилиндрического 4-х тактного двигателя такими будут гармоники 2, 4, 6, 8, ... порядков.

Опасными также будут гармоники 1, 3, 5, 7 ... порядков, так как они действуют синхронно на половину коленчатого вала.

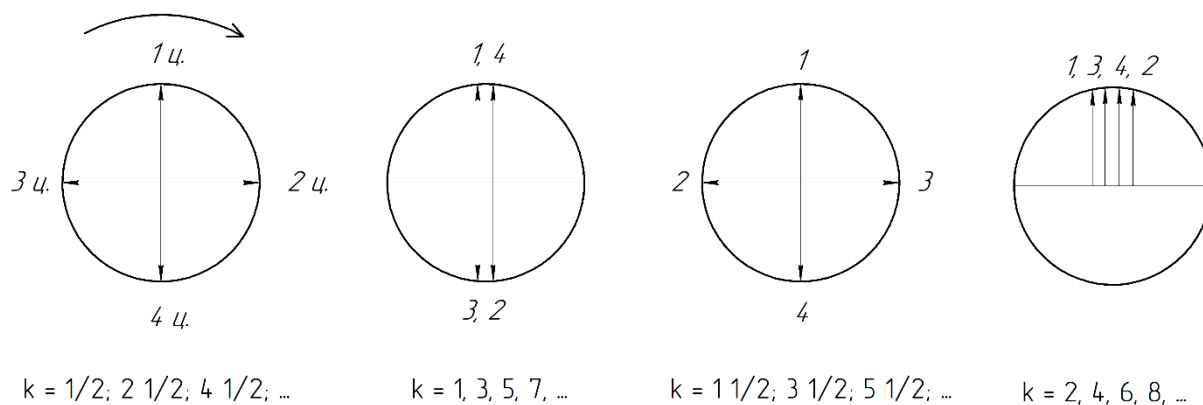


Рисунок 40 – Фазовые диаграммы 4-х цилиндрического 4-х тактного двигателя

Таким образом, опасными оборотами для заданной крутильной системы будут:

$$k_4 = f_{c1} \cdot \frac{60}{4} = 5475 \text{ об/мин} \quad (31)$$

$$k_5 = f_{c1} \cdot \frac{60}{5} = 4380 \text{ об/мин}$$

(32)

$$k_6 = f_{c1} \cdot \frac{60}{6} = 3650 \text{ об/мин} \quad (33)$$

$$k_7 = f_{c7} \cdot \frac{60}{7} = 3128 \text{ об/мин} \quad (34)$$

Вторая собственная частота f_2 не рассматривалась, так как в рабочую зону оборотов попадают резонансы с гармониками выше 7.5 порядка, а амплитуды этих гармоник малы и как известно из практики не вызывают опасных колебаний.

Амплитуды гармоник 4, 5, 6 порядка, как наиболее опасные, были определены в результате разложения кривой крутящего момента для одного цилиндра на гармонические составляющие. В результате расчетов получены амплитуды гармоник 4, 5, 6 порядков на опасных режимах:

$$M_4 = 2.63 \text{ кгм}; n = 5475 \text{ об/мин}$$

$$M_5 = 2.14 \text{ кгм}; n = 4380 \text{ об/мин}$$

$$M_6 = 1.48 \text{ кгм}; n = 3650 \text{ об/мин}$$

Расчет вынужденных угловых колебаний от воздействия гармоник отдельно от каждой гармоники. Значения амплитуд закручивания в области резонансов с 1-ой собственной частотой представлены на рисунках 41 и 42 (оценивались колебания 1-ой массы, т.к. по форме собственных колебаний она имеет наибольшее отклонение). Как видно из анализа вынужденных колебаний, амплитуды, возникающие при воздействии гармоник 4 и 6 порядков, превышают допустимый угол закручивания $\varphi_{к.в.} = 0,1^\circ = 1,74 \cdot 10^{-3}$ рад. От 5-ой гармоники уровень колебаний не превышает допустимый предел.

2112 WITHOUT DAMPER INPUT DATA, ALONG Y-AXE

FREQUENCY RESPONSE RESULTS

FREQUENCY 362.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	1.061E-04	2	Y T	6.231E-05	3	Y T	5.548E-05
4	Y T	3.920E-05	5	Y T	1.466E-05	6	Y T	1.188E-05

FREQUENCY 363.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	1.463E-04	2	Y T	8.561E-05	3	Y T	7.405E-05
4	Y T	5.168E-05	5	Y T	2.015E-05	6	Y T	1.616E-05

FREQUENCY 364.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	2.319E-04	2	Y T	1.352E-04	3	Y T	1.135E-04
4	Y T	7.817E-05	5	Y T	3.180E-05	6	Y T	2.526E-05

FREQUENCY 365.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	5.066E-04	2	Y T	2.941E-04	3	Y T	2.395E-04
4	Y T	1.627E-04	5	Y T	6.917E-05	6	Y T	5.440E-05

FREQUENCY 366.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	7.037E-04	2	Y T	4.069E-04	3	Y T	3.213E-04
4	Y T	2.149E-04	5	Y T	9.567E-05	6	Y T	7.452E-05

FREQUENCY 367.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	2.843E-04	2	Y T	1.637E-04	3	Y T	1.252E-04
4	Y T	8.240E-05	5	Y T	3.848E-05	6	Y T	2.968E-05

FREQUENCY 368.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	1.705E-04	2	Y T	9.782E-05	3	Y T	7.239E-05
4	Y T	4.681E-05	5	Y T	2.297E-05	6	Y T	1.755E-05

Рисунок 41 – Амплитуды вынужденных колебаний всех тел в области 1-го резонанса крутильной системы без демпфера от гармоники 5-го порядка

2112 WITHOUT DAMPER INPUT DATA, ALONG Y-AXE

FREQUENCY RESPONSE RESULTS

FREQUENCY 362.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	1.927E-03	2	Y T	1.132E-03	3	Y T	9.064E-04
4	Y T	6.106E-04	5	Y T	2.664E-04	6	Y T	2.158E-04

FREQUENCY 363.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	2.643E-03	2	Y T	1.546E-03	3	Y T	1.237E-03
4	Y T	8.332E-04	5	Y T	3.639E-04	6	Y T	2.919E-04

FREQUENCY 364.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	4.166E-03	2	Y T	2.428E-03	3	Y T	1.941E-03
4	Y T	1.306E-03	5	Y T	5.712E-04	6	Y T	4.537E-04

FREQUENCY 365.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	9.047E-03	2	Y T	5.252E-03	3	Y T	4.195E-03
4	Y T	2.822E-03	5	Y T	1.235E-03	6	Y T	9.716E-04

FREQUENCY 366.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	1.250E-02	2	Y T	7.226E-03	3	Y T	5.766E-03
4	Y T	3.877E-03	5	Y T	1.699E-03	6	Y T	1.323E-03

FREQUENCY 367.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	5.020E-03	2	Y T	2.891E-03	3	Y T	2.305E-03
4	Y T	1.549E-03	5	Y T	6.794E-04	6	Y T	5.241E-04

FREQUENCY 368.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
1	Y T	2.994E-03	2	Y T	1.717E-03	3	Y T	1.368E-03
4	Y T	9.186E-04	5	Y T	4.033E-04	6	Y T	3.082E-04

Рисунок 42 – Амплитуды вынужденных колебаний всех тел в области 1-го резонанса крутильной системы без демфера от гармонике 6-го порядка

5.2 Расчет крутильных колебаний коленчатого вала двигателя с демпфером

Для уменьшения крутильных колебаний в систему коленчатого вала был введен демпфер крутильных колебаний. В данной работе, ключевым параметром для анализа эффективности снижения крутильных колебаний была выбрана жесткость резинового кольца. Исходя из расчетов резинового кольца:

$$k_{\varphi} = 700 \frac{\text{Нм}}{\text{град}}$$

Остальные данные приведем из анализа аналогов резинотехнических изделий [31] для особо важных узлов силового агрегата. Результаты занесем в таблицу 14:

Таблица 14 – Основные характеристики резинового слоя демпфера

Наименование показателей	Единицы измерений	Образец резины
Твердость, единицы Шор А	Ед. Шор А	70
Условная прочность при растяжении	МПа	16,7
Относительное удлинение при разрыве	%	320
Жесткость C_d	Нм/град	700
Относительная остаточная деформация при 25% статической деформации сжатия при температуре $(70 \pm 2)^\circ\text{C}$ в течении (72 ± 2) ч	%	16,4
Температурный предел хрупкости	$^\circ\text{C}$	-62
Стойкость к термическому старению в воздухе при температуре $(70 \pm 2)^\circ\text{C}$ в течении (72 ± 2) ч: - изменение твердости, - изменение условной прочности при растяжении - изменение относительное удлинение при разрыве	Ед. Шор А % %	+1 +2,4 -3,1

Перед тем как ввести рассматриваемую деталь в систему нужно определить собственную частоту вращения. Расчет собственной частоты также необходим для проверки рекомендаций равенности или кратности частоте, на которой происходит опасный резонанс [4]. Собственная частота вращения демпфера:

$$f_{\text{сд}} = \sqrt{\frac{k_{\varphi}}{I_{\text{вен}}}} = \sqrt{\frac{700}{0,0054}} = 360 \text{ Гц} \quad (35)$$

где: k_{φ} – жесткость резинового кольца демпфера;

$I_{\text{вен}}$ – момент инерции венца демпфера относительно оси коленчатого вала (таблица 9).

В результате расчета собственной частоты имеем, величина $f_{\text{сд}}$ удовлетворяет рекомендациям равенности или кратности частоте, на которой происходит опасный резонанс ($f_1 = 365 \text{ Гц}$).

При введении демпфера крутильная система рассматривается уже как система из 7-ми тел (исходные данные для 7-ми тел представлены на рисунке 43).

В результате расчета собственных и вынужденных колебаний определены уже новые собственные частоты и амплитудно-частотные характеристики (рисунок 44).

$$f_{1\text{д}} = 281 \text{ Гц}$$

$$f_{2\text{д}} = 507 \text{ Гц}$$

TITLE .2112 WITH DAMPER INPUT DATA, ALONG Y-AXE

NODAL POINT LOCATION

1,0,0,0

2,1,0,0

3,2,0,0

4,3,0,0

5,4,0,0

6,5,0,0

7,6,0,0

MASS 1,0.0044

MASS 2,0.0011

MASS 3,0.0056

MASS 4,0.0056

MASS 5,0.0056

MASS 6,0.0056

MASS 7,0.1300

SPRING 0, 22500

CONNECT 1 TO 2

SPRING 0, 68764

CONNECT 2 TO 3

SPRING 0, 395000

CONNECT 3 TO 4

CONNECT 4 TO 5

CONNECT 5 TO 6

SPRING 0, 301025

CONNECT 6 TO 7

DAMPER 0, 1.14

CONNECT 1 TO 2

DAMPER 0, 0.9

CONNECT 3 TO 4

CONNECT 4 TO 5

CONNECT 5 TO 6

ZERO

ALL OF

X TRANSLATION

Z TRANSLATION

X ROTATION

Y ROTATION

Z ROTATION

END DEFINITION

Рисунок 43 – Набор исходных данных крутильной системы с демпфером

2112. WITH DAMPER INPUT DATA. ALONG Y-AXE

FREQUENCY RESPONSE RESULTS

FREQUENCY		277.00		CPS		DISPLACEMENT COMPONENTS					
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	1.072E-03	2	Y T	4.455E-04	2	Y T	2.199E-04			
3	Y T	1.665E-04	4	Y T	1.008E-04	5	Y T	2.535E-05			
6	Y T	8.227E-05									
FREQUENCY		278.00		CPS		DISPLACEMENT COMPONENTS					
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	1.154E-03	2	Y T	4.746E-04	2	Y T	2.305E-04			
3	Y T	1.739E-04	4	Y T	1.051E-04	5	Y T	2.677E-05			
6	Y T	8.429E-05									
FREQUENCY		279.00		CPS		DISPLACEMENT COMPONENTS					
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	1.229E-03	2	Y T	5.007E-04	2	Y T	2.392E-04			
3	Y T	1.798E-04	4	Y T	1.085E-04	5	Y T	2.794E-05			
6	Y T	8.542E-05									
FREQUENCY		280.00		CPS		DISPLACEMENT COMPONENTS					
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	1.291E-03	2	Y T	5.204E-04	2	Y T	2.444E-04			
3	Y T	1.830E-04	4	Y T	1.101E-04	5	Y T	2.868E-05			
6	Y T	8.520E-05									
1											
FREQUENCY		281.00		CPS - f _{c1}		DISPLACEMENT COMPONENTS					
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	1.330E-03	2	Y T	5.305E-04	2	Y T	2.447E-04			
3	Y T	1.825E-04	4	Y T	1.096E-04	5	Y T	2.882E-05			
6	Y T	8.325E-05									
FREQUENCY		282.00		CPS		DISPLACEMENT COMPONENTS					
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	1.339E-03	2	Y T	5.288E-04	2	Y T	2.395E-04			
3	Y T	1.778E-04	4	Y T	1.065E-04	5	Y T	2.827E-05			
6	Y T	7.945E-05									
FREQUENCY		283.00		CPS		DISPLACEMENT COMPONENTS					
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	1.319E-03	2	Y T	5.153E-04	2	Y T	2.290E-04			
3	Y T	1.693E-04	4	Y T	1.011E-04	5	Y T	2.706E-05			
6	Y T	7.404E-05									
FREQUENCY		284.00		CPS		DISPLACEMENT COMPONENTS					
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE

Рисунок 44 – Амплитуды вынужденных колебаний крутильной системы с демпфером в области 1-го резонанса от гармоника 4-го порядка

2112 WITH DAMPER INPUT DATA. ALONG Y-AXE

FREQUENCY RESPONSE RESULTS

FREQUENCY 504.00 CPS								
DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.370E-04	2	Y T	7.091E-04	2	Y T	1.053E-03
3	Y T	9.631E-04	4	Y T	7.339E-04	5	Y T	3.982E-04
6	Y T	1.196E-04						

FREQUENCY 505.00 CPS								
DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.536E-04	2	Y T	7.307E-04	2	Y T	1.083E-03
3	Y T	9.902E-04	4	Y T	7.544E-04	5	Y T	4.094E-04
6	Y T	1.223E-04						

FREQUENCY 506.00 CPS								
DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.639E-04	2	Y T	7.465E-04	2	Y T	1.104E-03
3	Y T	1.009E-03	4	Y T	7.688E-04	5	Y T	4.172E-04
6	Y T	1.240E-04						

FREQUENCY 507.00 CPS $-f_{c2}$								
DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.669E-04	2	Y T	7.553E-04	2	Y T	1.115E-03
3	Y T	1.019E-03	4	Y T	7.759E-04	5	Y T	4.211E-04
6	Y T	1.245E-04						

FREQUENCY 508.00 CPS								
DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.621E-04	2	Y T	7.564E-04	2	Y T	1.114E-03
3	Y T	1.018E-03	4	Y T	7.751E-04	5	Y T	4.207E-04
6	Y T	1.237E-04						

FREQUENCY 509.00 CPS								
DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.497E-04	2	Y T	7.498E-04	2	Y T	1.103E-03
3	Y T	1.007E-03	4	Y T	7.665E-04	5	Y T	4.160E-04
6	Y T	1.217E-04						

FREQUENCY 510.00 CPS								
DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.305E-04	2	Y T	7.362E-04	2	Y T	1.080E-03
3	Y T	9.864E-04	4	Y T	7.507E-04	5	Y T	4.075E-04
6	Y T	1.186E-04						

Рисунок 45 – Амплитуды вынужденных колебаний крутильной системы с демпфером в области 2-го резонанса от гармоника 4-го порядка

2112 WITH DAMPER INPUT DATA, ALONG Y-AXE

FREQUENCY RESPONSE RESULTS

FREQUENCY 278.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	6.493E-04	2	Y T	2.671E-04	2	Y T	1.297E-04
3	Y T	9.789E-05	4	Y T	5.915E-05	5	Y T	1.507E-05
6	Y T	4.743E-05						

FREQUENCY 279.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	6.919E-04	2	Y T	2.817E-04	2	Y T	1.346E-04
3	Y T	1.012E-04	4	Y T	6.103E-05	5	Y T	1.572E-05
6	Y T	4.807E-05						

FREQUENCY 280.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.265E-04	2	Y T	2.928E-04	2	Y T	1.375E-04
3	Y T	1.030E-04	4	Y T	6.198E-05	5	Y T	1.614E-05
6	Y T	4.794E-05						

FREQUENCY 281.00 CPS *-fc1*

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.483E-04	2	Y T	2.985E-04	2	Y T	1.377E-04
3	Y T	1.027E-04	4	Y T	6.167E-05	5	Y T	1.622E-05
6	Y T	4.685E-05						

FREQUENCY 282.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.537E-04	2	Y T	2.976E-04	2	Y T	1.348E-04
3	Y T	1.001E-04	4	Y T	5.994E-05	5	Y T	1.591E-05
6	Y T	4.471E-05						

FREQUENCY 283.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.423E-04	2	Y T	2.900E-04	2	Y T	1.288E-04
3	Y T	9.525E-05	4	Y T	5.689E-05	5	Y T	1.523E-05
6	Y T	4.166E-05						

FREQUENCY 284.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS

NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	7.167E-04	2	Y T	2.769E-04	2	Y T	1.207E-04
3	Y T	8.876E-05	4	Y T	5.286E-05	5	Y T	1.426E-05
6	Y T	3.801E-05						

Рисунок 46 – Амплитуды вынужденных колебаний крутильной системы с демпфером в области 1-го резонанса от гармоники 6-го порядка

2112 WITH DAMPER INPUT DATA, ALONG Y-AXE

FREQUENCY RESPONSE RESULTS

FREQUENCY 505.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	4.241E-04	2	Y T	4.112E-04	2	Y T	6.096E-04
3	Y T	5.572E-04	4	Y T	4.245E-04	5	Y T	2.304E-04
6	Y T	6.881E-05						

FREQUENCY 506.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	4.299E-04	2	Y T	4.201E-04	2	Y T	6.215E-04
3	Y T	5.680E-04	4	Y T	4.326E-04	5	Y T	2.348E-04
6	Y T	6.976E-05						

FREQUENCY 507.00 CPS - *f₀₂*

DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	4.316E-04	2	Y T	4.250E-04	2	Y T	6.275E-04
3	Y T	5.734E-04	4	Y T	4.366E-04	5	Y T	2.370E-04
6	Y T	7.006E-05						

FREQUENCY 508.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	4.289E-04	2	Y T	4.256E-04	2	Y T	6.271E-04
3	Y T	5.729E-04	4	Y T	4.362E-04	5	Y T	2.367E-04
6	Y T	6.963E-05						

FREQUENCY 509.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	4.219E-04	2	Y T	4.219E-04	2	Y T	6.204E-04
3	Y T	5.666E-04	4	Y T	4.313E-04	5	Y T	2.341E-04
6	Y T	6.851E-05						

FREQUENCY 510.00 CPS

DISPLACEMENT COMPONENTS								
NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE	NODE	DIR	VALUE
0	Y T	4.111E-04	2	Y T	4.143E-04	2	Y T	6.080E-04
3	Y T	5.551E-04	4	Y T	4.225E-04	5	Y T	2.293E-04
6	Y T	6.677E-05						

Рисунок 47 – Амплитуды вынужденных колебаний крутильной системы с демпфером в области 2-го резонанса от гармоники 6-го порядка

На рисунках 48 и 49 представлены максимальные амплитуды колебания всех тел системы в области первого и второго резонанса.

MODE NO. 2 AT 2.81324E+02 CPS (1.76761E+03 RAD/SEC)

NODE	X TRANS	Y TRANS	Z TRANS	X ROT	Y ROT	Z ROT
0	.0000E+00	9.1119E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
1	.0000E+00	3.5445E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
2	.0000E+00	1.5514E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
3	.0000E+00	1.1347E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
4	.0000E+00	6.6779E-02	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
5	.0000E+00	1.7125E-02	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
6	.0000E+00	-4.9025E-02	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00

Рисунок 48 – Относительные амплитуды собственных колебаний всех масс крутильной системы с демпфером $f_{1д} = 281$ Гц

MODE NO. 3 AT 5.07381E+02 CPS (3.18797E+03 RAD/SEC)

NODE	X TRANS	Y TRANS	Z TRANS	X ROT	Y ROT	Z ROT
0	.0000E+00	-3.6853E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
1	.0000E+00	3.6391E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
2	.0000E+00	5.4388E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
3	.0000E+00	4.9694E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
4	.0000E+00	3.7839E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
5	.0000E+00	2.0533E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
6	.0000E+00	-6.0586E-02	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00

MODE NO. 4 AT 1.23059E+03 CPS (7.73204E+03 RAD/SEC)

NODE	X TRANS	Y TRANS	Z TRANS	X ROT	Y ROT	Z ROT
0	.0000E+00	7.3777E-02	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
1	.0000E+00	-7.8876E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
2	.0000E+00	-3.1802E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
3	.0000E+00	3.3713E-02	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
4	.0000E+00	3.5687E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
5	.0000E+00	3.7756E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
6	.0000E+00	-1.5213E-02	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00

MODE NO. 5 AT 1.55468E+03 CPS (9.76837E+03 RAD/SEC)

NODE	X TRANS	Y TRANS	Z TRANS	X ROT	Y ROT	Z ROT
0	.0000E+00	-5.3955E-02	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
1	.0000E+00	9.5285E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
2	.0000E+00	-1.6891E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
3	.0000E+00	-1.3626E-01	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00
4	.0000E+00	8.0724E-02	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00	.0000E+00

Рисунок 49 – Относительные амплитуды собственных колебаний всех масс крутильной системы с демпфером $f_{2д} = 507$ Гц

Для оценки влияния демпфера на крутильные колебания в таблице 15 даны амплитуды колебаний тела 1 системы с демпфером и без демпфера (рассматривался первый резонанс).

Таблица 15 – Оценка влияния демпфера

Крутильная система	Амплитуда A_{max} тела 1, рад	
	от гармоники 4	от гармоники 6
без демпфера	$2.22 \cdot 10^{-2}$	$1.25 \cdot 10^{-2}$
с демпфером	$5.204 \cdot 10^{-4}$	$2.98 \cdot 10^{-4}$

Введение демпфера уменьшило углы закручивания коленчатого вала в 42 раза. Результат данных расчетов представим в виде графиков (рисунок 50 и 51).

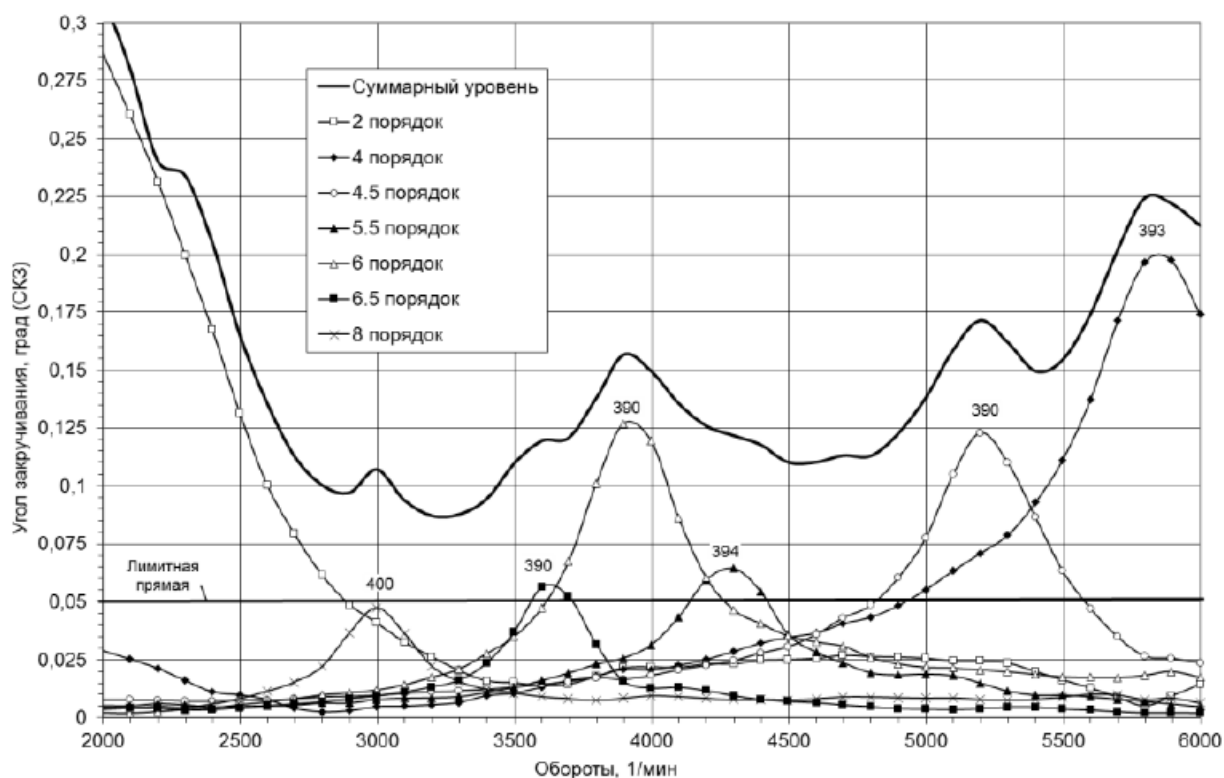


Рисунок 50 – Крутильные колебания на носке коленчатого вала двигателя без демпфера

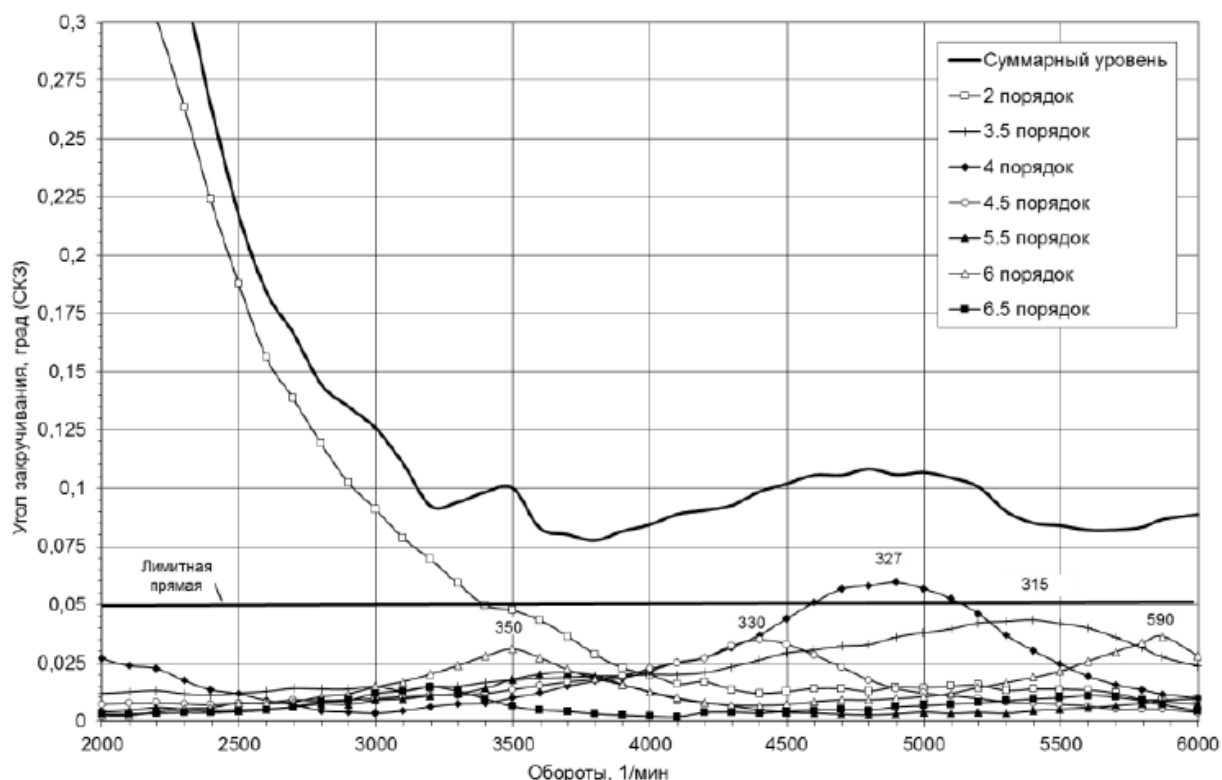


Рисунок 51 – Крутильные колебания на носке коленчатого вала двигателя с демпфером

Выводы 5.3

В результате анализа работы демпфера крутильных колебаний можно сделать следующие выводы:

1. Крутильная система коленчатого вала без демпфера имеет амплитуды, возникающие при воздействии гармоник 4 и 6 порядков, превышающие допустимые углы закручивания.
2. Рассчитана собственная частота колебаний проектируемого демпфера 360 Гц
3. Введение демпфера крутильных колебаний уменьшило углы закручивания в 42 раза, что доказывает эффективность работы усовершенствованного демпфера.

6. Анализ прочности демпфера в САЕ

Для оценки надежности рассчитанного демпфера проведем прочностной анализ в Siemens NX. Для этого на венец и ступицу демпфера крутильных колебаний приложим крутящий момент, возникающий на коленчатом валу двигателя на режиме минимальной частоты вращения. По результатам гармонического анализа примем $n_{min} = 900$ об/мин. Крутящий момент на коленчатом валу определим из формулы [4]:

$$M_{кв} = \frac{N}{\omega} = \frac{93000}{94,2} = 987 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (36)$$

где: $N = 93000$ Вт – мощность двигателя (таблица 1)

ω – частота вращения коленчатого вала на холостом ходу (минимальной частоты вращения двигателя).

Частоту вращения коленчатого вала на холостом ходу рассчитаем из формулы [3]:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 900}{30} = 94,2 \text{ с}^{-1} \quad (37)$$

6.1 Построение сетки конечных элементов демпфера

В программу Siemens NX Advanced Simulation выгрузим сборочную модель демпфера коленчатого вала (рисунок 52) без резинового кольца и с упрощенным венцом для приложения рассчитанного крутящего момента, взятого из гармонического анализа проектного двигателя. В расчетах будет использоваться приведённый крутящий момент с учетом КПД двигателя.

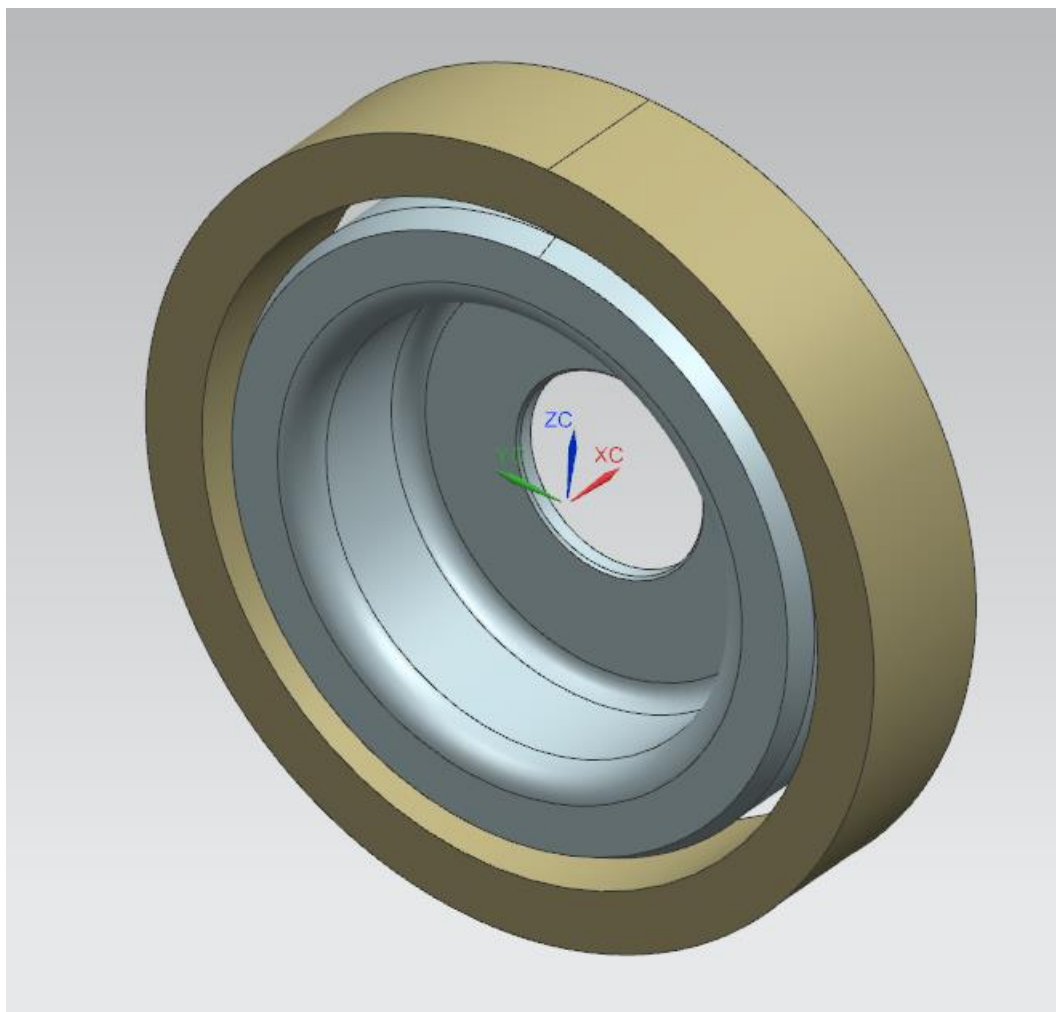


Рисунок 52 – Сборочная модель демпфера без резинового кольца и упрощенным венцом

На данном этапе произведем прочностной расчет прочности венца и ступицы демпфера. Произведем расчет в NX с следующими параметрами решателя:

- Решатель: NASTRAN
- Тип решателя: SOL 106 Нелинейная статика – общие ограничения

Зададим сетку конечных элементов для венца и ступицы. Для расчета выберем 3D тетраэдральную сетку с размером элемента 4 мм рисунок 53.

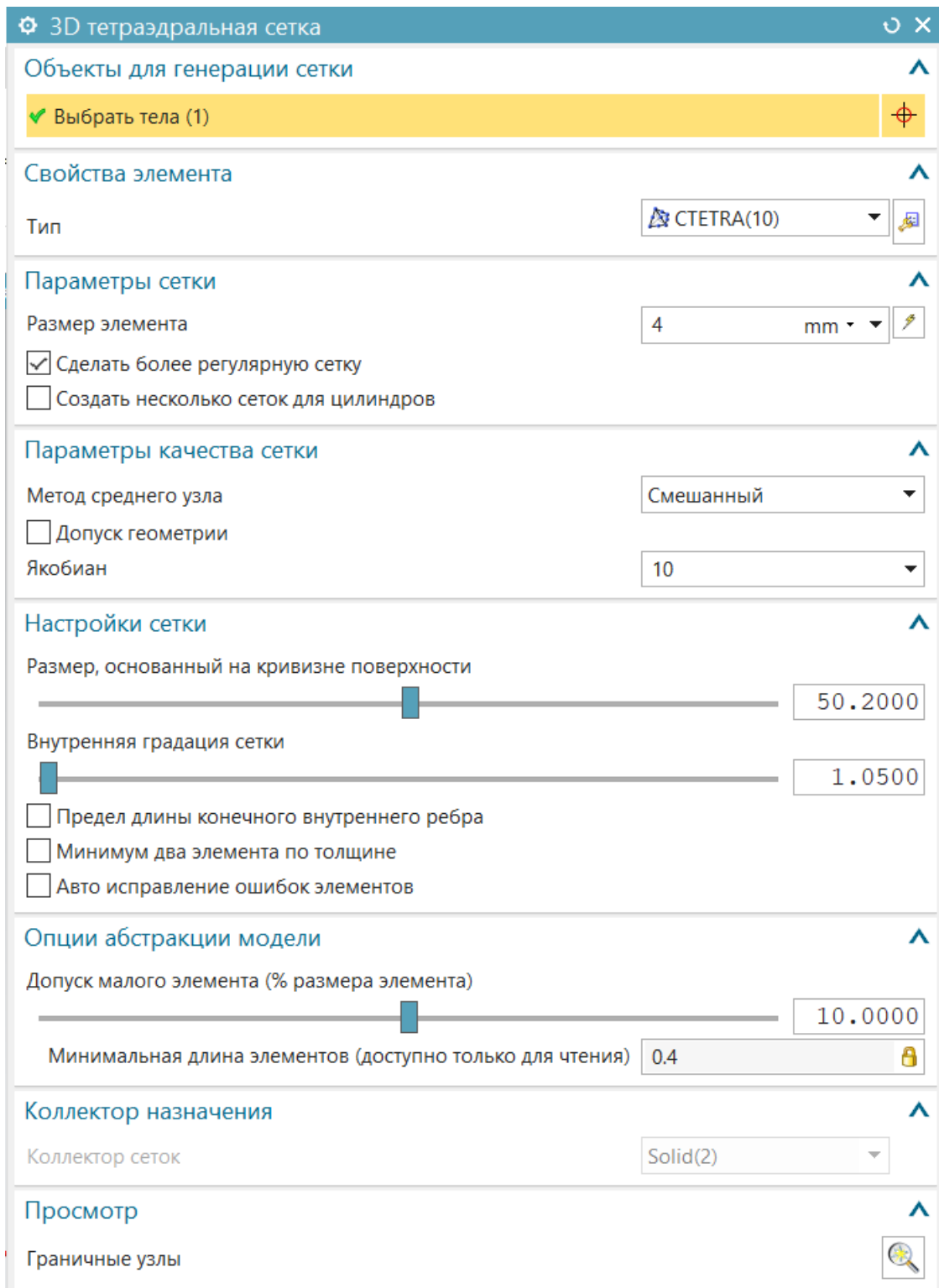


Рисунок 53 – Задание сетки конечных элементов для венца и ступицы демпфера

Получим следующие конечно-элементные модели венца и ступицы демпфера (рисунок 54 и 55).

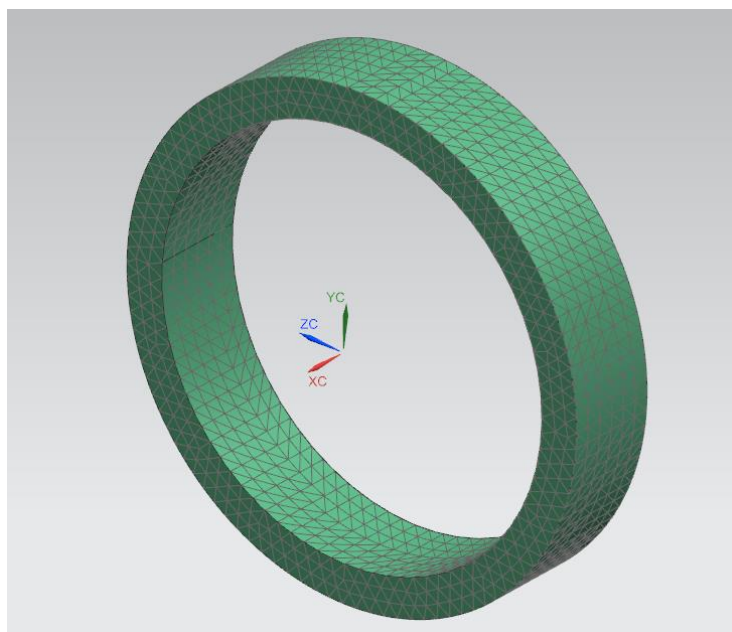


Рисунок 54 – Конечно-элементная модель венца демпфера

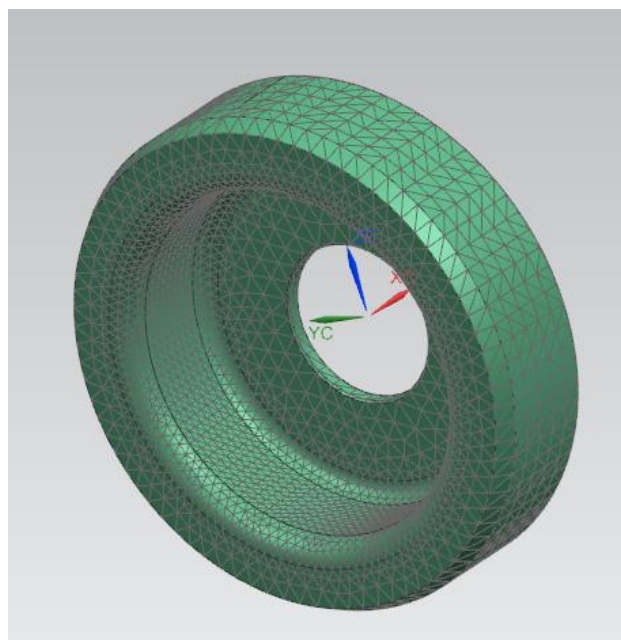


Рисунок 55 – Конечно-элементная модель ступицы демпфера

Зададим материалы для рассчитываемых элементов. Так как венец является инерционной частью демпфера для его расчета выберем чугун Iron Cast G 25 (рисунок 56), для ступицы выберем материал Steel из библиотеки стандартных материалов NX (рисунок 57). Предел прочности для серого чугуна 400 МПа, для стали 10 – 330 МПа [30].

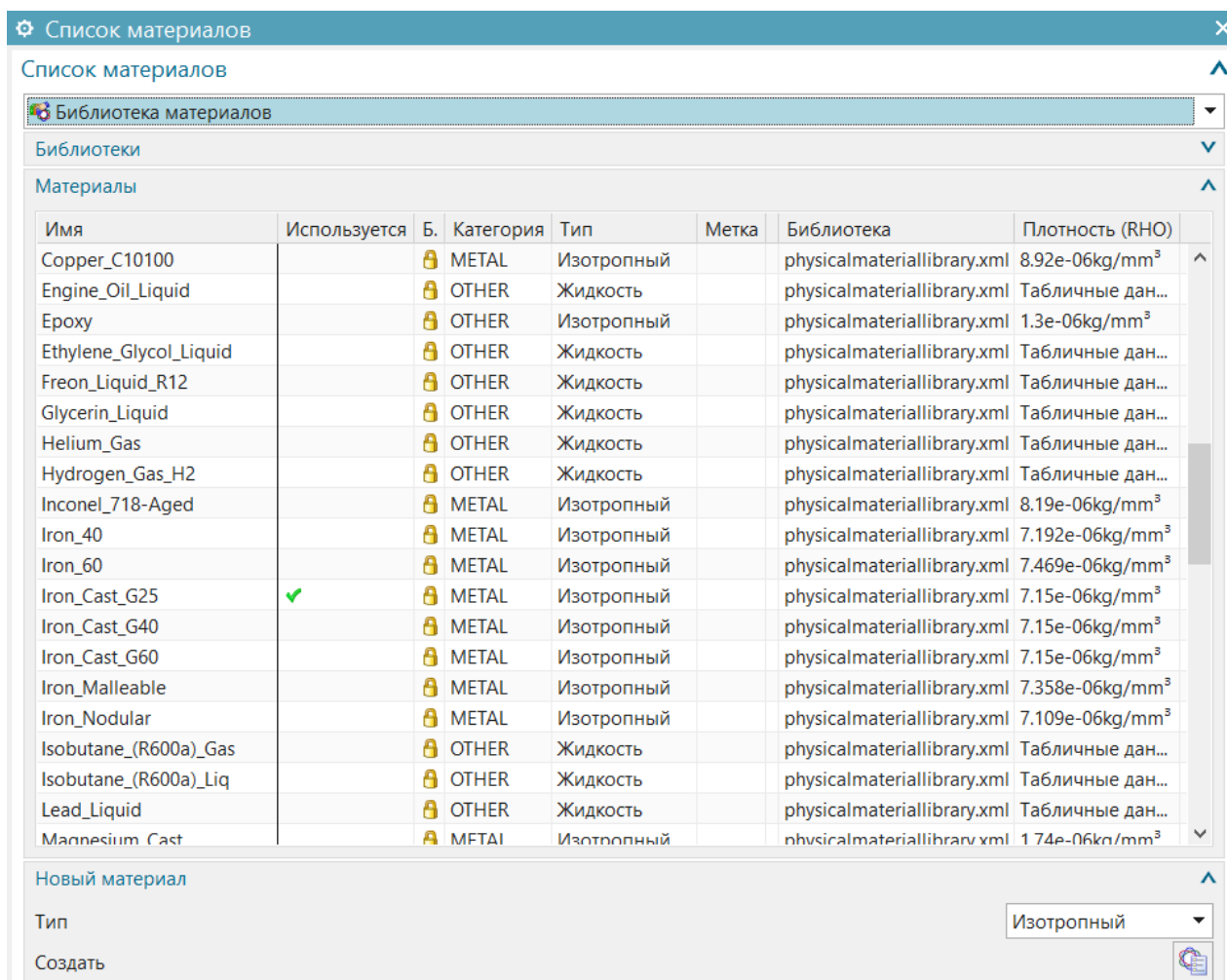


Рисунок 56 – Выбор материала для венца демпфера

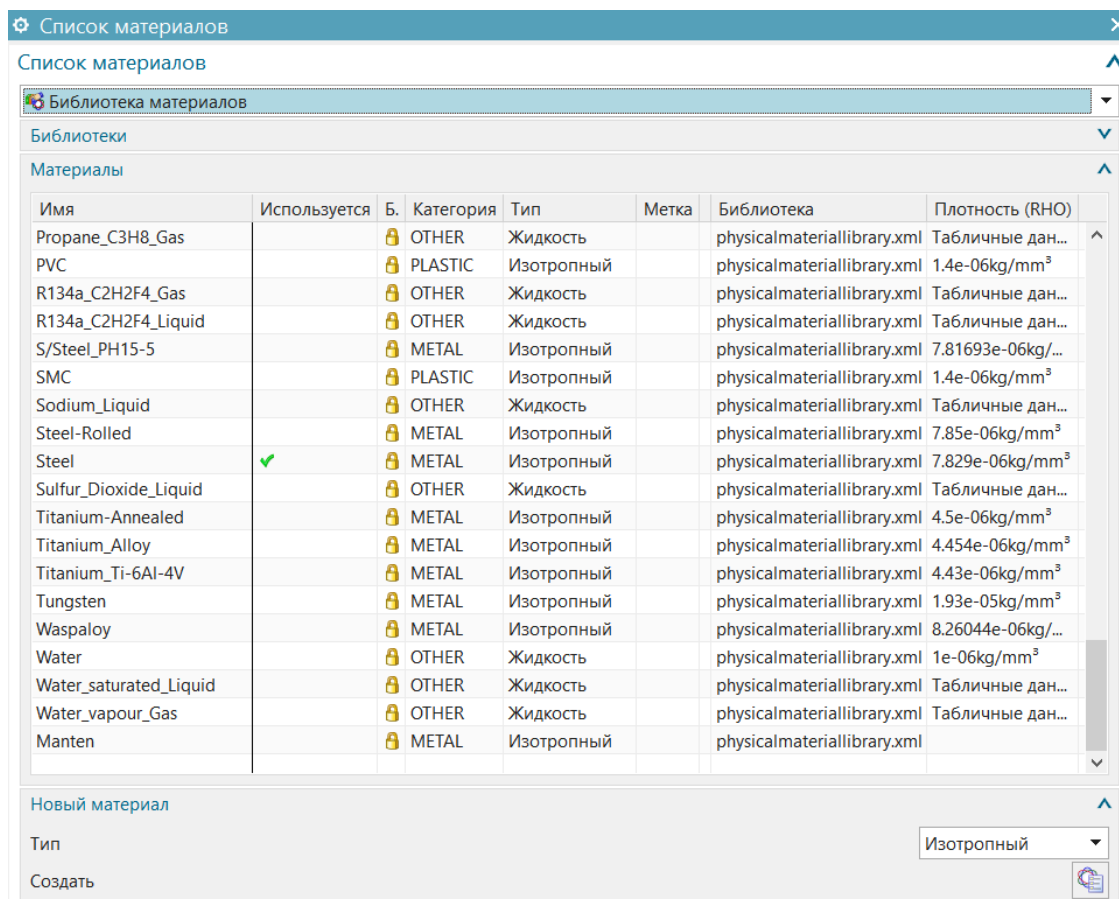


Рисунок 57 – Выбор материала для ступицы демпфера

6.2 Нагрузки и ограничения, действующие на демпфер

Исходя из вышеизложенного, проведем симуляцию и проверку работы рассматриваемых элементов демпфера. Для корректного отображения результатов расчеты проведем отдельно.

Зададим ограничения. С имитируем установку демпфера на коленчатый вал, для этого: на ступицу демпфера зададим ограничение заделка и приложим ее на плоскость прилегания к коленчатому валу (рисунок 58), степени свободы венца ограничим до одной вращательной (рисунок 59) вокруг оси коленчатого вала (ось X).

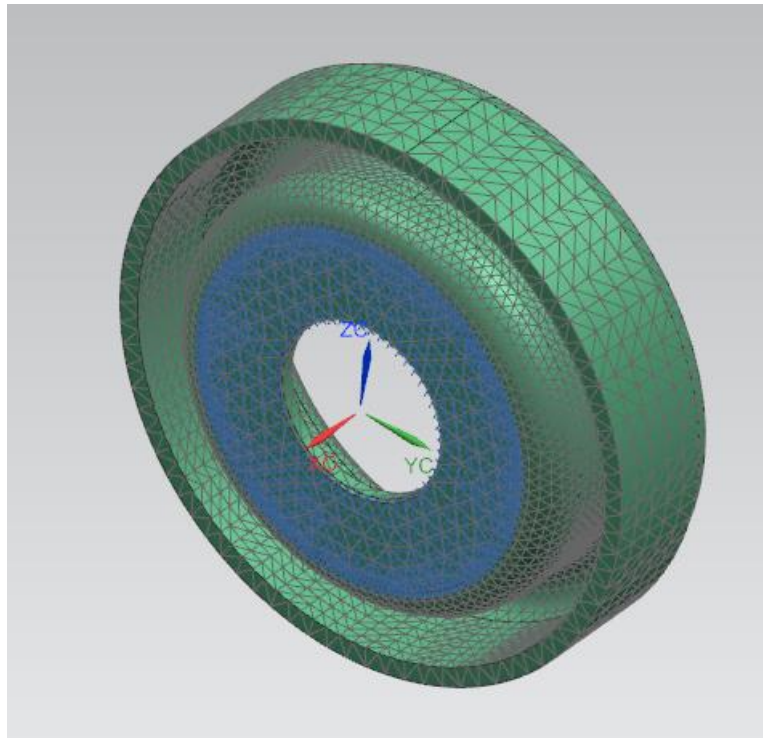


Рисунок 58 – Ограничение заделка на ступицу демпфера

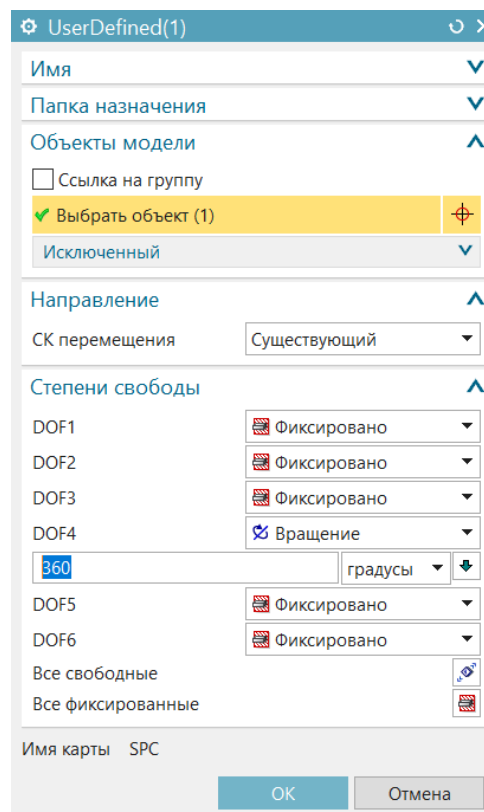


Рисунок 59 – Ограничения на венец демпфера

По данным полученным из формулы (36) зададим крутящий момент на венец и ступицу демпфера и получим окончательную модель элементов демпфера коленчатого вала со всем приложенными ограничениями и нагрузками (рисунок 60 и 61):

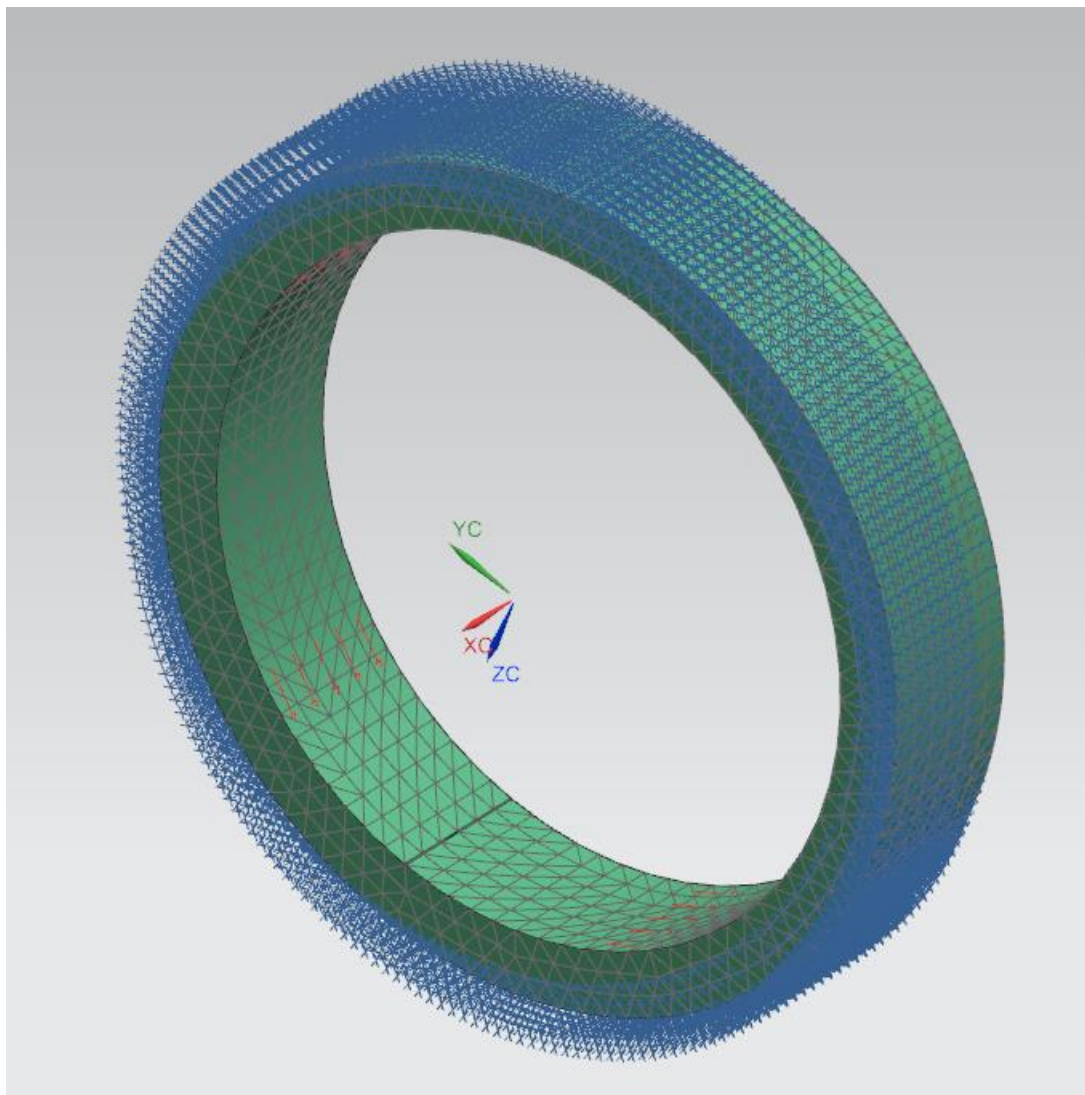


Рисунок 60 – Модель венца демпфера коленчатого вала с приложенными ограничениями и нагрузкой

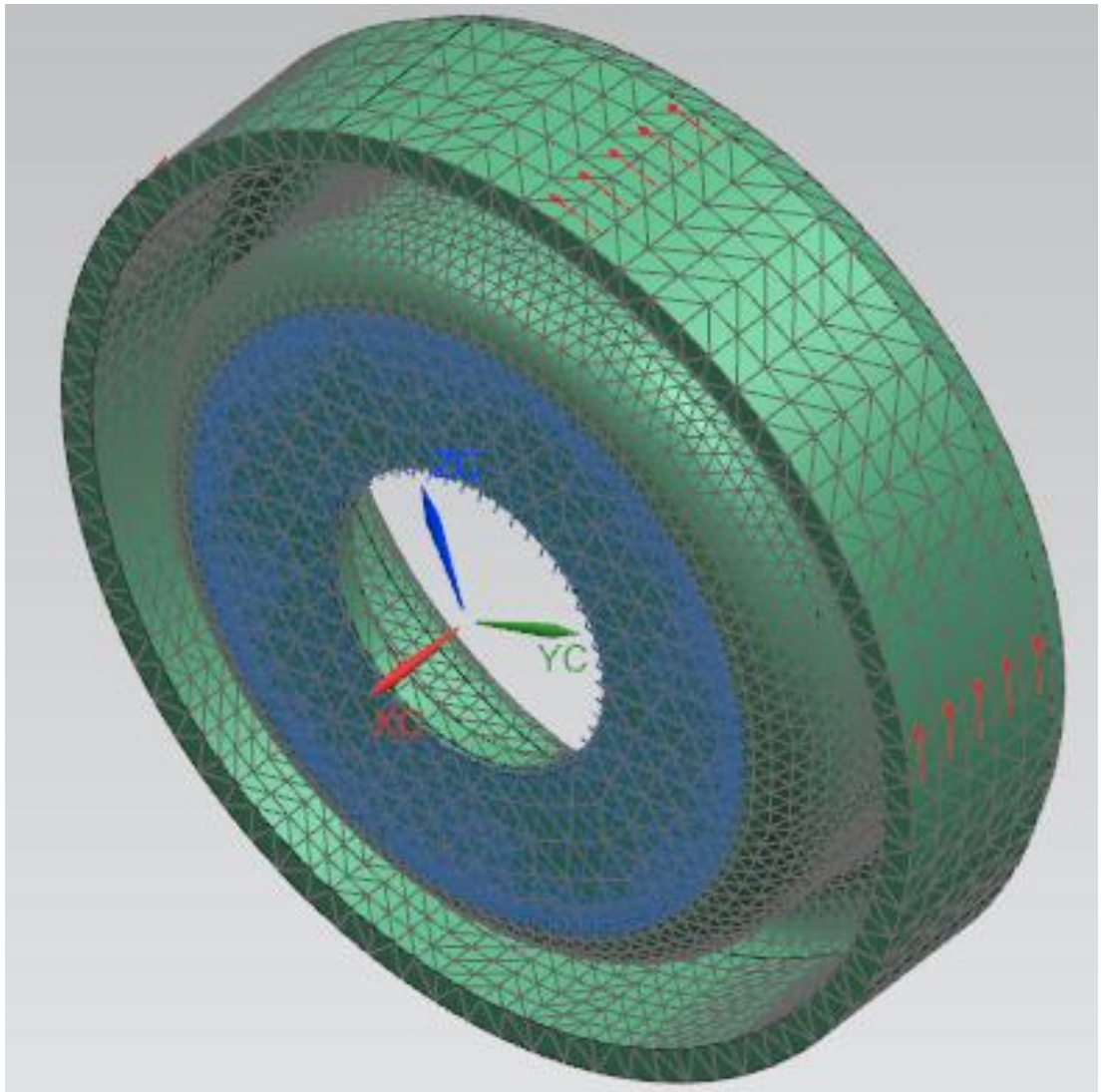


Рисунок 61 – Модель ступицы демпфера коленчатого вала с приложенными ограничениями и нагрузкой

Запустим расчет модели и получим следующие результаты (Рисунок 60 и 61):

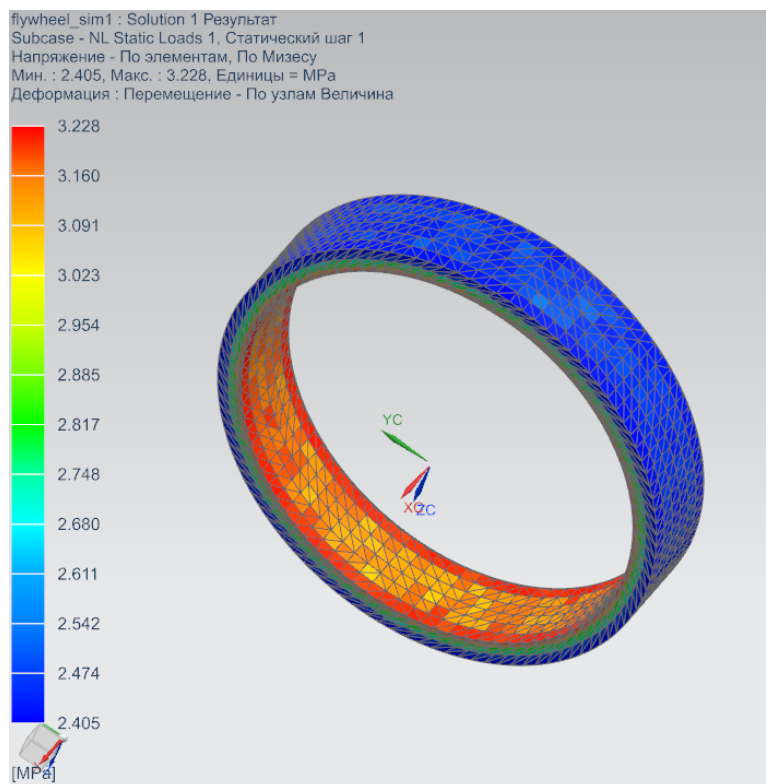


Рисунок 60 – Результаты расчета на прочность венца демпфера

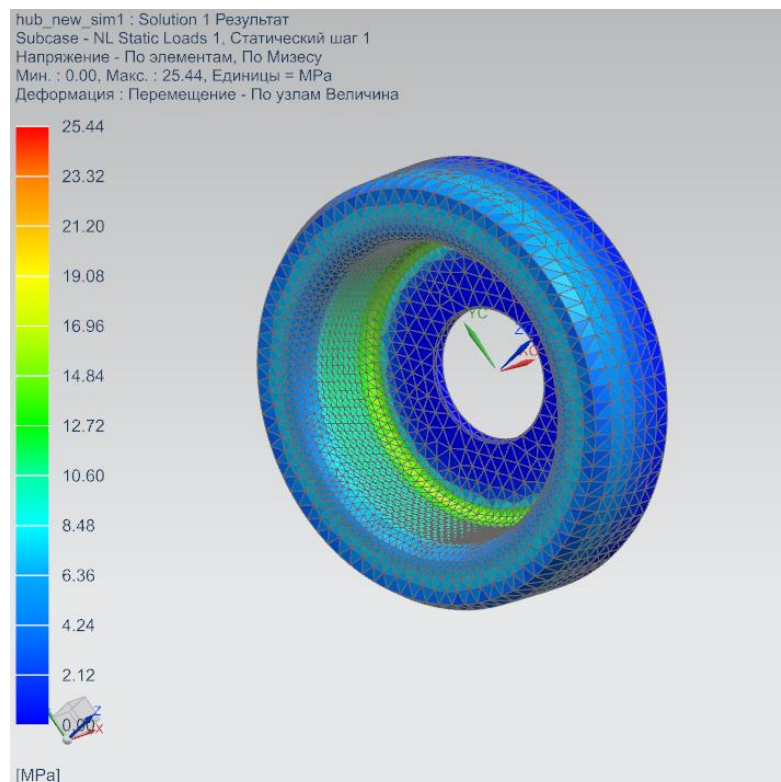


Рисунок 61 – Результаты расчета на прочность ступицы демпфера

6.3 Выводы

В данной главе рассмотрена работа ступицы и венца демпфера в сборе, к которым приложены нагрузки и ограничения, имитирующие работу на двигателе в процессе холостого хода (режим минимальной частоты коленчатого вала).

В результате расчета максимальное напряжение по Мизесу для материала Iron Cast G 25 применяемого в венце составило 3,2 МПа (предел прочности для чугуна 400 МПа), максимальное напряжение ступицы, изготовленной из материала Сталь 10 – 25 МПа (предел прочности для стали 330 МПа), что говорит, о том, что разработанный демпфер выдержит нагрузки двигателя.

1. Проведен анализ работы ступицы и венца демпфера в сборе под действием рабочих нагрузок и ограничений, имитирующих работу на двигателе в процессе холостого хода (режим минимальной частоты вращения коленчатого вала).

2. Установлено, что максимальное смещение материала, применяемого в венце в данном расчете, составило 0,00045 мм, максимальное смещение ступицы, изготовленной из материала сталь 10 – 0,004 мм.

3. Показано, что найденные значения интенсивности напряжений значительно меньше пределов прочности материалов Iron Cast G 25 и Steel и данный демпфер выдержит эксплуатационные нагрузки двигателя.

Заключение

Развитие методов проектирования, моделирования и инженерного анализа в САПР значительно уменьшают затраты на дорогостоящие натурные испытания и их совершенствование является актуальной задачей. Выполненный в работе анализ существующих конструкций демпферов двигателей легковых автомобилей и методов их расчета позволил сформулировать цель и задачи работы, связанные разработкой комплексной методики их проектирования с помощью САПР. В основе алгоритма проектирования демпферов использовались гармонический и модальный анализ крутильной системы двигателя легкового автомобиля на основе электронных моделей разработанных в САД. С помощью инженерного анализа в САЕ выполнено подробное исследование резинового элемента демпфера (гасящего крутильные колебания), получены зависимости его смещения от крутящего момента, рассчитан коэффициент жесткости. На основании данных моделирования в САПР осуществлен анализ системы с демпфером и без него, а также прочностной анализ венца и ступицы демпфера. Получены результаты эффективного гашения крутильных колебаний двигателя с помощью спроектированного демпфера, которые доказали целесообразность использования данной методики проектирования.

1. Анализ литературы установил различные типы конструкции демпферов крутильных систем двигателей внутреннего сгорания и позволил выбрать аналог демпфера для ДВС легкового автомобиля.

2. В САПР разработана конструкция демпфера для двигателя легкового автомобиля, с помощью гармонического получены кинематические и динамические характеристики его работы.

3. С помощью модального анализа работы системы коленчатого вала без демпфера выявлено, что амплитуды углов закручивания,

возникающие при воздействии гармоник 4 и 6 порядков, превышают допустимые углы закручивания.

4. Показано, что собственная частота колебаний проектируемого демпфера 360 Гц и его использование позволяет снизить колебания и уменьшить углы закручивания в 42 раза.

5. Разработана методика проектирования и моделирования демпфера крутильных колебаний системы коленчатого вала двигателя легкового автомобиля.

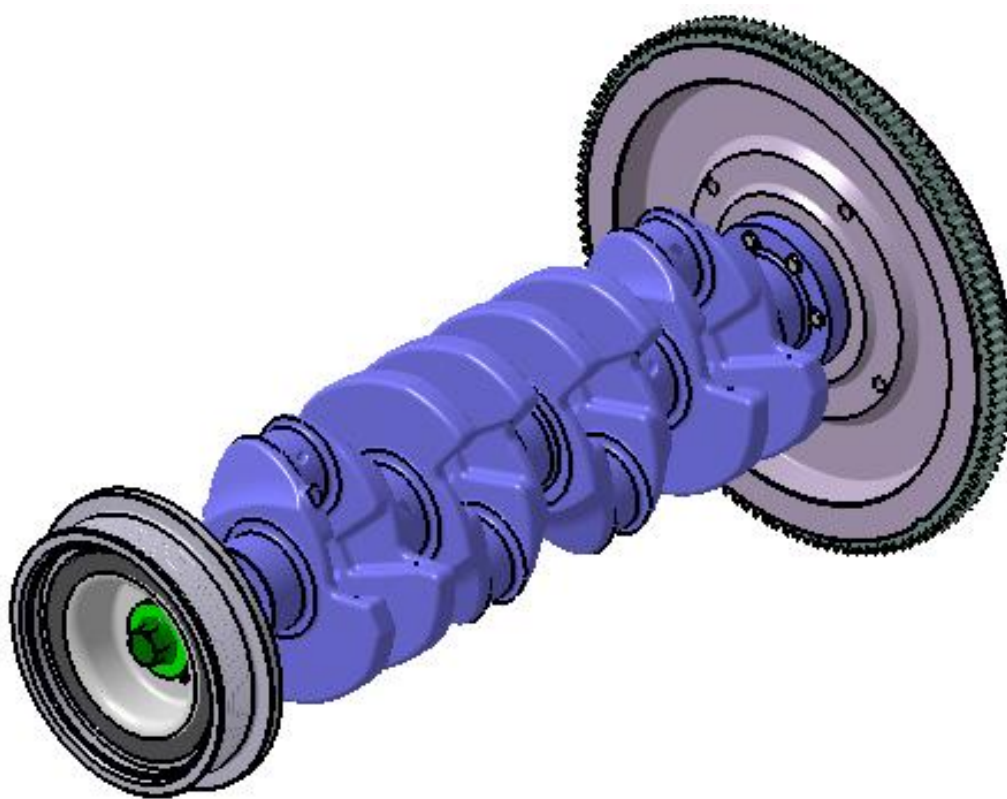


Рисунок 62 – Крутильная система коленчатого вала

Список использованной литературы

1. Final draft of climate deal formally accepted in Paris. *CNN*. Cable News Network, Turner Broadcasting System, Inc. (December 12, 2015). Дата обращения 01 июля 2020.
2. А. Н. Гоц «Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей. Учебное пособие». – 208 стр.
3. Колчин А.И. Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1980г.;
4. Автомобильные и тракторные двигатели. Ч.1. Теория двигателей и системы их топливоподачи. Под редакцией И.М. Ленина, А.В. Костров, О.М. Малакшин. М. «Высш. Школа», 1976.368 с
5. Dabrowski, Z. Identification of a model of the crankshaft with a damper of torsional vibrations [Text] / Z. Dabrowski., B. Chilinski // *Journal of Vibroengineering*. – 2016. – PP. 539-548.
6. Blaly, M. Crank-piston model of internal combustion engine using CAD/CAM/CAE in the MSC Adams [Text] / M. Blaly., M. Szlachetka // *Applied computer science*. – 2017. – Volume 13. – No.1. – PP. 51-60.
7. Pankiewicz, J. Research of torsional vibration of the internal combustion engine's crankshaft with various dampers (TVD) [Text] / J. Pankiewicz., M. Zawisza // *Journal of Vibroengineering PROCEDIA*. – 2014. – Volume 4. – PP. 229-232.
8. Armentani, E. Multibody Simulation for the Vibration Analysis of a Turbocharged Diesel Engine [Text] / E. Armentani., F. Caputo., L. Esposito., R. Citarella // *Applied Science Journal*. – 2018. – Volume 21. – PP. 1-21.
9. Тяговый расчет автомобиля, методические указания к курсовой работе по разделу «Теория, основы расчета и анализ работы тракторов и

автомобилей», (специальность 1509 – Механизация сельского хозяйства), Иваново 1986. – 50 с.

10. Лукин П.П., Гаспорянц Г.А. Конструирование и расчет автомобиля М.: Машиностроение, 1984г. - 376с.

11. Pistek, V. An unconventional rubber torsional vibration damper with two degrees of freedom [Text] / V. Pistek., P. Kucera., O. Nozhenko., K. Kravchenko., D. Svida // Journal of Vibroengineering. – 2017. – Volume 13. – PP. 136-141.

12. Deuzkiewicz, P. Nonlinear model of rubber torsional vibration damper [Text] / P. Deuzkiewicz., J. Pankiewicz // Journal of Vibroengineering. – 2015. – Volume 6. – PP. 13-17. 12

13. Navale, V. Torsional Vibration in Engine and use of viscous damper [Text] / V. Navale., C. Dhamejani // International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education. – 2015. – Volume 5. – PP. 428-432.

14. Zhong, Z. Modeling and Torsional Vibration Control Based on State Feedback for Electric Vehicle Powertrain [Text] / Z. Zhong., Q. Wei // Applied Mechanics and Materials. – 2013. – Volume 7. – PP. 411-417.

15. Pankiewicz, J. Model aided design of tuned rubber TVD [Text] / J. Pankiewicz., B. Chilinski., M. Wadolowski // Journal of KONES Powertrain and Transport. – 2016. – Volume 8. – No. 1. – PP. 367-374.

16. Покорный, Б.М. Расчет коленчатого вала на крутильные колебания / Б.М. Покорный. – М.: Машгиз, 1947. – 212 с.

17. Гоц, А.Н. Снижение уровня крутильных колебаний двигателя СМД – 31 / А.Н. Гоц, В.Ф. Дрозденко // Проблемы совершенствования тракторных и комбайновых двигателей: Тр. НПО «ЦНИТА». – Л., 1986. – С. 114 – 121.

18. Chilinski, B. Analysis of bending and angular vibration of the crankshaft with a torsional vibrations damper [Text] B. Chilinski., M. Zawisza // Journal of Vibroengineering. – 2016. – Volume 11. – PP. 5353-5361.

19. Гоц, А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: автореф. дис. . . . д-ра техн. наук / А.Н. Гоц. – Владимир, 2004. – 32 с.
20. Вихерт, М.М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / М.М. Вихерт [и др.] ; под ред. Ю.А. Степанова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.
21. Гоц, А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей / А.Н. Гоц. – Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2006. – 105 с. – ISBN 5-89368-664-0.
22. Динамика двигателей внутреннего сгорания: метод. указания к лаб. работам / сост. В.В. Панов, С.Г. Драгомиров, А.Н. Гоц, А.М. Шарапов ; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2003. – 60 с.
23. Deng, L. Design Torsional Vibration Damper of Engine based on Classical Optimal Approach [Text] / L. Deng., J. Zhang., L. Xiang // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Volume 10. – PP. 1-9.
24. Adler, U. Automotive handbook/ U. Adler, Y. Bauer, W. Bazient; Editor-in-Chief U. Adler. – 2nd edition. – Stuttgart: Robert Bosh GmbH, 1996 – 707 p., ISBN 0-89 283-518-6; ISBN 1 85 226 00 9.
25. Попык, К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык. – М.: Высш. шк., 1970. – 328 с.
26. Гоц, А.Н. Динамическая жесткость и рассеяние энергии в упругодемпфирующих материалах / А.Н. Гоц // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: материалы VIII Междунар. науч.-практ. конф.; под ред. В.В. Эфроса, А.Н. Гоца. Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2001. – С. 111 – 116. – ISBN 5-89368-233-5.
27. Антонов, Н.С. Экспресс-метод оценки параметров демпферов крутильных колебаний жидкостного трения / Н.С. Антонов, Ю.С. Мазиков,

А.Н. Гоц, В.Ф. Дрозденко // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 10. – С. 17 – 19.

28. Алексеев, В.В. Демпфирование крутильных колебаний в судовых валопроводах / В.В. Алексеев, Ф.Ф. Болотин, Г.Д. Кортын. – Л.: Судостроение, 1973. – 255 с.

29. Жарнов, Э.М. Методика экспериментального определения спектров крутильных колебаний коленчатых валов ДВС / Э.М. Жарнов, В.Ф. Дрозденко, В.Н. Баженов // Двигателестроение. – 1980. – № 8. – С. 27 – 28.

30. Гоц, А.Н. Выбор параметров демпферов внутреннего трения / А.Н. Гоц // Транспорт, экология – устойчиво развитие: сб. доклады. – Технически университет. Варна. – Ековарна, 2006. – С. 197 – 205. – ISBN – 954-20-00030.

31. Антонов, Н.С. Методика безмоторных ускоренных испытаний демпферов крутильных колебаний жидкостного трения / Н.С. Антонов, Е.В. Исаев, А.Н. Гоц и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 1988. – № 6. – С. 7-11.

32. Химмельблау, Д. Анализ процессов статистическими данными: пер. с англ. – М.: Мир. – 1973. – 960 с.

33. Dabrowski Z., Zawisza M. Investigations of the vibroacoustic signals mechanical defects sensitivity is not recognized by the OBD system in diesel engines. Solid State Phenomena, Vol. 180, 2012, p. 194-199.

34. Desbazeille M., Randall R. B., Guillet F., El Badaoui M., Hoisnard C. Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 24, 2010, p. 1529-1541.

35. Дрозденко, В.Ф. Методика и алгоритм расчета приведенной крутильной системы коленчатого вала ДВС / В.Ф. Дрозденко, А.Н. Гоц // Двигателестроение. – 1986. – № 10. – С. 15 – 17.

36. Дрозденко, В.Ф. Исследование эффективности жидкостного демпфера крутильных колебаний для ДВС / В.Ф. Дрозденко, 199 А.Н. Гоц,

Э.М. Жарнов // Повышение эффективности автомобильных и тракторных двигателей: межвуз. сб. науч. тр. МАМИ. – М.: МАМИ, 1985. – С. 24 – 30.