

ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КРУТИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ МАШИННОГО АГРЕГАТА

Жердев А. А. - аспирант, Попович В. С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Задача динамического синтеза крутильной системы машинного агрегата с ДВС может быть сформулирована как задача определения структуры и параметров звеньев этой системы при известных характеристиках возмущения и требуемых свойствах ее динамического отклика. Свойства динамического отклика крутильной системы часто определяется в виде ограничений, налагаемых на параметры движений отдельных ее звеньев и представляющих собой регламентированные допускаемые нормы для динамических значений обобщенных координат и их производных расчетной динамической модели исследуемой реальной системы. В силовых установках с ДВС различного назначения эти нормы имеют вид ограничений, накладываемых на динамические деформации или на более сложные комплексные параметры динамического поведения отдельных квазиупругих соединений динамической модели установки и количественно отражающих определенные динамические требования, предъявляемые к уровню динамической нагруженности крутильной системы силовой установки.

Динамический синтез предполагает выбор структуры и параметров крутильной системы машинного агрегата, оптимальных относительно выбранных критериев динамического качества, причем поиск оптимальных решений связан с экстремальными задачами. Поэтому уместно говорить об оптимальном динамическом синтезе машинного агрегата. Методологическая особенность динамического синтеза машинных агрегатов с ДВС состоит в том, что обычно он осуществляется в условиях, когда структура силовой цепи крутильной системы, динамические параметры основных механических узлов и звеньев этой системы определены в результате синтеза функциональных характеристик машинного агрегата в соответствии с его целевым назначением. В условиях столь жестких ограничений структурный динамический синтез машинного агрегата определяется выбором предпочтительных структурных вариантов силовой цепи его крутильной системы из числа сопоставимых вариантов, равноценных по функциональным характеристикам, и структурным синтезом корректирующих устройств для целенаправленного воздействия на динамические характеристики машинного агрегата.

В некоторых частных случаях, в основном при проектировании крутильных вибрационных или функционально-испытательных стендов с ДВС, синтез динамической системы силовой установки определяется как задача отыскания структуры и параметров силовой цепи установки, обеспечивающих заданные форму и количественные характеристики динамического отклика силовой установки для регламентированных характеристик импульсного или периодического возмущающих воздействий. При этом ограничения обычно проявляются в виде заданных динамических характеристик двигателя и испытываемых агрегатов, а также в ряде условий, необходимых и достаточных, чтобы вектор-функция, отображающая заданный динамический отклик силовой установки, была соответствующей характеристикой технически реализуемой динамической системы. Указанные условия называются условиями физической реализуемости.

Важнейшим вопросом при постановке задач динамического синтеза машинных агрегатов различного назначения является формулировка динамических критериев качества (целевых функций). В процессе решения задачи синтеза осуществляется оптимизация (минимизация или максимизация) целевой функции. При этом не менее важно, что построение оптимального решения дает возможность оценить имеющиеся сопоставимые варианты, обоснованно пойти на компромисс, принимая решение. При формировании целевой функции всегда учитывается специфика конкретной задачи синтеза, что позволяет найти наиболее простые и принципиально приемлемые формулировки динамических критериев качества.

В силовых установках с ДВС, у которых несущая способность элементов силовой цепи характеризуется весьма ограниченной долговечностью, наиболее целесообразной для практических целей является интегральная оценка динамической нагруженности элементов силовой цепи установки на основе средних мер их усталостного повреждения. Поскольку в задачах динамического синтеза характеристики усталостной прочности элементов силовой цепи используют только для сравнительных оценок различных параметрических вариантов силовой установки, в качестве критериев усталостного повреждения элементов можно принять линейные меры их усталостного повреждения, получаемые на основе гипотезы Вейбула о равномерном приращении повреждения детали, подверженной действию знакопеременных нагрузок. Тогда в качестве вектор-функции, характеризующей в рассматриваемом случае предельно допустимый уровень усталостных повреждений в элементах силовой цепи, принимается вектор, все компоненты которого суть единицы.

РАСЧЕТ СВОБОДНЫХ И ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ С ЗАЗОРАМИ ЧИСЛЕННЫМ МЕТОДОМ КОШИ-ЭЙЛЕРА

Пестрецов Р.Е. - аспирант, Попович В. С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Возмущающий момент имеет выражение в виде

$$M_g = M \sin \eta t, \text{ где}$$

M – наибольшее значение возмущающего момента;

η – угловая частота изменения момента.

Так как этот момент действует непосредственно на моторные массы, то в приведенной схеме он будет приложен к массе θ_2 , в которую входят моторные массы.

Постоянная нагрузка на вал крутильной системы при наличии зазоров вызывает в общем случае вращение всей системы как твердого целого, что вызывает дополнительные замыкания (или освобождения) зазоров. Для учета этого явления введем два постоянных момента M_0 , равных по величине, противоположно направленных и приложенных к крайним массам θ_1 и θ_3 . Такие моменты не вызовут вращения всей системы как твердого целого, что является удобным.

Итак, имеем приведенную крутильную схему, которую схематически можно изобразить так:

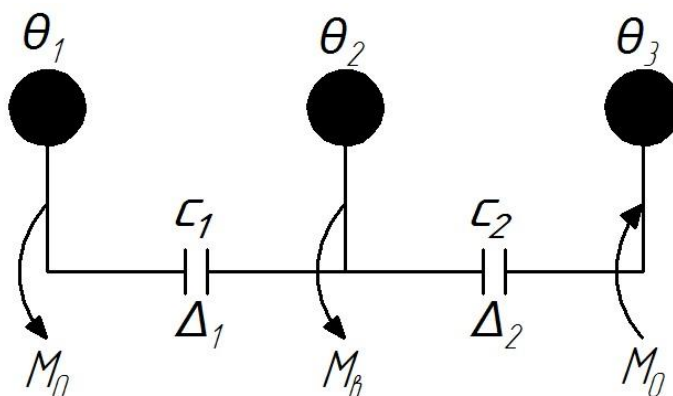


Рисунок 1 – Схема анализируемой системы

Запишем систему дифференциальных уравнений для анализируемой системы, справедливую для любого интервала движения при зазорах Δ_1 и Δ_2 ,

$$\begin{cases} \theta_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1(\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta_1) = M_0; \\ \theta_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1(\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta_1) + C_2(\varphi_2 - \varphi_3 - \Delta_2) = M \sin \eta t; \\ \theta_3 \ddot{\varphi}_3 + C_2(\varphi_2 - \varphi_3 - \Delta_2) = -M_0, \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \Delta_1 > 0 \text{ при } (\varphi_1 - \varphi_2) > 0; \\ \Delta_1 < 0 \text{ при } (\varphi_1 - \varphi_2) < 0; \\ \Delta_2 > 0 \text{ при } (\varphi_2 - \varphi_3) > 0; \\ \Delta_2 < 0 \text{ при } (\varphi_2 - \varphi_3) < 0, \end{cases} \quad (2)$$

что означает смену знака у величин Δ_1 и Δ_2 , модули которых остаются без изменения в процессе движения.

Кроме того, в системе (1) считаем при свободном зазоре жесткость на его участке равной нулю, т.е.

$$\begin{cases} C_1 = 0 \text{ при } |\varphi_1 - \varphi_2| < |\Delta_1|; \\ C_2 = 0 \text{ при } |\varphi_2 - \varphi_3| < |\Delta_2|. \end{cases} \quad (3)$$

С целью более полного исследования поведения крутильной системы будем брать различные соотношения между M_0 и M . Введя соотношение

$\gamma = \frac{M}{M_0}$, можно переписать уравнения (1) в виде:

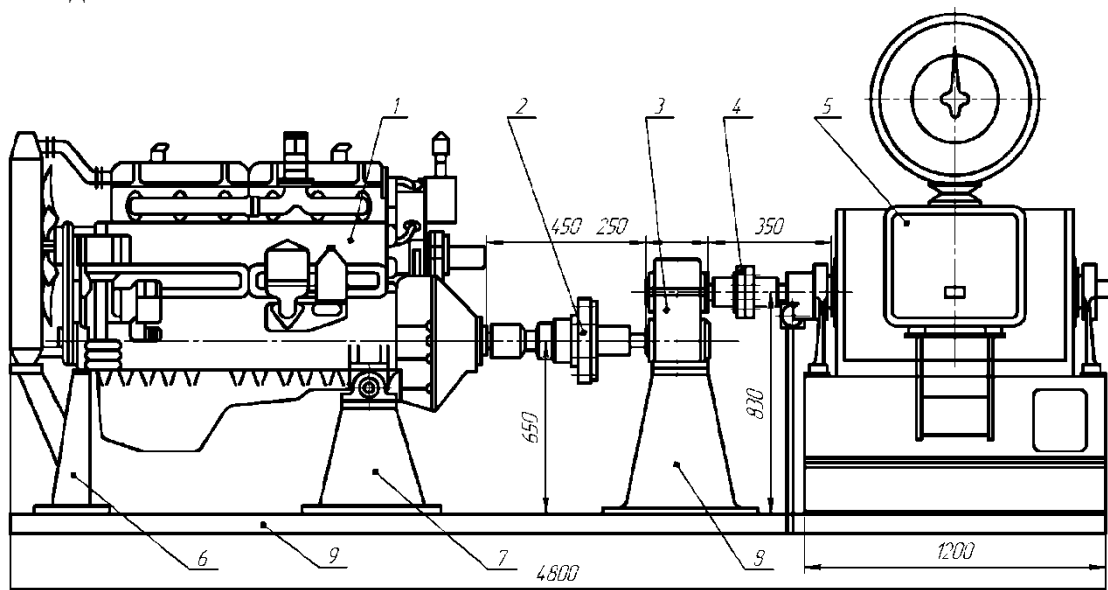
$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \frac{C_1}{\theta_1} (\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta_1) + \frac{M_0}{\theta_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{C_1}{\theta_2} (\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta_1) - \frac{C_1}{\theta_2} (\varphi_2 - \varphi_3 - \Delta_2) + \frac{\gamma M_0}{\theta_2} \sin \eta t; \\ \ddot{\varphi}_3 = \frac{C_2}{\theta_3} (\varphi_2 - \varphi_3 - \Delta_2) + \frac{M_0}{\theta_3}. \end{cases} \quad (4)$$

Расчет выполняется способом Эйлера-Коши табличным методом.

АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ ДВИГАТЕЛЯ 6Ч13/14 НА СТЕНДОВОЙ УСТАНОВКЕ САК-670

Барсуков Р. В. - студент, Попович В. С. - д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

На стендовой установке в лаборатории «Динамика и прочность двигателей и тракторов (НИЛ – 4)» выполнены экспериментальные исследования вибрационных колебаний двигателя 6Ч13/14.



1 – двигатель 6Ч13/14, 2 – муфта упругая, 3 – редуктор, 4 – муфта упругая, 5 – балансирная машина, 6 – передняя опора двигателя, 7 – задняя опора двигателя, 8 – опора редуктора, 9 – рама стендовой установки

Рисунок 1.1 – Стендовая установка с двигателем 6Ч 13/14

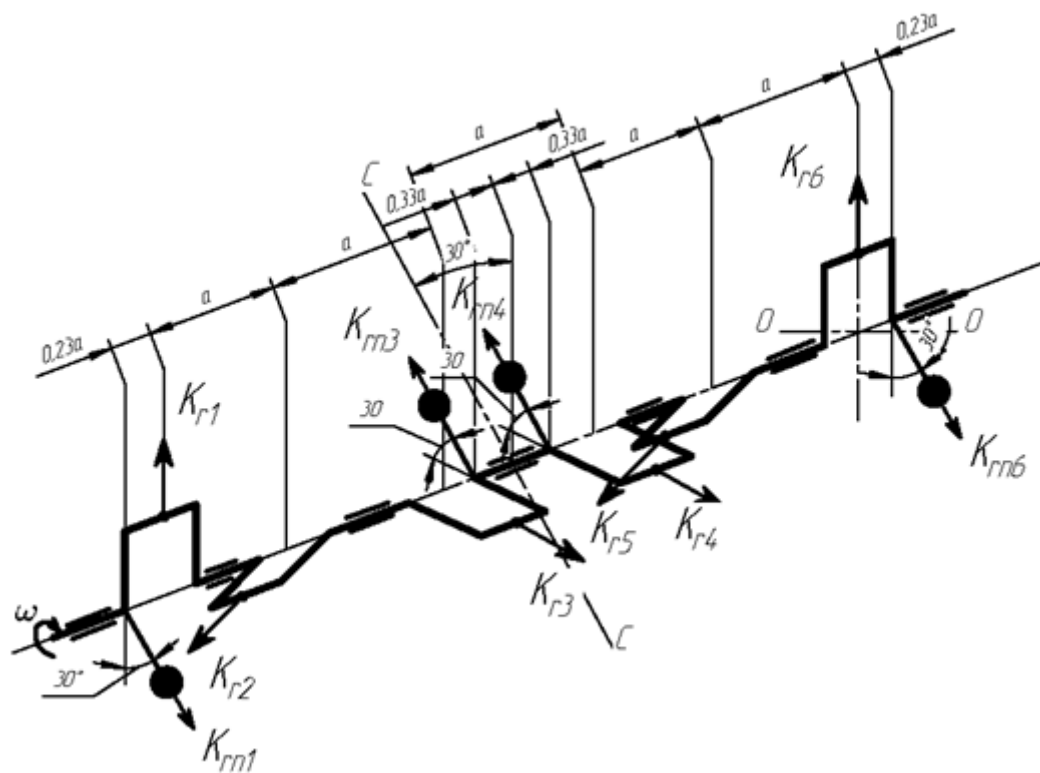


Рисунок 1.2 – Схема уравнивания коленчатого вала двигателя 6Ч13/14

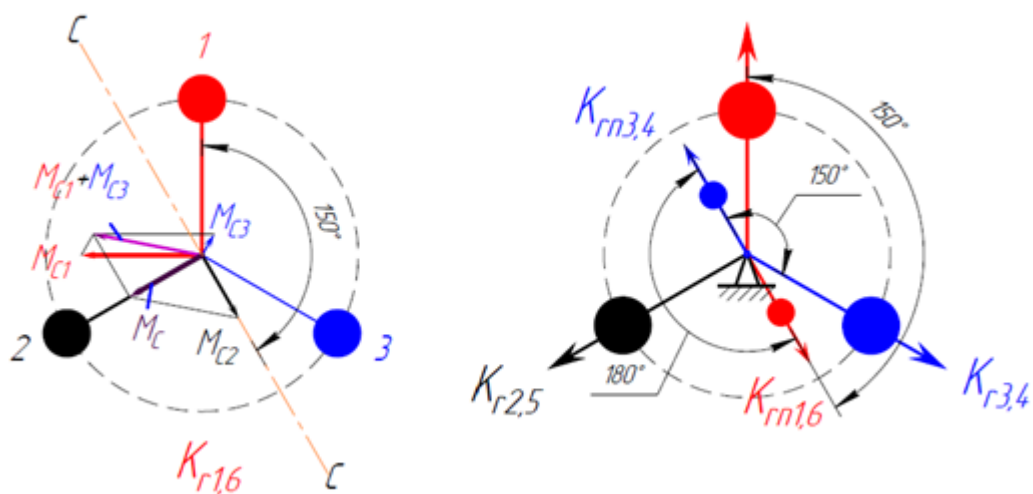
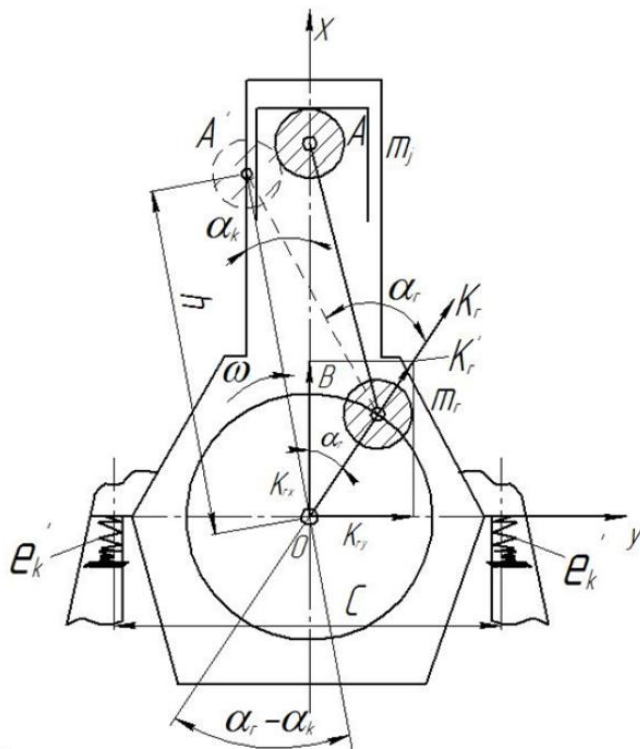


Рисунок 1.3 – Схема действия центробежных сил и определение плоскости действия равнодействующего момента, возникающего от этих сил, половины коленчатого вала двигателя 6Ч13/14



e'_k – линейная податливость опоры, $e_k = \frac{2e'_k}{c^2}$ – крутильная податливость подвески

Рисунок 1.4 – Схема кривошипно-шатунного механизма

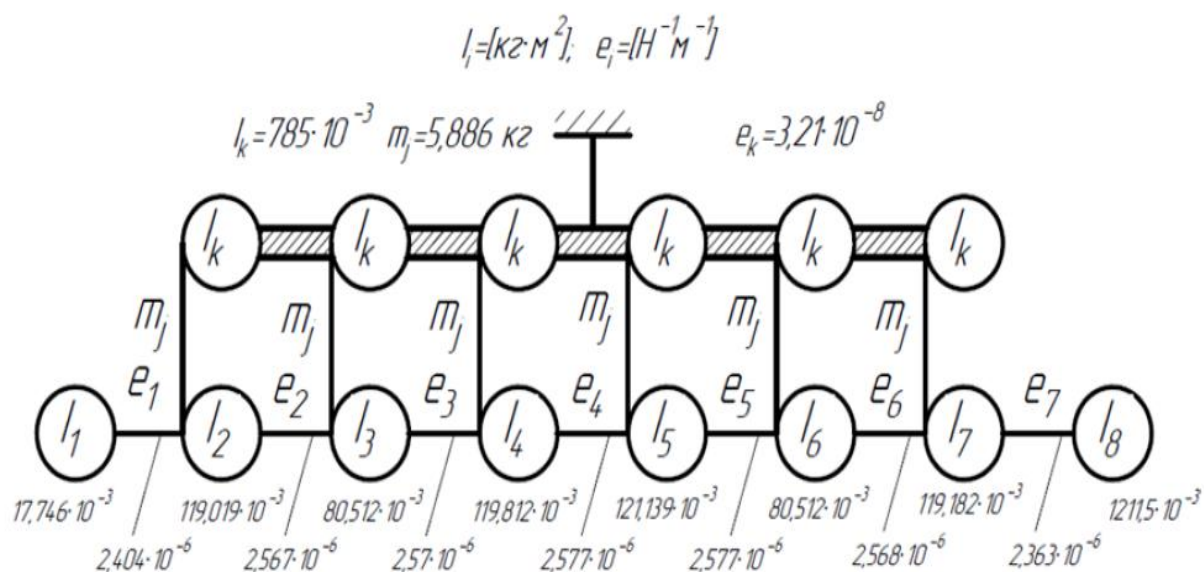


Рисунок 1.5 – Расчетная крутильная схема двигателя 6Ч13/14 с учетом упругой подвески

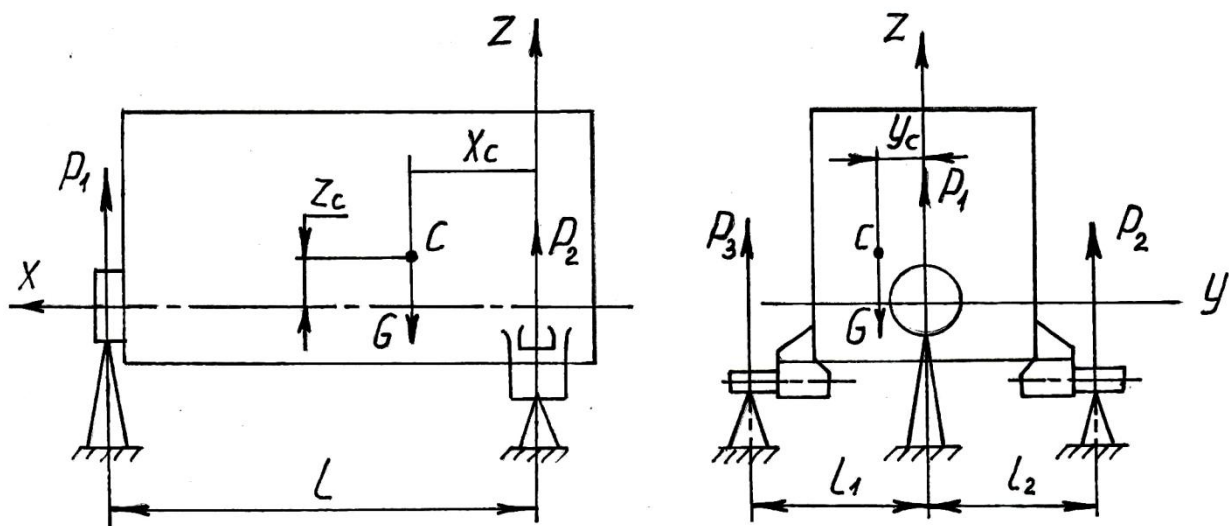


Рисунок 1.6 – Определение положения центра тяжести

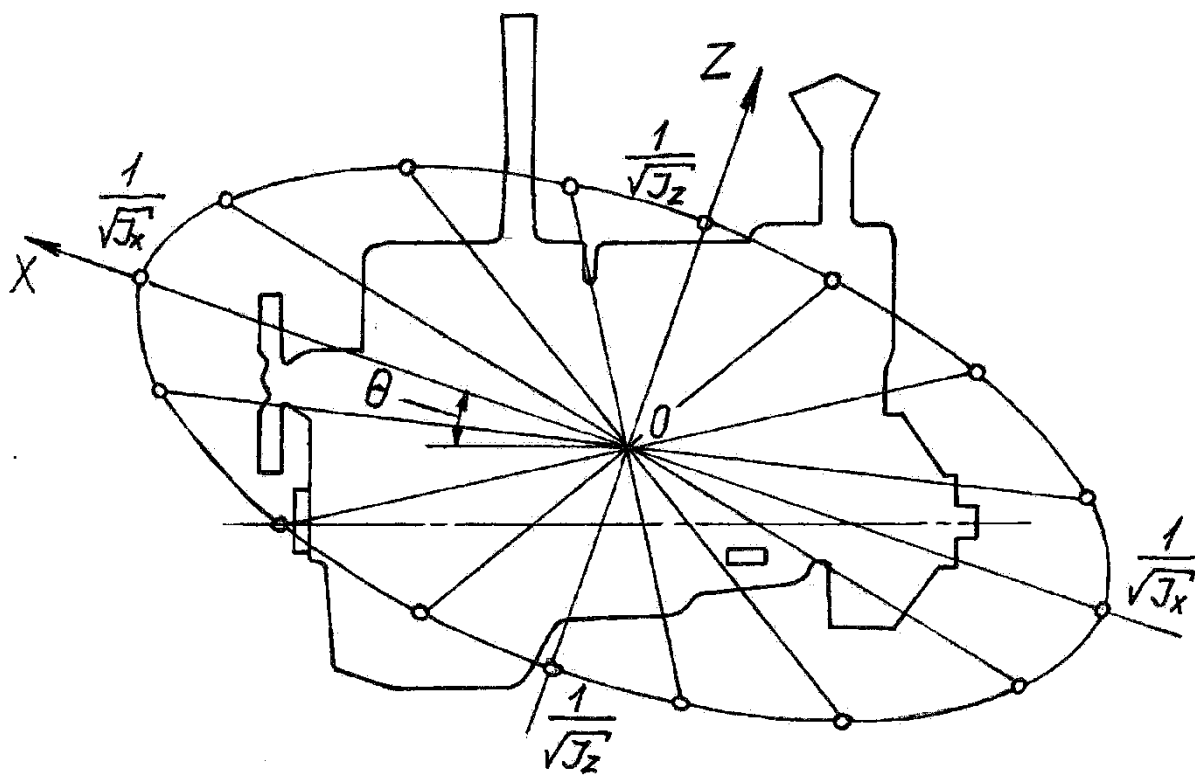
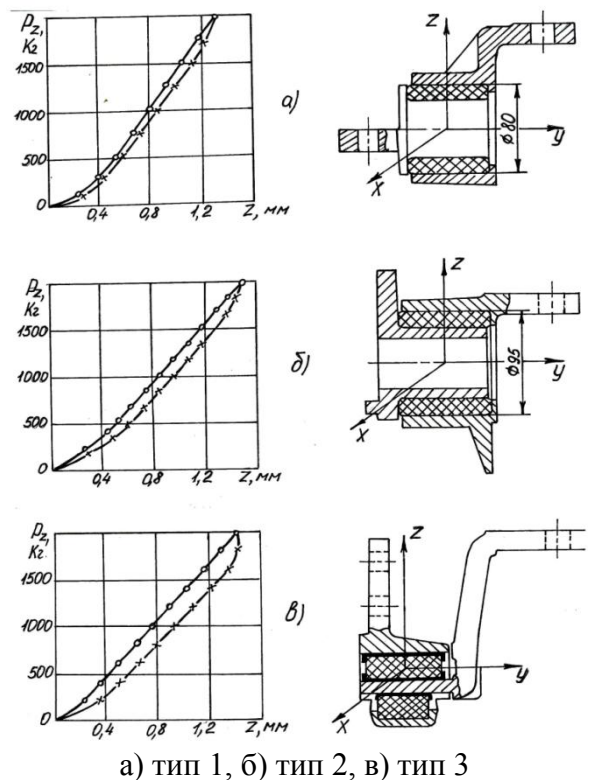


Рисунок 1.7 – Главные оси инерции



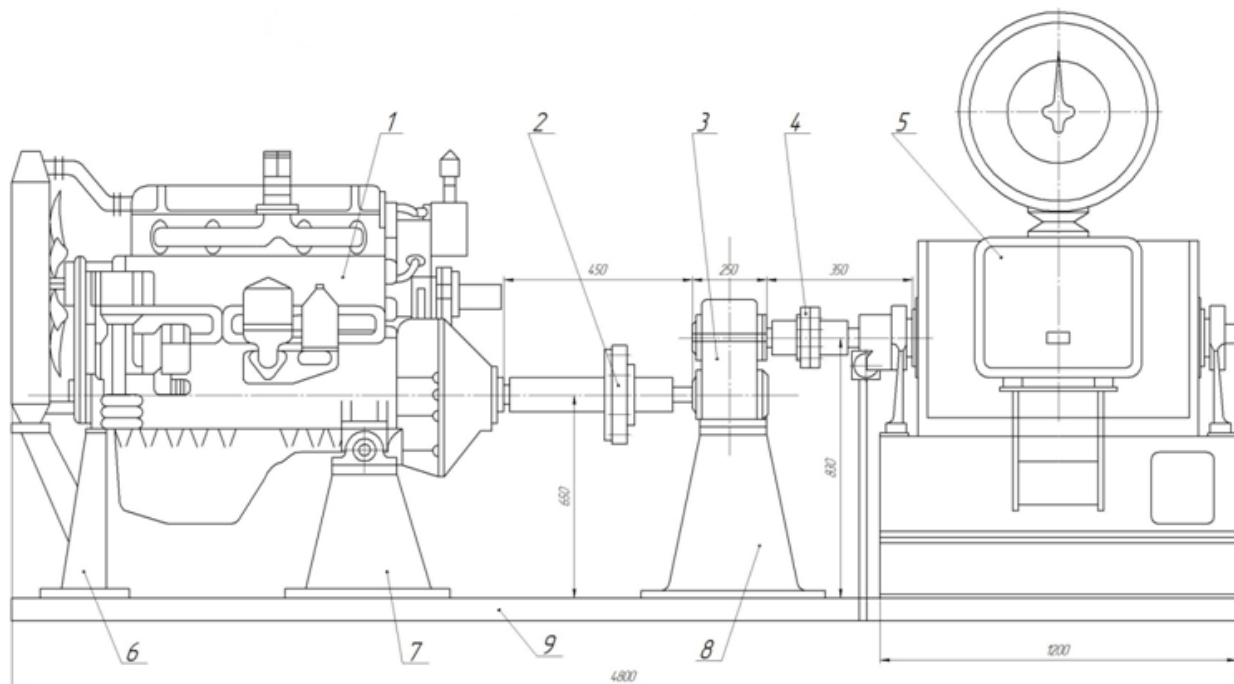
а) тип 1, б) тип 2, в) тип 3

Рисунок 1.8 – Статические силовые характеристики и варианты боковых опор подвески двигателя 6Ч13/14

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ 4Ч13/14 НА СТЕНДОВОЙ УСТАНОВКЕ САК – 670 С УЧЕТОМ РЕАКТИВНЫХ СВЯЗЕЙ УПРУГИХ ОПОР

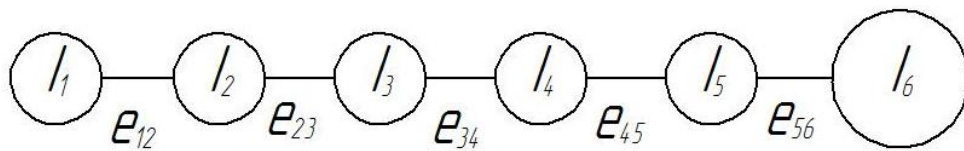
Глебова О.В. - студентка, Попович В.С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)



1 – силовой агрегат – двигатель 4Ч13/14, 2 – муфта комбинированная, 3 – редуктор, 4 – муфта упруго-пальцевая, 5 – тормозная балансирующая установка (исполнительный орган), 6 – передняя опора, 7 – задняя опора, 8 – опоры редуктора, 9 – рама

Рисунок 2.1 – Тормозная установка САК – 670 с двигателем 4Ч 13/14



$$I_1 = 17,746 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2); I_2 = 87,603 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2); I_3 = 159,2 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2);$$

$$I_4 = 87,603 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2); I_5 = 87,603 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2); I_6 = 1211,5 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

$$e_{12} = 2,412 \cdot 10^{-6} (\text{Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}); e_{23} = e_{34} = e_{45} = 2,576 \cdot 10^{-6} (\text{Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1});$$

$$e_{56} = 1,365 \cdot 10^{-6} (\text{Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}).$$

Рисунок 2.2 – Эквивалентная схема вала двигателя 4Ч13/14

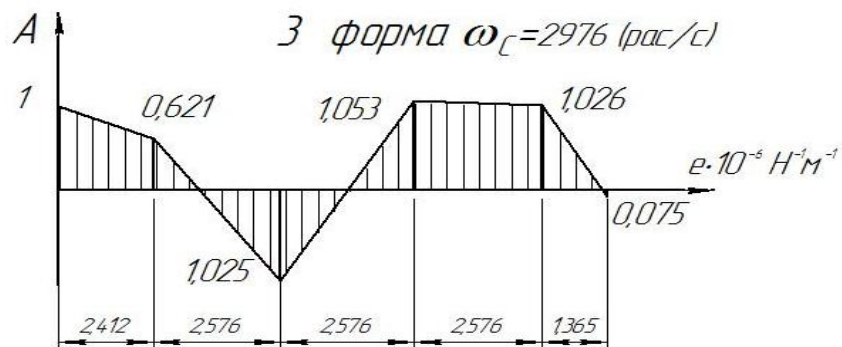
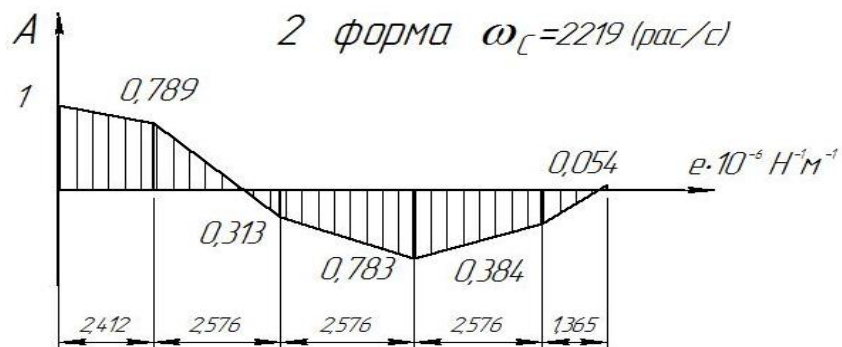
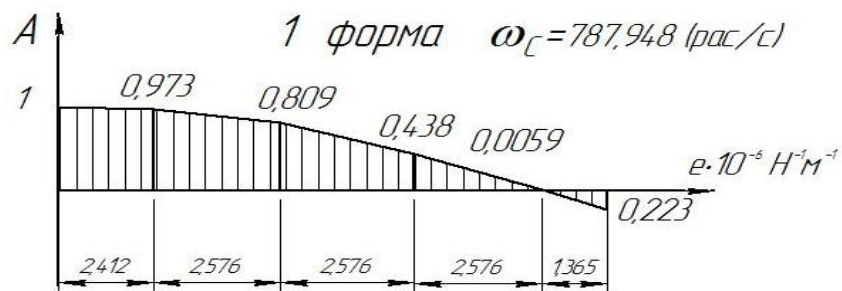


Рисунок 2.3 – Формы колебаний 6-и массовой системы

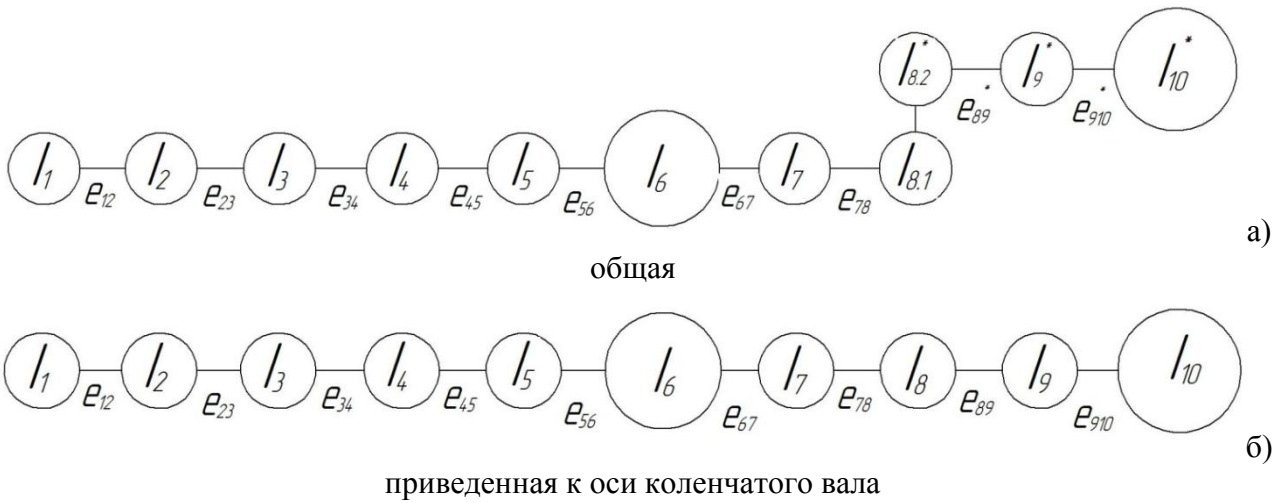


Рисунок 2.4 – Эквивалентная крутильная схема стендовой установки с двигателем 4C13/14

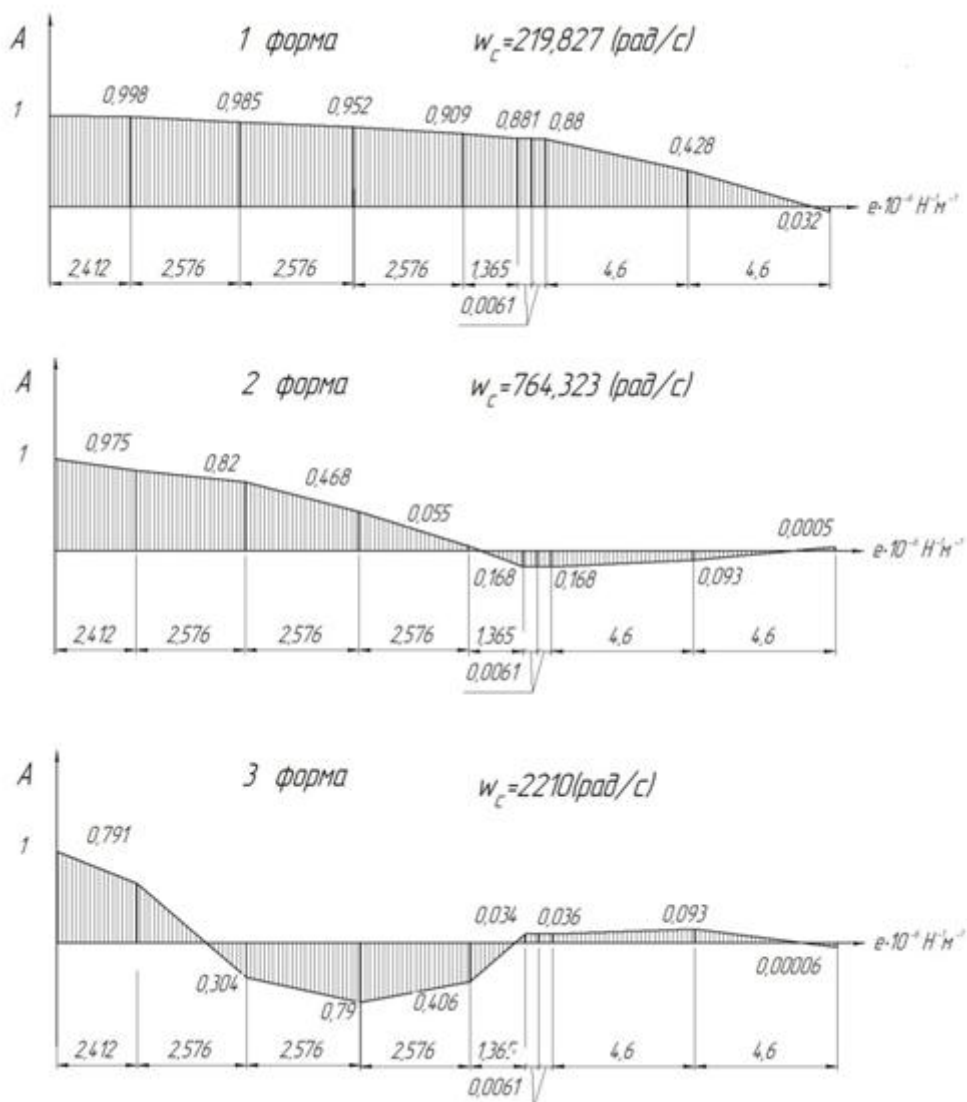
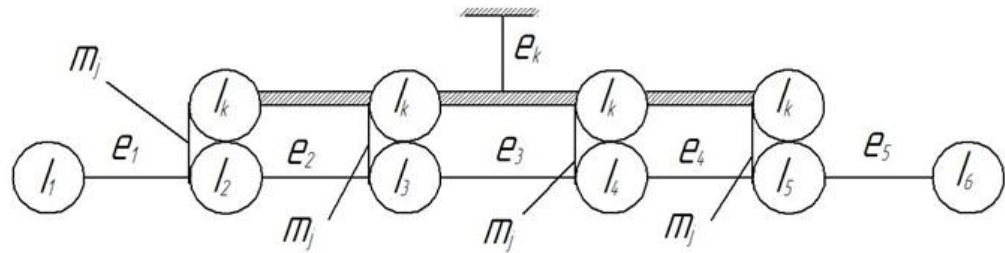


Рисунок 2.5 – Формы колебаний крутильной системы стендовой установки



Моменты инерции
сосредоточенных масс

$$I_1 = 17,746 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$I_2 = 87,603 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$I_3 = 159,2 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$I_4 = 87,603 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$I_5 = 87,603 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$I_6 = 1211,5 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$I_k = 172,2 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

Податливости участков

$$e_{12} = 2,412 \cdot 10^{-6} (\text{Н}^{-1} \cdot \text{М}^{-1})$$

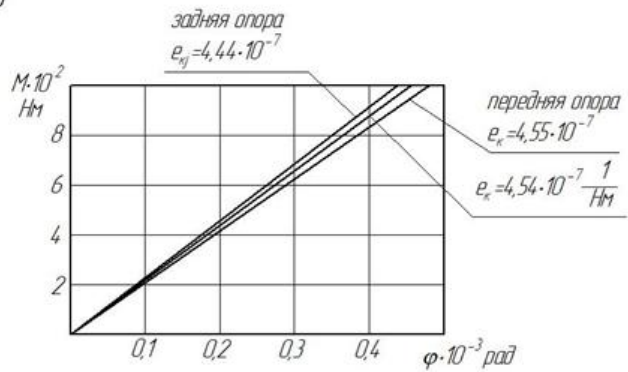
$$e_{23} = 2,576 \cdot 10^{-6} (\text{Н}^{-1} \cdot \text{М}^{-1})$$

$$e_{34} = 2,576 \cdot 10^{-6} (\text{Н}^{-1} \cdot \text{М}^{-1})$$

$$e_{45} = 2,576 \cdot 10^{-6} (\text{Н}^{-1} \cdot \text{М}^{-1})$$

$$e_{56} = 1,365 \cdot 10^{-6} (\text{Н}^{-1} \cdot \text{М}^{-1})$$

$$e_k = 4,54 \cdot 10^{-7} (\text{Н}^{-1} \cdot \text{М}^{-1})$$



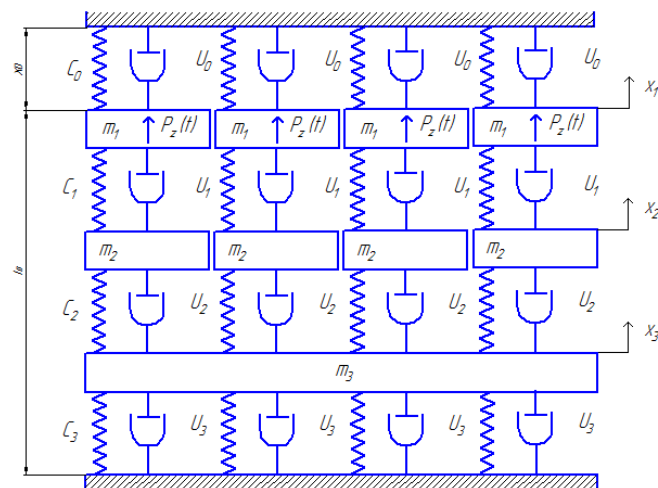
$m_j = 1,54$ – приведенная масса поступательно-движущихся частей
кривошипно-шатунного механизма

Рисунок 2.6 – Расчетная крутильная схема двигателя 4Ч13/14 с учетом упругой подвески

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ДЕТАЛЯХ ГАЗОВОГО СТЫКА ДИЗЕЛЯ 4Ч13/14 С ИНДИВИДУАЛЬНЫМИ ГОЛОВКАМИ НА СТЕНДОВОЙ УСТАНОВКЕ

Михайлов Е.Ю. - студент, Попович В. С - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)



Массы и податливости для структурной схемы
с индивидуальными головками цилиндров

$$m = 0,35 \text{ кг} \quad e_{01} = 2,09 \cdot 10^{-5} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{М}^{-1}$$

$$m_1 = 22,3 \text{ кг} \quad e_{12} = 4,79 \cdot 10^{-5} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{М}^{-1}$$

$$m_2 = 0,15 \text{ кг} \quad e_{23} = 9,42 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{М}^{-1}$$

$$m_3 = 53 \text{ кг}$$

Рисунок 3.2 – Многомассовая эквивалентная система с индивидуальными головками
цилиндров

Уравнения Лагранжа второго рода представлены в следующем виде

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F(t) - \mu_1 \dot{x}_1 - c_1 x_1 + \mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 (x_2 - x_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 = -\mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_2 (x_2 - x_1) + \mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_3 (x_3 - x_2); \\ m_3 \ddot{x}_3 = -\mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - c_2 (x_3 - x_2) - \mu_4 \dot{x}_3 - c_4 x_3; \\ m_1 \dot{x}'_1 = F(t) - \mu_1 \dot{x}_1 - c_1 x_1 + \mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 (x_2 - x_1); \\ m_2 \dot{x}'_2 = -\mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_2 (x_2 - x_1) + \mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_3 (x_3 - x_2); \\ m_3 \dot{x}'_3 = -\mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - c_2 (x_3 - x_2) - \mu_4 \dot{x}_3 - c_4 x_3. \end{cases}$$

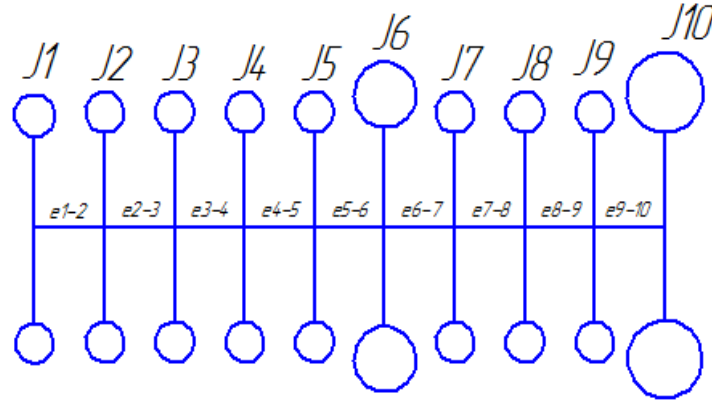
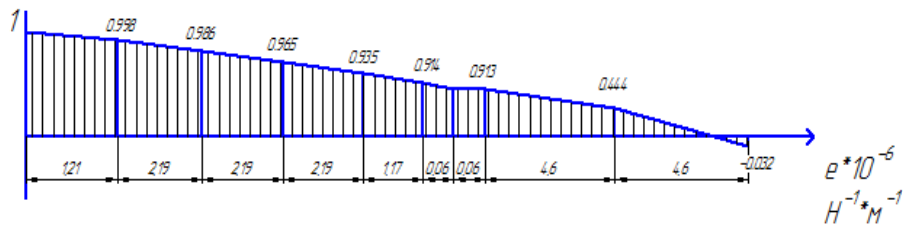


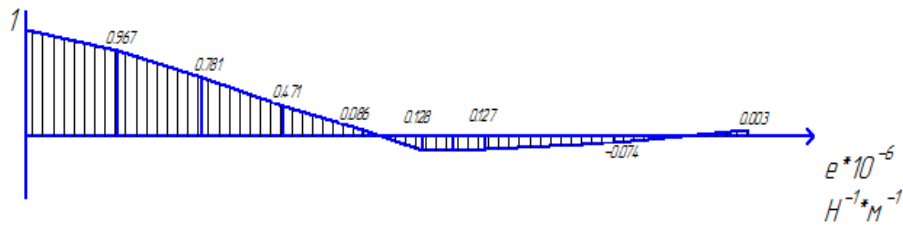
Рисунок 3.3 – Многомассовая крутильная схема стендовой установки SAK – 670

$$\omega_c = 244.08 \text{ сек}^{-1}$$



Двухузловая форма колебаний

$$\omega_c = 910.24 \text{ сек}^{-1}$$



Трёхузловая форма колебаний

$$\omega_c = 2433 \text{ сек}^{-1}$$

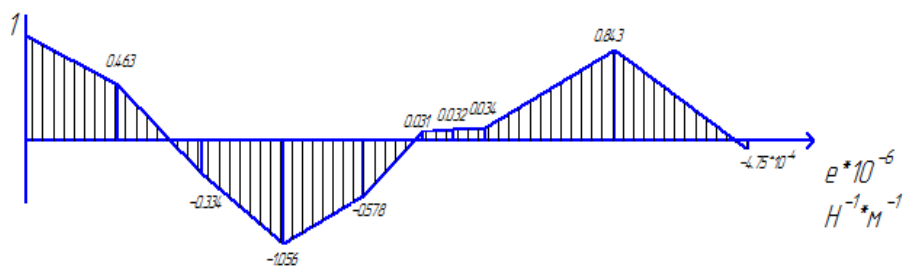
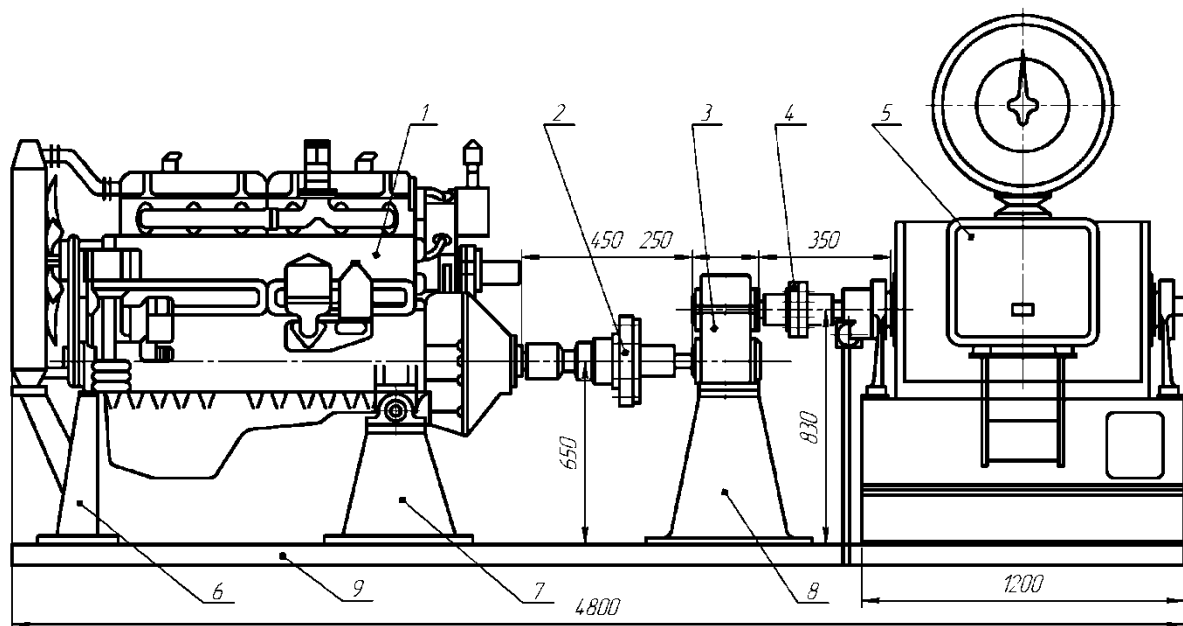


Рисунок 3.4 – Формы колебаний многомассовой крутильной системы

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ
 ГАЗОВОГО СТЫКА 6Ч13/14 С ИНДИВИДУАЛЬНЫМИ ГОЛОВКАМИ НА СТЕНДОВОЙ
 УСТАНОВКЕ SAK-670

Неганов А.А. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор
 Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)



1 – двигатель 6Ч13/14, 2 – муфта упругая, 3 – редуктор, 4 – муфта упругая, 5 –
 балансирная машина, 6 – передняя опора двигателя, 7 – задняя опора двигателя, 8 – опора
 редуктора, 9 – рама стендовой установки

Рисунок 4.1 – Стендовая установка SAK-670

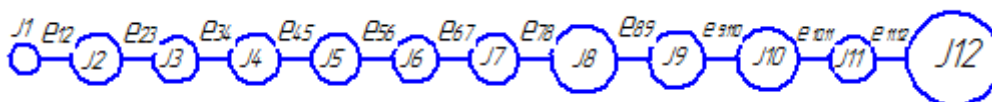


Рисунок 4.2 – Эквивалентная схема стендовой установки, приведенная к оси
 коленчатого вала

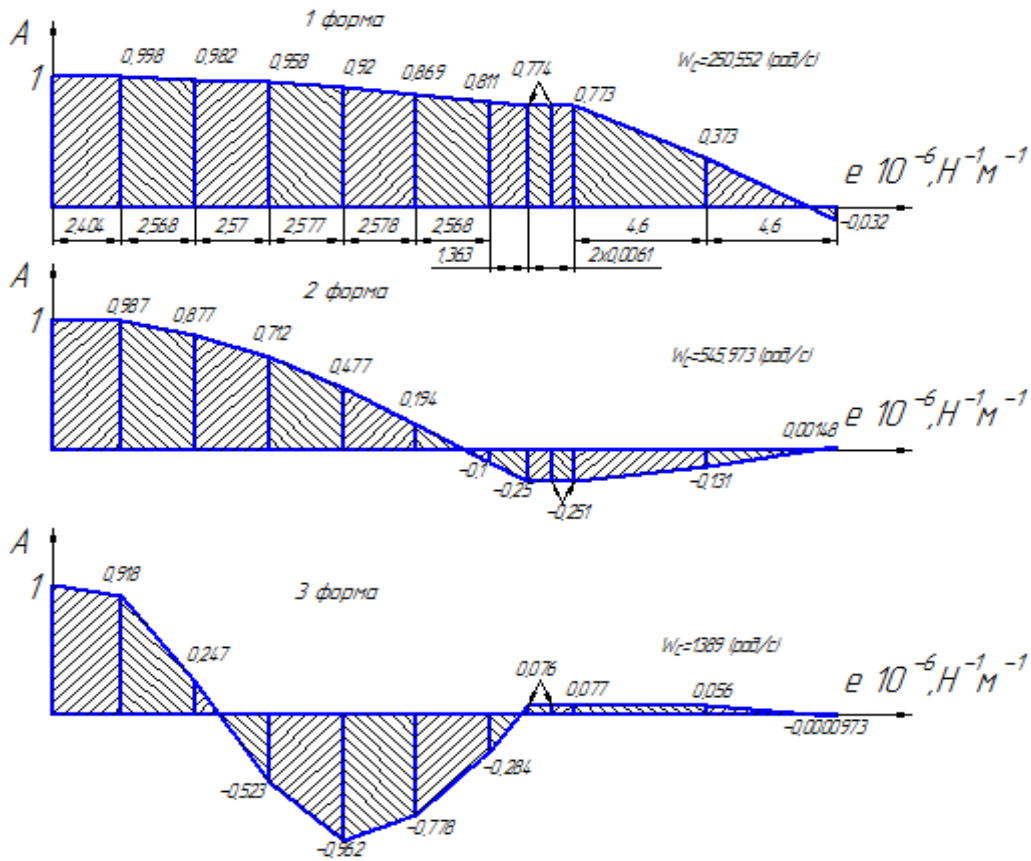


Рисунок 4.3 – Формы крутильных колебаний стендовой установки САК-670

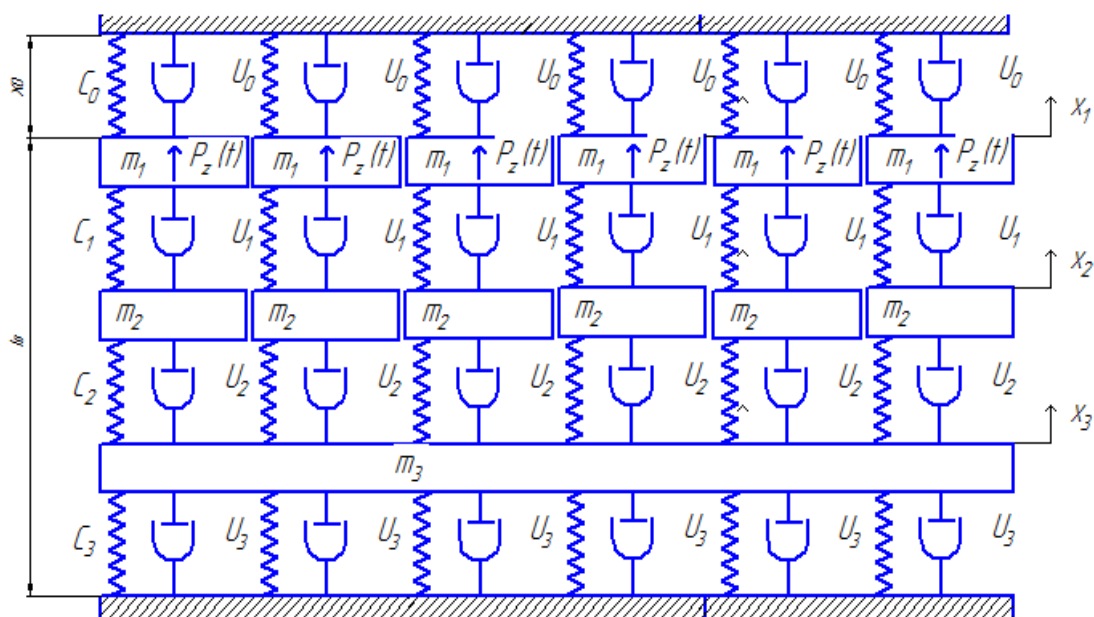
$\omega_c = 545,973 \text{ (рад/с)}$
 2-я форма колебаний

k	$k W_0$	$P_{\text{рез}} (\text{МНН}^{-1})$
0,5	86,35	10430
1	172,7	5214
1,5	259,05	3476
2	345,4	2607
2,5	431,75	2085
3	518,1	1738
3,5	604,45	1490
4	690,8	1303
4,5	777,15	1159
5	863,5	1043
5,5	949,85	947,938
6	1036,2	868,943
6,5	1122,55	802,101
7	1208,9	744,808
7,5	1295,25	695,154
8	1381,6	651,707
8,5	1467,95	613,372
9	1554,3	579,295
9,5	1640,65	548,806
10	1727	521,366
10,5	1813,35	496,539
11	1899,7	473,969
11,5	1986,05	453,362
12	2072,4	434,472

$\omega_c = 1389 \text{ (рад/с)}$
 3-я форма колебаний

k	$k W_0$	$P_{\text{рез}} (\text{МНН}^{-1})$
0,5	86,35	26530
1	172,7	13260
1,5	259,05	8843
2	345,4	6632
2,5	431,75	5306
3	518,1	4421
3,5	604,45	3790
4	690,8	3316
4,5	777,15	2948
5	863,5	2653
5,5	949,85	2412
6	1036,2	2211
6,5	1122,55	2041
7	1208,9	1895
7,5	1295,25	1769
8	1381,6	1658
8,5	1467,95	1560
9	1554,3	1474
9,5	1640,65	1396
10	1727	1326
10,5	1813,35	1263
11	1899,7	1206
11,5	1986,05	1153
12	2072,4	1105

Рисунок 4.4 – Возможные резонансные режимы работы силовой установки



Массы и податливости для структурной схемы с индивидуальными головками цилиндров

$m_1=0.35 \text{ кг}$	$e_{12}=2.09 \cdot 10^{-5} \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1}$
$m_2=22.3 \text{ кг}$	$e_{23}=4.79 \cdot 10^{-5} \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1}$
$m_3=0.15 \text{ кг}$	$e_{34}=9.42 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1}$
$m_k=53 \text{ кг}$	

Рисунок 4.5 – Многомассовая эквивалентная система с индивидуальными головками цилиндров

ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДИЗЕЛЯ ЯМЗ-236 В СУДОВОЙ И ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКАХ

Никифоров А. М. - студент, Попович В. С. - д.т.н., профессор
 Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

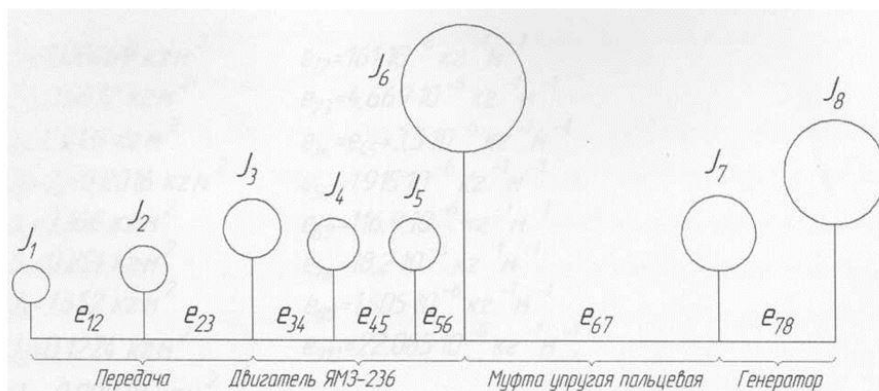


Рисунок 5.1 – Многомассовая эквивалентная схема дизель-генераторной установки

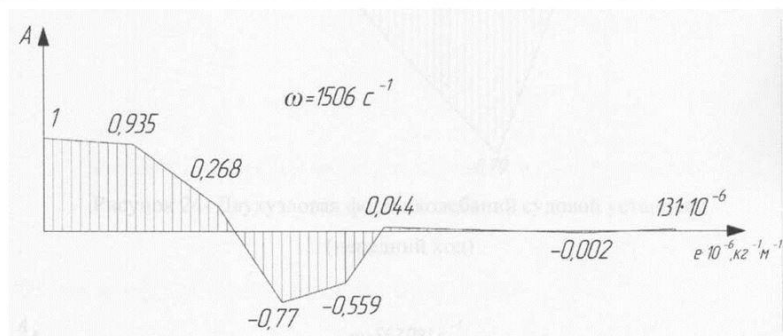
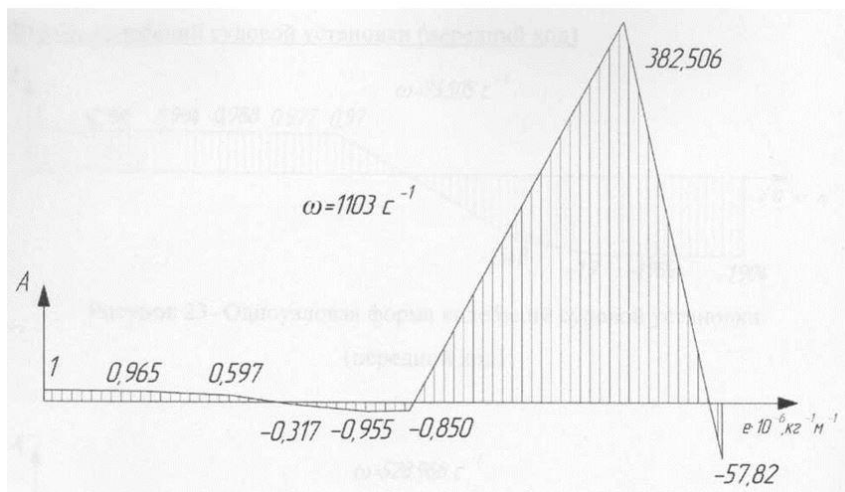
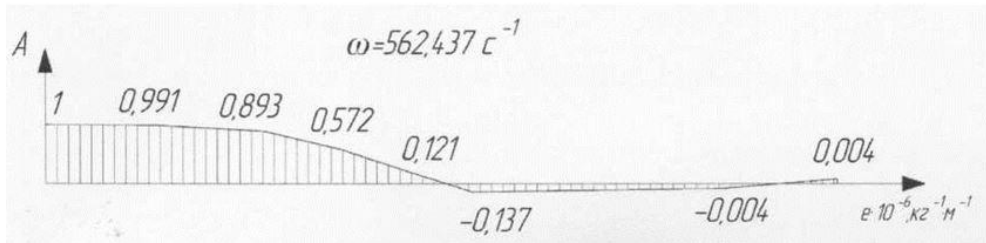
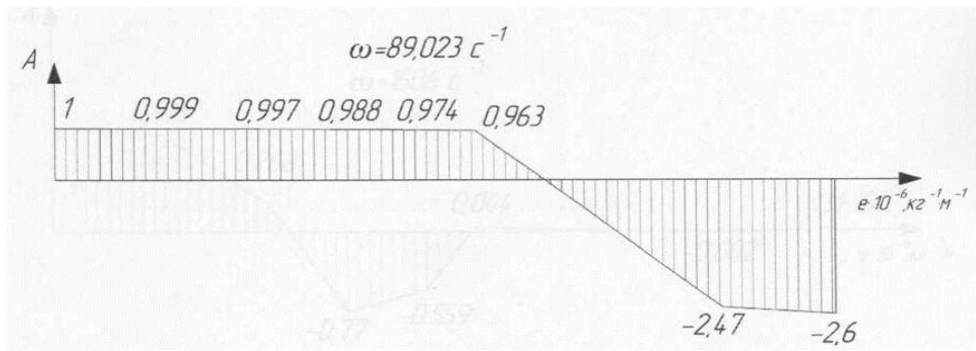


Рисунок 5.2 – Формы крутильных колебаний дизель-генераторной установки

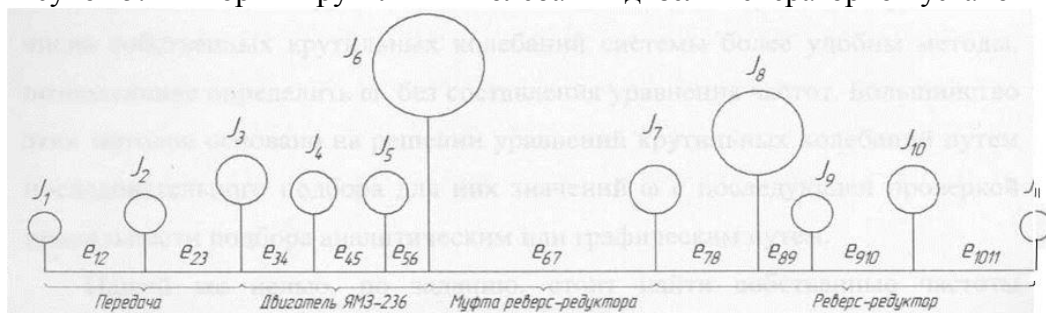


Рисунок 5.3 – приведенная схема реверс-редукторной установки

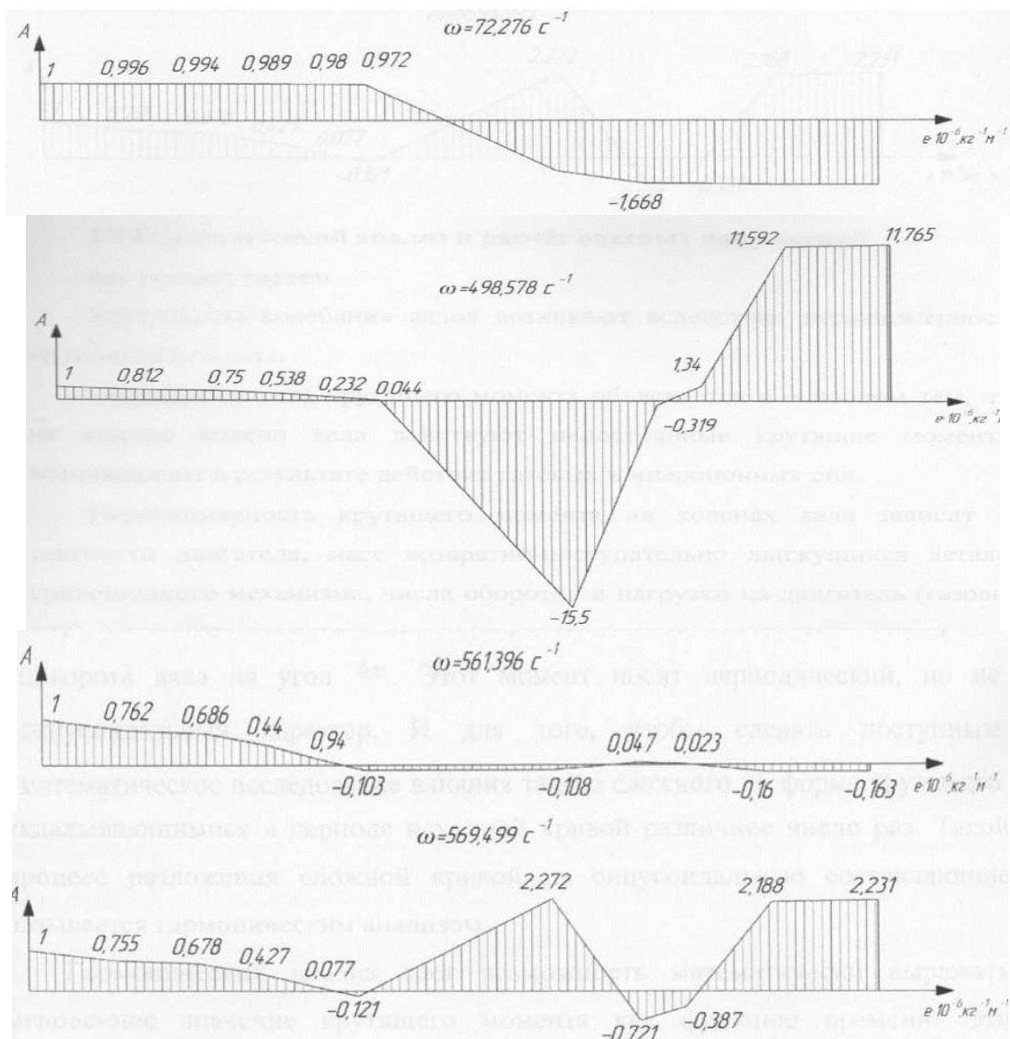


Рисунок 5.4 – Формы крутильных колебаний реверс-редукторной установки

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ДВИГАТЕЛЯ 6Ч13/14

Попов С. А. - студент, Попович В. С. - д.т.н., профессор
 Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

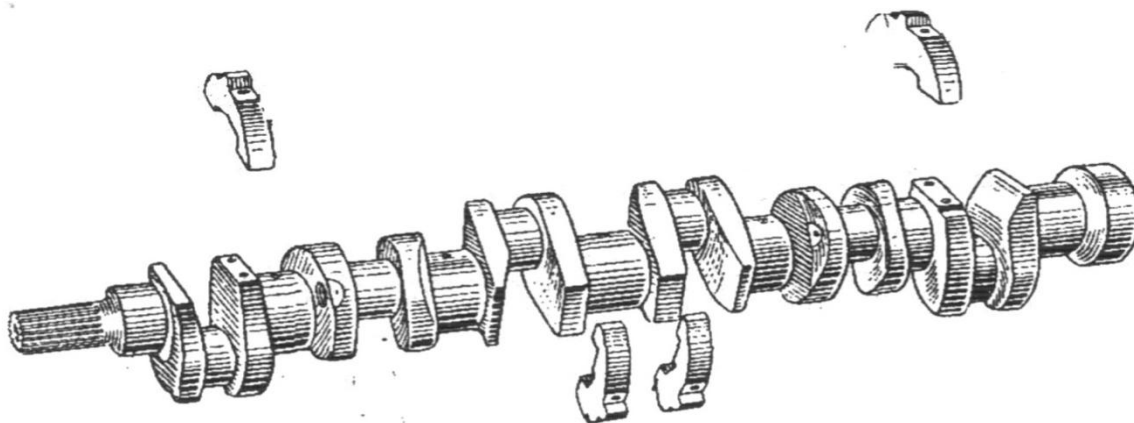


Рисунок 6.1 – Коленчатый вал двигателя 6Ч13/14

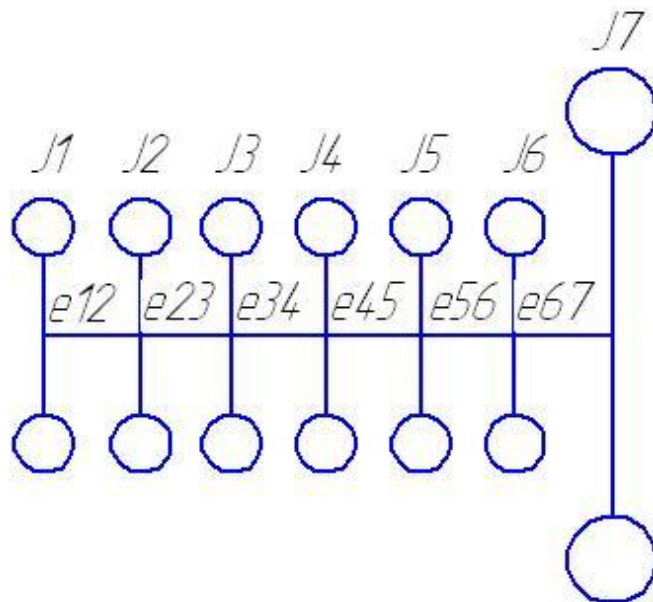
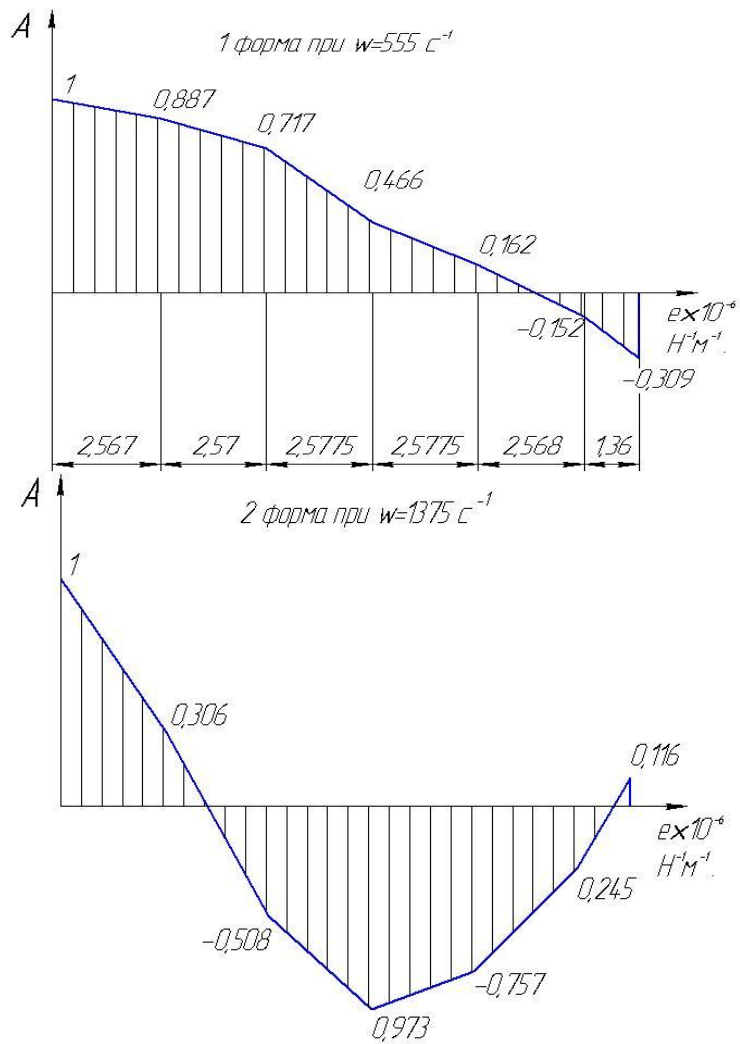


Рисунок 6.2 – Эквивалентная крутильная схема дизеля 6Ч13/14



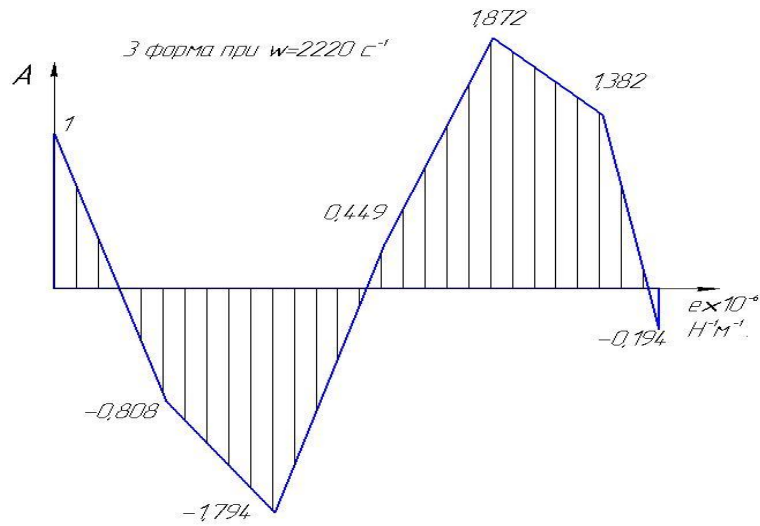


Рисунок 6.3 – Формы крутильных колебаний коленчатого вала дизеля 6Ч13/14

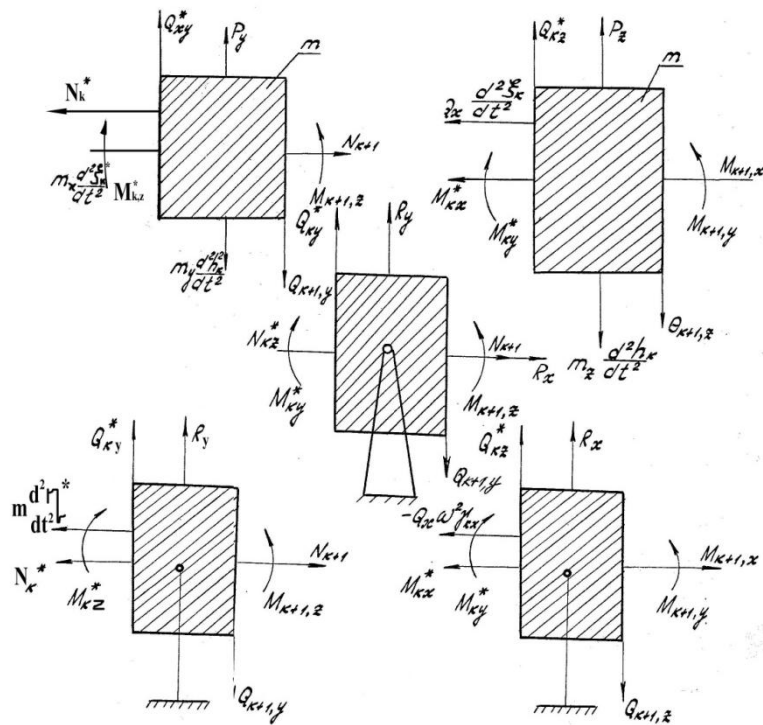
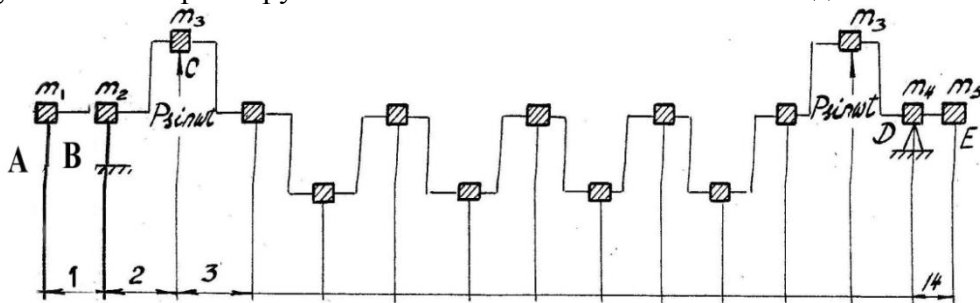


Рисунок 6.4 – Расчетная схема коленчатого вала с расположением масс

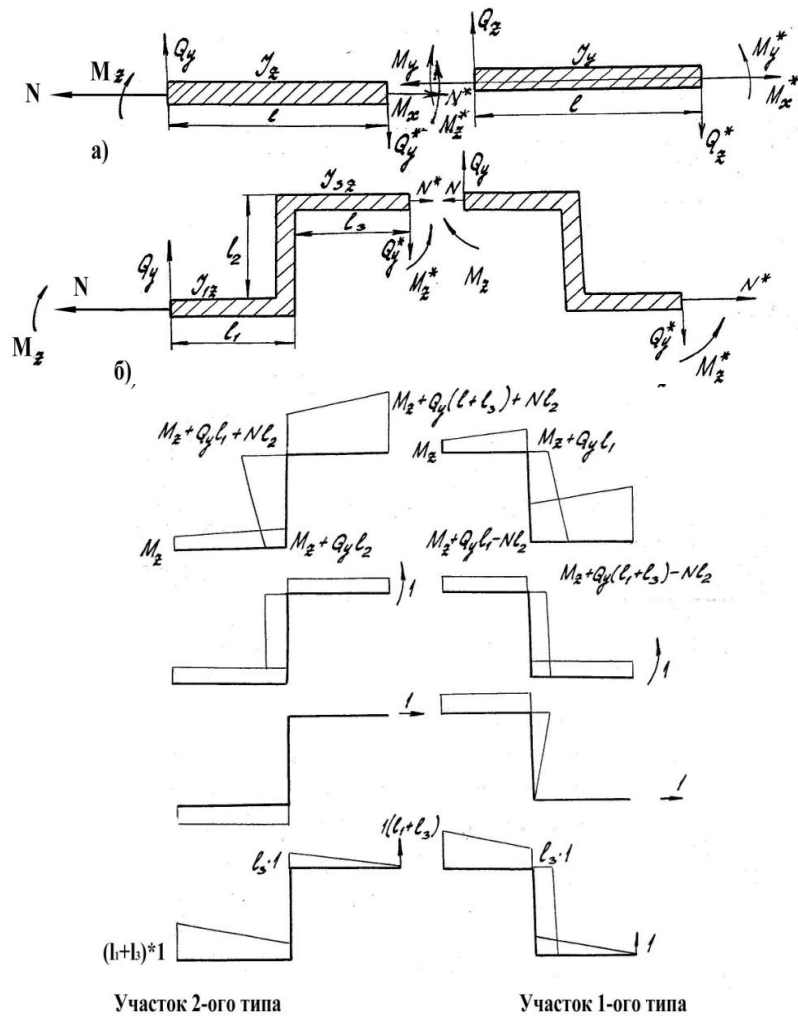
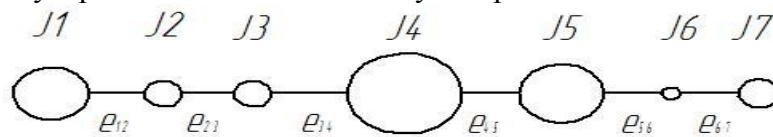


Рисунок 6.5 – Упругие участки расчетной схемы

ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДВИГАТЕЛЯ ЗД-20
НА СУДОВОЙ УСТАНОВКЕ

Рощупкин В.И. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)



$J1=0,1926, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	$e_{12}=2,654 \cdot 10^{-7} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{ м}^{-1}$
$J2=0,1179, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	$e_{21}=2,654 \cdot 10^{-7} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{ м}^{-1}$
$J3=0,1179, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	$e_{34}=1,807 \cdot 10^{-7} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{ м}^{-1}$
$J4=1,4178, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	$e_{45}=173,469...570,846 \cdot 10^{-7} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{ м}^{-1}$
$J5=0,2043, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	$e_{56}=72,018 \cdot 10^{-7} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{ м}^{-1}$
$J6=0,0087, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	$e_{67}=82,8571 \cdot 10^{-7} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{ м}^{-1}$
$J7=0,1129, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	

Рисунок 7.1 – Эквивалентная схема судовой установки, моменты инерции и податливости элементов

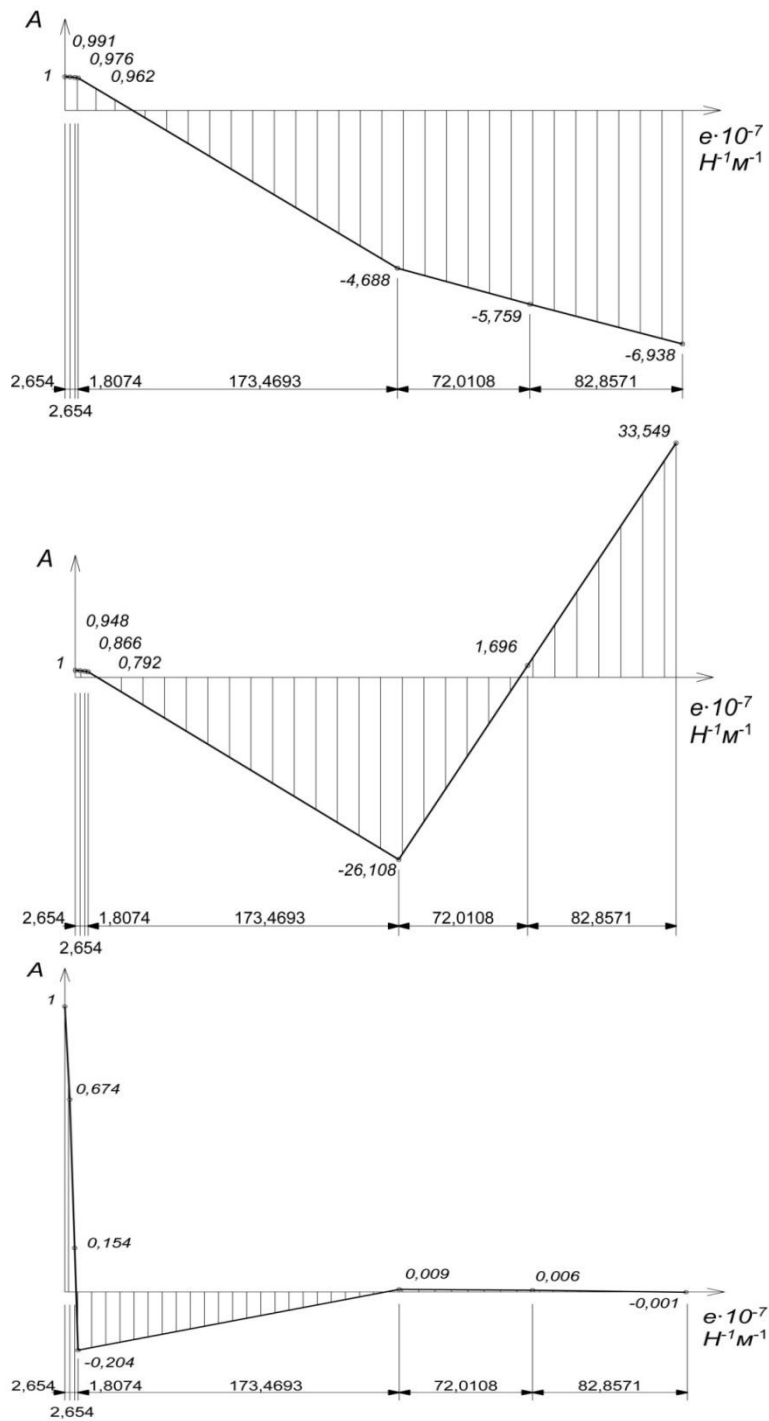


Рисунок 7.2 – Формы крутильных колебаний судовой установки

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ОТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В СУДОВОЙ И ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКАХ С ДВИГАТЕЛЕМ ЯМЗ-238

Типикин Н.Е. студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

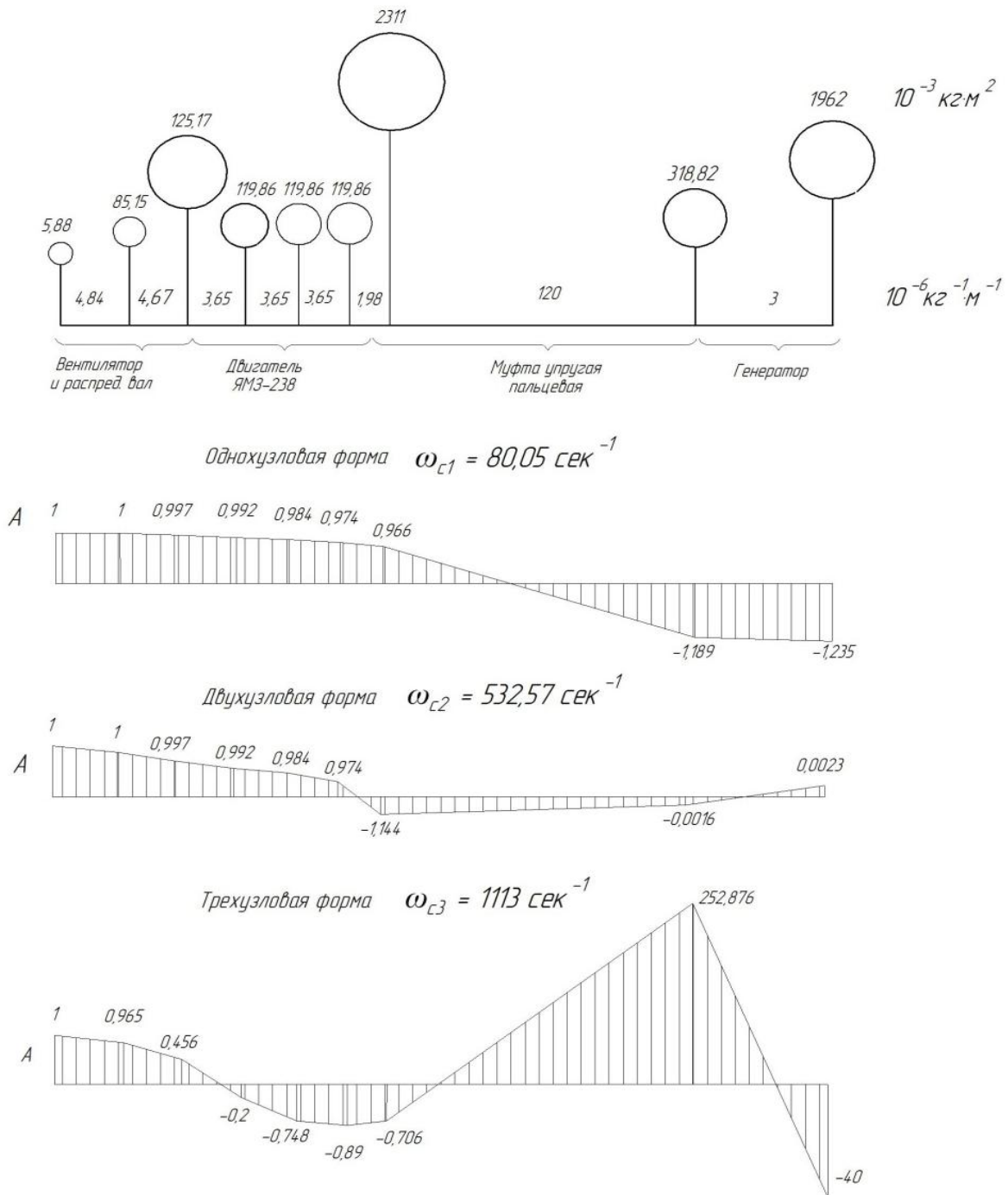


Рисунок 8.1 – Эквивалентная крутильная схема и формы колебаний ДГУ

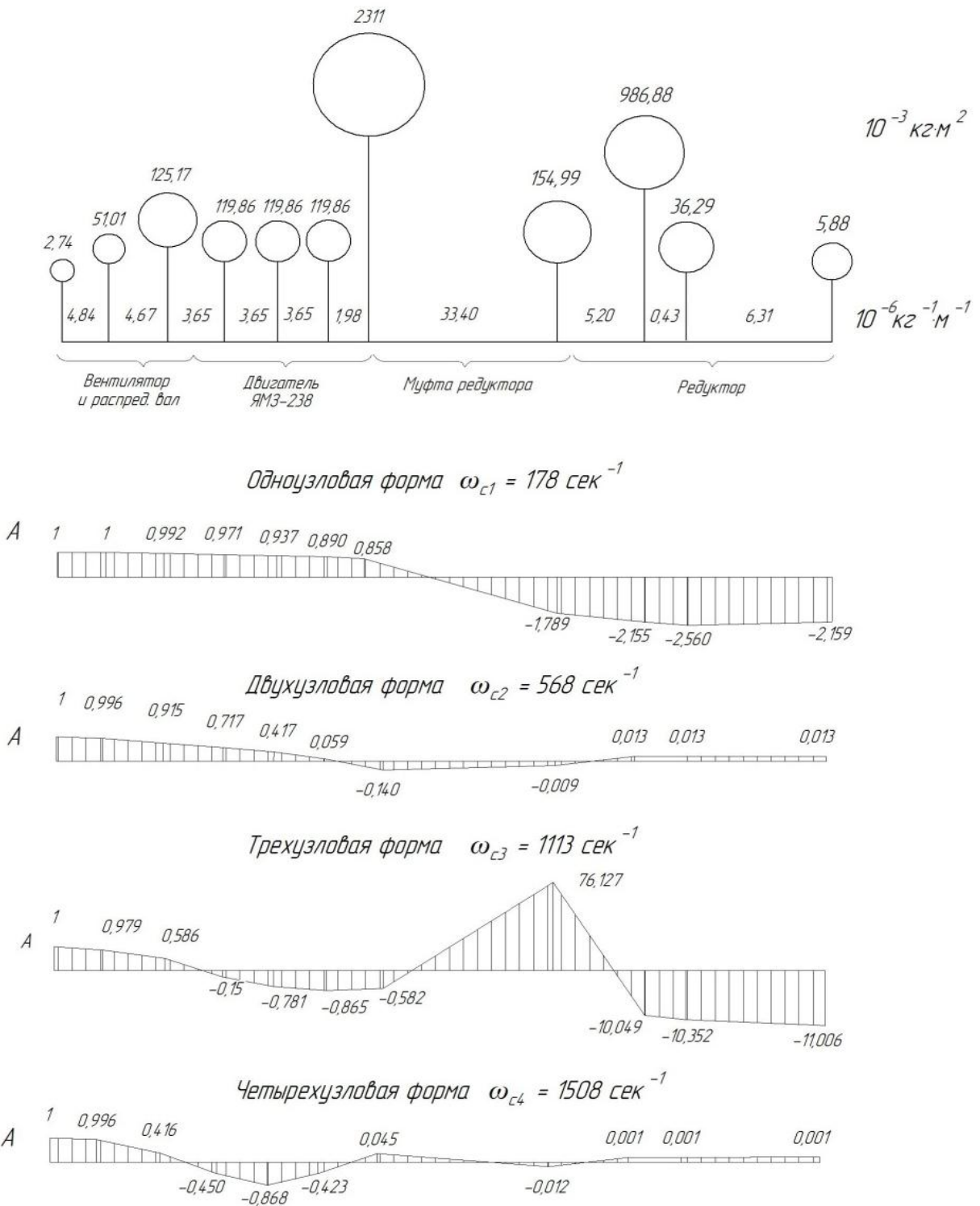
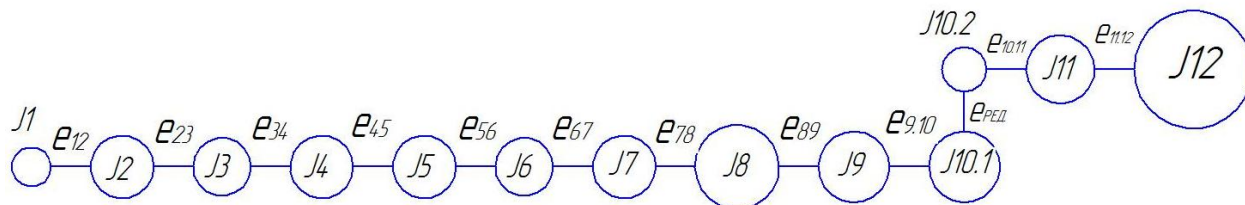


Рисунок 8.2 – Эквивалентная крутильная схема и формы колебаний судовой установки (передний ход)

ОЦЕНКА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДВИГАТЕЛЯ 6Ч13/14 С УЧЕТОМ РЕАКТИВНЫХ СВЯЗЕЙ УПРУГИХ ОПОР НА СТЕНДОВОЙ УСТАНОВКЕ САК-670

Можный И. С. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор

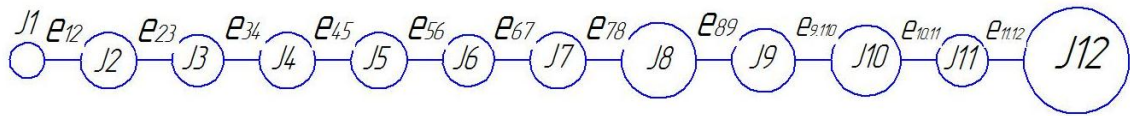
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)



№	$J, \text{кг} \cdot \text{м}^2 \cdot 10^{-3}$
1	17,746
2	128,162
3	80,522
4	128,162
5	130,153
6	80,522
7	130,153
8	1211,5
9	240,32
10.1	216,53
10.2	35,51
11	177,93
12	162846

№	$e, \text{Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$
12	$2,404 \cdot 10^{-6}$
23	$2,57 \cdot 10^{-6}$
34	$2,57 \cdot 10^{-6}$
45	$2,5775 \cdot 10^{-6}$
56	$2,5775 \cdot 10^{-6}$
67	$2,57 \cdot 10^{-6}$
78	$1,363 \cdot 10^{-6}$
89	$6,1 \cdot 10^{-9}$
9.10	$6,1 \cdot 10^{-9}$
ред	$11,42 \cdot 10^{-9}$
10.11	$1,15 \cdot 10^{-7}$
11.12	$1,15 \cdot 10^{-7}$

Рисунок 9.1 – Эквивалентная крутильная схема стендовой установки САК-670 с двигателем 6Ч13/14



Формы колебаний

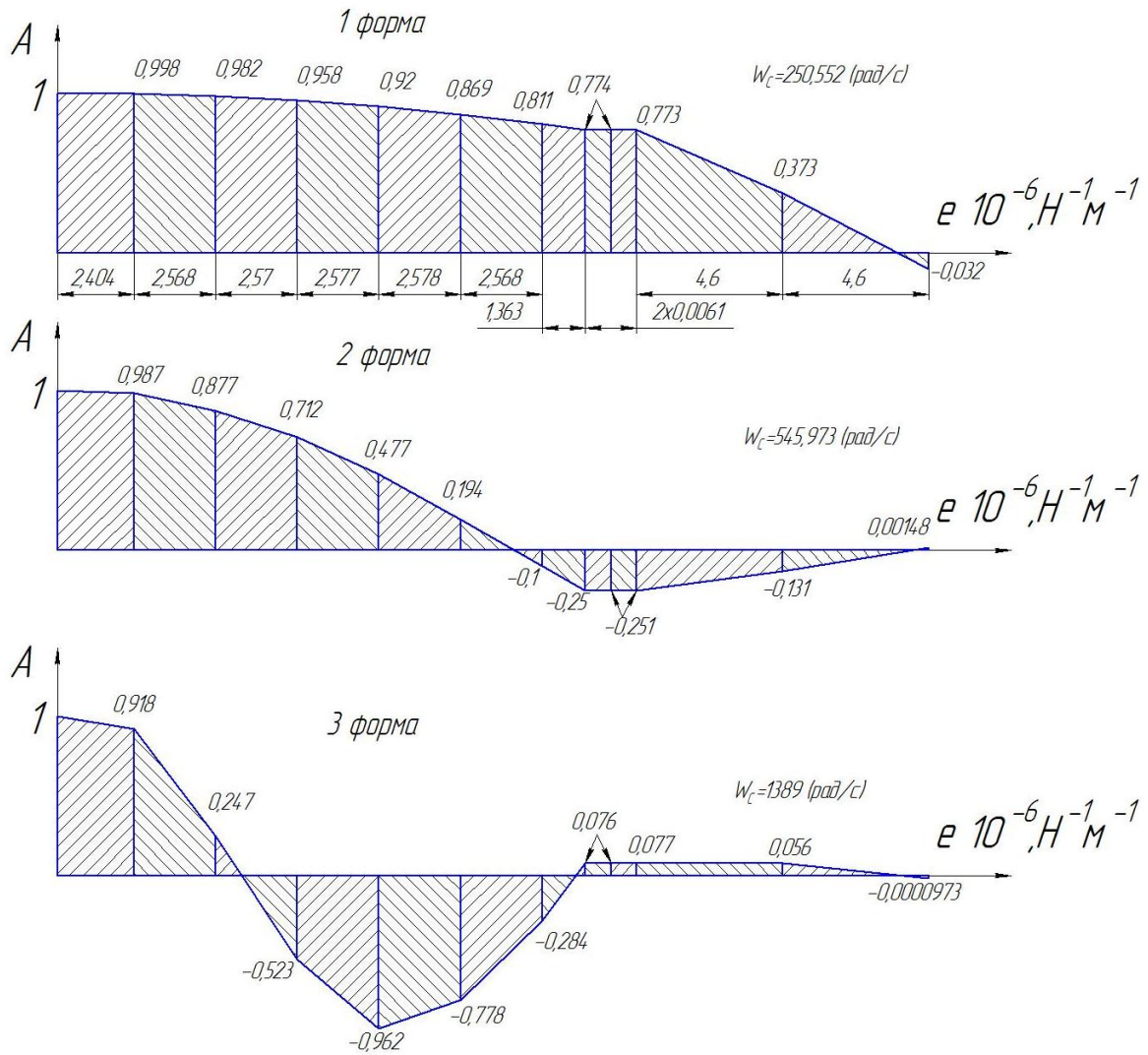


Рисунок 9.2 – Эквивалентная крутильная схема приведенная к оси коленчатого вала и формы колебаний

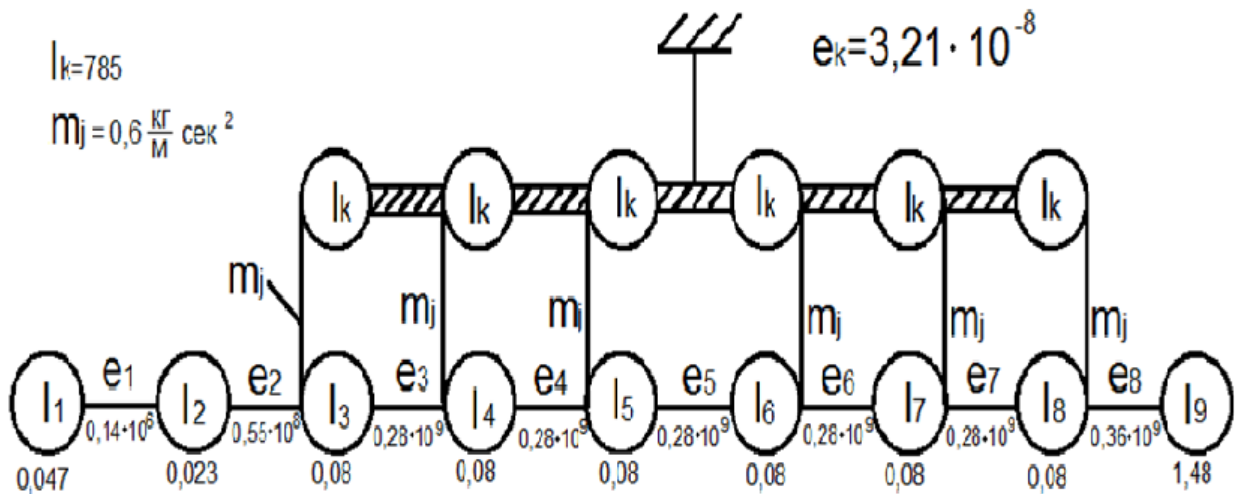
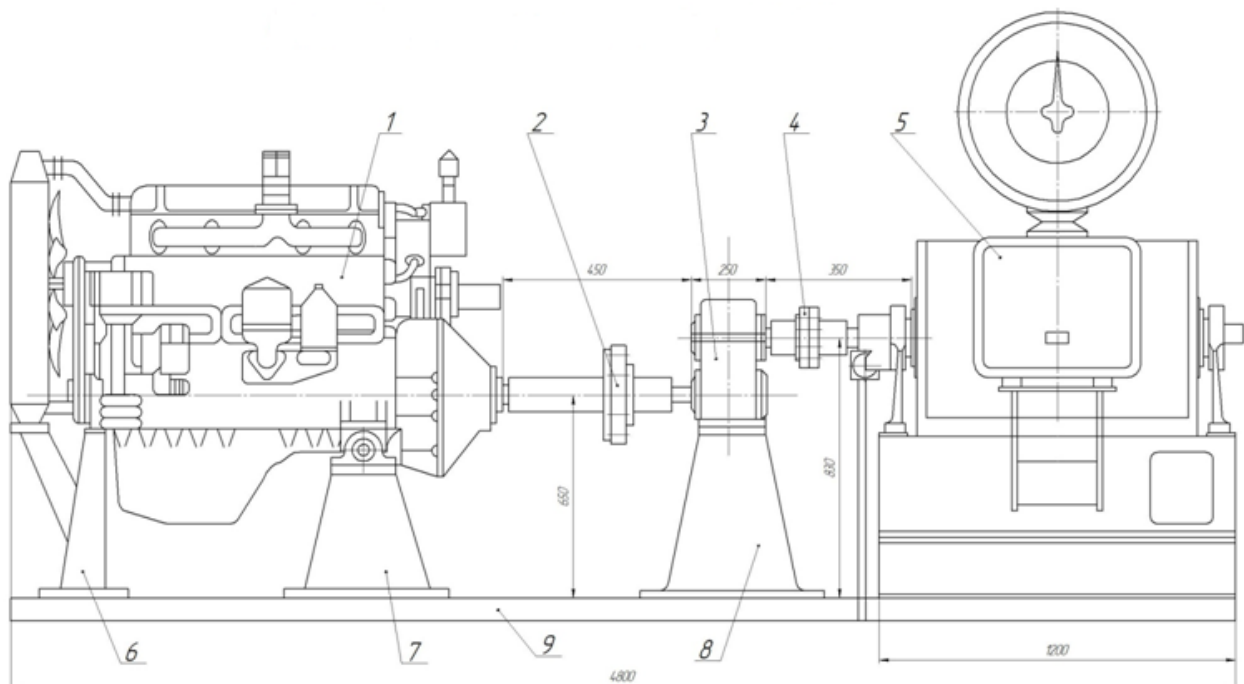


Рисунок 9.3 – Расчетная крутильная схема двигателя 6Ч13/14 с учетом упругой подвески

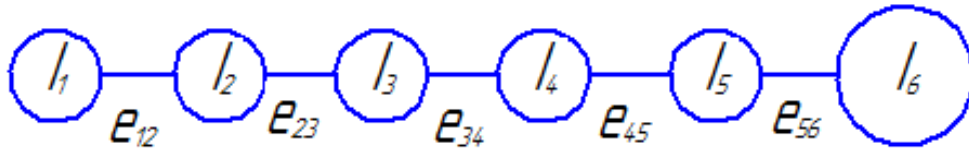
УРАВНОВЕШИВАНИЕ И КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ 4Ч13/14 НА
СТЕНДОВОЙ УСТАНОВКЕ САК – 670 С КОЛЕНЧАТЫМ ВАЛОМ БЕЗ
УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

Матвиенко О.Ю. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

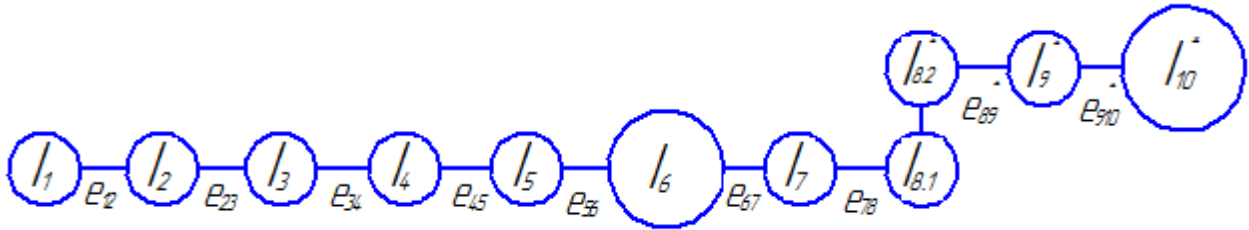


1 – силовой агрегат – двигатель 4Ч13/14 без уравнивающего механизма, 2 – муфта комбинированная, 3 – редуктор, 4 – муфта упруго-пальцевая, 5 – тормозная балансирующая установка (исполнительный орган), 6 – передняя опора, 7 – задняя опора, 8 – опора редуктора, 9 – рама

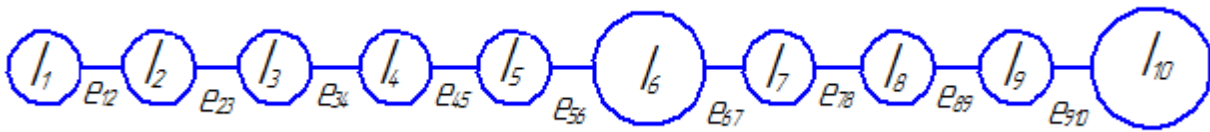
Рисунок 10.1 – Стендовая тормозная установка САК – 670



а) коленчатый вал с маховиком



б) стендовая установка с двигателем 4Ч13/14



в) стендовая установка с двигателем 4Ч13/14, приведенная к оси коленчатого вала

Рисунок 10.2 – Эквивалентная крутильная схема

№ массы	a_i	$I_i \omega^2, -\frac{1}{e_{i,i+1}}$	M_i	№ участка
1	2	3	4	5
1	1	$I_1 \omega^2$	$I_1 \omega^2$	
	$-\frac{I_1 \omega}{e_{1,2}}$	$-\frac{1}{e_{1,2}}$	$I_1 \omega^2$	1,2
2	$1 - \frac{I_1 \omega}{e_{1,2}}$	$I_2 \omega^2$	$I_2 \omega^2 \left(1 - \frac{I_1 \omega}{e_{1,2}}\right)$	
	и т.д.	$-\frac{1}{e_{2,3}}$	$I_1 \omega^2 + I_2 \omega^2 \left(1 - \frac{I_1 \omega}{e_{1,2}}\right)$	2,3
	-	-	$M_{n,n+1} = \sum M_i = R$	n, n+1

Рисунок 10.3 – Вычисление остаточного момента (метод Толле)

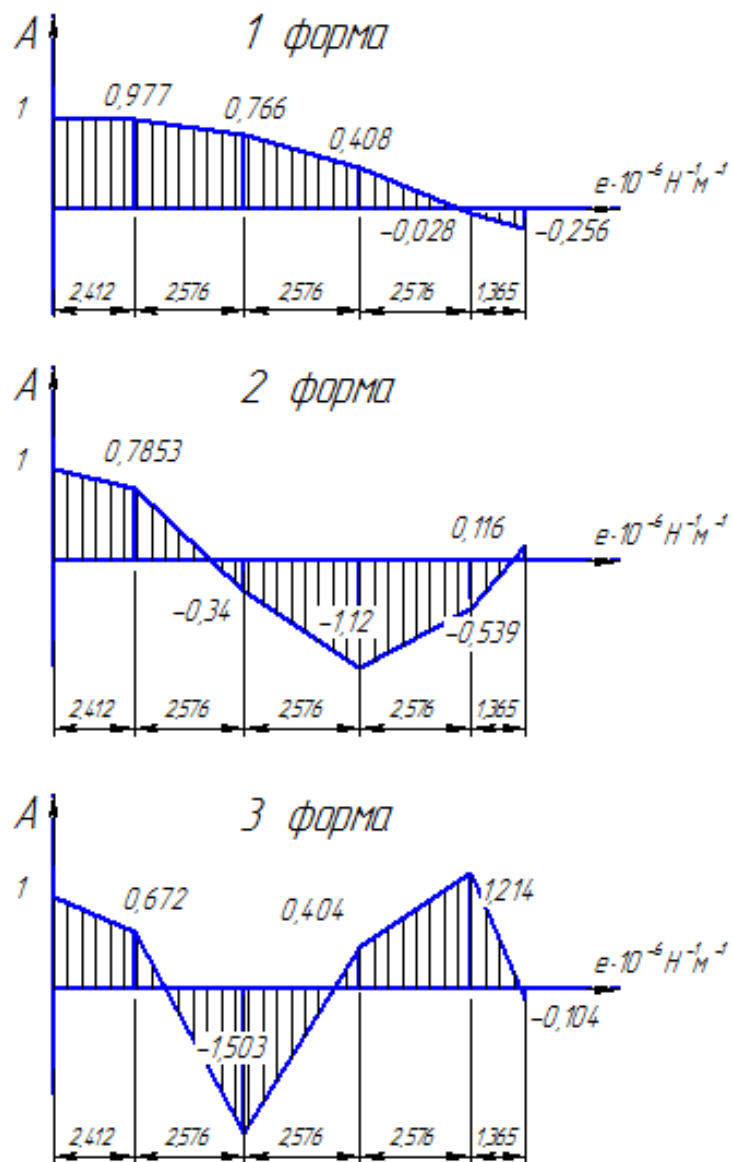


Рисунок 10.4 – Формы свободных крутильных колебаний коленчатого вала с маховиком двигателя 4Ч13/14

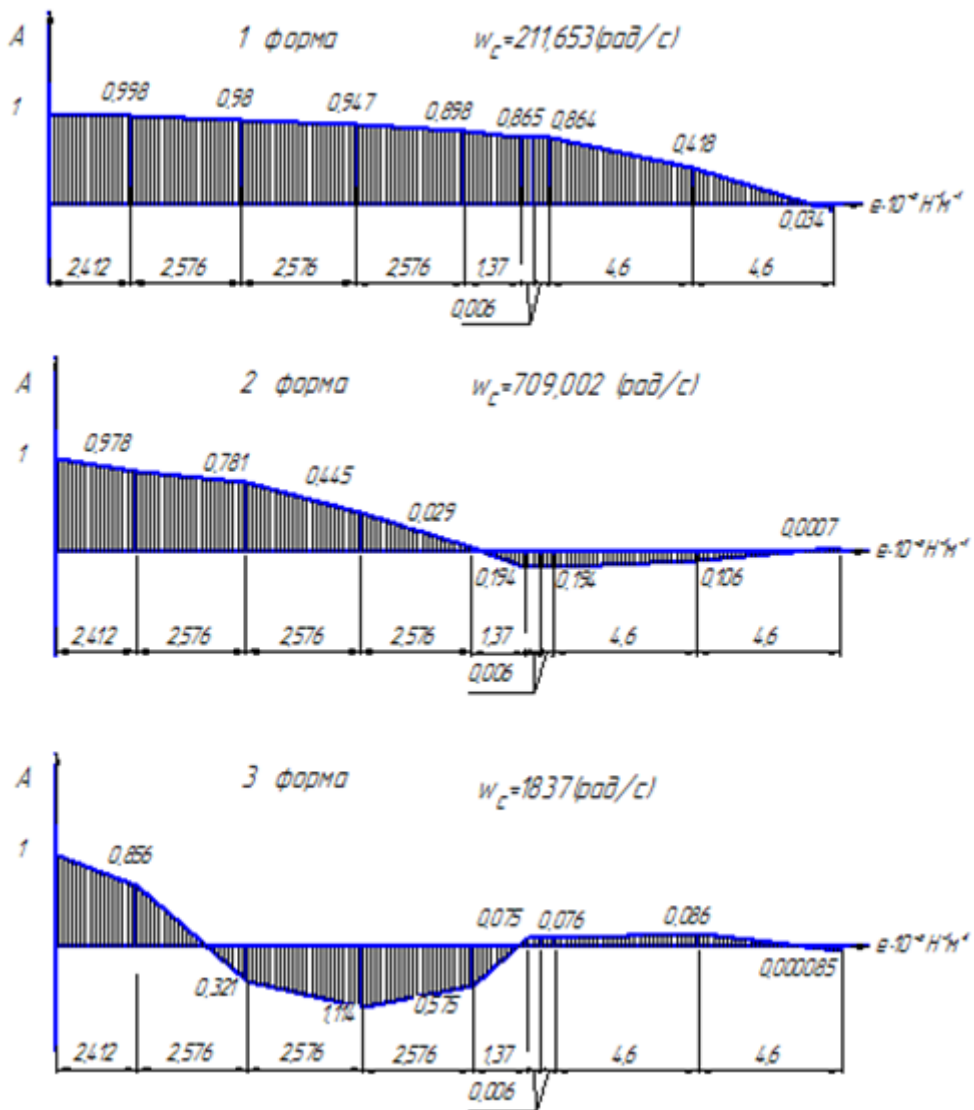


Рисунок 10.5 – Формы свободных крутильных колебаний стендовой установки САК-670 с двигателем 4Ч13/14