

Утверждаю в печать
Директор ИТЭ,
доцент _____ Данилов В.И.
" ____ " _____ 2001 г.

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ И ТОРСИОГРАФИРОВАНИЕ СУДОВЫХ
ВАЛОПРОВОДОВ

краткий конспект лекций для студентов заочной формы обучения

Составил: Горелик Г.Б.

Рассмотрены и рекомендованы к изданию кафедрой
"Двигатели внутреннего сгорания"
« ____ » _____ 2001 г.

Заведующий кафедрой ДВС
проф., д.т.н.

Лашко В.А.

Рассмотрены и рекомендованы к изданию методической
комиссией специальности 2405.01
« ____ » _____ 2001 г.

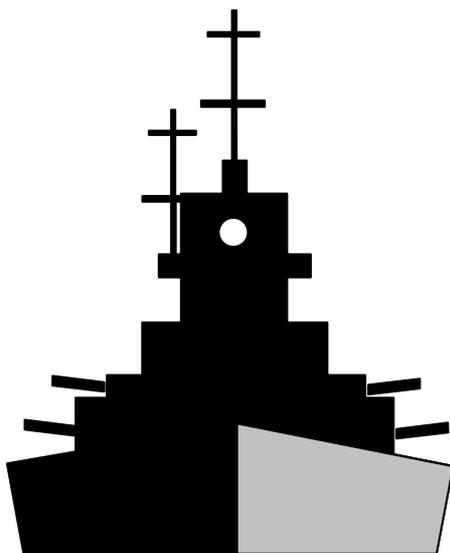
Председатель комиссии, доц., к.т.н.

Скотта А.В.

Хабаровск
Издательство ХГТУ
2001

Крутильные колебания и торсионграфирование судовых валопроводов

краткий конспект лекций для студентов заочной формы обучения



Хабаровск 2001

УДК 621.431.74:531.225

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ И ТОРСИОГРАФИРОВАНИЕ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ

краткий конспект лекций для студентов заочной формы обучения специальности 2405.01 / Сост. Горелик Г.Б. – Хабаровск: Издательство Хабар. гос. техн. ун-та, 2001. – 35 с.

Курс лекций для студентов заочной формы обучения разработан на основе государственного стандарта специальности 2405.01- «эксплуатация судовых энергетических установок» на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания". В работе даны теоретические представления по дисциплине «Крутильные колебания и торсиографирование судовых валопроводов», представлены методы экспериментального определения крутильных колебаний и обработки полученных торсиограмм.

Печатается в соответствии с решениями кафедры "Двигатели внутреннего сгорания" и методического совета института транспорта и энергетики.



Издательство Хабаровского
государственного технического
университета, 2001

Министерство образования Российской Федерации
Хабаровский государственный технический университет

**КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ И ТОРСИОГРАФИРОВАНИЕ СУДОВЫХ
ВАЛОПРОВОДОВ**

краткий конспект лекций для студентов заочной формы обучения

Хабаровск
Издательство ХГТУ
2001

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ И ТОРСИОГРАФИРОВАНИЕ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ

краткий конспект лекций для студентов заочной формы обучения

Геннадий Бенцианович Горелик

Главный редактор Л.А. Суевалова
Редактор Л.С. Бакаева

Лицензия на издательскую деятельность
ЛР N 020526 от 23.04.97

Подписано в печать , Формат 60x84 1/16
Бумага писчая. Офсетная печать. Усл. печ.л.1,16
Уч.- изд. л. 1,1. Тираж 100 экз. Заказ С63.

Издательство Хабаровского государственного технического
университета. 680035, Хабаровск, ул.Тихоокеанская, 136.

Отдел оперативной полиграфии издательства Хабаровского
государственного технического университета.
680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136.

КРАТКАЯ ИСТОРИЧЕСКАЯ СПРАВКА

Явление крутильных колебаний впервые описано Бауэром в 1900 году.

В 1902 г. Гюмбель и Фрам описали два случая поломки коленчатого вала на пароходах.

Фрам исследовал причины поломки на торзиометре (т.е. на приборе для записи крутящего момента силовой паровой установки Мкр.). Он существенно увеличил масштаб измерения момента и обратил внимание на наличие периодических колебаний результирующей составляющей момента. Практически им впервые была сделана запись упругих колебаний валопровода, т.е. его крутильных колебаний.

В 1905 г. проф. Тимошенко С. П. пишет статью: «К вопросу о явлениях резонанса в валах», в которой рассмотрены основные положения о природе поперечных упругих колебаний валопровода под воздействием приложенных к нему крутящих моментов.

1912 г. - Гюмбель впервые делает простейший расчет.

В связи с появлением большого количества многоцилиндровых двигателей внутреннего сгорания резко увеличились аварии длинных валопроводов (на судовых силовых установках).

В 1916 г. появился один из первых приборов для экспериментального исследования крутильных колебаний, предложенный Гейгером (Geiger).

Количество работ, посвященных крутильным колебаниям, резко возрастает. Это труды Хольцера, Видлера и Толле (1921 г.), Льюиса (1925 г.), Терских В.П.(1930 г.).

Труды В.П. Терских «Метод цепных дробей» практически подвели теоретическую базу под расчет сложных и разветвленных валопроводов, применяющихся в эксплуатации.

В период 1953 ...1955 гг. - издаются «Расчеты крутильных колебаний силовых установок» под авторством Терских. Расчеты на крутильные колебания стали обязательными при проектировании судовых силовых установок. Поломки валопроводов и связанная с ними аварийность на флоте пошла на убыль. В настоящее время они – редкое явление.

Двигатель внутреннего сгорания является составной частью любой силовой установки. В судовой силовой установке (ССУ) дизель соединяется с потребителем (винтом) при помощи длинных валопроводов, как правило, являющихся составными. В дизель-генераторах двигатель соединен с помощью муфты с генератором. При этом двигатель представляет собой машину циклического действия и поэтому является источником вибрации и различного рода колебаний (крутильные, изгибные) узлов и деталей, связанных с ним в одной установке.

Особенностью ССУ заключается в том, что она имеет большую длину валопровода и значительные моменты инерции сосредоточенных масс, соединенных между собой длинными участками вала с малой податливостью.

В процессе работы двигателя различные участки линии валопровода, в том числе и колена коленчатого вала, нагружаются силами и моментами неодинаково. Поэтому при расчетах на прочность приходится решать вопросы, связанные с определением наиболее нагруженного участка линии валопровода, сил и моментов как по длине вала, так и во времени.

В форсированных двигателях проверочные расчеты проводятся с учетом крутильных колебаний.

Теория крутильных колебаний базируется на следующих понятиях и определениях:

- Свободными или собственными колебаниями упругой системы называются колебания, возникающие в ней в результате резкого снятия деформирующей ее внешней нагрузки или вследствие приложения к ней нагрузки; если бы сопротивление движению отсутствовало, то свободные колебания должны были бы совершаться бесконечно долго.
- Вынужденные колебания – это колебания упругой системы, установившиеся под воздействием периодического возмущающего момента;
- Интервал времени полного цикла колебаний называется периодом колебаний (T);
- Обратная периоду величина называется частотой колебаний (f), для вращающихся деталей вводится понятие круговой частоты колебаний ($\omega = 2\pi \cdot f$);
- Крутильная жесткость участка вала характеризуется моментом, необходимым для закрутки его на угол в один радиан;
- Податливость участка вала является величиной обратной жесткости;
- Резонансной частотой называется частота вынужденных колебаний, совпадающая с частотой собственных колебаний системы.

Расчеты валопроводов ССУ и дизель-генераторных установок на крутильные колебания весьма трудоемки. С целью упрощения расчетов реальную крутильную систему приводят к эквивалентной системе (упрощенной). В эквивалентной системе частоты и формы колебаний должны совпадать, для этого моменты инерции сосредоточенных масс эквивалентной системы должны быть равны моментам инерции сосредоточенных масс реального валопровода и соответственно должно быть обеспечено равенство жесткостей участков.

ЛЕКЦИЯ 1

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

Любое упругое тело, обладающее массой, при выводе его из равновесного состояния и, далее, предоставленное самому себе, совершает колебательное движение с определенным периодом колебаний T с частотой

$$N = \frac{1}{T}, \text{ Гц} \quad \text{или} \quad N = \frac{60}{T}, \text{ кол/мин.}$$

Круговая частота колебаний ω определяется из выражения:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{\pi N}{30}, \quad 1/\text{с}$$

Возьмем вал с диаметром d , длиной l , модулем второго рода G

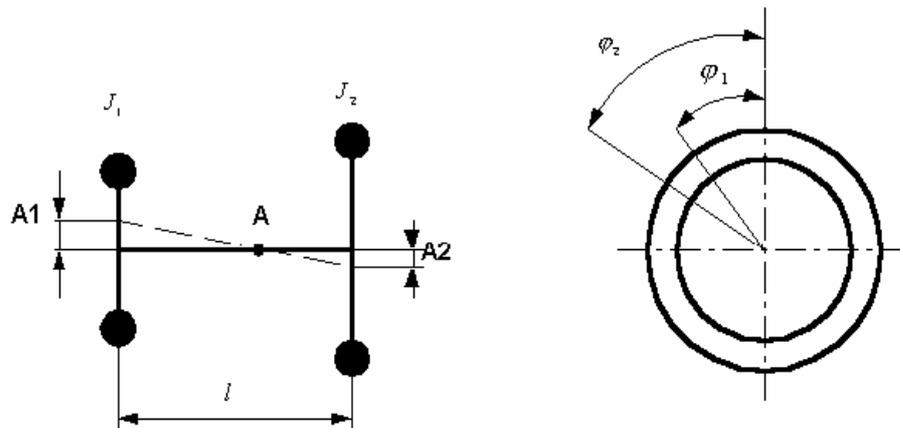


Рис.1. Схема 2-х массовой крутильной системы

Крутящий момент M на длине l вызовет закрутку вала

$$\varphi = \frac{M}{c},$$

где $c = \frac{J_p \cdot G}{l}$ - жесткость вала, $J_p = \frac{\pi}{32} d^4$ - полярный момент инерции сечения вала (под жесткостью понимается момент, вызывающий закрутку в 1 радиан).

Пусть по концам вала размещены диски с массовыми моментами инерции относительно оси вала J_1 и J_2 , кг·м²

$$J = m\varrho^2.$$

Момент инерции самого вала по сравнению с моментами инерции дисков J_1 и J_2 , как правило, пренебрежимо мал.

Предположим, что диски и вал выведены из состояния равновесия путем закрутки вала внешним моментом. После прекращения действия этого момента вал и диски будут совершать колебательное движение.

Пусть в данный момент угловые смещения дисков будут φ_1 и φ_2 (показаны на рис.1), а закрутка вала в точке A $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$.

Следовательно, крутящие моменты сил упругости

$$\text{на левой части вала} \quad M_1 = c(\varphi_2 - \varphi_1)$$

$$\text{на правой части вала} \quad M_2 = c(\varphi_1 - \varphi_2)$$

Крутящие моменты сил инерции дисков

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \quad \text{и} \quad J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2}$$

Уравнения динамического равновесия

$$\left. \begin{aligned} c(\varphi_2 - \varphi_1) &= J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \\ c(\varphi_1 - \varphi_2) &= J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Общий интеграл системы уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(\omega t + \alpha) \\ \varphi_2 &= A_2 \sin(\omega t + \alpha), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где α – фазовый угол.

Решаем (1) подстановкой преобразованного выражения (2)

$$\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = -A_1 \omega^2 \sin(\omega t + \alpha)$$

(3)

$$\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = -A_2 \omega^2 \sin(\omega t + \alpha) \quad (4)$$

Подставим (3) и (4) в уравнение (1)

$$\begin{cases} c(A_2 - A_1) \sin(\omega t + \alpha) = -I_1 A_1 \omega^2 \sin(\omega t + \alpha) \\ c(A_1 - A_2) = -I_2 A_2 \omega^2 \end{cases} \quad (5)$$

После простых преобразований окончательно имеем

$$\begin{cases} c(A_2 - A_1) + J_1 A_1 \omega^2 = 0 \\ c(A_1 - A_2) + J_2 A_2 \omega^2 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Отсюда можно определить ω и отношение A_2/A_1 . Это и есть решение уравнения (1). Значения A_1 и A_2 берутся произвольными.

Здесь, ω – круговая частота колебаний. Если время изменится на величину $\frac{2\pi}{\omega} = T$, то система придет в состояние, имевшее место в начале промежутка времени T . T – период колебаний.

Угол α – фазовый угол, он зависит от выбора момента отсчета времени и не влияет на характер движения системы.

A_1 и A_2 – амплитуды колебаний. Это наибольшие отклонения дисков от положения равновесия.

Определим круговую частоту ω . Для этого запишем уравнение (6) в виде

$$\begin{cases} A_1(J_1 \omega^2 - c) + A_2 c = 0 \\ A_1 c + A_2(J_2 \omega^2 - c) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

и составим определитель для решения системы уравнений (7)

$$D = \begin{vmatrix} J_1 \omega^2 - c & c \\ c & J_2 \omega^2 - c \end{vmatrix} = 0$$

Решение определителя D : $(J_1 \omega^2 - c)(J_2 \omega^2 - c) - c^2 = 0$

или

$$J_1 J_2 \omega^4 - c(J_1 + J_2) \omega^2 = 0 \quad (8)$$

Это уравнение называется уравнением частот.

Одно решение $\omega^2 = 0$ очевидно, но в этом случае имеет место равновесное положение. Поэтому исключим это решение.

Второе решение

$$\omega^2 = \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}.$$

Подставив это значение ω в одно из уравнений системы (7), получим

$$A_2 = -A_1 \frac{J_1}{J_2}$$

На этом решении уравнения (8) основан метод определения частот колебаний, предложенный В.П. Терских. Это универсальный метод (в форме непрерывной цепной дроби), позволяющий применять его к любым крутильным системам.

Другие методы не обладают этим свойством в полной мере. Поэтому метод Терских является основным в области расчета крутильных колебаний в судовых валопроводах.

ЛЕКЦИЯ 2

О ПРИВЕДЕНИИ ЛЮБОЙ КРУТИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

К ЭКВИВАЛЕНТНОЙ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЕ

Коленчатый вал обладает упругими свойствами и имеет выраженные массы с определенными значениями моментами инерции. Можно считать, что эти массы в виде дисков расположены в плоскостях, перпендикулярных оси коленчатого вала и проходящих через ось цилиндра. Момент инерции диска определяется суммой моментов инерции коренных шеек J_K , шатунных шеек $J_{ш}$, щек кривошипов $J_{щ}$, части массы шатуна (вращающиеся) J_B и возвратно-поступательно движущихся деталей шатунно-поршневой группы $J_{п}$.

Возвратно-поступательно движущиеся массы приводятся к оси шатунной шейки в виде приведенной массы $m_{пр}$ из условия равенства кинематической энергии действительной массы m_g поршневого комплекта и 1/3 массы шатуна, и кинетической энергии приведенной массы $m_{пр}$

$$m_g \frac{c_n^2}{2} = m_{пр} \frac{(R \omega)^2}{2},$$

где R – радиус кривошипа, ω – частота вращения коленчатого вала, c_n – средняя скорость поршня,

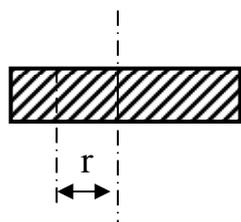
$$c_n = \frac{S n}{30}.$$

Тогда, момент инерции от возвратно - поступательно движущихся деталей определяется как

$$J_n = m_{пр} R^2$$

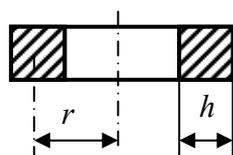
Определение моментов инерции шеек, щек и других присоединительных масс производится по известным упрощенным формулам:

а) для круглого сечения (для шеек) $J = 2mr^2$.



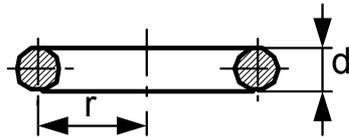
б) для маховика

$$J = m(r^2 + \frac{1}{4}h^2).$$



в) для кольца

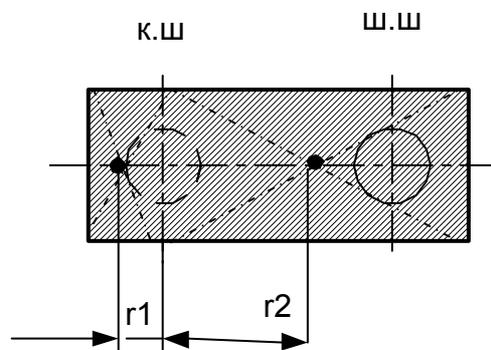
$$J = m(r^2 + \frac{3}{16}d^2).$$



г) для прямоугольной щеки

$$J = m_1 r_1^2 + m_2 r_2^2.$$

(вращающиеся массы щеки расположены по обе стороны оси коренной шейки)



(Точками обозначены центры тяжести соответствующих фигур, массы определяются, исходя из размеров элементов и плотности материала.)

Таким образом, суммарный момент коленчатого вала определится как

$$J = J_K + J_{Ш} + J_B + J_{П},$$

где J_K - момент инерции коренной шейки;

$J_{Ш}$ - момент инерции шатунной шейки;

J_B - момент инерции вращающейся массы шатуна;

$J_{П}$ - момент инерции возвратно-поступательно движущихся масс;

(здесь масса коренной шейки состоит из двух частей, справа и слева от оси цилиндра при симметричной разбивке коленчатого вала).

Для определения жесткости коленчатого вала между осями цилиндров (на расстоянии l) исходят из формулы:

$$c = \frac{J_p \cdot G}{l}.$$

Часто используют известную формулу, учитывающую даже деформацию щек при изгибе:

$$e = \frac{1}{c} = 1.23 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\left(\frac{a + 0.9b}{d_1^4 - \delta_1^4} + 0.89 \frac{R}{bh^3} \right) \cdot K + \frac{l + 0.9b}{d^4 - \delta^4} \right]$$

где e - податливость участка;

a, l - длина кривошипной и коренной шеек;

d_1, d - соответственно наружные диаметры этих шеек;

δ_1, δ - соответственно внутренние диаметры этих щек;

b - толщина щек;

h - ширина щеки (перпендикулярно плоскости кривошипа);

K - коэффициент,

$$K = 0.97 - 0.3 \cdot \left(\frac{S}{D} - 0.9 \right) - 0.001 \cdot D \cdot \left(4 - \frac{S}{D} \right).$$

Далее, определяют приведенную длину участков вала между дисками, исходя из равенства жесткостей реального и приведенного валов.

$$C_p = C$$

или

$$\frac{J_{np} G_{np}}{l_{np}} = \frac{J_p G}{l}$$

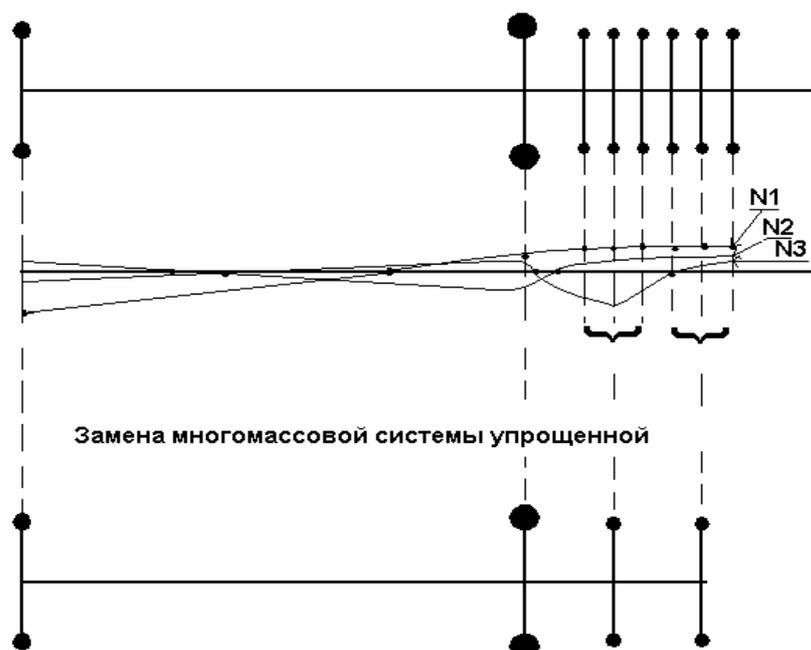
Так как $G_{np} = G$, а все участки валопровода заменены условным валом с приведенным диаметром d_{np} , то длина этого вала определится как

$$l_{np} = l \frac{J_p}{J_{np}} = l \frac{d_{np}^4}{d^4},$$

где в качестве d_{np} принимают диаметр коренной шейки.

В конечном итоге представляют расчетную крутильную схему, например, для 4-х цилиндрового главного дизеля, работающего непосредственно на винт (см. рис. 2). При одинаковом диаметре расстояния между дисками будут различными. Многомассовую систему упрощают путем объединения маховых масс (см. рис. 3). При такой замене погрешность в определении амплитуд и частот составит величину $\sim 3...4\%$.

Рис. 2. Расчетная крутильная схема



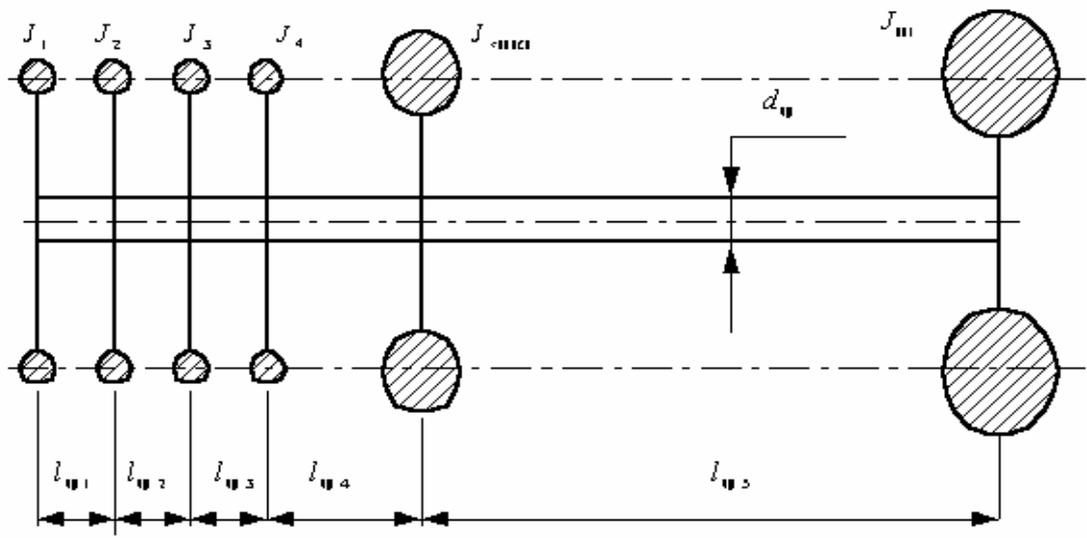


Рис. 3. Упрощенная расчетная схема

ЛЕКЦИЯ 3

ИСТОЧНИКИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

Тангенциальные силы от давления газов на поршень и силы инерции возвратно-поступательно движущихся частей, приложенные к шатунной (мотылевой) шейке, являются основным источником возмущений в крутильной системе.

Крутящий момент изменяется по периодической кривой, следовательно, его можно представить в виде ряда Фурье:

$$M = M_{cp} + M_1(\omega t + \alpha_1) + M_2 \sin(2 \times \omega t + \alpha_2) + \dots + M_n \sin(n \times \sin \omega t + \alpha_n),$$

где для 2-х тактного двигателя ω соответствует частоте вращения коленчатого вала, для 4-х тактного - половине частоты вращения.

Такое разложение называется гармоническим анализом крутящего момента двигателя (см. рис. 4).

С увеличением порядка гармоники ее амплитуда M_n резко уменьшается. Наиболее сильное влияние на развитие крутильных колебаний оказывают гармоники до 8...10 порядка.

Рабочий процесс двигателя периодически воздействует через крутящий момент на коленчатый вал. Этот момент и сообщает валу импульсы, которые могут вызвать собственные (крутильные) колебания вала. При совпадении или кратности колебаний момента M_k частотам $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ начинает развиваться (увеличиваться) амплитуда собственных колебаний. Теоретически при резонансе амплитуды собственных колебаний возрастают неограниченно вплоть до поломки вала в соответствующих узлах той или иной формы колебаний, для которой имеет место совпадение частоты возмущения и собственной.

Понятно, что возрастание амплитуд будет происходить также и в случае, когда период крутящего момента в целое (кратное) число раз больше периода собственных (свободных) колебаний.

Продолжительность одного оборота $\frac{60}{n}$, с. Период изменения крутящего момента $t = \frac{i}{2} \cdot \frac{60}{n}$ (здесь i - тактность двигателя, 2 или 4).

Тогда, между t и периодом свободных колебаний одной из круговых частот свободных колебаний T_p опасность возрастания амплитуд колебаний возникнет при $kT_p = t$, где $k > 0$ (любое целое число).

Это уравнение определяет условие резонанса из-за совпадения или кратности частоты возмущения с одной из P форм свободных колебаний.

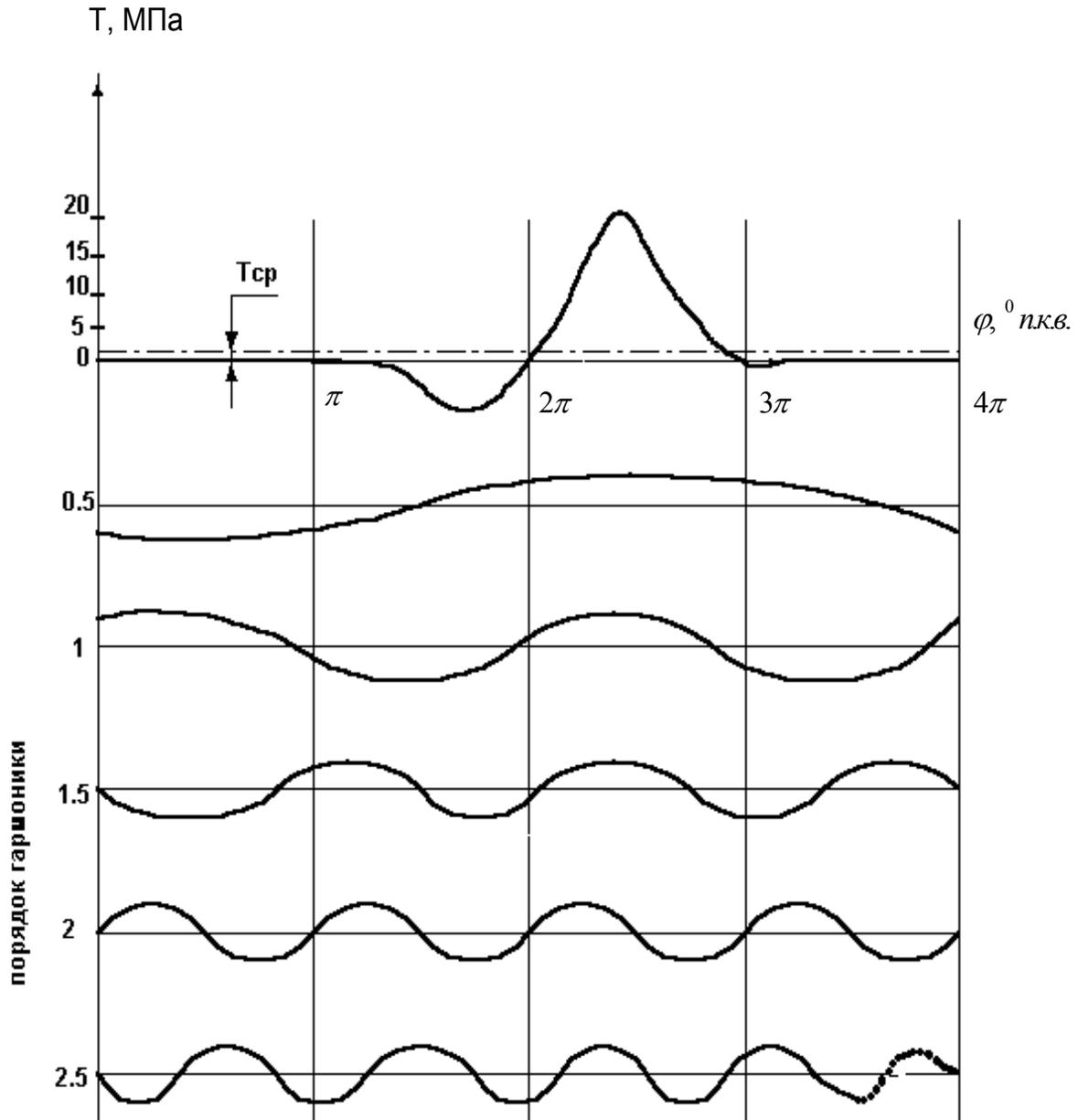


Рис.4. Составляющие гармоники удельной тангенциальной силы T
4-х тактного дизеля

Говорят, что при наступлении события $kT_p = t$ имеет место резонанс k -го порядка (по отношению периодов $k = \frac{t}{T_p}$) и p -й степени (по порядковому номеру колебаний или по числу узлов, которому соответствует период T_p).

Итак, условие резонанса

$$kT_p = t \quad \text{или} \quad k \frac{2\pi}{\omega_p} = \frac{i}{2} \cdot \frac{60}{n}$$

Каждой частоте свободных колебаний ω_P соответствует частота колебаний в минуту $N_P \left[\frac{\text{КОЛ}}{\text{МИН}} \right]$ (для одноузловых $P = 1$, для 2^x -узловых $P = 2$ и т.д.)

$$N_P = \omega_P \cdot \frac{60}{2\pi} \left[\frac{\text{КОЛ}}{\text{МИН}} \right]$$

Окончательно, условие резонанса

$$k = \frac{2 \cdot 30}{N_P} = \frac{30 \cdot i}{n} \quad \text{или} \quad \frac{N_P}{n} = k \frac{2}{i}$$

Число различных N_P равно $m - 1$, где m – число масс в крутильной системе.

Число оборотов n , при котором имеет место резонанс k -го порядка для P -узловой формы колебаний носит название резонансных или критических.

Таким образом, колебания, при которых на вал действуют не только внутренние, но и внешние моменты, называются вынужденными.

При крутильных колебаниях действуют в валу сопротивления, снижающие амплитуду колебаний:

- упругий гистерезис (трение между молекулами);
- трение в подшипниках;
- трение о воздух;
- демпфирование гребного винта.

Возможны также и другие сопротивления, вносимые специальными конструкциями с целью гашения крутильных колебаний.

СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ АМПЛИТУДЫ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

а) маятниковый антивибратор (динамический демпфер)

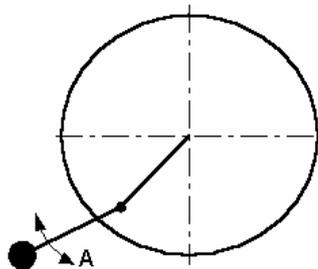


Рис.5. Схема маятникового антивибратора

При колебаниях вала колеблется и маятник A и особенно сильно при каком-либо резонансе, на который этот маятник настроен путем подбора размеров. Колебания настроенного маятника изменяют динамические

свойства системы и удается достичь этим простым решением хороших результатов.

Сущность действия в том, что он колеблется с той частотой, которая соответствует опасному резонансу. При этом в месте присоединения антивибратора возникает крутящий момент, приложенный к валу и в результате в этом месте создается узел колебаний, что равносильно постановке в этом месте бесконечно большой массы. Резонанс устраняется. На рис.6 показано устройство наиболее часто применяемого маятникового антивибратора.

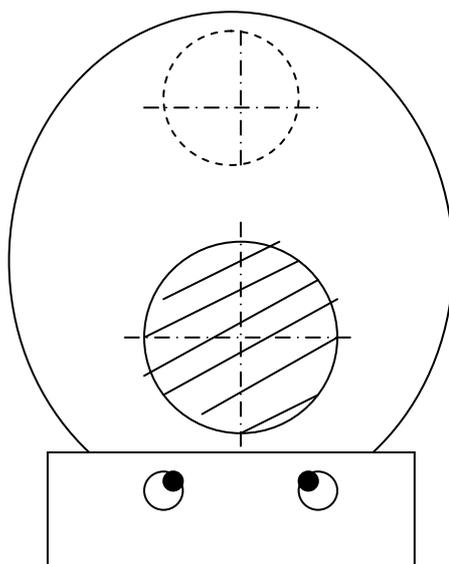


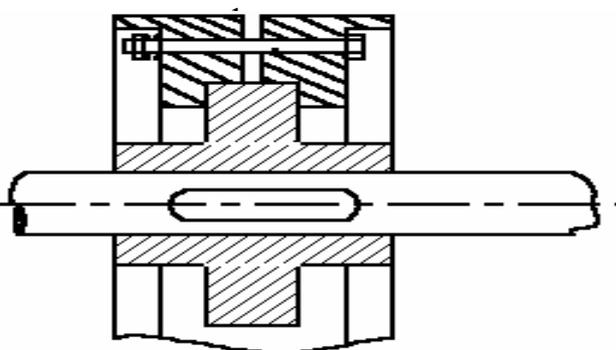
Рис.6. Конструкция маятникового антивибратора

б) демпферы сухого и жидкостного трения

Действие этих устройств основано на рассеивании энергии колебаний за счет сил сухого или гидравлического трения. Поэтому отличие в работе этих демпферов связано с реализацией различных видов трения.

Демпфер сухого трения представлен на рис.7. Наружные периферийные диски стягиваются с помощью мощных пружин относительно жестко посаженного на вал диска. Колебания наружных дисков вызывают их перемещение, что и приводит к диссипированию энергии колебаний и соответствующему снижению амплитуды колебаний. Устройство устанавливается в месте максимального развития амплитуд соответствующей формы колебаний.

В демпфере жидкостного трения (см. рис. 8) маховик связан с жестко сидящем на вале к тонком слое сили...



екого трения в им и корпусом. 1. Эффект связан отответствующим

Рис.7. Демпфер сухого трения

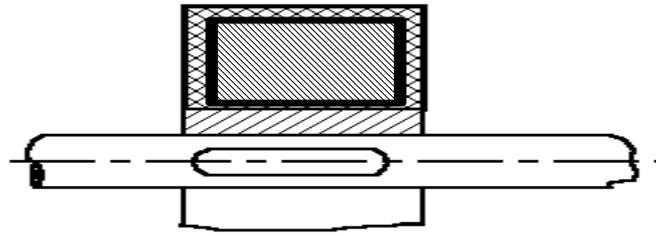


Рис.8. Демпфер жидкостного трения

в) введение в систему нелинейной муфты
(или пружинного демпфера)

Речь идет об установке элемента, способного изменять свою жесткость в зависимости от амплитуды колебаний. При установлении резонанса амплитуда растет и изменяется жесткость. При этом нарушается условие резонанса. А, Б – соответственно наружный и внутренний валы.

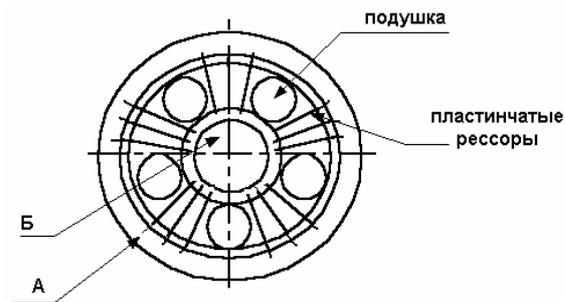


Рис.9. Пружинный демпфер

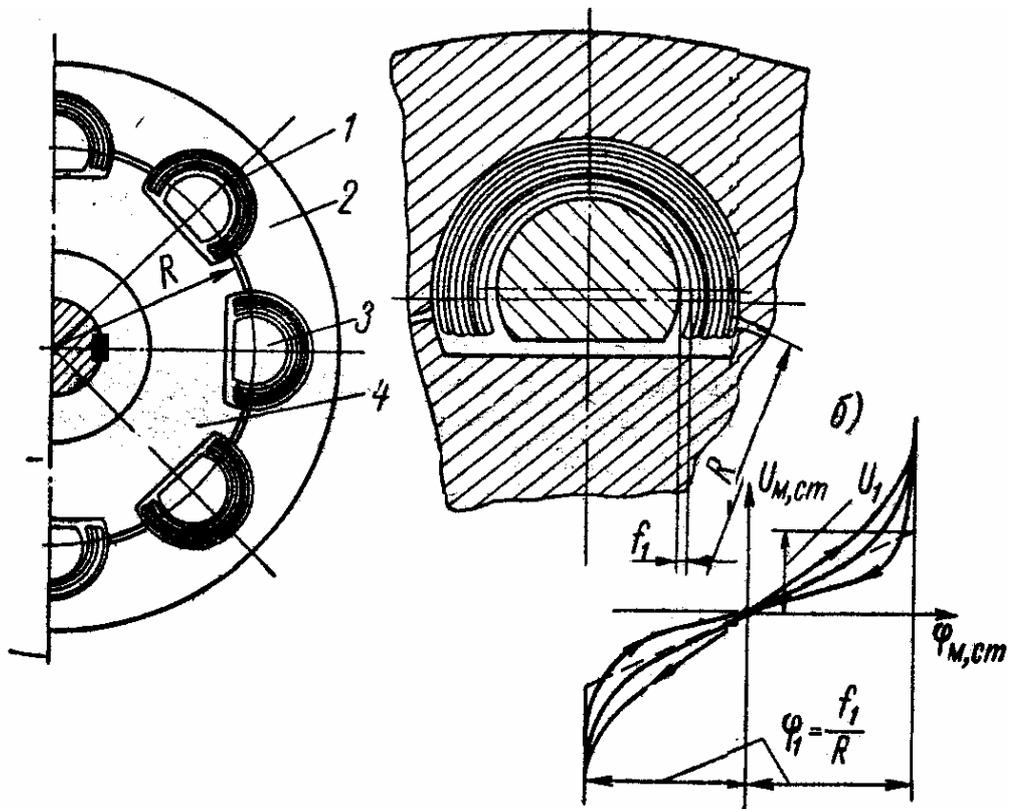


Рис. 10. Пружинный демпфер фирмы МАН

г) другие пути снижения амплитуды крутильных колебаний

Возможны конструктивные решения задачи по снижению амплитуды крутильных колебаний в ССУ:

1. Изменение размеров вала и масс;
2. Выбор заклинки кривошипов и порядка работы цилиндров;
3. Выбор числа цилиндров и их расположение.

На рис. 11 показаны кривые амплитуд первой массы системы для одноузловой формы колебаний 6-ти цилиндрического 4^x-тактного дизеля.

Как видно из рисунка, наиболее сильным является резонанс с гармоникой 6-го порядка при изменении частоты вращения от 105 до 220 об/мин.

При резонансе в валопроводе возникают дополнительные напряжения кручения. Для валопроводов $\tau_{\max} \leq \pm 60 \text{ МПа}$, для коленчатых валов

$\tau_{\max} \leq \pm 30 \text{ МПа}$. Если дополнительные напряжения превосходят допускаемые напряжения для конкретного материала, то приходится устанавливать запретную зону чисел оборотов для данного резонанса. Запретная зона не должна находиться в пределах рабочих оборотов.

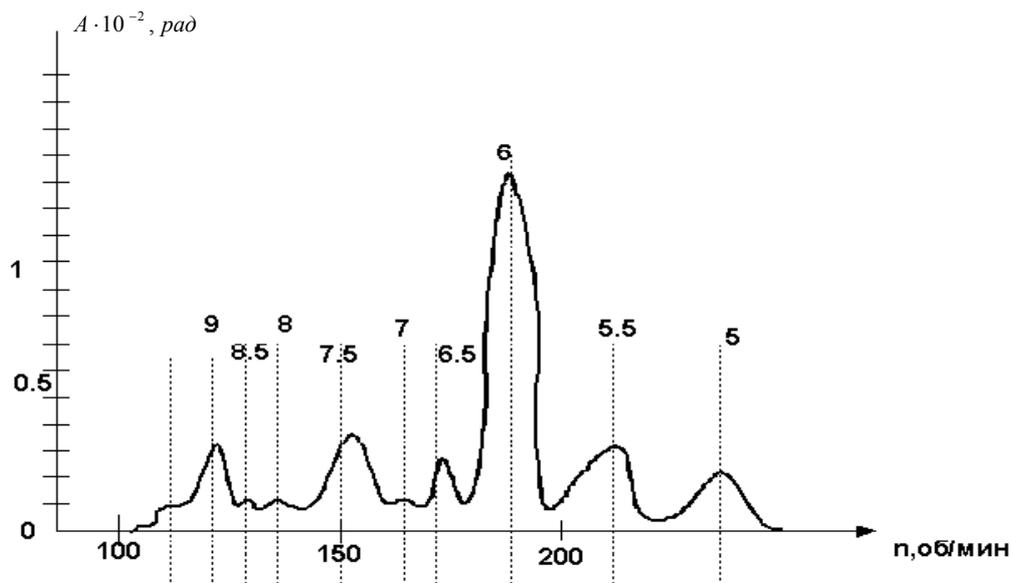


Рис.11. Кривые амплитуд одноузловой формы колебаний 6-ти цилиндрического 4^х-тактного дизеля.

При пуске или остановке двигателя эту зону следует проходить быстро, чтобы полная величина амплитуды не смогла развиться. Помимо опасности поломки коленчатого вала при резонансе расшатываются болтовые, шпоночные и другие соединения линии вала.

Устранить из рабочего диапазона частот запретную зону можно, например, путем применения демпфера.

Эффективность применения пружинного демпфера, установленного на носке коленчатого вала показана на рис.12.

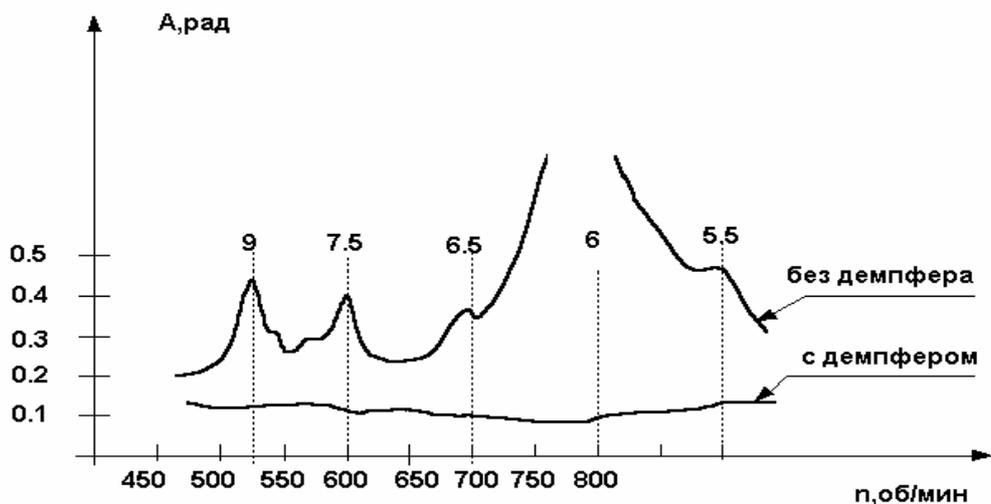


Рис.12. Амплитуды резонансных колебаний на свободном конце вала 6-ти цилиндрического дизеля с демпфером и без демпфера.

При установке дизеля на судно обязательной является экспериментальная проверка линии валопровода на крутильные колебания.

ЛЕКЦИЯ 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

На рис.13 представлена эквивалентная схема (расчетная) схема крутильной системы.

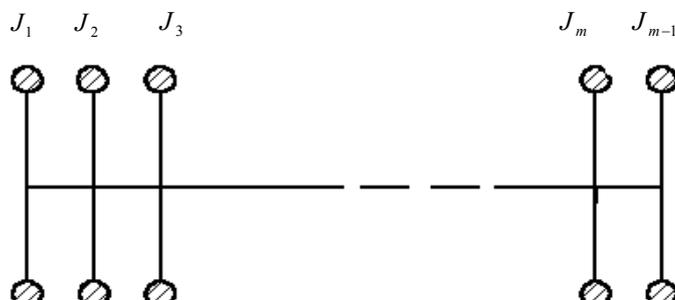


Рис.13. Эквивалентная схема крутильной системы.

Рассмотрим динамическое равновесие каждого диска, начиная с 1-го, а действие отброшенной правой части заменим моментами упругих сил на данном участке вала. Получим систему из $m-1$ уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - c_1 (\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \\ J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c_2 (\varphi_3 - \varphi_2) = 0 \\ \dots\dots\dots \\ J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + \dots + J_{m-1} \frac{d^2 \varphi_{m-1}}{dt^2} - c_{m-1} (\varphi_m - \varphi_{m-1}) = 0 \end{array} \right. \quad (9)$$

Следует составить еще одно уравнение (исходя из того, что сумма всех моментов инерции равна нулю)

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + \dots + J_m \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = 0 \quad (10)$$

Общий интеграл системы из m – уравнений (8) и (10)

$$\varphi_i = A_i \sin(\omega t + \alpha) \quad (11)$$

После подстановки функции (11) в уравнение (9) и (10) и сокращения
 общего множителя $\sin(\omega t + \alpha)$

получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1(J_1\omega^2 - c_1) + A_2c_1 = 0 \\ A_1J_1\omega^2 + A_2(J_2\omega^2 - c_2) + A_3c_2 = 0 \\ \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots \\ A_1J_1\omega^2 + \dots + A_{m-1}(J_{m-1}\omega^2 - c_{m-1}) + A_m c_{m-1} = 0 \\ A_1J_1\omega^2 + \dots + A_m J_m \omega^2 = 0 \end{array} \right. \quad (12)$$

Система уравнений (12) состоит из линейных уравнений относительно A_i . Условием для совместного решения такой системы является равенство нулю определителя, составленного из коэффициентов уравнений при A_i .

$J_1\omega^2 - c_1$	c_1	0	0...	0	=0
$J_1\omega^2$	$J_2\omega^2 - c_2$	c_2	0...	
.....	
$J_1\omega^2$	$J_{m-1}\omega^2 - c_{m-1}$	c_{m-1}	

В верхней части определителя (обведено пунктирным прямоугольником) представлен ранее нами выведенный определитель для 2-х массовой системы.

Находят решение путем последовательного подбора значения ω при принятом значении $A_1 = 1$.

Если ω выбрана правильно, то последнее уравнение системы (12) превращается в тождество.

Решение усложняется, если крутильная система является разветвленной (рис.14).

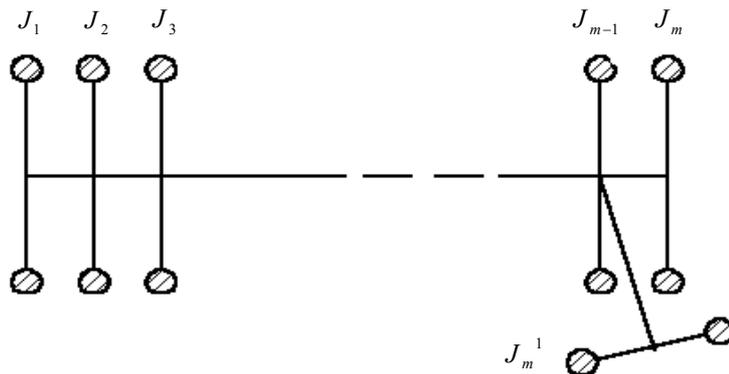


Рис.14. Разветвленная крутильная система.

Наилучшим методом решения является метод Терских (метод цепных дробей). Он реализован на системе уравнений (12) при значении $A_1 = 1$.

Например, для $m = 4$ цепная дробь Терских представлена следующим образом:

$$0 = J_1 \omega^2 \frac{1}{e_1 - \frac{1}{J_2 \omega^2 \frac{1}{e_2 - \frac{1}{J_3 \omega^2 \frac{1}{c_3 - J_4 \omega^2} \frac{1}{c_3' - J_4 \omega^2}}}}} \quad (13)$$

Внешняя форма дробей повторяет схему крутильной системы. Для любой системы ее можно легко записать. Уравнение (13) называется уравнением частот. Методом пробных установок ω несложно получить решение. После нахождения ω находят соответствующие числа колебаний в минуту:

$$N_1 = \frac{30}{\pi} \omega_1; \quad N_2 = \frac{30}{\pi} \omega_2 \quad \text{и т.д.}$$

Критические числа оборотов определяют по формуле:

$$\frac{N_p}{n} = \frac{2}{i} K,$$

где $K = 1, 2, 3, \dots$

Обычно во внимание принимают одно-, двух- и трехузловые колебания, учитывают резонансы до 8...12 порядков. Например, для тепловозного дизеля Д 50, работающего на генератор:

$$N_1 = 563 \quad N_2 = 1560 \quad N_3 = 2460 \quad N_4 = 3280 \quad \text{кол/мин}$$

Для N_1 в рабочую зону оборотов ($n = 250 \dots 740$ об/мин) попадают резонансы с гармониками K :

$K =$	15	16	17	18	19	20
$\frac{2}{i} K =$	$7\frac{1}{2}$	8	$8\frac{1}{2}$	9	$9\frac{1}{2}$	10
$n =$	750	704	660	625	590	563

Для 2-х узловых резонансы могут быть только при $K > 0$, а это не представляет никакой опасности (двигатель имеет запас прочности более 10).

ЛЕКЦИЯ 5

ПРИБОРЫ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ВАЛОПРОВОДАХ

Механический торсиограф Гейгера

Одним из первых приборов для записи крутильных колебаний был известный торсиометр для измерения передаваемого валом крутящего момента (1902 г.). Фрамм (Frahm) увеличил чувствительность торсиометра и в результате впервые вышел на запись крутильных колебаний.

Специальный прибор для записи именно крутильных колебаний появился лишь в 1916 г. По имени создателя он получил название торсиограф Гейгера (Geiger). Этот прибор до настоящего времени постоянно совершенствовался и, бесспорно, является самым надежным, простым и точным прибором в области торсиографирования крутильных колебаний судовых силовых установок с дизельными двигателями (область основного применения до 1000...1200 об/мин).

Схема торсиографа Гейгера представлена на рис.15.

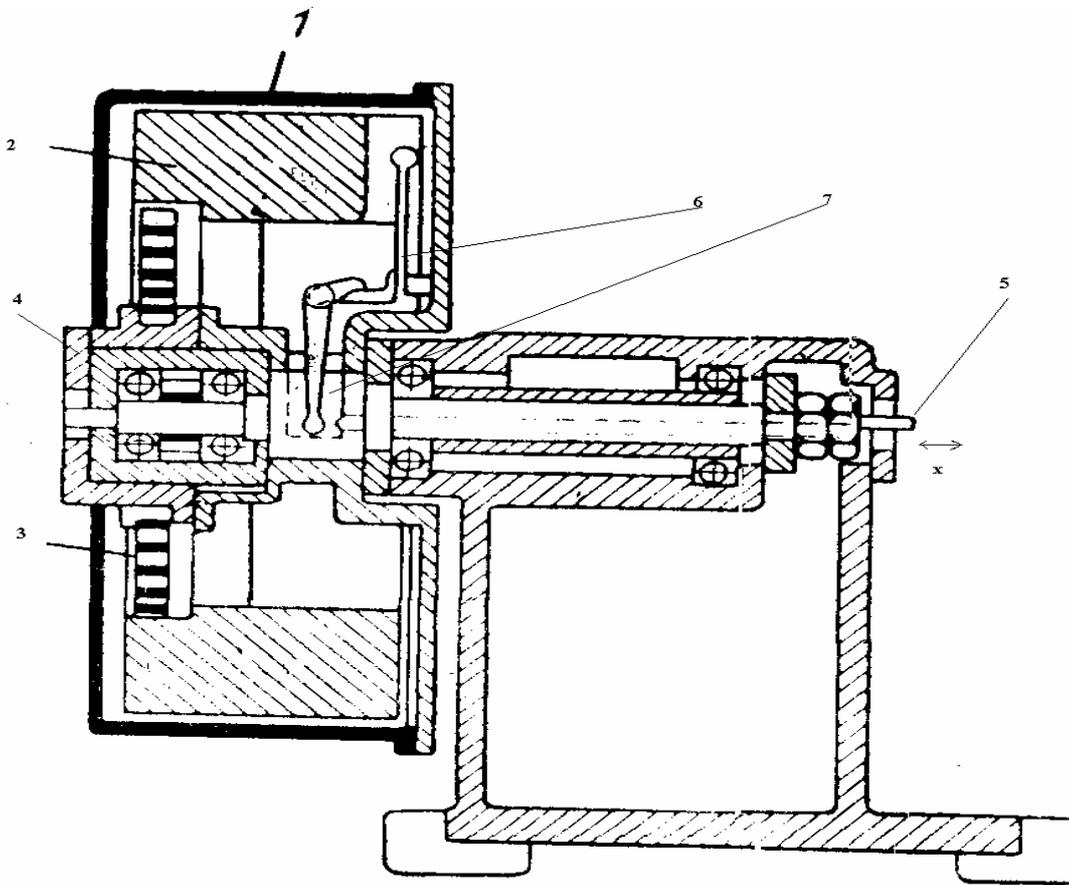


Рис.15. Схема основной части торсиографа Гейгера
1- шкив; 2- маховик; 3- спиральная пружина; 4- фланец привода;
5- передающий шток; 6- рычажная передача

Прибор снабжен лентопротяжным устройством с приводом часового типа и главным пишущим пером. Перо под действием крутильных колебаний осуществляет запись на движущейся бумажной мелованной ленте амплитуды поперечных колебаний участка вала, к которому присоединен прибор. Чаще

всего торсиограф Гейгера присоединяют к свободному носку коленчатого вала, на котором амплитуда колебаний имеет наибольший размах.

Принцип работы торсиографа основан на том, что амплитуда крутильных колебаний на валу передается жестко через фланец 4 или через специальный ременный привод на шкив 1, вращающийся неравномерно, как и сам вал. Внутри шкива размещены маховик 2, связанный с ним спиральной пружиной 3. Этот маховик вращается равномерно, так как специально подобранная спиральная пружина сглаживает неравномерность вращения. С помощью системы угловых рычагов 6 через пустотелый валик 7 относительное движение шкива 1 и массы 2 выводится на передающий шток 5, а затем на главное пишущее перо прибора (на рис. не показано). Скорость лентопротяжного механизма настраивается в достаточно широком диапазоне. При этом механизм снабжен регулятором частоты, обеспечивающим постоянство скорости протяжки мелованной бумажной ленты независимо от степени заводки часового лентопротяжного механизма.

Торсиограф Гейгера дополнительно снабжен двумя пишущими перьями. Одно из них упруго закреплено и периодически электромагнит возбуждает собственные колебания пера. Это так называемый отметчик времени, необходимый для обработки торсиограмм.

Второе пишущее перо управляется электромагнитом и предназначено для записи определенных отметок. Как правило, оно отмечает число полных оборотов коленчатого вала. Например, над впускным (выпускным) клапаном устанавливают электрический контакт или микровыключатель. Тогда для 4^x -тактного двигателя на мелованной бумаге отмечают пером каждые 2-а оборота, для 2^x -тактного – один оборот.

Перья установлены так, что производят записи одновременно. Ременный привод через шкив 1 позволяет устанавливать торсиограф в любое место валопровода (т.е. туда, где амплитуды крутильных колебаний максимальны).

Основная цель торсиографирования – получение кривых развития амплитуды крутильных колебаний вала в зависимости от частоты вращения.

На рис.16 показана торсиограмма, снятая с носка коленчатого вала дизеля. Для обработки торсиограммы используют специальный шаблон, выполненный из прозрачного плекса.

Шаблон позволяет синхронизирование 3-х перьев во времени. Отметчик времени имеет тарировку, поэтому по числу колебаний можно легко определить время одного оборота и на данном участке торсиограммы вычислить частоту вращения:

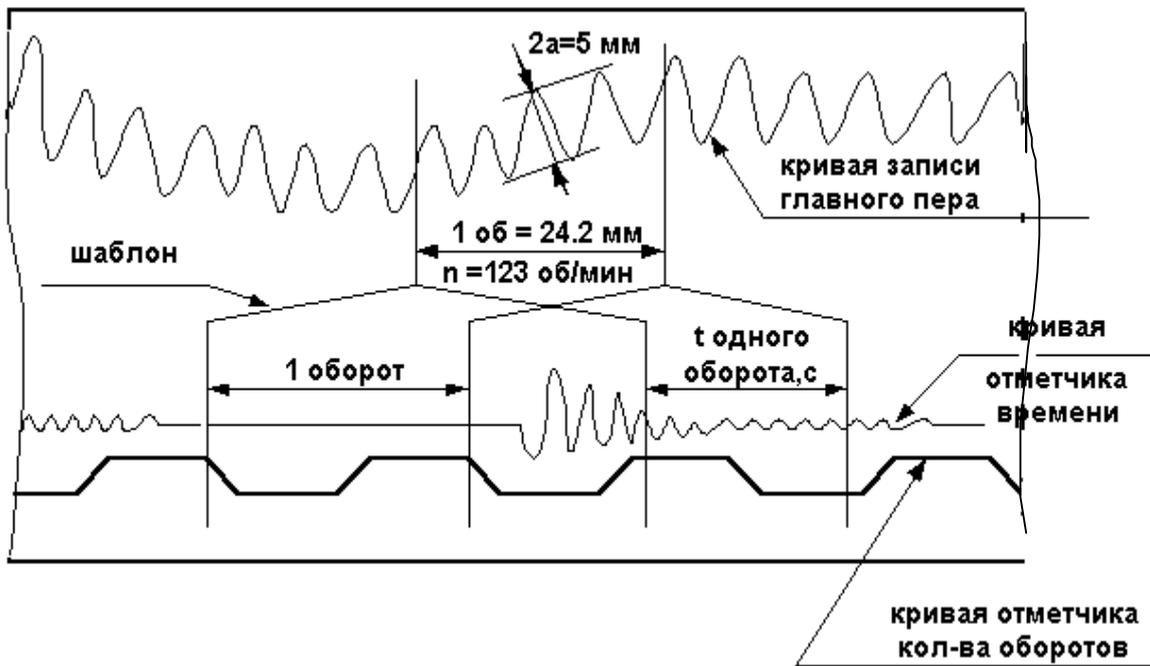


Рис.16. Торсиограмма судового 2-хтактного дизеля.

$$n = \frac{60}{t}, \text{ об/мин.}$$

Число волн, соответствующих одному обороту, равно 4. Следовательно, имеют место колебания 4-го порядка. Амплитуда крутильных колебаний равна:

$$A_1 = \frac{2a}{mD_{шк}} = \frac{5}{3 \cdot 90} = 0.0185 ,$$

где $2a$ - удвоенная амплитуда из торсиограммы, равная размаху колебаний главного пера ;

m - масштаб главного пера, $m=3$;

$D_{шк}$ - диаметр шкива, установленного на валу двигателя, $D_{шк}=90$ мм.

При значении значения масштаба отметчика времени – одно колебание соответствует одной секунде – определим частоту крутильных колебаний

$$N = n \cdot \frac{l_1}{l_2} = 123 \frac{24.2}{2.22} = 1340 \text{ кол/мин,}$$

где l_1 - длина ленты торсиограммы на участке одного оборота вала,

$$l_1 = 24.2 \text{ мм;}$$

l_2 - длина ленты торсиограммы, соответствующая одному колебанию вибратора отметчика времени, $l_2 = 2.22$ мм.

При плавном изменении n в случае резонанса того или иного порядка амплитуда начинает существенно возрастать. Именно на резонансном режиме и определяется частота различных форм колебаний.

По результатам обработки торсиограмм строят кривую $a = f(n)$, на которой четко проявляются резонансные режимы крутильных колебаний (см. рис. 17).

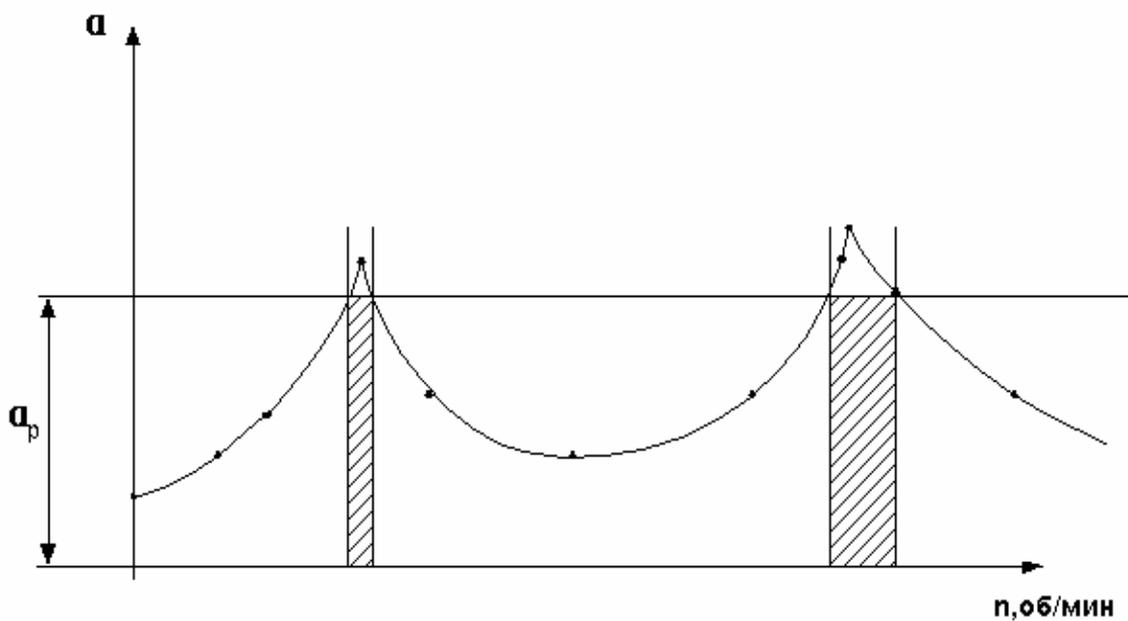


Рис.17. Кривая развития резонансных амплитуд в рабочем диапазоне скоростных режимов дизеля.

Предельно допустимой амплитудой крутильных колебаний валопровода при длительной работе двигателя принято считать $a_p \approx 0.015$ рад. На рис. 18 показаны так называемые “запретные” зоны эксплуатационных чисел оборотов. При наличии таких зон необходимо сместить за рабочий диапазон частоты вращения за счет изменения конструкции или снизить амплитуды колебаний путем применения демпферов или гасителей колебаний.

Частота вращения вала, при которой возможна длительная работа движителя, должна отличаться от критической не менее, чем на 5...10%.

На рис. 18. показана торсиограмма, снятая в резонансной области при быстром передвижении ленты.

Рис. 18. Торсиограмма при развитии резонанса

Электрические торсиографы

Запись крутильных колебаний с помощью механического торсиографа основана на регистрации колебаний участка вала по отношению к равномерно вращающемуся маховику. При этом разность движений вала и маховика с помощью системы угловых рычагов передается на регистрирующее перо прибора. Безусловно, точность торсиографирования определяется многими факторами: наличие люфтов и зазоров прибора, инерционностью, влиянием среды и т.п.

Для устранения вышеприведенных недостатков и расширения диапазона применения прибора по оборотности валопровода заменяют механическую передачу на пишущее перо электрической цепочкой, состоящей из преобразователя перемещения в электрический сигнал, усилителя сигнала с последующей регистрацией полученного сигнала с помощью шлейфного или электронного осциллографа. При этом существенно расширяется диапазон применения прибора по оборотности и повышается точность и качество торсиографирования.

Такие приборы стали называться электрическими торсиографами. Например, электрический торсиограф типа ЭТ-1, у которого валик закреплен жестко на торце валопровода, а маховичок связан с валиком посредством плоской пружины. На пружине установлены электрические тензометры сопротивления. С помощью токосъема сигнал от тензометров выводится на записывающий шлейфный осциллограф.

Тензометрирование судовых валопроводов

Сущность тензометрирования. При тензометрировании датчиком является электрический тензометр сопротивления. Метод основан на изменении относительного электрического сопротивления проволоки $\Delta R / R$,

пропорционального ее относительной деформации $\Delta l/l$. Проволочный тензометр представляет собой проводник в виде нескольких петель 1 (см. рис.19, а) из константановой проволоки диаметром порядка 0,02 мм, концы которой припаиваются к проводникам 2, идущим на приемную часть аппаратуры. Датчик наклеивается на поверхность 3 вала специальным клеем, например, БФ-2, через тонкую изоляционную бумагу 4.

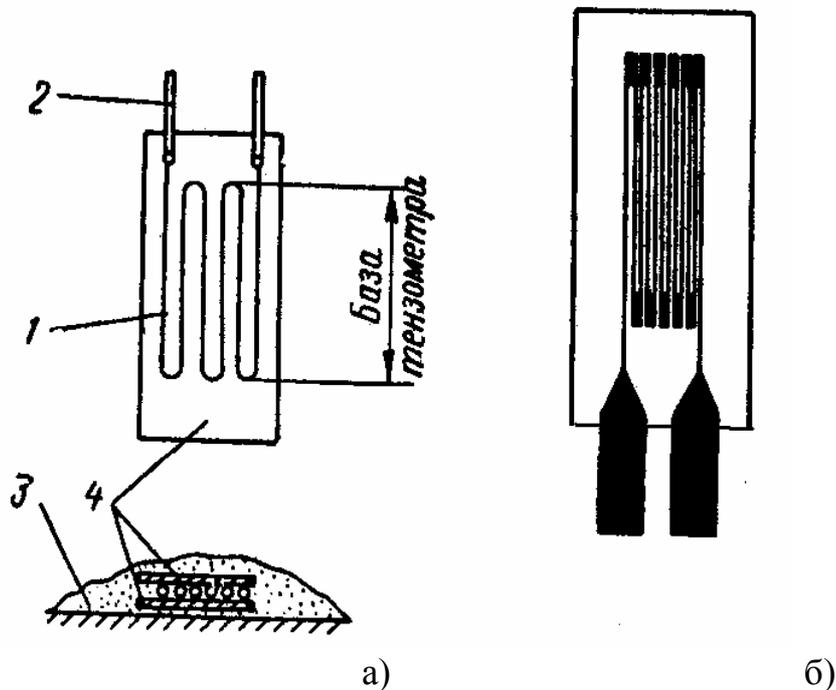


Рис. 19. Конструкция проволочных и фольговых датчиков сопротивления

Длина петель, называемая базой датчика, составляет 5...20 мм. Сейчас все большее применение получают фольговые датчики в виде решетки (см. рис. 19, б), изготавливаемой из тонкой константановой фольги.

Точность и надежность тензодатчиков зависят от качества их наклейки. Поверхность вала перед наклейкой тензодатчиков тщательно очищается от грязи и жира, затем обрабатывается тонкой наждачной бумагой. При наклейке должен быть выдержан температурный режим сушки. Путем постепенного повышения температуры вала в месте наклейки тензодатчиков до 180°C . Так как обеспечение этого режима в судовых условиях часто бывает затруднительным, то применяют способ наклейки тензодатчиков на специальной подложке из металлической фольги толщиной 0,1...0,15 мм. Наклеенный на подложку датчик проходит температурную обработку в лабораторных условиях, после чего подложка приваривается к поверхности вала точечной сваркой.

При применении специальных клеев можно существенно сократить время сушки тензодатчиков. Клей БФ-2 полимеризуется в естественных условиях в течение 2..3 суток. Если время позволяет, то следует использовать этот клей.

Принцип измерения напряжений (амплитуд колебаний) заключается в следующем. На поверхность исследуемого вала наклеивают два или четыре тензодатчика под углом 45° к оси вала, которые составляют полумост или мост Уитстона. При скручивании вала поверхностные волокна металла растягиваются или сжимаются, при этом одновременно деформируется проволока тензодатчика, что вызывает изменение ее электрического сопротивления. По измеряемой диагонали моста Уитстона будет проходить ток, величина которого пропорциональна скручиванию вала. Этот ток снимается специальным токосъемником, усиливается и подается на шлейф осциллографа.

Для съема полезного сигнала применяют специальные ртутные торцевые или проходные токосъемники. Характерный торцевой токосъемник показан на рис.20

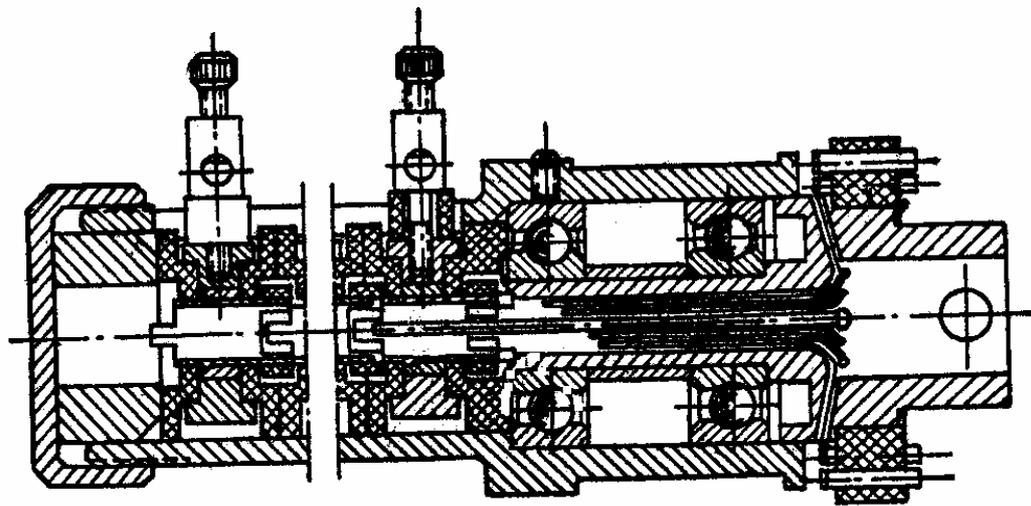


Рис.20. Торцевой токосъемник

Схема измерительной установки показана на рис. 21. В качестве тензостанции широко используется станция типа УТС-ВТ-12 (12-и канальная, работающая на несущей частоте 35000 Гц).

Рис.21. Измерительная блок-схема при тензометрировании

ОСОБЕННОСТИ ТОРСИОГРАФИРОВАНИЯ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОЛОВ

По Правилам классификационных обществ (Английского Ллойда, Германского стандарта, Французского Веритаса, Российского Регистра и др.) и по ведомственным нормам валопроводы вновь строящихся головных судов должны быть проторсиографированы в дополнение к обязательному расчету на крутильные колебания.

Перед торсиографированием (по данным расчета силовой установки на крутильные колебания) определяется число мест торсиографирования (не более 3-х) и соответствующая аппаратура. Из сечений вала выбираются такие, в которых, судя по расчетной форме свободных колебаний, ожидаются наибольшие амплитуды крутильных колебаний.

При подготовке аппаратуры к торсиографированию необходимо руководствоваться соответствующими инструкциями по ее обслуживанию с перечнем и порядком проведения подготовительных и наладочных операций.

Торсиографирование проводится при медленном и плавном повышении частоты вращения от минимально – устойчивой до максимально возможной. Далее процесс выполняют в обратном порядке до полной остановки двигателя. Для определения резонансов необходимо иметь непрерывную запись колебаний исследуемого сечения вала во всем рабочем диапазоне частоты вращения.

В области частот, при которых развиваются резонансные колебания для уточнения картины производится дополнительное торсиографирование при очень медленном проходе.

Отдельно торсиографирование производят на режимах пуска, останова и в области неустойчивой работы двигателя.

В установках, в которых крутильные характеристики различны для переднего и заднего хода, следует дополнительно провести торсиографирование при движении задним ходом.

Торсиографирование проводят, как правило, при максимальных нагрузках двигателя, а на судах с ВРШ также и при долевых нагрузках, 0, 25, 50, 75%.

ОБРАБОТКА ТОРСИОГРАММ

Обработка записанных торсиограмм требует особой тщательности всех измерений: амплитуд колебаний, частоты вращения, порядка колебаний.

На месте испытаний производят первичную обработку с целью выявления резонансных зон и запретных частот вращения. Просматривается качество регистрации процессов, отметок оборотов и времени. При необходимости проводится дополнительное торсиографирование.

Детальную обработку торсиограмм проводят согласно рекомендациям В.П. Терских с применением шаблона (см. рис.16):

1. нумеруются по порядку все циклы колебаний, записанные пером отметчика оборотов;
2. на каждом 10-ом или 20-ом цикле измеряются размахи колебаний и определяются числа оборотов;
3. строится контрольный график.

На контрольном графике по оси абцисс откладываются числа оборотов, по оси ординат – амплитуды колебаний в радианах или амплитуды напряжений в МПа. Контрольный график позволяет повысить качество обработки путем корректирования измерений времени и оборотов, он позволяет исключить случайные ошибки.

Итоговый этап обработки связан с определением действительных напряжений в наиболее нагруженных элементах валопровода.

Если напряжения не измерялись непосредственно при помощи тензодатчиков, то их вычисляют по данным торсиографирования. Для этого используют форму свободных колебаний. Сначала убеждаются, что частоты свободных колебаний, полученные расчетом и торсиографированием, отличаются не более, чем на 2...5%. Если расхождение больше, то проверяют правильность определения параметров системы, вносят соответствующие коррективы и уточняют частоты различных форм колебаний и масштабы напряжений.

Форма записанной кривой на торсиограмме бывает сложной, она состоит из суммы гармоник различных порядков и форм колебаний. Поэтому записанную кривую надо сначала разложить на синусоидальные составляющие, для которых в расчете имеются масштабы напряжений. Разложение обычно производится приближенно по образцам и номограммам. В ряде случаев приходится прибегать к специальным гармоническим анализаторам.

Амплитуды напряжений в валу при тензометрировании определяются по графику статической тарировки (в виде зависимости $H = f(\tau)$, где H , мм – отклонение тарировочных меток на ленте осциллографа; τ , Мпа – соответствующее напряжение).

ОФОРМЛЕНИЕ ЗАКЛЮЧЕНИЯ ПО ТОРСИОГРАФИРОВАНИЮ

Последний этап- составление заключения. На графики, построенные по результатам обработки торсиограмм наносятся кривые допускаемых амплитуд (напряжений) колебаний и отмечаются участки, лежащие выше кривой допускаемых амплитуд. Точки пересечения этих кривых определяют запретные зоны. Числа оборотов в пределах намеченных запретных зон объявляются недопустимыми для постоянной работы. Работа на границах запретной зоны разрешается.

В отчете указывается назначение данного торсиографирования, тип и место установки аппаратуры, результаты обработки и анализа торсиограмм и выводы. В отчете помещаются также дополнительные расчеты, результаты сопоставления расчетных и опытных данных по частотам, порядкам и амплитудам колебаний. К отчету также прикладываются контрольные графики, тарировочные кривые и наиболее представительные образцы торсиограмм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вихерт М.М., Доброгаев М.И. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. М.: ГНТИМЛ, 1967. 463 с.
2. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС. Л.: Изд-во «Судостроение», 1968. 304 с.
3. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие, т.1. М.-Л.: Машгиз, 1954. 426 с.
4. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие, т.2. М.-Л.: Машгиз, 1954. 386 с.
5. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие, т.3. М.-Л.: Машгиз, 1954. 326 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. КРАТКАЯ ИСТОРИЧЕСКАЯ СПРАВКА.....	3
2.ЛЕКЦИЯ 1.ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ....	5
3.ЛЕКЦИЯ 2 О ПРИВЕДЕНИИ ЛЮБОЙ КРУТИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ К ЭКВИВАЛЕНТНОЙ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЕ.....	9
4.ЛЕКЦИЯ 3. ИСТОЧНИКИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ.....	13
5.ЛЕКЦИЯ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ.....	20
6.ЛЕКЦИЯ 5. ПРИБОРЫ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ВАЛОПРОВОДАХ.....	24
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	34