

Крутильные колебания

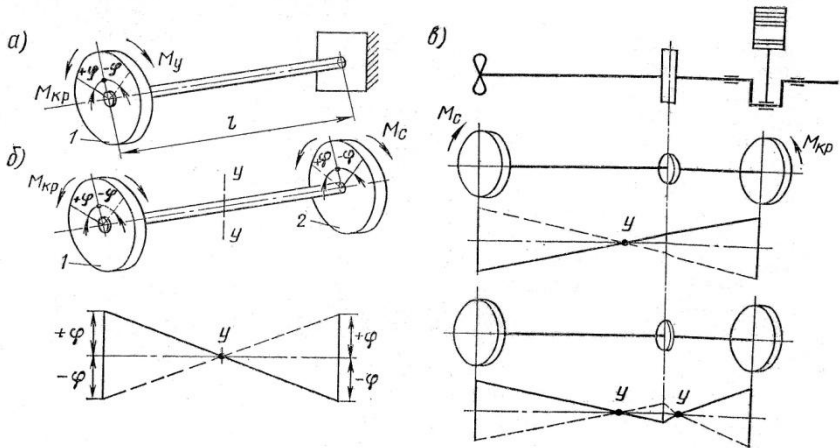


Рис. 1. Одно-, двух- и трехмассовые крутильные системы

Введение. В дизельной установке крутильные колебания испытывают коленчатый вал, промежуточные и гребной валы с навешенными на них массами (детали механизма движения отдельных цилиндров, маховик, соединительные муфты, гребной винт), связанные в единую упругую систему валопровода.

Крутильные колебания представляют собой периодические колебания в плоскости вращения навешенных на вал масс, при которых участки вала между массами скручиваются и раскручиваются под действием циклически меняющегося крутящего момента.

Любая конструкция под действием переменных сил испытывает два вида колебаний - свободные и вынужденные.

Свободные колебания. Эти колебания рассмотрим на примере простейшей крутильной системы,

состоящей из вала длиной L , жестко закрепленного одним концом, и массы в виде диска 1, центр тяжести которого лежит на оси вала (рис.1,*a*). Если к массе приложить момент $M_{кр}$, то вал окажется скрученным (в пределах упругих деформаций) на угол $+\varphi$. В скрученном валу возникнет момент от сил упругости материала вала M_y . Допустим теперь, что действие момента $M_{кр}$ мгновенно прекратится. Под действием момента M_y система будет возвращаться в исходное положение, однако вследствие инерции массы 1 она не остановится в положении равновесия и вал вновь окажется скрученным, но уже в обратном направлении (на угол $-\varphi$). Упругость вала снова вызовет поворот массы, и она по инерции перейдет через положение равновесия, т. е. процесс повторится.

Таким образом, после прекращения действия внешнего момента *система будет совершать свободные колебания только за счет сил упругости материала вала и силы инерции массы*. При этом вал будет скручиваться то в одном, то в другом направлениях. Принципиально ничего не изменится, если жесткое закрепление свободного конца вала заменить значительным сопротивлением колебаниям (например, насадить на вал гребной винт или маховик генератора) и, если во время совершения колебаний вал одновременно будет равномерно вращаться. **При отсутствии сопротивлений** свободные колебания могли бы продолжаться бесконечно долго с неизменными амплитудой и частотой.

Амплитуда колебаний (угол скручивания вала)

$$\varphi = \frac{M_{кр}l}{GI_p} = \frac{M_{кр}}{c} = M_{кр}e \quad (23)$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент,

l - длина вала,

G - модуль упругости материала вала,

I_p - полярный момент инерции сечения вала,

c - крутильная жесткость вала,

e — податливость вала.

Частота колебаний (число циклов колебаний в секунду)

$$v_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{GI_p}{\theta l}} \quad (24)$$

где θ - момент инерции массы относительно оси вала.

Рассмотренная простейшая крутильная система является одномассовой. Закрепив на свободном конце вала еще одну массу в виде диска (рис. 1,б), получим двухмассовую крутильную систему.

Если к массам 1 и 2 приложить моменты $M_{кр}$ и M_c противоположных знаков, а затем мгновенно их снять, то при упругом колебании такой системы некоторое сечение вала ($УУ$) будет оставаться в покое, т. е. угловая амплитуда (угол скручивания φ) будет равна нулю. Это сечение вала называется **узлом колебаний**. Если отложить на диаграмме (см. рис.1) в соответствующем масштабе максимальные значения угловых амплитуд масс и соединить полученные точки прямой, то получим график угловых амплитудных отклонений масс от положения равновесия, иллюстрирующий форму колебаний. У двухмассовой системы форма колебаний имеет только один узел (точка $У$) и называется одноузловой.

В общем случае у многомассовой системы с i масса-ми максимально возможное число форм колебаний равно $i-1$. Действительная крутильная схема системы валопровода является сложной многомассовой системой, но при определении частоты свободных колебаний ее обычно упрощают и приводят к трехмассовой системе: **двигатель-маховик-гребной винт** (рис. 1, б). Такая система может иметь как одноузловую, так и двухузловую формы колебаний.

Каждая форма имеет свою частоту свободных колебаний, причем, чем выше форма колебаний (т. е. чем больше узлов), тем больше частота колебаний.

Вынужденные колебания. Эти колебания в системе валопровода *возникают под действием периодически изменяющихся крутящих моментов от сил давления газов в цилиндрах и сил инерции поступательно движущихся масс*. Указанные моменты называются возмущающими и, как известно, для одного цилиндра определяются выражениями:

$$M_{\Gamma} = T_{\Gamma} R = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} R$$

$$M_j = T_j R = P_j \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} R$$

Моменты M_{Γ} и M_j являются сложными периодическими функциями и в целях упрощения анализа могут быть разложены на элементарные составляющие - гармоники, изменяющиеся по закону синуса с различными амплитудами и частотами. Например, крутящий момент от сил давления газов можно представить в виде ряда

$$M_{\Gamma} = M_{ср} + M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_k + \dots, \quad (7.25)$$

где M_{cp} - средний крутящий момент одного цилиндра за цикл; $M_1, M_2, M_3, \dots, M_k$ - текущие значения гармонических составляющих.

Подобным образом можно разложить в ряд крутящий момент от сил инерции поступательно движущихся масс. Такое разложение называется гармоническим анализом крутящего момента двигателя.

Каждая гармоника имеет свой порядок, который показывает число полных изменений гармоника за один оборот вала. Так как в четырехтактном двигателе рабочий цикл осуществляется за два оборота вала, а в двухтактном - за один, то 1, 2, 3 и k -и члены выражения (25) будут являться гармониками в двигателях: двухтактных - 1, 2, 3, k -го порядка; четырехтактных - $1/2, 1, 1\ 1/2, k/2$ -го порядка.

Каждая гармоника возбуждает в валу вынужденные колебания определенной частоты, пропорциональной порядку гармоника k и частоте вращения вала n , т. е. $v_g = kn$ кол/мин.

Наибольшие амплитуды колебаний вызывают гармоники, порядок которых равен или кратен числу вспышек в цилиндрах за один оборот вала двигателя (*главные гармоники*). Наименьший порядок главной гармоника $k = i/m$, где i - число цилиндров; m - коэффициент тактности двигателя. Остальные порядки главных гармоник будут кратны ему. Например, для шестицилиндрового четырехтактного двигателя $k = 6/2 = 3$ (кратные порядки: 6, 9, 12 и т. д.), для двухтактного двигателя $k = 6/1 = 6$ (кратные порядки: 12, 18, 24 и т. д.).

Таким образом, вынужденные крутильные колебания под действием крутящего момента можно рассматривать как сумму гармонических колебаний под действием отдельных составляющих этого момента.

Средний крутящий момент M_{cp} (постоянная составляющая полного момента) *не вызывает*

крутильных колебаний и приводит валовую систему во вращение, создавая постоянное напряжение скручивания $T_{ср}$ на участке валопровода между двигателем и гребным винтом.

Гармонические составляющие полного момента являются возмущающими моментами, вызывающими крутильные колебания, дополнительные знакопеременные напряжения $\sigma_{доп}$, которые накладываются на постоянное напряжение от $M_{ср}$, снижая прочность коленчатого вала и валопровода.

Резонанс, критическая частота вращения и запретные зоны

Совпадение частоты какой-либо формы свободных колебаний с частотой какой-либо гармонической составляющей возмущающего момента называется резонансом, а частота вращения, при которой наступает резонанс, называется критической (или резонансной) частотой.

Из равенства частот $\nu_c = \nu_g = k n$ кол./с вытекает, что критическая частота вращения

$$n_{кр} = \frac{\nu_c}{k}, \text{ с}^{-1} \quad (26)$$

При резонансе амплитуда крутильных колебаний (угол скручивания вала) и пропорциональные ей дополнительные напряжения кручения увеличиваются и могут оказаться опасными для прочности вала и вызвать его поломку (рис. 7.15, а, б). Опасные режимы работы можно определить с помощью графика (см. рис.7.15, б).

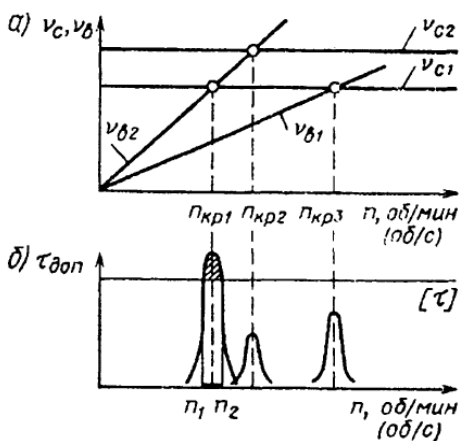


Рис. 7.15. Определение критических частот вращения и запретных зон

допускаемого напряжения от крутильных колебаний $\sigma_{доп}$ установленного из соображений усталостной прочности материала вала. Если линия допускаемого напряжения не пересекает резонансных кривых, резонансные напряжения особой опасности не представляют и режимы $n_{кр2}$ и $n_{кр3}$ допустимы для длительной работы. Режим $n_{кр1}$ опасен для длительной работы, так как прямая допускаемого напряжения отсекает на резонансной кривой участок чрезмерно больших напряжений.

Диапазон частот вращения вблизи $n_{кр1}$ ($n_1 - n_2$), называемый *критически* опасным для длительной работы.

Он является *запретной зоной*. На циферблатах тахометров запретные зоны частот вращения отмечают красными секторами. Длительная работа в пределах этой зоны недопустима, и переходить ее надо быстро.

На рис. 7.15, а резонансные частоты появляются при пересечении линий собственных колебаний вала двигателя V_{c1} и V_{c2} с двумя гармоническими составляющими вынужденных колебаний V_{B1} и V_{B2} .

На этот же график наносится линия

Критическую частоту вращения можно установить не только расчетным путем, но и при помощи специального прибора-торсиографа, позволяющего снимать с работающего двигателя графики крутильных колебаний (торсиограммы).

Внешние признаки работы двигателя в зоне критических частот вращения:

- *сильная вибрация и резкие стуки в двигателе вследствие периодического изменения угловой скорости отдельных кривошипов,*
- *нагрев отдельных участков валопровода (иногда до появления цветов побежалости) вследствие внутреннего трения частиц металла при упругих деформациях кручения.*

Если запретная зона частот вращения оказывается в области рабочих режимов двигателя, принимают меры для смещения $n_{кр}$ за пределы этой области. Для этого еще в процессе проектирования установки изменяют **частоту свободных колебаний** системы путем изменения момента инерции GI_p сечения коленчатого вала или валопровода (**изменением диаметра вала**), либо моментов инерции θl маховых масс (**изменением массы маховика, гребного вала или установкой динамических гасителей колебаний - анти-вибраторов**), здесь l - расстояние между массами, м.

Иногда прибегают к уменьшению амплитуды резонансных колебаний изменением порядка вспышек в цилиндрах (что не всегда возможно); **разделением крутильной системы** путем установки между двигателем и валопроводом гидромufты; **установкой специальных гасителей крутильных колебаний** -

демпферов (см. рис. 7.16) Общим для всех существующих типов демпферов является наличие между маховой массой и ступицей элемента с трением, поглощающего часть колебательной энергии системы. Сегодня наибольшее распространение находят силиконовые демпферы. Ступица силиконового демпфера (рис. 7.16) жестко крепится к носовому фланцу коленчатого вала, а маховик (свободная масса) размещается внутри корпуса, составляющего одно целое со ступицей. Между поверхностями маховика и корпуса демпфера имеются зазоры в 0,2-0,5 мм, заполняемые силиконовой жидкостью. Энергия крутильных колебаний поглощается трением, возникающим в вязкой среде при относительном движении маховика.

В качестве силиконовой жидкости обычно применяется полиметилсилоксановая жидкость (GVC). Она обладает рядом ценных свойств: химически инертна, малая зависимость вязкости от температуры (в сравнении с обычными моторными маслами), низкая температура застывания, хорошая смазывающая

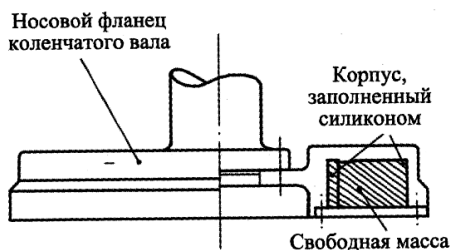


Рис. 7.16.
Силиконовый
демпфер
крутильных
колебаний

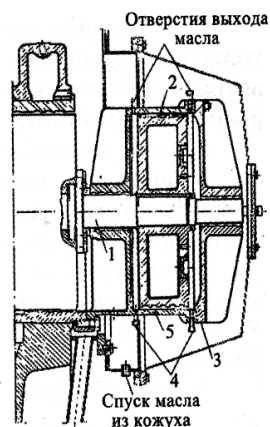


Рис. 7.17. Демпфер
продольных колебаний:
1 – вал; 2 – поршень; 3 – крышка;
4 – отверстия подвода масла;
5 – корпус демпфера

способность.

На рис. 7.17 представлен демпфер продольных колебаний, поршень которого жестко связан с валом двигателя, а корпус присоединен к остову двигателя. Полости перед поршнем и за ним заполняются маслом, поступающим под давлением из масляной магистрали. Энергия продольных колебаний гасится на перетекание масла из полостей через дросселирующие отверстия.

§ 7. 4. Продольные и крутильные колебания вала

Продольные колебания

Этот вид колебаний возникает под действием тангенциальной T и радиальной Z составляющих сил действия газов и сил инерции масс, нагружающих кривошип коленчатого вала и вызывающих деформацию колен в виде попеременного расхождения или сближения щек (рис. 7.12). В итоге вал приобретает колебания вдоль оси, которые передаются упорному подшипнику, а через него фундаменту и корпусу судна. Продольные колебания стали особенно заметными с ростом форсирования двигателей, так как увеличилось отношение p_z/p_e с 7,5 до 10. Продольные колебания возбуждаются также меняющимся упором гребного винта из-за пульсирующего характера действия воды на вращающиеся лопасти и крутильных колебаний валопровода и винта. В целях уменьшения продольных колебаний коленчатого вала и вызываемых ими вибраций судна на носовой фланец вала устанавливают гидравлический демпфер поршневого типа (см. рис. 7.17).

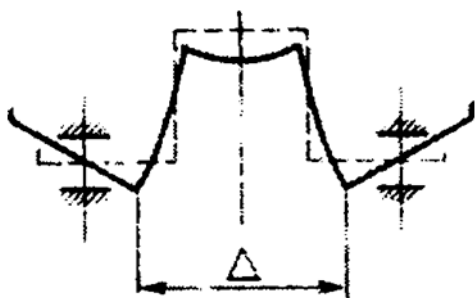


Рис. 7.12. Схема деформации кривошипа при продольных колебаниях

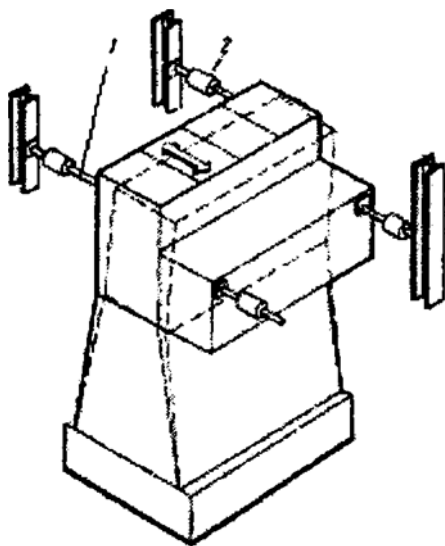


Рис. 7.13. Схема устранения поперечных колебаний (раскачивания) двигателя.

Колебания в поперечной плоскости

Малооборотный кривокопфный двигатель, имеющий большую высоту, раскачивается в поперечной плоскости под действием моментов, возникающих в пределах каждого цилиндра от нормальных сил N , передаваемых через кривокопфный узел параллелям. Частота этих колебаний невелика и равна произведению $n i$ (где i - число цилиндров). Для самого двигателя эти колебания неопасны, но они могут вызвать нежелательные высокие местные напряжения в наборе второго дна корпуса судна под фундаментом

двигателя. Чтобы этого избежать, остов двигателя в его верхней части раскрепляется с набором корпуса судна в зоне главной палубы с помощью двух пар поперечных связей 1 (рис. 7.13), снабженных эластичным гидравлическим звеном 2. Наличие этого звена позволяет сохранять постоянной силу натяжения связей вне зависимости от возможных при изменении загрузки судна (плавание в балласте или в грузу) деформаций его корпуса.

§ 7.5. Вибрация корпуса судна

При работе двигателя возникает вибрация как его самого, так и корпуса судна, особенно его кормовой оконечности, трубопроводов, механизмов и пр. Вибрация усиливается при достижении определенной частоты вращения вала двигателя, когда наступает явление резонанса. Резонансные зоны меняются при изменении загрузки судна, мест и способов крепления трубопроводов, механизмов, так как это сказывается на частоте их свободных колебаний. Иногда под действием вибрации в конструкциях образуются трещины.

Источником возмущающих сил являются:

- внешне неуравновешенные силы инерции вращающихся и поступательно движущихся масс I и II порядков, под действием которых возникают колебания в горизонтальной и вертикальной плоскостях;
- моменты сил инерции центробежных, I и II порядков, стремящиеся опрокинуть двигатель в вертикальной продольной, поперечной и

горизонтальной плоскостях, проходящих через его центр тяжести, и вызывающие изгибные колебания корпуса судна в этих плоскостях;

- опрокидывающий момент двигателя $M_{опр}$, действующий в поперечной плоскости и вызывающий колебания в этой плоскости;
- силы, вызывающие продольные колебания вала двигателя и создающие в корпусе судна колебания в диаметральной плоскости;
- крутильные колебания вследствие неравномерности создаваемого двигателем крутящего момента.

Если структура корпуса судна недостаточно прочная и двигатель работает на оборотах, частота которых совпадает с частотой свободных колебаний самого корпуса, то возникающий резонанс может привести к весьма серьезным последствиям. Единственный способ уйти от резонанса - изменить число оборотов двигателя. В последующем следует искать источник возникающих колебаний и постараться его устранить.

Ослабить вибрацию корпуса судна можно путем

локализации

колебаний двигателя введением упругой связи между ним и фундаментом. В качестве упругой связи используют

резинометаллические или пружинные

амортизаторы,

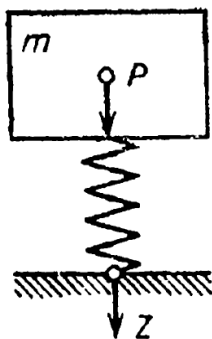


Рис. 7.18. Схема действия пружинного амортизатора

устанавливаемые между двигателем и его фундаментом.

Для того чтобы понять сущность действия амортизатора, рассмотрим упрощенную схему (рис. 7.18), в которой двигатель представлен в виде массивного тела массой m , закрепленного на пружине жесткостью C . Свободные колебания такой системы будут происходить с частотой

$$\nu_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{C/m} \text{ Гц,} \quad (7.27)$$

Вынужденные колебания тела вызываются возникающей в нем переменной силой P , частота изменения которой и соответственно частота вынужденных колебаний ν_B . Сила P , будучи неуравновешенной, через пружину частично или полностью передается основанию, возбуждая в нем также колебания. Если обозначить передаваемую силу на нижнем конце пружины через Z , то отношение $K = Z/P$, называемое *коэффициентом передачи*, может быть представлено

$$K = \frac{1}{1 - (\nu_B - \nu_c)^2} \quad (7.28)$$

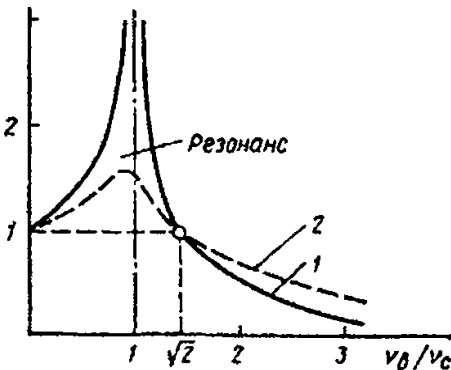
Из выражения видно, что коэффициент передачи K зависит от соотношения между частотами вынужденных и свободных колебаний тела, но поскольку частота вынужденных колебаний определяется частотой изменения силы и изменить ее нельзя, то для уменьшения коэффициента K остается единственный путь - увеличение отношения ν_B/ν_c путем уменьшения частоты свободных колебаний.

Последняя, как это следует из формулы (7.27), зависит от жесткости C пружины.

Таким образом, чтобы уменьшить силы, передаваемые двигателем судовому фундаменту, нужно добиться уменьшения коэффициента передачи K путем снижения частоты колебаний ν_c и соответствующего уменьшения жесткости C амортизатора.

На амортизаторы можно устанавливать лишь двигатели с жестким остовом, в противном случае не исключена деформация фундаментной рамы, являющейся постелью рамовых подшипников. Установка на амортизаторы требует разобцения вала двигателя с валопроводом с помощью гибкой муфты и наличия гибких соединений подходящих к нему трубопроводов, в том числе и выпускного.

$$K = Z / P$$



Из рисунка видно, что если жесткость пружины

принять бесконечно большой и, тем самым, практически исключить гибкую связь между массой и основанием, то коэффициент передачи

Рис. 7.19. Влияние отношения частот свободных и вынужденных колебаний на коэффициент передачи силы: 1 - без демпфера; 2 - с демпфером.

будет близок к единице и сила P будет полностью

передаваться

основанию. С уменьшением жесткости C коэффициент

передачи должен уменьшаться. Однако, в связи с тем, что v_B/v_C приближается к единице, когда колебания входят в резонанс, амплитуда колебаний резко возрастает, и это влечет за собой увеличение коэффициента передачи практически до бесконечности.

Обычно эластичные амортизаторы применяются при установке дизель-генераторов, имеющих общую раму и не требующих разъединения двигателя и генератора с помощью эластичных муфт (рис. 7.20).

Литература

2. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 382 с. Стр. 178-188
4. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2008.- 470 с. Стр. 231-242
5. Возницкий И. В. Судовые дизели и их эксплуатация / И.В.Возницкий, Е.Г.Михеев – М.:Транспорт, 1990. - 360 с. Стр. 272-276