

ПРИЧИНЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ РАСЦЕНТРОВОК ОСЕЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ СЭУ И СПОСОБЫ УСТРАНЕНИЯ ИХ НЕГАТИВНОГО ВЛИЯНИЯ

А. П. Попов, О. Ю. Дубинский, О. И. Савенков, А. Б. Рыбаков

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
(Николаев)*

Проблема потери эффективной мощности при её передаче от выходного вала главного двигателя судовому валопроводу, через соединительный узел «муфта – вал – муфта – редуктор», вызванная расцентровками (перекосами) осей соединяемых валов судовых агрегатов, неизбежно возникающими в процессе монтажа и эксплуатации судовых энергетических установок, является актуальной и от её успешного решения зависит как обеспечение необходимого уровня надежности систем и элементов СЭУ, так и судна в целом [1–3].

Надёжность судовых агрегатов обеспечивается при их изготовлении. Она зависит от качества изготовления составляющих их деталей, методов пооперационного технологического контроля, качества сборки механизмов и их узлов, методов испытания готовой продукции и других показателей технологического процесса. Уровень надёжности, заложенный при разработке и обеспеченный производством, в дальнейшем определяется условиями эксплуатации судовых агрегатов, периодичностью технического обслуживания и объема ремонтов и другими эксплуатационными факторами [4]. К указанным факторам, в частности, относятся и расцентровки осей соединяемых валов главных судовых агрегатов.

Расцентровка представляет собой нарушение соосности валов, то есть отклонение от номинального расположения осей в каком-либо направлении. В свою очередь, указанные отклонения называются смещениями и они, в свою очередь, подразделяются на продольные, радиальные, угловые и комбинированные (рис. 1). Следует отметить, что угловые смещения так же называют изломами. Смещение и излом осей пересчитывается по известным формулам в углы перекося осей, не превышающие, согласно ДСТУ 2747-94 (ГОСТ 5006-94 ранее ГОСТ 5006-55) на зубчатые муфты общего назначения, $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$ рад, что эквивалентно $0,5^\circ$, в связи с чем термины «расцентровка осей» и «перекос осей» являются адекватными [1, 2].

Установлено, что по истечении определенного промежутка времени с момента начала эксплуатации судов величины расцентровок осей превышают указанные допустимые значения в несколько раз и зависят от целого ряда конструктивных, технологических, эксплуатационных и специфических факторов (рис. 2) [2].

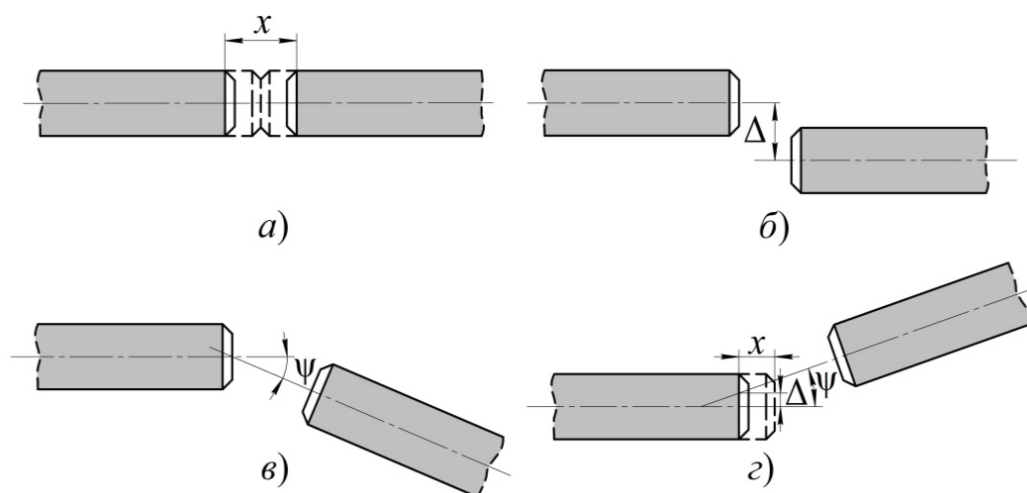


Рис. 1 – Смещение осей соединяемых валов: осевое (а), радиальное (б), угловое (в) и комбинированное (г)

ПРИЧИНЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ РАСЦЕНТРОВОК ОСЕЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ СЭУ			
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ	КОНСТРУКЦИОННЫЕ	ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ	СПЕЦИФИЧЕСКИЕ
отступления при изготовлении судовых энергетических установок и их элементов	нестандартные принципы движения судов специального назначения облеженной конструкции	условия эксплуатации и ремонта судовых энергетических установок и их элементов	специфические условия эксплуатации судов
бление и перекося зубьев зубчатого соединения	конструкции судов на подводных крыльях	тепловые расширения судовых агрегатов и их элементов	эксплуатация судов в условиях ледового плавания
бление и перекося оси зубчатой втулки	конструкции судов на воздушной подушке	деформации корпуса судна, фундаментов, двигателей и т.д.	столкновение и посадка судов на мель
смещение и перекося оси зубчатого механизма	отступления при монтаже и ремонте, погрешность приборов центровки	износ элементов и узлов трения судовых энергетических установок	резкая кормовая или носовая осадка судна
смещение и перекося оси двигателя	увеличение скорости хода судна	воздействие валопроводов и опорных реакций подшипников	неконтактные подводные, обычные и ядерные взрывы

Рис. 2 – Причины возникновения расцентровок осей соединяемых валов СЭУ

Указанные расцентровки осей существенно перегружают не только промежуточный, но и выходной и входной валы соответственно двигателя и редуктора, а также опорные подшипники, что, в свою очередь, негативно сказывается на надежности, долговечности и ремонтпригодности СЭУ, и может

приводить к отказам и внеплановым остановкам на ремонт. В свою очередь, ухудшение показателей надежности приводит к снижению безотказности плавания судна, возрастанию дополнительных затрат и затрат на ремонт, а также увеличению вероятности возникновения аварийных ситуаций.

Для устранения негативного влияния расцентровок осей соединяемых валов судовых агрегатов и, как следствие, обеспечения передачи эффективной мощности, в смонтированном оборудовании СЭУ предусмотрен контроль соосности, то есть проверка центровки осей соединяемых валов двигателей и приводных механизмов. Наиболее распространенным способом является центровка по смещению и излому осей. Общей базой при центровке двигателей внутреннего сгорания является теоретическая ось валопровода, которая представлена плазовыми точками и разметочными рисками на судовом фундаменте. Центровка газовых и паровых турбин определяется конструкцией СЭУ, в связи с чем за базовый механизм принимают, как правило, зубчатый механизм (редуктор) или главный упорный подшипник (ГУП). В среднем, на одном судне через каждые 4–5 лет осуществляется перецентровка осей соединительных валов, без учета внеплановых остановок на ремонт и аварийных ситуаций, а за весь срок службы судна число таких перецентровок составляет от 4 до 5 раз. Данный способ связан с полной остановкой энергетической установки, при этом возрастает время стоянки судов и, как следствие, уменьшается их провозоспособность, а сама перецентровка является достаточно трудоемкой и дорогостоящей с учетом затрат на оплату работникам, осуществляющим монтаж, демонтаж, центровку, наладку и прочее.

Второй способ предусматривает компенсацию вредного влияния указанных расцентровок осей за счет применения компенсирующих устройств, к которым в частности относятся и жесткие компенсирующие муфты традиционных конструкций (с бочкообразными наружными и прямыми внутренними зубьями втулок и обойм соответственно ДСТУ 2747-94). Зубчатая муфта – это устройство, состоящее из втулки с наружными и обойм с внутренними зубьями, находящимися между собой в зацеплении, с передаточным отношением, равным единице, которое помимо передачи крутящего момента и частоты вращения осуществляет компенсацию расцентровок осей соединяемых валов за счёт наличия между зубьями гарантированных величин радиальных и боковых зазоров [1–3].

Однако указанные зубчатые муфты характеризуются рядом существенных недостатков. **Во-первых**, в процессе эксплуатации зубчатых муфт в условиях расцентровок осей, при которых наблюдается крайне неравномерное распределение усилий между сопряженными парами зубьев, ухудшаются условия смазки их трущихся поверхностей, в связи с чем возрастают потери мощности на трение и снижается КПД. **Во-вторых**, при расцентровках осей соединяемых валов возрастают величины контактных напряжений между сопряженными парами зубьев, что приводит к существенному снижению нагрузочной способности по указанным напряжениям. **В-третьих**, вследствие мгновенного приложения нагрузки на сопряженные пары зубьев при расцентровках осей, которая к тому же изменяется от нулевого или

минимального значения до максимальной величины, происходит ударное нагружение зубьев, в связи с чем существенно ухудшаются виброакустические характеристики. **В-четвертых**, возникновение в зубчатом соединении муфт упругих изгибающих моментов от действия сил трения и неуравновешенных усилий оказывает отрицательное воздействие на промежуточный вал, а также на выходные валы двигателей и входные валы зубчатых передач, что в целом негативно сказывается на передаче эффективной мощности от главного двигателя судовому валопроводу [1, 2]. Частые отказы зубчатых муфт нередко приводили не только к частичному или полному выходу агрегатов из эксплуатации, но и являлись причинами невозможности использования тех или иных СЭУ на объектах. Наличие вышеуказанных проблем может приводить к отказам судовых агрегатов и, следовательно, снижению безотказности, которая является определяющей при оценке надежности судовой энергетической установки и её элементов.

Обеспечение необходимого уровня надежности как судовых энергетических установок, так и входящих в их состав элементов, является важнейшей задачей, так как выполнение других требований при недостаточной надежности теряет всякий смысл.

Судовую энергетическую установку можно рассматривать как систему, состоящую из ряда отдельных элементов, однако при оценке надежности судна в целом, которое является более сложной системой, СЭУ может рассматриваться как отдельный элемент, в связи с чем рассматриваемые понятия и определения надежности справедливы как для сложных систем, так и для отдельных элементов (деталей, узлов и агрегатов).

Количественно надёжность агрегата зависит главным образом от трёх факторов: надёжности элементов, входящих в состав главного судового агрегата; характера соединения элементов; временных характеристик (время работы элементов на данном режиме). Только совместное рассмотрение всех перечисленных факторов и их влияния на другие характеристики агрегата позволит определить требования к надёжности отдельных элементов, а также наиболее рациональные мероприятия, направленные на её повышение.

Для расчёта надёжности на основании принципиальной схемы составляется функциональная (структурная) схема агрегата, отражающая характер связей элементов в его составе, с точки зрения надёжности осуществления рабочего процесса (рис. 3). На рис. 3, *а* показана принципиальная схема главного судового агрегата, состоящего из главного двигателя 1, соединенного с редуктором 5 при помощи промежуточного вала 3, оснащенного зубчатыми муфтами 2 и 4, как видно из рис. 3, *а*, все элементы соединены последовательно, то есть функциональная схема представляет собой последовательное соединение из четырех элементов (рис.3, *б*). Отказ любого из элементов приводит к отказу всей последовательной системы. Указанная система содержит минимально необходимое для осуществления рабочего процесса число элементов (промежуточный вал не учитывается). В случае отказа (любого) из элементов система не работает, отказавший элемент восстанавливается (ремонтируется или заменяется).

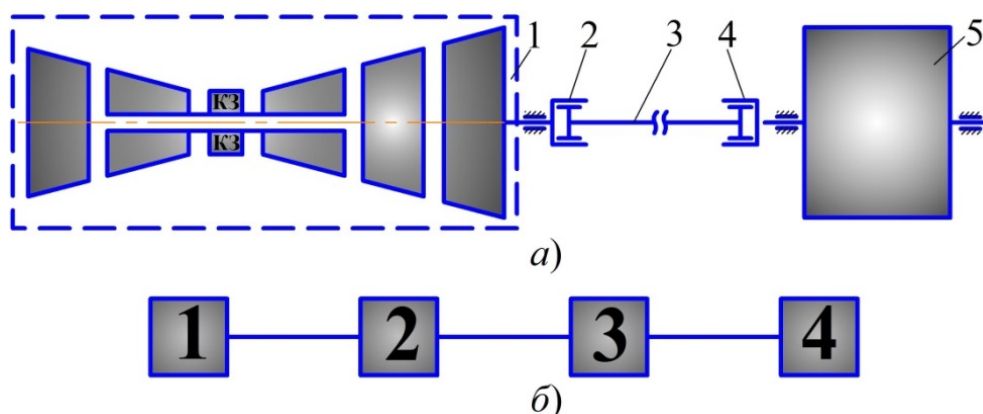


Рис. 3 – Принципиальная схема главного судового агрегата (а) и его функциональная (структурная) схема с последовательным соединением элементов (б)

Наиболее распространенной моделью внезапных отказов является модель «случайного выброса» параметра за установленный уровень, которая подходит для любых судовых механизмов, всегда имеющих ограниченную прочность, то есть имеется некоторая конечная предельная нагрузка, которую он способен выдержать без отказа. Учитывая, что уровень предельно допустимой нагрузки остается постоянным в течении всего времени эксплуатации механизма и что отказ возникает не вследствие постепенного изменения внутреннего состояния элементов механизма, а вследствие превышения предельной нагрузки, целесообразно использовать экспоненциальное (показательное) распределение при сравнительной оценке надежности главных судовых агрегатов и их элементов при перекосах осей. Кроме того, экспоненциальное распределение характеризуется сравнительной математической простотой, а также тем, что в большинстве случаев неизбежная неточность расчёта всегда идет в запас распределения.

Безотказная работа последовательной системы за время t есть событие, заключающееся в исправной работе за указанное время элементов системы 1, 2, 3 и 4. Тогда в предположении независимости отказов элементов (такое предположение, как правило, делается в теории надёжности) вероятность безотказной работы системы можно записать в виде

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t) \cdot P_4(t), \quad (1)$$

где $P_1(t)$, $P_2(t)$, $P_3(t)$, $P_4(t)$ – вероятность безотказной работы элементов 1, 2, 3 и 4 соответственно.

Вероятность отказа

$$Q(t) = 1 - P(t) = 1 - P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t) \cdot P_4(t). \quad (2)$$

Интенсивность отказов

$$\lambda(t) = f(t)/P(t) = \lambda_1(t) + \lambda_2(t) + \lambda_3(t) + \lambda_4(t), \quad (3)$$

где $f(t)$ – частота отказов (плотность распределения наработки до отказа).

Средняя наработки до отказа

$$T = \int_0^{\infty} P_1(t) P_2(t) P_3(t) P_4(t) dt. \quad (4)$$

Зависимости (1)–(4) справедливы для любых законов распределения наработки до отказа элементов и обобщены на случай последовательной системы из n элементов для экспоненциального закона табл. 1.

Табл. 1 – Параметры экспоненциального распределения

Вероятность безотказной работы $P(t)$	Вероятность отказа $Q(t)$	Частота отказов $f(t)$	Интенсивность отказов $\lambda(t)$	Средняя наработка до отказа T
$e^{-\sum_{i=1}^n \lambda_i t}$	$1 - e^{-\sum_{i=1}^n \lambda_i t}$	$\sum_{i=1}^n \lambda_i e^{-\sum_{i=1}^n \lambda_i t}$	$\sum_{i=1}^n \lambda_i$	$\frac{1}{\sum_{i=1}^n \lambda_i}$

В качестве примера рассмотрим зубчатую муфту изделия М-3 при $N = 13235$ кВт; $n = 5250$ об/мин; $z = 60$; $m = 50$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $b = 45$ мм; $b_1 = 50$ мм; $\delta_\Sigma = 5,5 \cdot 10^{-6}$ мм/Н; $R = 3250$ мм; материал – высоколегированная сталь.

$$T' = \frac{9995 \cdot N}{n} = 24075 \text{ Н} \cdot \text{м}; F_n = \frac{2T}{mz^2 \cos \alpha_w} = 2,847 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = 2,675 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Максимальное усилие, действующее на наиболее нагруженную сопряженную пару зубьев в условиях перекоса осей, можно рассчитать:

$$F_{n\max}(\gamma) = \frac{\pi F_m}{2\gamma \cos \alpha_w} + \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} \left[\left(\frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right) + \frac{mz \sin^2 \gamma}{2\pi\gamma} \right].$$

Как видно из табл. 2, увеличение углов перекосов осей приводит к уменьшению количества зубьев муфты, одновременно находящихся в зацеплении, а это означает, что одна часть зубьев будет перегруженной, а вторая недогруженной. Кроме того, при увеличении угла перекоса соответственно уменьшается средняя наработка до отказа и увеличивается интенсивность отказов.

Табл. 2 – Влияние перекосов на работоспособность зубчатых муфт

Угол перекоса осей $\psi \cdot 10^{-3}$ рад	2,5	5,0	7,5	10,0
Угол, в пределах которого зубья находятся в зацеплении (в пределах одной четверти муфты) γ , град	90	65	45	36
Максимальное усилие $F_{n\max}(\gamma) \cdot 10^3$ Н	3,823	6,545	8,936	11,001
Коэффициент перегрузки зубьев K_F	1,34	2,30	3,14	3,86
Количество зубьев, одновременно находящихся в зацеплении	60	43	30	24
Средняя наработка муфты до отказа, ч	17000	12184	8500	6800
Интенсивность отказа ЗМ, $\lambda \cdot 10^{-5}$ 1/ч	5,8824	8,2082	11,7647	14,7059

Показано, что вероятность безотказной работы судовой энергетической установки непосредственно зависит от вероятности безотказной работы зубчатых муфт, входящих в её состав, однако традиционные зубчатые муфты в условиях расцентровок осей соединяемых валов имеют неудовлетворительную работоспособность, а перецентровка является трудоемкой и дорогостоящей.

Обеспечить параметры надёжности СЭУ возможно путём применения зубчатых муфт повышенной эксплуатационной эффективности, с прямыми внутренними зубьями обоймы и внешними зубьями втулки с переменной кривизной в пределах их длины [5], которые практически не чувствительны к расцентровкам осей за счет наличия между зубьями гарантированных боковых и радиальных зазоров.

Применение указанных муфт в СЭУ, работающих, практически, как идеальный шарнир, позволит увеличить безотказность плавания судна, снизить затраты на ремонт и эксплуатацию, повысить провозоспособность судов, а также может снизить вероятность возникновения аварийных ситуаций.

Список использованной литературы

1. Попов А. П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А. П. Попов. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774 с.
2. Романовский Г. Ф. Основы трибологии судовых зубчатых муфт [Текст] / Г. Ф. Романовский, А. П. Попов. – Николаев: Изд-во НУК, 2004. – 444 с.
3. Попов А. П. Влияние смещения осей соединяемых валов на показатели надежности СЭУ [Текст] / А. П. Попов, О. И. Савенков // Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції «Судова енергетика: стан та проблеми». – Миколаїв: НУК, 2015. – Ч. 1. – С. 235–240.
4. Горбов В. М. Энциклопедия судовой энергетики [Текст] / В. М. Горбов, В. П. Кот // Учебник. – Николаев: НУК, 2013. – 607 с.
5. Патент №108010 Україна. МПК F16D 1/00, F16D 1/06, F16D 3/18. Зубчаста муфта [Текст] / О. П. Попов, О. М. Медведовський, Л. О. Попова, О. І. Савенков, – а201308624; заявл. 09.07.2013; опубл. 10.03.2015; Бюл. № 5.