

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МАШИННЫХ АГРЕГАТОВ ПРИ ПЕРЕКОСАХ ОСЕЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ ПУТЁМ ПРИМЕНЕНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Алексей Попов¹, Олег Савенков¹, Дмитрий Марченко², Антонина Савенкова¹

¹*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Пр. Героев Сталинграда, 9, г. Николаев, Украина. E-mail: savenkov.oleg@gmail.com*

²*Николаевский национальный аграрный университет
Ул. Парижской коммуны, 9, г. Николаев, Украина. E-mail: marchenko_vod@mail.ru*

Alex Popov¹, Oleg Savenkov¹, Dmitry Marchenko², Antonina Savenkova¹

¹*National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov
Pr. Heroes of Stalingrad, 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: savenkov.oleg@gmail.com*

²*Nikolaev National Agrarian University
St. Paris Commune, 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: marchenko_vod@mail.ru*

Аннотация. Показано, что повышение работоспособности машинных агрегатов при перекосах осей соединяемых валов возможно путем применения зубчатых муфт повышенной эксплуатационной эффективности. В работе приведены уравнения, с учетом перекоса осей соединяемых валов машинных агрегатов, распределения усилий между сопряженными парами зубьев зубчатых муфт, изгибающих моментов от неуравновешенных усилий и сил трения, коэффициентов полезного действия, снижения уровня вибрации и шума, а так же срока службы. Эффективность указанных зубчатых муфт подтверждена экспериментальной проверкой в статических условиях по усилиям и изгибающим моментам от неуравновешенных усилий. Применение зубчатых муфт повышенной эксплуатационной эффективности в нестационарных энергетических установках в условиях перекосов осей соединяемых валов машинных агрегатов позволит избежать отказов и внеплановых остановок на ремонт, уменьшить общий уровень вибрации и шума, снизить дополнительную нагрузку на элементы валопровода и сэкономить значительное количество материальных средств за счет избегания простоя оборудования.

Доказательства на основе новых технических решений и теоретических исследований уникальности зубчатых муфт, которые в процессе нагружения не реагируют на расцентровки осей соединяемых валов, т.е. практически работают как идеальный шарнир. Для этих муфт характерна продольная модификация наружных зубьев втулки. Указанная продольная модификация наружных зубьев выполнена в виде криволинейных образующих их боковых поверхностей, характеризующихся переменной кривизной. При этом кривизна образующих боковых поверхностей зубьев возрастает от середины зубьев к их торцам, в связи с чем радиус кривизны образующих, как величина переменная, наоборот, уменьшается от середины зубьев к их торцевым участкам.

Ключевые слова: нестационарные энергетические установки, машинный агрегат, зубчатая муфта, перекос осей, угол перекоса, усилия между зубьями, изгибающий момент, коэффициент полезного действия.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Проблема повышения работоспособности, надёжности и срока службы машинных агрегатов, при перекосах осей соединяемых валов, каждый из которых состоит из главного двигателя и зубчатой передачи, соединённых друг с другом промежуточным валом при помощи компенсирующих зубчатых муфт, является актуальной и от ее успешного решения зависит дальнейшее развитие современного машиностроения. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих научных программ и заданий практически во всех отраслях современного машиностроения, выпускающих зубчатые муфты. В наибольшей степени указанная проблема касается трансмиссий машинных агрегатов нестационарных энергетических установок эксплуатируемых в горнодобывающей, авиационной и судостроительной отрасли.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Анализ эксплуатационных характеристик нестационарных энергетических установок и выполненных исследований указывают на то, что непосредственное и отрицательное влияние на их работоспособность оказывают расцентровки осей машинных агрегатов, вызванных целым рядом технологических, конструкционных, эксплуатационных, а так же специфических причин [1, 3, 4, 9-20, 26-33].

На сегодняшний день, для устранения вредного влияния расцентровок осей решается двумя способами. Первый способ предполагает перецентровку осей, то есть приведение увеличенных норм центровки в соответствие с допускаемыми нормами, применение данного способа связано с полной оста-

новой энергетической установки, что не всегда возможно в условиях эксплуатации, кроме того, указанный способ требует значительных материальных затрат на оплату работникам осуществляющим монтаж, демонтаж, центровку, наладку и прочее [1, 3, 13, 16-20, 31]. Но в наибольшей степени финансовые потери вызваны простоем оборудования и, как следствие, невыполнением им своих функциональных обязанностей. Второй способ связан с применением компенсирующих устройств, к которым и относятся традиционные зубчатые муфты которые, например, применительно к нестационарным установкам характеризуются рядом существенных недостатков [3, 4, 16, 20].

Наиболее полно вопросы кардинального повышения эффективности зубчатых муфт и, как следствие, работоспособности машинных агрегатов путем разработок новых технических решений и методов расчёта изложены в [1, 7-20, 29, 31-33]. При этом за основу приняты зубчатые муфты с комбинированной продольной модификацией наружных и внутренних зубьев втулки и обоймы соответственно [1, 7-20, 29, 31, 32].

Перекося осей соединяемых валов машинных агрегатов негативно сказывается на работоспособности и надёжности нестационарных энергетических установок, и может приводить к их отказам и внеплановым остановкам на ремонт, увеличению вероятности возникновения аварийных ситуаций, возрастанию материальных затрат вызванных простоем оборудования и необходимостью оплаты на устранение неполадок [10, 12-15, 18-20, 29-31, 33].

Нестационарная энергетическая установка может рассматриваться, как отдельный элемент, так и система, состоящая из ряда отдельных элементов к которым, в свою очередь, относятся ответственные (главный двигатель, главная передача, потребитель т.д.) и вспомогательные (соединительные валы, опорные подшипники, жесткие подвижные муфты и прочие).

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задачей работы является исследование обеспечения работоспособности и необходимого уровня надёжности систем и элементов нестационарных энергетических установок в условиях перекося осей соединяемых валов при выполнении энергетической установкой своих функциональных обязанностей.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Решение поставленной задачи возможно путем применения зубчатых муфт повышенной эксплуатационной эффективности с комбинированной продольной модификацией зубьев позволяющих компенсировать перекося осей соединяемых валов машинных агрегатов [1-4, 9-20, 22, 26-32].

В процессе эксплуатации машинных агрегатов, как уже указывалось, их способность выполнять свои функциональные обязанности в значительной степени зависит от работоспособности традиционных зубчатых муфт, которые, например, применительно к нестационарным установкам характеризу-

ются рядом существенных недостатков [2-4, 6, 10-23, 25-32].

Во-первых, в процессе эксплуатации нестационарных энергетических установок значительно возрастают исходные величины перекося осей соединяемых валов машинных агрегатов, в связи, чем требуется перецентровка осей указанных валов. За весь срок службы необходимо произвести от четырех до пяти таких перецентровок осей. В свою очередь, для выполнения указанных перецентровок необходимы значительные денежные затраты измеряемые сотнями тысяч долларов США. Кроме того, перецентровка осей соединяемых валов приводит к простоям энергетических установок. Во-вторых, 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 машинных агрегатов. В-третьих, 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 сказывается на эффективности машинных агрегатов. В-четвертых, в процессе эксплуатации зубчатых муфт в условиях перекося осей, при которых наблюдается крайне неравномерное распределение усилий между сопряженными парами зубьев, ухудшаются условия смазки зубьев, в связи, с чем возрастают потери мощности на трение и снижается к.п.д.

Кроме того, увеличение расцентровок осей приводит к существенной перегруженности выходного и входного валов двигателя и редуктора соответственно, промежуточного вала, а также опорных подшипников, что отрицательно сказывается на передаче эффективной мощности от двигателя, через соединительный узел муфта-вал-муфта, валопроводу, в результате чего ухудшаются технико-экономические показатели и эксплуатационные характеристики нестационарных энергетических установок.

Для устранения вышеуказанных проблем возникающих в процессе эксплуатации машинных агрегатов, состоящих в подавляющем большинстве, как показано на рис.1, из двигателя 1 выходной вал 2 которого соединен с входным валом 6 зубчатой передачи 7 при помощи промежуточного вала 4 снабженного с двух сторон зубчатыми муфтами 3 и 5, следует стремиться к уменьшению вредного влияния расцентровок осей соединяемых машинных агрегатов, чего можно добиться, путем применения конструкций зубчатых муфт компенсирующих вредное влияние перекося осей судовых агрегатов, благодаря наличию между зубьями гарантированных величин радиальных и боковых зазоров и равномерному распределению усилий между всеми сопряженными парами зубьев.

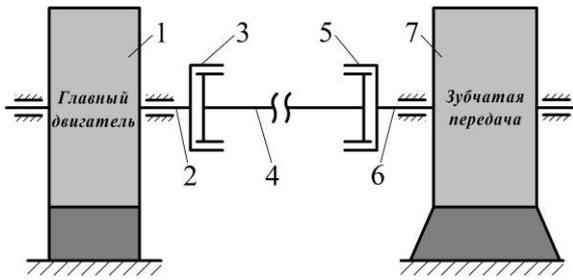


Рис. 1. Принципиальная схема главного машинного агрегата
Fig. 1. Schematic diagram of the main engine unit

В данной работе в качестве предмета исследования выступает зубчатая муфта повышенной эксплуатационной эффективности, с бочкообразными наружными 1 и скошенными относительно середины на угол ψ_0 внутренними 2 зубьями рис.2,а, которая в отличие от традиционной зубчатой муфты с бочкообразными наружными 1 и прямыми внутренними 2 зубьями рис.2,б, как будет показано далее, характеризуется рядом существенных преимуществ при перекосах осей соединяемых валов машинных агрегатов [1-5, 7-20, 22, 29, 31, 32].

ны на угол ψ_0 внутренними 2 зубьями рис.2,а, которая в отличие от традиционной зубчатой муфты с бочкообразными наружными 1 и прямыми внутренними 2 зубьями рис.2,б, как будет показано далее, характеризуется рядом существенных преимуществ при перекосах осей соединяемых валов машинных агрегатов [1-5, 7-20, 22, 29, 31, 32].

ны на угол ψ_0 внутренними 2 зубьями рис.2,а, которая в отличие от традиционной зубчатой муфты с бочкообразными наружными 1 и прямыми внутренними 2 зубьями рис.2,б, как будет показано далее, характеризуется рядом существенных преимуществ при перекосах осей соединяемых валов машинных агрегатов [1-5, 7-20, 22, 29, 31, 32].

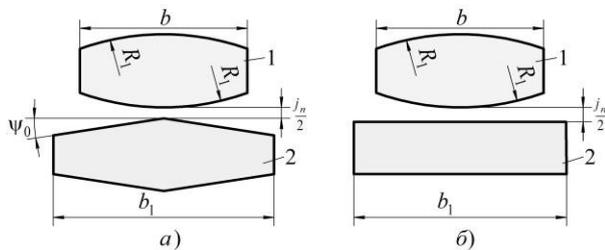


Рис. 2. Схематическое расположение наружного 1 и внутреннего 2 зубьев в среднем ненагруженном положении предложенной (а) и традиционной (б) зубчатых муфт

Fig. 2. Schematic arrangement of external and internal teeth 2 on average unloaded position (a) and conventional (b) gear couplings

В соответствии с рис. 2 имеем: R_1 – радиус бочкообразности наружного зуба, b_1 – длина внутренних зубьев, ψ_0 – угол скоса зубьев, j_n – нормальный боковой зазор между зубьями.

Для оценки влияния предлагаемых зубчатых муфт на эксплуатационные характеристики и технико-экономические показатели нестационарных энергетических установок работающих при перекосах осей соединяемых валов машинных агрегатов, следует произвести их сопоставительный анализ с традиционными зубчатыми муфтами, эксплуатируемыми в аналогичных условиях. Следует указать, что теоретические исследования законов распределения нормальных боковых зазоров и суммарных деформаций, являющихся основополагающими для определения зависимостей распределения усилий между зубьями, в достаточной мере изложены в трудах [2-4, 6, 21-23, 25]. Таким образом, исходя из найденных функций деформаций сопряженных пар зубьев [2-4, 23], представим в окончательном виде уравне-

чатой муфты с бочкообразными наружными и прямыми внутренними зубьями (угол $\psi_0 = 0$), а также для рассматриваемой зубчатой муфты (угол $\psi_0 > 0$), которые соответственно имеют вид [1, 9-12]:

$$F_n(\varphi) = \frac{\pi F_t}{\left(\frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2}{2} \right) \psi^2 \left(\frac{1}{2\delta_\Sigma} \left(\frac{2}{\sin \gamma} - \cos \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left(\frac{\sin^2 \gamma}{\gamma} - \sin 2\varphi \right) \right)} \quad (1)$$

$$F_n(\varphi) = \frac{F_t}{\left(\frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2}{2} \right) \psi^2 \left(\frac{1}{2\delta_\Sigma} \left(\frac{2}{\sin \gamma} - \cos \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left(\frac{\sin^2 \gamma}{\pi} - \sin 2\varphi \right) \right)} \quad (2)$$

$$F_n(\varphi) = \frac{\pi F_t}{\left(\frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \psi^2 \left(\frac{1}{2\delta_\Sigma} \left(\frac{2}{\sin \gamma} - \cos \varphi \right) + \frac{R_1\psi_0\psi}{\delta_\Sigma \cos \alpha_w} \left(\frac{1}{\gamma} - \cos \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left(\frac{\sin^2 \gamma}{\gamma} - \sin 2\varphi \right) \right)} \quad (3)$$

$$F_n(\varphi) = \frac{F_t}{\left(\frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \psi^2 \left(\frac{1}{2\delta_\Sigma} \left(\frac{2}{\sin \gamma} - \cos \varphi \right) + \frac{R_1\psi_0\psi}{\delta_\Sigma \cos \alpha_w} \left(\frac{1}{\pi} - \cos \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left(\frac{2}{\pi} - \sin 2\varphi \right) \right)} \quad (4)$$

где: $F_t = 2T/mz^2$ – окружное усилие, действующее на любую сопряженную пару зубьев при отсутствии перекоса осей, T – крутящий момент, передаваемый зубчатой муфтой, m – модуль зацепления, z – число зубьев, α_w – угол зацепления, φ – углы поворота зубьев, ψ – угол перекоса осей, δ_Σ – суммарная податливость сопряженной пары зубьев, принимаемая равной $(5,5 \dots 6,5) \cdot 10^{-6}$ мм/Н, γ – параметрический угол, в пределах которого зубья находятся в зацеплении, причём $0 < \gamma \leq \pi/2$.

Если в уравнениях (1), (2) и (3), (4) принять текущий угол $\varphi = 0^\circ$, то зависимости максимальных нормальных усилий, действующих на наиболее нагруженные сопряженные пары зубьев, примут вид:

ния	н	ния усилий $F_n(\varphi)$ для
изме	е	традиционной зуб-

$$F_{n \max}(\gamma) = \frac{\pi F}{t} \cos 2\gamma \alpha_w$$

$$+ \left| \frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right| \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} \left(\frac{1}{2} - \frac{\sin 2\gamma}{2} \right) + \frac{mz\psi^2 \sin^2 \gamma}{8\delta_\Sigma \gamma}, \quad (5)$$

$$F_{n \max} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} + \frac{R_1}{\cos \alpha_w} \frac{\cos \alpha_w}{2} \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} \frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma} + \left| \frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right| \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} \left(\frac{1}{2} - \frac{\sin 2\gamma}{2} \right) + \frac{mz\psi^2 \sin^2 \gamma}{8\delta_\Sigma \gamma}, \quad (6)$$

$$F_{n \max}(\gamma) = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} + \frac{R_1}{\cos \alpha_w} \frac{\cos \alpha_w}{2} \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} \frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma} + \left| \frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right| \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} \left(\frac{1}{2} - \frac{\sin 2\gamma}{2} \right) + \frac{R_1 \psi_0 \psi}{\delta_\Sigma \cos \alpha_w} \left(1 - \frac{\sin \gamma}{\gamma} \right) + \frac{mz\psi^2 \sin^2 \gamma}{8\delta_\Sigma \gamma}, \quad (7)$$

$$F_{n \max} = \frac{F}{\cos \alpha_w} + \left| \frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right| \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} - \frac{(\pi - 2)R_1 \psi_0 \psi}{\pi \delta_\Sigma \cos \alpha_w} + \frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma}. \quad (8)$$

Уравнение (1), (3), (5) и (7) соответствуют случаю, когда при перекосе осей соединяемых валов агрегатов часть зубьев передает нагрузку в пределах угла γ в одной четверти муфты, а в пределах всей муфты – углом 4γ . Следовательно, наружные и внутренние зубья муфты в пределах угла $2\pi - 4\gamma = 2(\pi - 2\gamma)$ являются ненагруженными. Если имеет место неравенство $F_t < R_1 \psi^2 \cos \alpha_w / 4\delta_\Sigma$, то в зацеплении участвуют лишь часть зубьев (угол $\gamma < 90^\circ$). При $F_t > R_1 \psi^2 \cos \alpha_w / 4\delta_\Sigma$ в зацеплении участвуют все зубья, в связи, с чем угол $\gamma = 90^\circ$.

Для определения параметрического угла γ , входящего в уравнения (1), (3), (5) и (7) следует воспользоваться кривой (рис. 3).

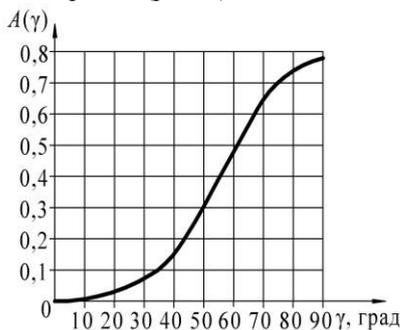


Рис.3. Функция $A(\gamma)$ параметрического угла γ
 Fig. 3. Function $A(\gamma)$ parametric angle γ

При этом функция $A(\gamma)$ определяется из уравнения

$$A(\gamma) = \frac{\gamma (\sin \gamma - \gamma \cos \gamma) \cos \gamma}{2 \left(\frac{R_1 \psi^2 \cos \alpha_w}{\pi F_t \delta_\Sigma} \right)}. \quad (9)$$

В случае равномерного распределения усилий между зубьями при перекосах осей соединяемых валов агрегатов, что характерно только лишь для исследуемой зубчатой муфты с бочкообразными наружными и скошенными на угол ψ_0 внутренними

$F_{n \max} = F_n = F_t / \cos \alpha_w = const$ и равенство нулю суммы второго, третьего и четвертого слагаемых указанного уравнения, а именно:

$$\left(\frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} \left(\frac{1}{2} - \frac{\sin 2\gamma}{2} \right) + \frac{mz\psi^2 \sin^2 \gamma}{8\delta_\Sigma \gamma} - \frac{(\pi - 2)R_1 \psi_0 \psi}{\pi \delta_\Sigma \cos \alpha_w} + \frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma} = 0, \quad (10)$$

исходя из которого, определим угол скоса $\psi_0 = \frac{\psi}{4(\pi - 2)} \left[\frac{\pi + \left| \frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right| \left(\frac{1}{2} - \frac{\sin 2\gamma}{2} \right) + \frac{mz\psi^2 \sin^2 \gamma}{8\delta_\Sigma \gamma}}{\frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma}} \right]$

Уравнение (10) позволяет определить такое значение угла скоса ψ_0 внутренних зубьев обоймы, при котором в соответствии с известным параметром продольной модификации наружных зубьев втулки

(радиус R_1) и заданными величинами m, z, α_w и ψ усилия равномерно распределяются при перекосах осей между зубьями (эпюра 1, рис. 4).

При угле $\psi_0 = 0$, что соответствует традиционной зубчатой муфте с бочкообразными наружными и прямыми внутренними зубьями, наблюдается высокая степень неравномерности распределения передаваемой нагрузки между всеми сопряженными парами зубьев, участвующими в зацеплении (эпюра 2, рис. 4). Угол скоса ψ_0 , определяемый по формуле (10), всегда меньше заданного угла перекоса осей ψ .

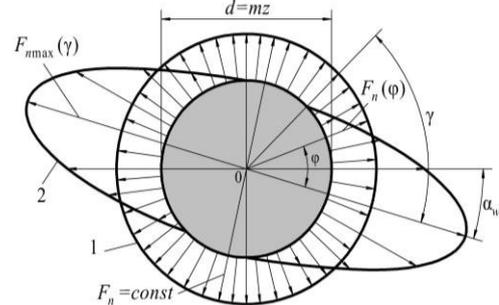


Рис. 4. Эпюры 1 и 2 распределения усилий соответственно при $\psi_0 > 0$ и $\psi_0 = 0$

Fig. 4. Diagrams 1 and 2 force distribution, respectively, at $\psi_0 > 0$ and $\psi_0 = 0$

В работах [1, 7, 9] показано, что нагрузочная способность исследуемых зубчатых муфт со скошенными зубьями ($\psi_0 > 0$) выше таковой традиционной зубчатых муфт (угол $\psi_0 = 0$) при углах перекоса осей $\psi = (5 \dots 8,7) \cdot 10^{-3}$ рад соединяемых валов машинных агрегатов примерно в 2...4 раза.

Таким образом, при заданных величинах m, z, α_w, a, R и ψ всегда можно найти такое значение угла скоса ψ_0 зубьев, при котором нагрузка при перекосе распределяется равномерно между всеми сопряженными парами зубьев, в связи, с чем указанную зубчатую муфту можно считать практически нечувствительной к перекосам осей. Как следствие, при применении исследуемых зубчатых муфт, отпадает надобность дорогостоящих перекосов осей со-

единяемых валов машинных агрегатов, что приводит к повышению работоспособности и надежности

всей энергетической установки и значительной экономии материальных средств [12-15, 29, 31].

Теоретические исследования упругих изгибающих моментов базируется на функциях распределе-

ния усилий $F_n(\varphi)$ между сопряженными парами зубьев (1), (2), (3) и (4). В соответствии с которыми, уравнение для определения изгибающего момента от сил трения, для случая эксплуатации предлагаемой зубчатой муфты у которой все зубья находятся в зацеплении ($\gamma = \pi/2$), будет выглядеть [8, 27]:

$$M_{\text{тр}} = \frac{2rzf_{\text{тр}} \left[\frac{F_t}{R_1} \left(\frac{mz\alpha_w}{\cos \alpha_w} \right) \psi^2 \right]}{\pi \left[\frac{\cos \alpha_w}{\cos \alpha_w} \left(\frac{2}{2} \right) 2\delta_\Sigma - \frac{(\pi^2 - 8)R_1\psi_0\psi - (2\pi - 6)mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma \cos \alpha_w} - \frac{(2\pi - 6)mz\psi^2}{24\pi\delta_\Sigma} \right]} \quad (11)$$

Упругий изгибающий момент от действия неуравновешенных усилий вследствие перекоса осей соединяемых валов машинных агрегатов, для случая, когда при передаче муфтой крутящего момента все сопряженные пары зубьев участвуют в зацеплении ($\gamma = \pi/2$), имеет вид [8, 27]:

$$M = \frac{R_1z\psi \left[\frac{F_t}{R_1} \left(\frac{mz\alpha_w}{\cos \alpha_w} \right) \psi^2 \right]}{2 \left[\frac{\cos \alpha_w}{\cos \alpha_w} \left(\frac{2}{2} \right) 8\delta_\Sigma - \frac{2R_1\psi_0\psi}{3\pi\delta_\Sigma \cos \alpha_w} \right]} \quad (12)$$

С учетом полученных выражений (11)-(12) результирующую величину упругого изгибающего момента от действия неуравновешенных усилий и сил трения необходимо определять по формуле

$$M_\Sigma = \sqrt{(M + M_{\text{тр}} \sin \alpha_w)^2 + M_{\text{тр}}^2 \cos^2 \alpha_w} \quad (13)$$

По результатам расчетных данных (13) подтвержденных экспериментальными исследованиями [8] установлено, что величины упругих изгибающих моментов в зубчатых муфтах с продольной модификацией внутренних и наружных зубьев примерно в 1,5...2,6 раза ниже таковых, имеющих место в традиционных зубчатых муфтах [2, 22]. Что, в свою очередь, приводит к существенному уменьшению дополнительной нагрузки на входные и выходные валы редукторов и двигателей соответственно, а также валопроводы и их элементы.

При рассмотрении вопроса по определению КПД машинных агрегатов, следует учесть что, КПД зубчатых муфт, размещенных на краях промежуточного вала, соединяющих выходной вал двигателя с входным валом редуктора, как правило, не учитывается в связи с относительно невысокими потерями мощности на трение в зубчатых муфтах в сравнении с зубчатыми передачами. Однако в условиях перекосов осей соединяемых валов машинных агрегатов рис. 5, выраженных в виде смещения и излома [16, 20], потери в зубчатых муфтах значительно увеличиваются, и, как правило, превышают установленные применительно к ним нормы, в связи с чем зубчатые муфты не могут в полной мере выполнять свои функциональные обязанности, что, в общем, негативно сказывается на работоспособности всей установки.

Решение задачи по определению КПД предлагаемой зубчатой муфты, проведем исходя из основ решения подобных задач, изложенных в [2, 5, 17-19, 22, 32, 33].

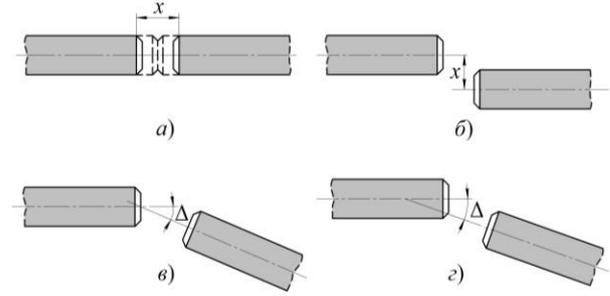


Рис. 5. Смещения осей соединяемых валов машинных агрегатов: продольное (а), радиальное (б), угловое (излом) (в), комбинированное (г)

Fig. 5. Displacement of the shafts of the axes of machine units: longitudinal (s), the radial (s), angular (fracture) (c) combined (g)

В общем случае КПД, как известно, выражается зависимостью

$$\eta = 1 - \varphi_0 \quad (14)$$

где: φ_0 – коэффициент потерь, характеризующий отношением мощности потерь $N_{\text{пот}}$ к полезной мощности N .

Определение полезной мощности производится по общеизвестным формулам, а именно:

$$F_t = \frac{2T}{dz} = \frac{2T}{mz^2}, \quad T = \frac{9550N}{n} \quad \text{и} \quad V = \omega r = \frac{\pi dn}{60}$$

В результате преобразования, полезная мощность, в конечном счете, примет вид:

$$N = \frac{mz^2 \omega F_t}{2 \cdot 10^3}, \quad (15)$$

где: $d = mz$ – диаметр зубчатой муфты, r – радиус зубчатой муфты, n – число оборотов зубчатой муфты, об/мин, ω – угловая скорость, 1/с.

Мощность потерь в соответствии с [2, 5, 17, 19, 22, 32] определяется следующим образом

$$N_{\text{пот}} = \frac{f_{\text{тр}}}{10^3} \sum_n \Sigma F_n(\varphi) V_{\text{ск}}(\varphi), \quad (16)$$

где: $V_{\text{ск}}(\varphi) = \omega r \psi \cos \varphi$ – скорость скольжения наружных зубьев втулки относительно внутренних зубьев обоймы, вызванная перекосом осей соединяемых валов, $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения, принимаемый равным 0,045...0,060 [22].

Сумма произведений нормальных усилий $F_n(\varphi)$ для всех контактирующих зубьев на соответствующие скорости скольжения $V_{\text{ск}}(\varphi)$ примет вид

$$\Sigma F_n(\varphi) V_{\text{ск}}(\varphi) = 4 \int_0^\gamma \omega_n(\varphi) V_{\text{ск}}(\varphi) d\varphi, \quad (17)$$

где: $\omega_n(\varphi) = zF_n(\varphi)/2\pi$ – интенсивность нормальных усилий, Н/рад.

Таким образом, исходя из уравнения (3), характеризующего распределение нормальных усилий между сопряженными парами зубьев, запишем с учётом выражений (14) – (17) зависимость КПД рассматриваемой зубчатой муфты

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{\text{тр}}}{\cos \alpha_w} \times$$

СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ ПУТЁМ ПРИМЕНЕНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

$$\times \left\{ \frac{\pi \sin \gamma}{2\gamma} + \frac{R\psi^2}{4\delta_\Sigma F_t} \left[\left(1 - \frac{\sin \gamma}{\gamma} \right) \frac{\sin 2\gamma}{2} + \gamma - \sin \gamma \right] + \frac{R\psi_0\psi}{\delta_\Sigma F_t} \left(\frac{\sin^2 \gamma}{\gamma} - \frac{\gamma}{2} - \frac{\sin 2\gamma}{4} \right) \right\}. \quad (18)$$

Если при перекосе осей все сопряженные пары зубьев передают полезную нагрузку, то в этом случае, приняв угол $\gamma = \pi/2$, преобразуем уравнение (18) к виду:

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{тр}}{\cos \alpha_w} \left[1 + \frac{(\pi - 2)R\psi^2}{8\delta_\Sigma F_t} - \frac{(\pi^2 - 8)R\psi\psi_0}{4\pi\delta_\Sigma F_t} \right]. \quad (19)$$

При угле перекоса $\psi_0 = 0$ уравнения (18) и (19) будут сведены к выражениям, характерным для традиционных зубчатых муфт с бочкообразными наружными и прямыми внутренними зубьями [2, 22, 32]:

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{тр}}{\cos \alpha_w} \times \left\{ \frac{\pi \sin \gamma}{2\gamma} + \frac{R\psi^2}{4\delta_\Sigma F_t} \left[\left(1 - \frac{\sin \gamma}{\gamma} \right) \frac{\sin 2\gamma}{2} + \gamma - \sin \gamma \right] \right\}. \quad (20)$$

$$\eta = \frac{2\psi f_{тр}}{\cos \alpha_w} \left[1 + \frac{(\pi - 2)R\psi^2}{8\delta_\Sigma F_t} \right]. \quad (21)$$

При выводе уравнений (18) – (21) слагаемые $mz\alpha_w\psi^2/4\delta_\Sigma$ и $mz\psi^2/8\delta_\Sigma$, входящие в функцию $F_n(\varphi)$, не учитывались в силу их малых величин по сравнению с величинами других слагаемых. Кроме того, указанные слагаемые имеют разные знаки.

Из сравнения расчетных данных по формулам (18) – (21) следует, что потери мощности на трение в высокоэффективных зубчатых муфтах примерно в три раза ниже по сравнению с традиционными муфтами [32].

Наиболее целесообразно учитывать КПД зубчатых муфт совместно с КПД передачи, так как, во-первых, в качестве главной передачи могут использоваться, не только механические, а гидравлические или электрические, а во-вторых, могут использоваться различные виды муфт, таким образом, получим зависимость КПД передачи, с учетом зависимостей (18) – (21) в общем виде будет выглядеть [17,

19, 32]:

$$\eta_n = \eta_p \eta_{m1} \eta_{m2}, \quad (22)$$

где: η_p – КПД редуктора, η_{m1} , η_{m2} – КПД зубчатых муфт.

Таким образом, углы перекосов осей соединяемых валов машинных агрегатов уже учтены в зависимостях (18) – (21), а потери на промежуточном валу не учитываются, что связано с компенсирующими способностями зубчатых муфт.

Для примера рассмотрим определение эффективного КПД газотурбинного агрегата судовой энергетической установки мощностью $N_e = 16500$ МВт по методике [24] с учетом влияния перекосов осей соединяемых валов, с использованием традиционной и предлагаемых зубчатых муфт (табл. 1). При этом, зубчатые муфты характеризуются

следующими данными: $z = 46$ – число зубьев; $m = 6$ мм – модуль; $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления; $R = 2700$ мм – радиус бочкообразности наружных зубьев.

Таблица 1. Численные значения эффективного КПД ГТА в зависимости от увеличения угла перекоса осей соединяемых валов с учетом предлагаемых и традиционных зубчатых муфт

Table 1. The numerical values of effective GTA efficiency depending on the increase in the angle of misalignment of the shafts, taking into account the proposed and conventional gear couplings

Угол перекоса осей $\psi \cdot 10^3$ рад	КПД традиционной муфты $\eta_{m,тр}$	КПД предлагаемой муфты η_p	КПД редуктора с традиционными муфтами $\eta_{p,тр}$	КПД редуктора с предлагаемыми муфтами η_p	Эффективный КПД ГТА с традиционными муфтами $\eta_{e,тр}$	Эффективный КПД ГТА с предлагаемыми муфтами η_e
0,00	0,9999	0,9999	0,9800	0,9798	0,3640	0,3640
2,50	0,9997	0,9997	0,9794	0,9794	0,3638	0,3638
5,00	0,9993	0,9994	0,9786	0,9788	0,3635	0,3636
7,50	0,9985	0,9990	0,9771	0,9780	0,3629	0,3633
10,0	0,9974	0,9985	0,9749	0,9771	0,3621	0,3629
12,5	0,9956	0,9978	0,9714	0,9757	0,3608	0,3624

Как следует из табл. 1, конструкция зубчатой муфты с бочкообразными наружными зубьями втулки и симметрично скошенными под определенным углом ψ к горизонтальной линии внутренними зубьями обоймы характеризуется меньшими потерями на трение примерно в 3 раза по сравнению с традиционными муфтами, в условиях расцепровок осей. А это, в свою очередь, позволяет уменьшить потери эффективной мощности, при её передаче валопроводу, и тем самым повысить коэффициент полезного действия машинного агрегата при перекосах осей соединяемых валов.

В соответствии с решениями [3, 10, 12, 14, 18, 29, 31, 33] уравнения снижения уровня вибрации и шума ΔL в децибелах (дБ) предлагаемых зубчатых муфт, для случаев нахождения части зубьев (угол $\gamma < \pi/2$) и всех зубьев (угол $\gamma = \pi/2$) в зацеплении имеют вид:

$$\Delta L = 20 \lg \left\{ 2 + \frac{\pi \psi^2 \cos \alpha_w}{4F_t \delta_\Sigma} \times \left[\frac{R_1}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right) + \frac{mz \sin^2 \gamma}{2\gamma} \right] \right\}, \quad (23)$$

$$\Delta L = 20 \lg \left\{ 1 + \frac{\psi^2 \cos \alpha_w}{2\pi} \times \left[\frac{R_1}{\cos \alpha_w} + mz \left(\frac{4F_t \delta_\Sigma}{2 - \pi \alpha_w} \right) \right] \right\}. \quad (24)$$

Из анализа уравнений (23) – (24) следует, что уровень вибрации и шума в предлагаемых зубчатых муфтах ниже по сравнению с традиционными, в пределах величин углов перекоса осей

$\psi = (5,0 \dots 8,7) \cdot 10^{-3}$ рад, примерно на 5...12 дБ [3, 10, 12, 14, 18, 29, 31].

Увеличение относительной долговечности предлагаемой зубчатой муфты с учетом износа зубьев при перекосах осей соединяемых валов машинных агрегатов, исходя из [22], будет иметь вид

$$T = \left(\frac{1 - c_2 / (F_{n \max}^T)^{0,58}}{1 - c_2 / (F_{n \max}^n)^{0,58}} \right)^2 \cdot \left(\frac{F_{n \max}^T}{F_{n \max}^n} \right)^{1,13}, \quad (25)$$

где: c_2 – коэффициент, учитывающий взаимное влияние смазки, технологии и размеров зубчатых муфт на износостойкость зубьев, $F_{n \max}^T$, $F_{n \max}^n$ – максимальные усилия, действующие на зубья традиционной и предлагаемой зубчатых муфт соответствующие уравнениям (6) и (8).

Оценка повешения срока службы исследуемых в сравнении с традиционными зубчатыми муфтами при перекосах осей машинных агрегатов определенная по зависимости (25) представлена в табл. 2.

Таблица 2. Увеличение срока службы исследуемых в сравнении с традиционными зубчатыми муфтами при перекосах осей машинных агрегатов

Table 2. Increasing the lifetime of the test compared to conventional gear coupling with misalignment of machine units

Угол перекоса осей $\psi \cdot 10^3$, рад	Максимальные усилия, в традиционной муфте $F_{n \max}$, Н	Максимальные усилия, в исследуемой муфте $F_{n \max}$, Н	Увеличение срока службы предлагаемой зубчатой муфты T , раз
2,5	5188,68	4299,69	1,2565
5,0	7855,65	4299,69	2,0780
7,5	12300,61	4299,69	3,5862
8,7	15065,73	4299,69	4,5881

Как видно, из табл. 2 при углах перекоса осей равных $\psi = (5,0 \dots 8,7) \cdot 10^{-3}$ рад, срок службы исследуемой зубчатой муфты в 2...4,5 раза выше традиционной.

Из вышеприведенной информации следует, что применение зубчатых муфт повышенной эксплуатационной эффективности в нестационарных энергетических установках в условиях перекосов осей соединяемых валов машинных агрегатов позволит обеспечить их работоспособность до плановых остановок на ремонт, и сэкономить значительное количество материальных средств за счет избегания простоя оборудования.

ВЫВОДЫ

1. Установлено, что повышение работоспособности главных машинных агрегатов с соединительными узлами «муфта-вал-муфта», при перекосах осей соединяемых валов, возможно путем замены традиционных зубчатых муфт на зубчатые муфты повышенной эксплуатационной эффективности с комбинированной продольной модификацией наружных и внутренних зубьев втулок и обойм.

2. Зубчатые муфты повышенной эксплуатационной эффективности, с бочкообразными наружными и скошенными относительно середины на угол ψ_0 внутренними зубьями, в отличие от традицион-

ных зубчатых муфт, с бочкообразными наружными и прямыми внутренними зубьями, при перекосах осей соединяемых валов машинных агрегатов в пределах $\psi = (5,0 \dots 8,7) \cdot 10^{-3}$ рад, характеризуется рядом существенных преимуществ, а именно: повышением нагрузочной способностью примерно в 2...4 раза, увеличением срока службы в 2,1...4,5 раза; снижением величин упругих изгибающих моментов в 1,5...2,6 раза и потерь мощности на трение примерно в 3 раза, а также уменьшением уровня вибрации и шума на 5...12 дБ. Результаты теоретических исследований подтверждены экспериментальной проверкой в статических условиях на ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».

3. Обосновано, что применение зубчатых муфт повышенной эксплуатационной эффективности в нестационарных энергетических установках в условиях перекосов осей соединяемых валов машинных агрегатов позволит уменьшить общий уровень вибрации и шума, снизить дополнительную нагрузку на выходные и входные валы двигателей и редукторов и элементы валопровода, снизить вероятность возникновения отказов, и как следствие, избежать внеплановых остановок на ремонт, тем самым сэкономить значительное количество материальных средств, за счет избегания простоя оборудования и отсутствия необходимости проведения центровки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Попов А.П. 2011.** Контактная прочность зубчатых муфт с продольно модифицированными зубьями. [Текст] / Алексей Попов, Олег Савенков // Lublin (Poland). Изд-во Motrol, Том 13А. 167 – 176.
2. **Попов А.П. 1985.** Зубчатые муфты в судовых агрегатах [Текст] / А.П. Попов. Л.: Судостроение. 240.
3. **Попов А.П. 2008.** Контактная прочность зубчатых механизмов [Текст] / А.П. Попов. Николаев: Изд-во НУК. 580.
4. **Попов А.П. 2010.** Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А.П. Попов. Николаев: Изд-во Атолл. 774.
5. **Попов А.П. 1983.** КПД зубчатых муфт судовых агрегатов А.П. Попов, Ю.В. Корчагин // Динамика и прочность судовых машин: Сб. науч. тр. Николаев: НКИ. 47 – 55.
6. **Попов А.П. 2003.** Контактная прочность зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов машин и механизмов [Текст] / А.П. Попов, Г.Ф. Романовский, Е.Е. Лучинков, Е.Ю. Форносов // Зб. докл. Междунар. науч.-техн. конф. Харьков. 104 – 114.
7. **Попов А.П. 2010.** Экспериментальное исследование нагрузочной способности зубчатых муфт [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков // Вестник Инженерной академии Украины. Киев. Вып. № 3-4. 203 – 209.

8. **Попов А.П. 2011.** Экспериментальное исследование изгибающих моментов в зубчатой муфте с продольной модификацией зубьев [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков // Вестник Инженерной академии Украины. Киев. Вып. № 1. 219 – 225.
9. **Попов А.П. 2011.** Повышение контактной прочности зубчатых муфт путем модификации зубьев [Текст] / А.П. Попов, Ю.Н. Кипреев, О.И. Савенков // Вестник НТУ(ХПИ). Харьков: Тематический выпуск машиноведения и САПР, №51. 137 – 147. (Украина).
10. **Попов А.П. 2013.** Инновационные зубчатые муфты судовых энергетических установок [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков, Л.А. Попова // Вестник Национального технического университета "ХПИ". Сборник научных трудов. Серия: Проблемы механического привода. Х.: НТУ "ХПИ". №41(1014). 99 – 108. (Украина).
11. **Попов А.П. 2015.** Влияние продольной модификации зубьев на контактную прочность зубчатых муфт [Текст] / А.П. Попов, М.Г. Мозговой, О.И. Савенков // Вестник Национального технического университета "ХПИ". Сборник научных трудов. Серия: Машиноведение и САПР. Харьков: НТУ "ХПИ". №31 (1140). 66 – 74. (Украина).
12. **Попов А.П. 2012.** Разработка инновационных зубчатых муфт судовых энергетических установок [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков // Мат. междунар. науч. – техн. конф. "Инновации в судостроении и океанотехнике". Николаев: НУК. 246 – 248.
13. **Попов А.П. 2012.** Повышение эффективности судовых дизель - редукторных агрегатов [Текст] / А.П. Попов, А.М. Медведовский, О.И. Савенков // II Междунар. науч. – техн. конф. "Современное состояние и проблемы двигателестроения". Николаев: НУК. 14 – 17.
14. **Попов А.П. 2013.** Применение инновационных зубчатых муфт в судовых энергетических установках [Текст] / А.П. Попов, А.М. Медведовский, О.И. Савенков // Тезисы докладов Международной научно-технической конференции "Судовая энергетика: состояние и проблемы". Николаев: НУК. 280 – 282.
15. **Попов А.П. 2014.** Повышение эффективности главных турбозубчатых агрегатов [Текст] / А.П. Попов, А.М. Медведовский, О.И. Савенков // Мат. междунар. науч. – техн. конф. "Инновации в судостроении и океанотехнике". Николаев: НУК. 212 – 215. (Украина).
16. **Попов А.П. 2014.** Пути снижения влияния расцентровок осей судовых энергетических установок [Текст] / А.П. Попов, М.Г. Мозговой, О.И. Савенков // Мат. междунар. науч. – техн. конф. "Инновации в судостроении и океанотехнике". Николаев: НУК. 237 – 239. (Украина).
17. **Попов А.П. 2015.** Влияние зубчатых муфт на эффективный КПД ГТА в условиях перекосов осей соединяемых валов [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков // Мат. междунар. науч. – техн. конф. "Инновации в судостроении и океанотехнике". Николаев: НУК. 206 – 209. (Украина).
18. **Попов А.П. 2015.** Повышение эффективности ГТЗА [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков // Тезисы докладов Международной научно - технической конференции "Судовая энергетика: состояние и проблемы". Николаев: НУК. Ч.1. 55 – 59.
19. **Попов А.П. 2015.** Повышение показателей энергоэффективности ГТА в условиях расцентровок осей соединяемых валов [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков // Тезисы докладов Международной научно - технической конференции "Судовая энергетика: состояние и проблемы". Николаев: НУК. Ч.1. 187 – 191.
20. **Попов А.П. 2015.** Влияние смещения осей соединяемых валов на показатели надежности СЭУ [Текст] / А.П. Попов, О.И. Савенков // Тезисы докладов Международной научно - технической конференции "Судовая энергетика: состояние и проблемы". Николаев: НУК. Ч.1. 235 – 240.
21. **Поляков В.С. 1979.** Справочник по муфтам [Текст] / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский // Под. ред. В.С. Полякова. 2-е изд., испр. и доп. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд – ние. 344.
22. **Романовский Г.Ф. 2004.** Основы трибологии судовых зубчатых муфт [Текст] / Г.Ф. Романовский, А.П. Попов. Николаев: Изд-во НУК. 444.
23. **Романовский Г.Ф. 2005.** Основы расчета и проектирования компенсирующих зубчатых муфт судовых агрегатов [Текст] / Г.Ф. Романовский, О.П. Попов // Учебное пособие. Николаев: НУК. 40.
24. **Романовский Г.Ф. 2003.** Теоретические основы проектирования судовых газотурбинных агрегатов [Текст] / Г.Ф. Романовский, М.В. Ващиленко, С.И. Сербин // Учебное пособие. Николаев: УДМТУ. 304.
25. **Ряховский О.А. 1991.** Справочник по муфтам [Текст] / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. Л.: Политехника. 384.
26. **Савенков О.И. 2011.** Разработка зубчатых муфт, обладающих высокой нагрузочной способностью [Текст] / О.И. Савенков // Сборник научных трудов: Николаев: Издательство НУК. №3(438). 109 – 117.
27. **Савенков О.И. 2011.** Упругие изгибающие моменты в зубчатых муфтах с модифицированными зубьями [Текст] / О.И. Савенков // Сборник научных трудов: Николаев: Издательство НУК. №5 (440). 61 – 68.
28. **Савенков О.И. 2012.** Контактная задача применительно к зубчатой муфте с продольно модифицированными зубьями [Текст] / О.И. Савенков // Вестник НТУ(ХПИ). Харьков: Сборник научных трудов. №35. 141 – 148. (Украина).
29. **Савенков О.И. 2009.** Зубчатые муфты, нечувствительные к перекосам осей соединяемых ва-

- лов энергетических установок [Текст] / О.И. Савенков // Тез. докл. междуна-род. науч. – техн. конф. "Судовая энергетика: состояние и проблемы". Николаев: НУК. 77 – 78. (Украина).
30. **Савенков О.И. 2011.** Разработка зубчатых муфт, нечувствительных к перекосам осей [Текст] / О.И. Савенков // "Инновации в судостроении и океанотехнике": Материалы II международной научно-технической конференции. Николаев: НУК. 215-217.
 31. **Савенков О.И. 2013.** Влияние зубчатых муфт на работоспособность турбозубчатых агрегатов [Текст] / О.И. Савенков // Мат. междуна-род. науч. – техн. конф. "Инновации в судостроении и океанотехнике". Николаев: НУК. 180 – 183.
 32. **Савенков О.И. 2013.** Коэффициент полезного действия зубчатых муфт судовых энергетических установок [Текст] / О.И. Савенков // Тезисы докладов Международной научно - технической конференции "Судовая энергетика: состояние и проблемы". Николаев: НУК. 122 – 125. (Украина).
 33. **Попов А.П., Бутаков Б.И., Марченко Д.Д., 2011.** Определение напряженно-деформированного состояния тел при их контактном взаимодействии. Контактная задача. [Текст] / Алексей Попов, Борис Бутаков, Дмитрий Марченко // Lublin (Poland). Изд-во Motrol, Том 13А. 13 – 24.

ANALYSIS OF THE CHARACTERISTICS OF THE CONTACT SURFACE INITIALLY, LINEAR AND POINT TOUCH

Summary. The solution of the problem of contact surfaces at the initial point of contact and line contact of

teeth. Studies were conducted using the Hertz contact theory. The results and findings were compared with calculations based on the theory of contact strength A.P. Popov. It has been shown that for large load transmission with an initial contact point has a higher load carrying capacity than at the initial contact line. The decision was confirmed during experimental studies of static models and computational experimental schemes.

The calculation of the characteristics of the full contour of the ellipse at the initial point contact mating surfaces when in contact with the power scheme, taking into account the numerical values of the coefficients that determine the characteristics of the contact bodies in contact, the calculation of the limit load in short contact surfaces with the full contour ellipse and calculation of the total semi-ellipsoid deformations (pressures).

Perform certain geometric characteristics of a truncated semi-ellipsoid with an estimate of the distribution diagram of pressure on the contact area of the contacting surfaces. We found correlation between the loads and strains of complete and truncated forms of diagrams, set the ratio between the size of diagrams of the pressure distribution on the contact area, calculates the performance diagrams shows the pressure distribution on the contact ellipse contour incomplete.

We propose an example of calculation, which is performed within the range of loads do not exceed the limit. The parameters of the truncated ellipsoid were calculated based on the results at full load. Thus, these results were compared with data obtained by the calculation of the line of contact of the cylindrical surfaces.

Key words: point contact, line contact, Hertz theory, the theory Popov, contact strength, tense-deformed state.