

УДК 621.826.56

**А.П. Попов, д.т.н.
О.И. Савенков**

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

В работе даны результаты опытной проверки нагрузочной способности зубчатой муфты с продольной модификацией зубьев, нечувствительной к перекосам осей соединяемых валов агрегатов. При этом получено удовлетворительное совпадение расчетных и опытных данных.

Ключевые слова: муфта, зуб, усилие, перекося, теория, практика.

Постановка проблемы

Повышение нагрузочной способности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов, является актуальной проблемой, успешное решение которой целиком и полностью предопределяет эффективность эксплуатации систем и агрегатов двигателей и энергетических установок. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые муфты.

Анализ последних исследований

Наиболее полно новые технические решения и исследования по указанной проблеме изложены в [1 – 10]. Указанные технические решения, направления разработок новых технических решений и методология теоретических исследований нагрузочной способности зубчатых муфт впервые разработаны и созданы проф. А.П. Поповым.

Цель работы

Экспериментальное подтверждение достоверности расчетной высокой нагрузочной способности зубчатых муфт с продольной модификацией наружных и внутренних зубьев, характеризуемых равномерным распределением усилий между зубьями в условиях перекося осей.

Изложение основного материала

В качестве основных направлений повышения нагрузочной способности зубчатых муфт проф. А.П. Поповым разработаны три направления по созданию зубчатых муфт нового поколения, защищенные 27 авторскими свидетельствами СССР и 25 патентами Украины на изобретения.

Первое направление заключается в профилировании разверток делительных цилиндров втулок и обойм зубчатых муфт [3, 4]. Второе направление предусматривает изготовление трёхвенцовых втулок и обойм с повернутыми в окружном направлении первыми и третьими венцами втулок и обойм относительно вторых венцов втулок и обойм. Третье направление базируется на установлении взаимосвязи между параметрами продольной модификации наружных и внутренних зубьев при заданных размерах зубчатых муфт, параметрах зацепления зубьев и углов перекося осей, при которой зубья в условиях расцентровок осей характеризуются равномерным распределением усилий между ними.

В данной работе в качестве объекта экспериментального исследования выступает зубчатая муфта, у которой наружные и внутренние зубья являются продольно модифицированными [1,7]. При этом наружные зубья втулки выполнены бочкообразными с радиусом кривизны R , а внутренние зубья обоймы являются скошенными от середины к торцам под углом ψ_0 (рис. 1).

Указанная зубчатая муфта, как и еще пять зубчатых муфт различного конструктивного исполнения, исследовалась в статических условиях на экспериментальной установке, разработанной проф. А.П. Поповым [5,6,8]. Рассмотрим краткое описание данной экспериментальной установки.

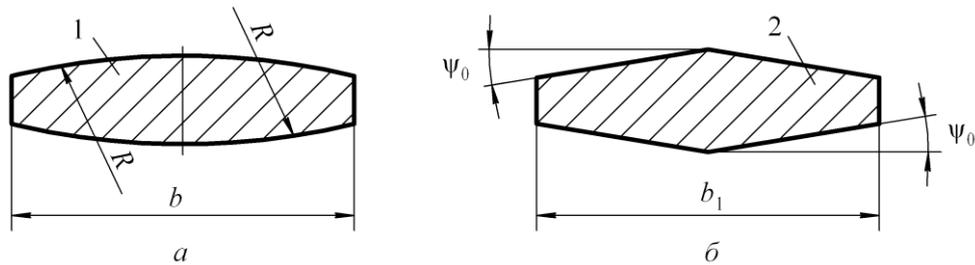


Рис.1. Сечение бочкообразного наружного зуба (а) и скошенного внутреннего зуба (б).

Экспериментальная установка включает зубчатую муфту (рис. 2), состоящую из втулки 1 и обоймы 2, которая при помощи болтов 3 и разрезных втулок 4, входящих в пазы, крепится к неподвижной опоре 5. При помощи пазов в опоре 5 возможны перемещения в окружном направлении обоймы 2. Положение опоры 5 совместно с обоймой 2 по отношению к вертикальной плоскости определяется отжимными болтами 6.

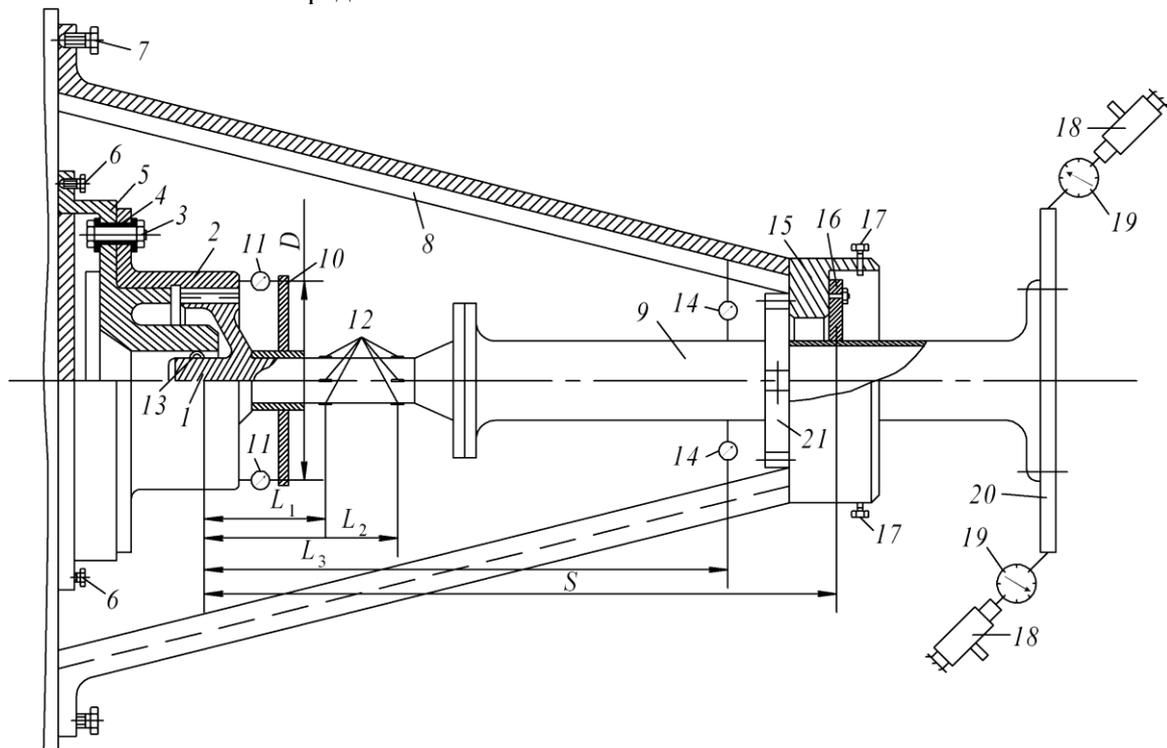


Рис.2. Экспериментальная установка для исследования зубчатых муфт в статических условиях.

Болты 7 предназначены для регулировки положения подвешенной рамы 8, которая, в свою очередь, служит для фиксации положения вала 9 с находящимися на нем хомутами 10 для крепления индикаторов 11 и тензодатчиками 12. При этом сфера 13 использовалась для центровки положения втулки 1 и, следовательно, положения вала 9 относительно обоймы 2.

Индикаторы 14 используются для регистрации смещения вала 9 при помощи подвижной опоры 15, крепление которой к раме 8 осуществлялось прижимными гайками через болты 16. Для нагружения зубчатой муфты вращательным моментом использовались регулировочные болты 17, нагрузочное устройство 18, динамометры 19, планка в виде фланца 20 и вал 9.

Перед перекосом осей зубчатой муфты производилась центровка втулки и обоймы при помощи индикаторов 11 часового типа с ценой деления 0,01 мм., которые с хомутом 10 могли поворачиваться на валу, соприкасаясь с торцевой поверхностью обоймы 1. Разность показаний индикаторов при отцентрованных осях не превышала пределов погрешностей их измерений.

Экспериментальная установка, приведенная на рис. 2, в отличие от таковой [5,6], имеет специальный зажимной хомут 21, при помощи которого в процессе проведения исследований возможны различные варианты крепления конца вала 9 для определения влияния его заделки на величины расцентровок осей и упругие изгибающие моменты от неуравновешенных усилий.

Прежде чем перейти к описанию экспериментального исследования указанной зубчатой

муфты [1], запишем зависимость максимальной нормальной силы $F_{n\max}$, действующей на наиболее нагруженную сопряженную пару зубьев для случая нахождения всех зубьев в зацеплении, которая имеет вид [9]:

$$F_{n\max} = F_n + \left(\frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} - \frac{(\pi - 2)R\psi_0\psi}{\pi\delta_\Sigma \cos \alpha_w} + \frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma}, \quad (1)$$

где $F_n = 2T/zd\cos\alpha_w$ – нормальное усилие, действующее на сопряженную пару зубьев при отсутствии перекоса осей; T – вращательный момент, передаваемый зубчатой муфтой; z – число зубьев; $d = mz$ – диаметр делительной окружности; m – модуль зацепления; α_w – угол зацепления; R – радиус бочкообразности наружных зубьев; δ_Σ – суммарная податливость сопряженной пары зубьев; ψ – заданный угол перекоса осей; ψ_0 – угол скоса внутренних зубьев.

При равномерном распределении усилий между всеми сопряженными парами зубьев рассматриваемой зубчатой муфты в условиях перекоса осей необходимо, как следует из уравнения (1), чтобы сила $F_{n\max}$ была равна силе F_n , т.е. $F_{n\max} = F_n$. Указанное равенство сил возможно лишь в том случае, если сумма второго, третьего и четвертого слагаемых правой части уравнения (1) равна нулю, т.е.

$$\left(\frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} - \frac{(\pi - 2)R\psi_0\psi}{\pi\delta_\Sigma \cos \alpha_w} + \frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma} = 0. \quad (2)$$

Исходя из равенства (2), найдем уравнение угла ψ_0 :

$$\psi_0 = \frac{\psi}{4(\pi - 2)} \left[\pi + \left(1 - \frac{\pi\alpha_w}{2} \right) \frac{d \cos \alpha_w}{R} \right]. \quad (3)$$

Уравнение (3) характеризует взаимосвязь между параметром продольной модификации внутренних зубьев (угол ψ_0) и параметром наружных зубьев (радиус R) с учетом размеров зубчатой муфты (диаметр $d = mz$), параметров зацепления зубьев m , z и α_w , а также угла перекоса осей ψ .

При сопоставлении опытных данных нагрузочной способности исследуемой зубчатой муфты с расчетными данными для случая $\psi_0 = 0$ воспользуемся уравнениями распределения усилий между зубьями традиционной зубчатой муфты с бочкообразными наружными зубьями, которые имеют вид [8]:

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

$$F_n(\varphi) = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} - \frac{1}{2\delta_\Sigma} \left(\frac{R\psi^2}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{2} \right) \left(\frac{1}{2} - \cos^2 \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left(\frac{2}{\pi} - \sin 2\varphi \right), \quad (5)$$

где γ – параметрический угол, который изменяется в пределах $0 < \gamma \leq \pi/2$.

Для определения угла γ можно воспользоваться трансцендентным уравнением

$$\frac{\gamma}{2} + \left(\frac{\sin \gamma}{2} - \gamma \cos \gamma \right) \cos \gamma = \frac{\pi F_t \delta_\Sigma}{R\psi^2 \cos \alpha_w}.$$

Выражение (4) характерно для случая выхода из зацепления части зубьев, что определяется неравенством $F_t < (R\psi^2 \cos \alpha_w)/4\delta_\Sigma$. Если $F_t > (R\psi^2 \cos \alpha_w)/4\delta_\Sigma$, что характеризует участие в зацеплении всех зубьев, то в этом случае используется зависимость (5).

Исследуемая зубчатая муфта имеет следующие параметры: $m = 6$ мм; $z = 40$; $\alpha_w = 20^\circ$; $R = 3000$ мм; $b = 45$ мм; $b_1 = 50$ мм – длина внутренних скошенных зубьев; $h_p = 9,6$ мм – рабочая высота зубьев; материал – сталь 18ХНВА.

В процессе экспериментов сначала исследовалось втулка с бочкообразными наружными зубьями в сопряжении с прямыми внутренними зубьями обоймы, т.е. при $\psi_0 = 0$, при углах перекоса осей $\psi = (2,5; 5,0; 7,5) \cdot 10^{-3}$ рад. Каждому из углов перекоса осей ψ соответствовали четыре значения вращательных моментов $T = (7; 14; 21; 28) \cdot 10^3$ Н·м.

После проведения экспериментальных исследований при $\psi_0 = 0$ зубчатая муфта

демонтировалась. При этом внутренним зубьям обоймы при помощи долбежного станка придавался угол скоса $\psi_0 = 1,72 \cdot 10^{-3}$ рад, определяемый по формуле (3) в соответствии с величиной угла $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ рад.

По завершении второго этапа исследований эксперименты осуществлялись при углах $\psi_0 = 3,44 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi = 5 \cdot 10^{-3}$ рад (третий этап исследований), а также при $\psi_0 = 5,16 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$ рад (четвертый этап исследований).

Перед проведением третьего и четвертого этапов исследования зубчатая муфта, как и ранее, дважды демонтировалась и дважды угол скоса ψ_0 внутренних зубьев доводился указанным ранее способом до величин $3,44 \cdot 10^{-3}$ рад и $5,16 \cdot 10^{-3}$ рад.

Доработка углов скоса внутренних зубьев до указанных величин производилась путем переустановки долбяка на специальном приспособлении под углом наклона к вертикали, равным углу скоса зубьев.

Схема размещения тензодатчиков на зубьях по окружности втулки приведены на рис.3, а. На рис.3, б показан тензодатчик, расположенный в выкружке зуба. При этом тензодатчики в количестве 68 штук были наклеены на наружных бочкообразных зубьях втулки через один зуб в выкружках зубьев со стороны рабочих поверхностей. На диаметрально противоположно расположенных 1 и 21, а также 11 и 31 зубьях было наклеено по пять тензодатчиков.

На каждом из оставшихся 16 зубьев было наклеено по три тензодатчика, один из которых размещался в середине зуба (тензодатчик 3), а два других тензодатчика 1 и 5 отстояли от торцев зубьев на расстоянии 3,5 мм. На первом – четвертом этапах исследований зубья втулки 1 и 21 находились в плоскости, отстоящей от плоскости перекося осей на угол $\pi/2 + \alpha_w = 110^\circ$ (рис.3, а). В данном случае тензодатчики 1 и 5 фиксировали максимальные величины относительных деформаций.

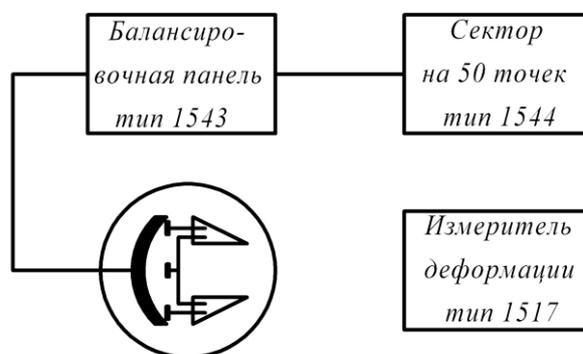
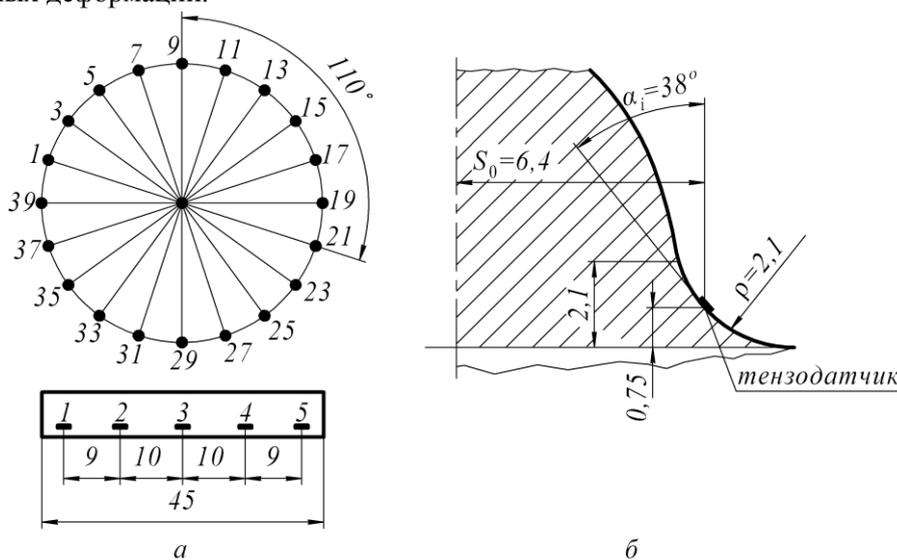


Рис.3. Схема размещения тензодатчиков (а), расположение тензодатчика в выкружке зуба (б) и блок-схема электронного измерителя (в).

После каждого из четырех проведенных этапов исследований втулка с наружными зубьями переустанавливалась по отношению к обойме путем поворота на угол $\pi/2$, в результате чего в плоскости, отстоящей от плоскости перекоса осей на угол 110° , оказывалась диаметрально противоположно расположенная пара зубьев 11 и 31. Показания относительных деформаций по всем тензодатчикам, найденным для двух указанных случаев расположения втулки, усреднялись.

Тензодатчики с базой 3 мм из отожженной константановой проволоки толщиной 0,02 мм наклеивались в выкружках зубьев клеем ФБ - 2 с наполнителем (диоксид титана) после предварительной разметки, выполненной по специально изготовленному кондуктору. Последующая термообработка наклеенных тензодатчиков осуществлялась по специально отработанной технологии. Компенсационные тензодатчики наклеивались на пластине однородной по материалу с материалом зубьев и при этом подбирались индивидуально для каждого рабочего тензодатчика.

Рабочие и компенсационные тензодатчики соединялись в полумосты и подключались к семидесятиточечному электронному измерителю деформаций типа 1516А фирмы «Брюль» и «Кьер». Блок-схема электронного измерителя зубчатой муфты условно, как уже указывалось, изображена на рис.3,в.

Предел измеряемых прибором относительных деформаций составляет $1 \cdot 10^{-5} \dots 3 \cdot 10^{-2}$. Погрешность измерения деформаций равна 1,5% от верхнего предела той шкалы, с учетом которой производился отсчет показаний замеренных величин.

Экспериментальные значения усилий F_{nz} на зубьях определялись по формуле [7, 8]

$$F_{nz} = \frac{\epsilon_i S_0^2 E}{6(1 - \nu^2) K_M K_\sigma}, \quad (6)$$

где ϵ_i – относительная деформация, снимаемая по показаниям соответствующего тензодатчика; S_0 – полутолщина зуба в месте определения деформаций, равная 6,4 мм (рис.3, б); $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала; $\nu = 0,3$ – коэффициент Пуассона; K_M – коэффициент, учитывающий место приложения нагрузки на зубе и место действия изгибающего момента; K_σ – коэффициент концентрации напряжений в выкружке зуба.

Коэффициент K_M определяется по кривым, приведенным в [8], в зависимости от значения $2b_0/b$, где b_0 – полуширина площадки контакта. Коэффициент K_σ определяется также по кривым [8] в зависимости от величины угла $\alpha_i = 38^\circ$ (рис.3, б), заключенного между касательной в точке нахождения относительных деформаций (напряжений) и осью симметрии зуба. Кроме того, коэффициент K_σ зависит от отношения S_0/ρ , где ρ – радиус кривизны выкружки, равный $(0,3 \dots 0,4)m$.

При проведении экспериментальных исследований для каждого значения силы $F_n = 2T/mz^2 \cos \alpha_w = 1562; 3124; 4686$ и 6248 Н дважды снимались показания каждого тензодатчика, которые затем усреднялись.

Режимы экспериментального исследования зубчатой муфты в статике при радиусе бочкообразности $R = 3000$ мм приведены в таблице.

Таблица 1

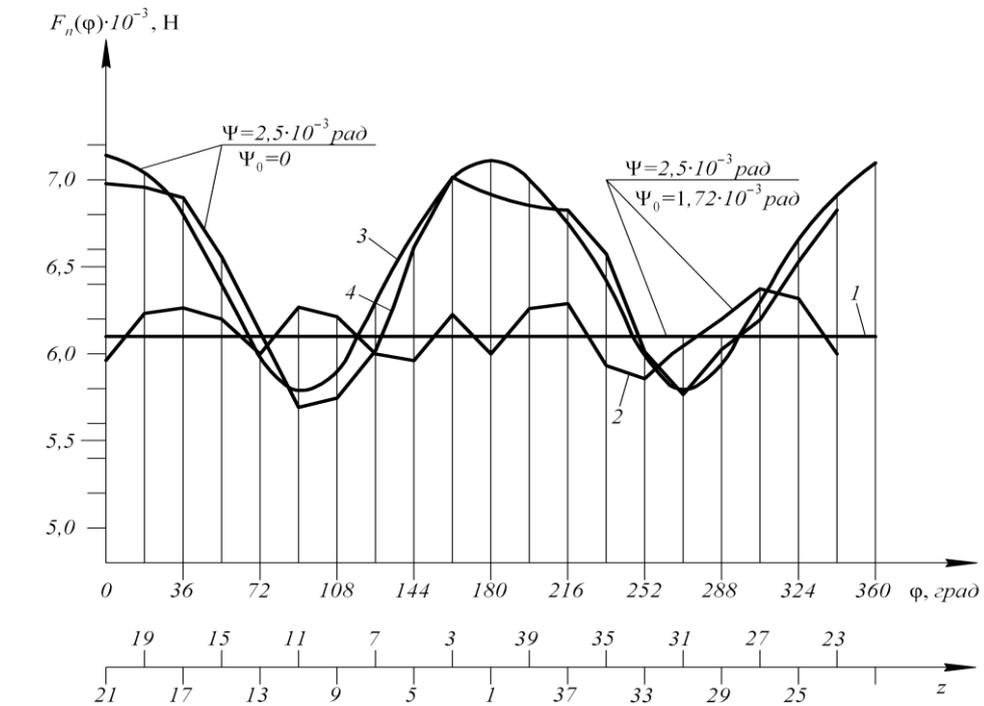
Режимы экспериментального исследования зубчатой муфты в статике.

№ п /п	Углы скоса зубьев $\psi_0 \cdot 10^3$ и перекоса осей $\psi \cdot 10^3$, рад		Нормальная сила F_n , Н
	Прямые зубья обоймы	Скошенные зубья обоймы	
1	$\psi_0 = 0; \psi = 2,5$	$\psi_0 = 1,72; \psi = 2,5$	1562; 3124; 4686; 6248
2	$\psi_0 = 0; \psi = 5,0$	$\psi_0 = 3,44; \psi = 5,0$	
3	$\psi_0 = 0; \psi = 7,5$	$\psi_0 = 5,16; \psi = 7,5$	

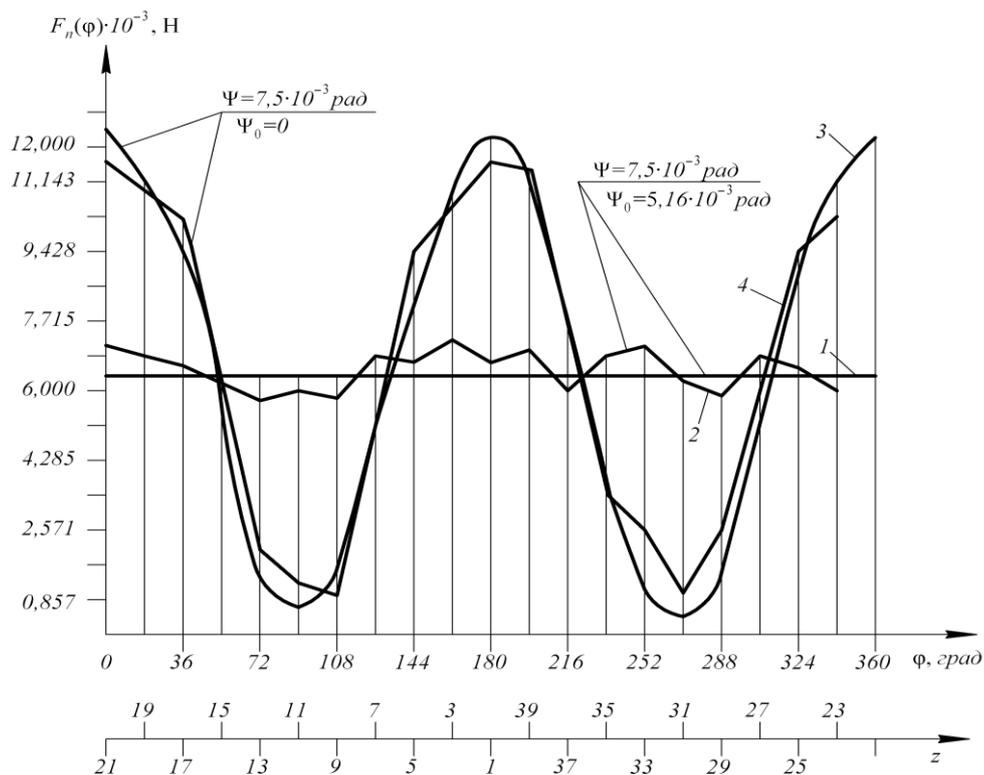
Исследования зубчатой муфты производились с учётом всех значений углов ψ_0 и ψ , приведенных в таблице. При этом каждому из углов ψ_0 и ψ соответствовали по четыре значения сил F_n , указанных в таблице.

На основании сказанного были получены данные для построения 24 кривых функций $F_n(\varphi)$

теоретического и 24 функций $F_n(\varphi)$ экспериментального характера. Учитывая ограниченный объем статьи, приведем графические функции (рис.4) лишь для режимов испытаний при $\psi_0 = 0$; $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi_0 = 1,72 \cdot 10^{-3}$ рад; $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ рад (рис.4, а), а также при $\psi_0 = 0$; $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi_0 = 5,16 \cdot 10^{-3}$ рад; $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$ рад (рис.4, б) при действии одной и той же силы $F_n = 6248$ Н.



а



б

Рис.4. Графическое распределение расчетных и опытных усилий между зубьями при $\psi_0 = 0$; $1,72 \cdot 10^{-3}$ рад; $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ рад (а) и при $\psi_0 = 0$; $5,16 \cdot 10^{-3}$ рад; $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$ рад (б).

Из рис.4 очевидно, что расхождения между теоретическими 1 и экспериментальными 2 графиками, которые соответствуют $\psi_0 = 0$; $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi_0 = 1,72 \cdot 10^{-3}$ рад; $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ рад, а также между теоретическими 3 и экспериментальными 4 кривыми, полученными при $\psi_0 = 0$; $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi_0 = 5,16 \cdot 10^{-3}$ рад; $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$ рад, не превышают $\pm 12\%$, в связи с чем они не выходят за рамки величин общей погрешности в пределах $\pm 8,7...13,2\%$ [8]. При этом общая (суммарная) погрешность учитывает погрешности измерения относительных деформаций, углов перекося осей, координат расположения тензодатчиков, нахождения коэффициентов K_m и K_σ и других неучтенных факторов.

В целом, как следует из анализа расчетных и опытных данных, проведенные экспериментальные исследования достаточно убедительно подтвердили высокую нагрузочную способность новых конструкций зубчатых муфт, не имеющих аналогов в современном машиностроении.

Выводы

1. Впервые показано и экспериментально доказано, что на основе продольной модификации наружных и внутренних зубьев зубчатой муфты можно добиться равномерного распределения усилий между сопряженными парами зубьев в условиях перекося осей соединяемых валов агрегатов.

2. Наряду с рассмотренной разработано еще несколько конструкций зубчатых муфт, характеризующихся комбинированной продольной модификацией наружных и внутренних зубьев, которые при перекосях осей характеризуются также равномерным распределением усилий между сопряженными парами зубьев.

Список литературных источников

1. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта/ А.П. Попов (СССР). – 4089604/ 31-27; Заявл. 09.07.86; Оpubл. 30.08.89. Бюл. № 32.
2. А.с. 1559245 СССР. Зубчатая муфта/ А.П. Попов (СССР). – 4142341/ 31-27; Заявл. 05.11.86; Оpubл. 15.03.90. Бюл. № 10.
3. А.с. 1393945 СССР. Зубчатая муфта/ А.П. Попов (СССР). – 4063606/ 31-27; Заявл. 25.02.86; Оpubл. 07.05.88. Бюл. № 17.
4. А.с. 1587243 СССР. Зубчатая муфта/ А.П. Попов (СССР). – 4441519/ 31-27; Заявл. 15.06.88; Оpubл. 23.08.90. Бюл. № 31.
5. Попов А.П. Исследование нагрузочной способности зубчатых и упругих муфт в условиях перекося осей агрегатов // Автореф. дис. канд. техн. наук. – М.: ГОСНИИ Маш., 1971. – 24с.
6. Попов А.П., Айрапетов Э.Л., Асланов Г.А., Косарев О.И., Тонкошкур П.А. Экспериментальное исследование силовых факторов в муфтах с бочкообразными зубьями. – М.: Наука, 1974. – С. 173-178.
7. Попов А.П. Научные основы проектирования зубчатых муфт // Динамика и прочность судовых машин. Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1985. – С. 99 – 111.
8. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с.
9. Попов А.П., Добринов И.И. Нагрузочная способность судовых зубчатых муфт с учетом модификации зубьев // Судовые энергетические установки: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1992. – С. 57-70.
10. Попов А.П. Взаимное влияние профилированных наружных и внутренних зубьев на нагрузочную способность зубчатых муфт // Триботехнология судового машиностроения : Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1993. – С. 75-88.