

УДК 621.826.56

А.П. Попов, д.т.н.
О.И. Савенков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ В ЗУБЧАТОЙ МУФТЕ С ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИЕЙ ЗУБЬЕВ

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев.

Впервые на примере зубчатой муфты с продольной модификацией наружных и внутренних зубьев экспериментальным путем определены упругие изгибающие моменты в зацеплении от действия перекоса осей, которые удовлетворительно совпали с расчетными данными.

Ключевые слова: муфта, зубья, продольная модификация, перекос осей, изгибающий момент, эксперимент.

Постановка проблемы

Повышение эффективности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов агрегатов, является актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет развитие отраслей машиностроения, выпускающих зубчатые муфты. Указанная проблема является неразрывной составной частью научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, в которых осуществляется производство зубчатых муфт. Успешное решение данной проблемы определяется разработкой новых технических решений и методов расчетов зубчатых муфт.

Анализ последних исследований

Наиболее полно решения по указанной проблеме изложены в [1-9]. Эти исследования выполнены с учетом новых технических решений и методов расчета различных конструкций зубчатых муфт.

Цель работы

Экспериментальное исследование дополнительных силовых факторов в новой конструкции зубчатой муфты [1] в виде упругих изгибающих моментов от действия сил трения и неуравновешенных усилий, обусловленных перекосами осей соединяемых валов агрегатов, и сравнение их с расчетными силовыми факторами.

Изложение основного материала

При перекосах осей соединяемых валов агрегатов в зубчатых муфтах возникают дополнительные силовые факторы в виде упругих изгибающих моментов. Действие этих моментов таково, что они стремятся вернуть соединяемые валы в первоначальное положение, в связи с чем также называют восстанавливающими моментами.

Из кинематики зубчатых муфт следует, что при перекосах усилия на зубьях смещаются к их торцам [4]. Кроме того, в результате относительного смещения зубьев на их рабочих поверхностях возникают силы трения.

Усилия, смещенные при перекосах осей к торцам зубьев, становятся неуравновешенными, что приводит к возникновению в зубчатом соединении изгибающих моментов от этих усилий. Наряду со сказанным при относительном движении зубьев, обусловленном расцентровками осей, возникают, как уже говорилось, изгибающие моменты от сил трения.

При этом изгибающие моменты от неуравновешенных усилий действуют в плоскости перекоса осей, а моменты от сил трения – в плоскости, перпендикулярной плоскости перекоса осей. Результирующей величиной этих моментов является их геометрическая сумма.

Изгибающие моменты перегружают опоры конструкций, валы, шлицевые, болтовые соединения и другие элементы агрегатов, оказывая тем самым отрицательное воздействие на их надежность и работоспособность. Кроме того, при определении критических скоростей многоопорных роторов, соединенных зубчатыми муфтами, торсионных валов, при динамическом исследовании самих зубчатых муфт необходимо учитывать податливость их зацепления, которая напрямую зависит от действия указанных изгибающих моментов.

В качестве объекта экспериментального исследования принята зубчатая муфта [1], у которой наружные и внутренние зубья являются продольно модифицированными, причем

наружные зубья втулки выполнены бочкообразными с радиусом кривизны R (рис.1, а), а внутренние зубья обоймы являются скошенными от середины к торцам (рис.1, б).

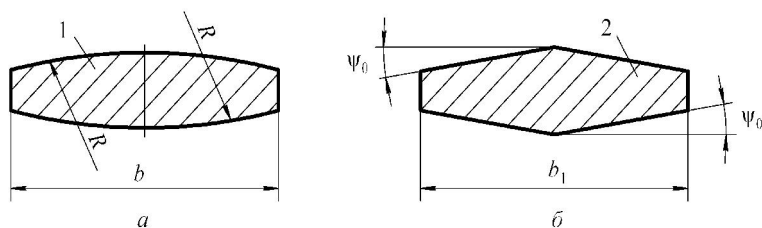


Рис.1. Сечения наружного и бочкообразного зуба 1 втулки (а) и внутреннего скошенного зуба 2 обоймы (б)

Вывод теоретических зависимостей изгибающих моментов от сил трения $M_{тр.}$ и от неуравновешенных усилий M базируется на функции распределения нормальных усилий $F_n(\varphi)$ между сопряженными парами зубьев в условиях перекоса осей. При этом вывод функции $F_n(\varphi)$

аналогичен выводу такой же функции $F_n(\varphi)$ применительно к традиционной зубчатой муфте с бочкообразными наружными (радиус R) и прямыми внутренними (угол $\psi_0 = 0$) зубьями, который достаточно подробно изложен в [3].

Таким образом, по аналогии с решениями [4] запишем выражение функции $F_n(\varphi)$ для исследуемой зубчатой муфты

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

где $F_t = 2T/zd$ – окружное усилие, действующее на сопряженную пару зубьев при отсутствии перекоса осей; $d = mz$ – диаметр делительной окружности зубчатой муфты; T – вращательный момент, передаваемый зубчатой муфтой; z – число зубьев; m – модуль зацепления; $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления; R – радиус бочкообразности наружных зубьев; ψ_0 – угол скоса внутренних зубьев; ψ – угол перекоса осей; δ_Σ – суммарная податливость сопряженной пары зубьев; φ – текущий угол поворота зубчатой муфты; γ – параметрический угол, определяемый путем решения трансцендентного уравнения;

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

Аналогичным образом, исходя из решений по определению $M_{тр.}$ и M , приведенных в [4] запишем полученные уравнения указанных моментов:

$$M_{тр.} = \frac{2rzf_{тр.}}{\pi} \left[\frac{\pi F_t}{2 \cos \alpha_w} L_1(\gamma) - \left(\frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{2\delta_\Sigma} L_2(\gamma) + \frac{R\psi_0\psi}{\delta_\Sigma \cos \alpha_w} L_3(\gamma) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} L_4(\gamma) \right]; \quad (2)$$

$$M = \frac{2Rz\psi}{\pi} \left[\frac{\pi F_t}{2 \cos \alpha_w} N_1(\gamma) - \left(\frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{2\delta_\Sigma} N_2(\gamma) + \frac{R\psi_0\psi}{\delta_\Sigma \cos \alpha_w} N_3(\gamma) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} N_4(\gamma) \right]; \quad (3)$$

где $L_1(\gamma) \dots L_4(\gamma)$ и $N_1(\gamma) \dots N_4(\gamma)$ – функции параметрического угла γ , имеющие вид:

$$L_1(\gamma) = \frac{\sin \gamma}{\gamma}; \quad L_2(\gamma) = \left(\frac{\sin 2\gamma}{4\gamma} + \frac{\sin^2 \gamma}{3} - \frac{1}{2} \right) \sin \gamma;$$

$$L_3(\gamma) = \left(\frac{\sin \gamma}{\gamma} - \frac{\cos \gamma}{2} \right) \sin \gamma - \frac{\gamma}{2}; \quad L_4(\gamma) = \frac{\sin^3 \gamma}{\gamma} - \frac{2}{3} (1 - \cos^3 \gamma);$$

$$N_1(\gamma) = \frac{1}{2\gamma} \left(\gamma + \frac{\sin 2\gamma}{2} \right); \quad N_2(\gamma) = \frac{1}{4} \left[\left(1 + \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right) \left(\gamma + \frac{\sin 2\gamma}{2} \right) - \frac{3\gamma}{2} - \left(1 + \frac{\cos 2\gamma}{4} \right) \sin 2\gamma \right];$$

$$N_3(\gamma) = \frac{\sin \gamma}{2\gamma} \left(\gamma + \frac{\sin 2\gamma}{2} \right) - \left(1 - \frac{\sin^2 \gamma}{3} \right) \sin \gamma; \quad N_4(\gamma) = \frac{\sin^2 \gamma}{2\gamma} \left(\gamma + \frac{\sin 2\gamma}{2} \right) - \frac{1}{2} (1 - \cos^4 \gamma).$$

Уравнения (1) – (3) справедливы для случая, когда при перекосе осей часть зубьев выходит из зацепления. Если при перекосе осей все зубья участвуют в зацеплении, то в этом случае необходимо в указанных уравнениях принять угол $\gamma = \pi/2$, в соответствии с которым они преобразуются к виду:

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

$$M_{\text{тр.}} = \frac{2rf_{\text{тр.}}}{\pi} \left[\frac{F_t}{\cos \alpha_w} - \left(\frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{12\delta_\Sigma} - \frac{(\pi^2 - 8)R\psi_0\psi}{4\pi\delta_\Sigma \cos \alpha_w} - \frac{(2\pi - 6)mz\psi^2}{24\pi\delta_\Sigma} \right] \quad ; \quad (5)$$

$$M = \frac{R\psi z}{2} \left[\frac{F_t}{\cos \alpha_w} + \left(\frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{8\delta_\Sigma} - \frac{2R\psi_0\psi}{3\pi\delta_\Sigma \cos \alpha_w} \right] \quad (6)$$

Уравнения (1) – (3) следует использовать в тех случаях, когда $F_t < R\psi^2 \cos \alpha_w / 4\delta_\Sigma$. Если $F_t > R\psi^2 \cos \alpha_w / 4\delta_\Sigma$, то следует пользоваться уравнениями (4) – (6).

При расчетах моментов от сил трения по формулам (2) и (5) в статических условиях при отсутствии смазки коэффициент следует принимать равным 0,125, т.е. $f_{\text{тр.}} = 0,125$ [4]. При эксплуатации зубчатых муфт в условиях хорошей проточной смазки коэффициент $f_{\text{тр.}} = 0,039 \dots 0,059$ [4].

Изгибающий момент от действия неуравновешенных усилий действует в плоскости перекоса осей. Изгибающий момент от сил трения можно разложить на две составляющие, одна из которых действует в плоскости перекоса осей, а другая – в плоскости, перпендикулярной плоскости перекоса осей. В соответствии со сказанным, результирующая величина изгибающего момента от действия неуравновешенных усилий и сил трения определяется выражением $M_\Sigma = \sqrt{(M + M_{\text{тр.}} \sin \alpha_w)^2 + M_{\text{тр.}}^2 \cos^2 \alpha_w}$. (7)

Рассматриваемая зубчатая муфта исследовалась в статических условиях на экспериментальной установке [3, 4]. Остановимся на кратком описании данной экспериментальной установки, которая включает в себя зубчатую муфту (рис.2), состоящую из втулки 1 и обоймы 2. При этом обойма 2 при помощи болтов 3 и разрезных втулок 4, входящих в пазы, крепится к неподвижной опоре 5. В опоре 5 при помощи пазов возможны перемещения в окружном направлении обоймы 2. Положение опоры 5 совместно с обоймой 2 по отношению к вертикальной плоскости определяется отжимными болтами 6.

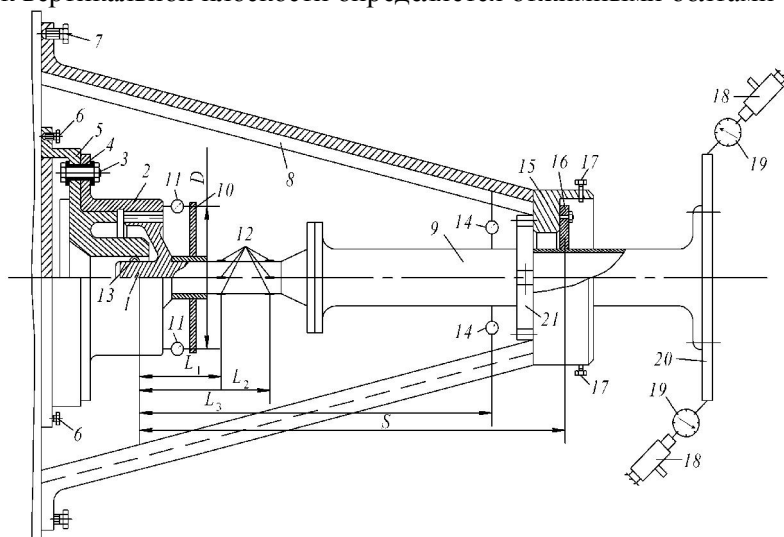


Рис.2. Экспериментальная установка для исследования зубчатых муфт в статических условиях

Болты 7 предназначены для регулировки положения подвешенной рамы 8, которая, в свою очередь, служит для фиксации положения вала 9 с находящимся на нем хомутом 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 использовались 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 0,01мм, 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, 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 действия неуравновешенных усилий.

Перекосы осей исследуемой зубчатой муфты создавались смещением подвижной опоры 16 на величину Δ_i , а значения углов перекося осей определялись из выражения $\psi_i = \Delta_{3i}/L_3$, где L_3 – расстояние от середины зубьев до индикатора 14.

Полученные при этом величины углов перекося осей сопоставлялись с величинами углов перекося осей, найденными из выражения $\psi_i = \frac{\Delta_{1i} - \Delta_{2i}}{D}$, где Δ_{1i} , Δ_{2i} – показания верхнего и нижнего индикаторов в плоскости перекося осей; D – диаметр расположения индикаторов, величина которого может изменяться в зависимости от размеров исследуемых зубчатых муфт.

Размеры пазов подвижной опоры 15 позволяют осуществить такие смещения валов, при которых максимальный угол перекося осей достигал величины $35 \cdot 10^{-3}$ рад.

Для проведения экспериментальных исследований была изготовлена зубчатая муфта, характеризуемая параметрами: $m = 6$ мм; $z = 40$; $\alpha_w = 20^\circ$; $h_p = 9,6$ мм – рабочая высота зуба; $b = 45$ мм – длина наружных зубьев; $b_1 = 50$ мм – длина внутренних зубьев; $R = 3000$ мм.; $\gamma = 0,3$ – коэффициент Пуассона; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала, материал – сталь 18ХНВА.

Экспериментальные значения упругих изгибающих моментов определялись только лишь от действия неуравновешенных усилий, так как замерить изгибающие моменты от сил трения в статических условиях не представляется возможным. В связи с этим расчетные величины моментов, необходимые для сравнения с опытными данными, определялись по формулам (3) либо (6) в зависимости от условий нагружения муфты.

При этом необходимо отметить, что при $\psi_0 = 0$ в уравнениях (3) и (6) следует также принять указанный угол равным нулю. В результате уравнения (3) и (6) будут приведены к уравнениям, характерным для традиционных зубчатых муфт с бочкообразными наружными и прямыми внутренними зубьями [4, 8].

В процессе проведения экспериментальных исследований по определению упругих изгибающих моментов в зубчатой муфте сначала была использована обойма с прямыми внутренними зубьями, т.е. при угле $\psi_0 = 0$, и втулка с бочкообразными зубьями при углах перекося осей $\psi = (2,5; 5,0; 7,5) \cdot 10^{-3}$ рад. В указанном диапазоне изменения углов ψ эксперименты проводились при четырех значениях момента $T = (7; 14; 21; 28) \cdot 10^3$ Н·м.

После проведения экспериментальных исследований при $\psi_0 = 0$ и соответствующих значениях угла ψ зубчатая муфта демонтировалась. После демонтажа внутренним зубьям обоймы на долбежном станке придавался угол скоса $\psi_0 = 1,72 \cdot 10^{-3}$ рад в соответствии с величиной угла $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ рад. С учетом углов $\psi_0 = 1,72 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ рад при четырех значениях нормальных усилий $F_n = 1562; 3124; 4686$ и 6248 Н, соответствующих вышеуказанным четырем величинам момента T , определялись экспериментальные M_ψ и расчетные M моменты от действия неуравновешенных усилий.

После завершения второго этапа исследований эксперименты осуществлялись при $\psi_0 = 3,44 \cdot 10^{-3}$ 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 этапа исследований зубчатая муфта в соответствии со сказанным дважды демонтировалась и дважды угол скоса ψ_0 внутренних зубьев доводился ранее указанным способом до величин $3,44 \cdot 10^{-3}$ рад и $5,16 \cdot 10^{-3}$ рад. Доработка углов скоса ψ_0 внутренних зубьев до указанных величин производилась путем перестановки долбяка на специальном приспособлении под углом наклона к вертикали, равным углу скоса зубьев.

Экспериментальные значения упругих изгибающих моментов от неуравновешенных усилий

определялись из выражения [4] $M_\psi = \frac{\pi \varepsilon_{Li} E (S - L_i) D_H^3 (1 - \alpha^4)}{32(1 - \nu^2) S}$, где ε_{Li} – относительная

деформация, определяемая по показаниям тензодатчиков, размещенных на валу установки; S – расстояние от середины зубьев до места контакта вала с подвижной опорой; $\alpha = D_B/D_H$ – коэффициент, характеризующий отношение внутреннего диаметра D_B вала к наружному

диаметру D_n ; L_i – расстояние от середины зубьев втулки до тензодатчиков; ν – коэффициент Пуассона, принимаемый для сталей равным 0,3.

Величины относительных деформаций снимались по показаниям четырех тензодатчиков, расположенных в двух сечениях вала на расстояниях L_1 и L_2 от середины зубьев втулки (рис.2). Все тензодатчики базой 5мм находились в плоскости перекося осей. При этом два верхних тензодатчика работали на растяжение, а два нижних – на сжатие. Влияние температурной нестабильности учитывалось компенсационными датчиками, наклеенными на пластинку. Тарировка измерительного тракта была проведена с помощью балочки.

Величины упругих изгибающих моментов при удалении от зубчатой муфты к концу вала уменьшались по линейному закону, в связи с чем принималось $\varepsilon_{L1}/\varepsilon_{L2} = (S - L_1)/(S - L_2)$. Замеренные показания диаметрально расположенных тензодатчиков усреднялись.

Зависимость для определения общей погрешности $(\Delta M/M)_\Sigma$ при нахождении упругих изгибающих моментов имеет вид:

$$\left(\frac{\Delta M}{M}\right)_\Sigma = \sqrt{\left(\frac{\Delta M}{M}\right)_1^2 + \left(\frac{\Delta M}{M}\right)_2^2 + \left(\frac{\Delta M}{M}\right)_3^2},$$

где $(\Delta M/M)_1 = (\Delta F/F)_1 = 4...6\%$ – погрешности измерения относительных деформаций по тензодатчикам, наклеенным на валу установки; $(\Delta M/M)_2 = (\Delta F/F)_2 = 5...7\%$ – погрешности измерения углов перекося осей; $(\Delta M/M)_3 = 4...7\%$ – погрешности при определении координат размещения тензодатчиков.

Следовательно, суммарные погрешности $(\Delta M/M)_\Sigma$, возникающие при определении упругих изгибающих моментов в зубчатой муфте от действия неуравновешенных усилий находятся в пределах 7,5...11,6%.

На рис.3 представлены теоретические кривые 1 – 4 при $\psi_0 = 0$ и 5 – 8 при $\psi_0 = (1,72; 3,44; 5,16) \cdot 10^{-3}$ рад изгибающих моментов в зависимости от угла ψ и силы F_n . При этом, как и следовало ожидать, величины изгибающих моментов при наличии скосов на внутренних зубьях муфты существенно ниже значений изгибающих моментов, характерной для зубчатой муфты с прямыми зубьями.

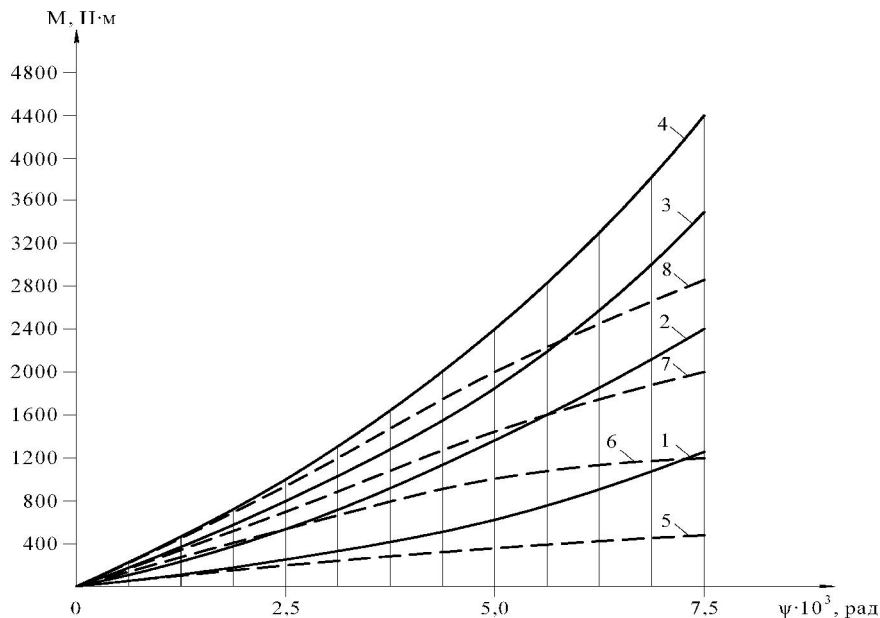


Рис.3. Теоретические кривые изгибающих моментов 1 – 4 при $\psi_0 = 0$ и $\psi_0 = (1,72; 3,44; 5,16) \cdot 10^{-3}$ рад в зависимости от угла ψ и нагрузки F_n

Особенно это наглядно проявляется при увеличении угла перекося ψ . Для подтверждения сказанного рассмотрим режим нагружения зубьев при $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$ рад и $F_n = 1562; 3124; 4686$ и 6248 Н. При $F_n = 1562$ Н снижение момента при $\psi_0 = 5,16 \cdot 10^{-3}$ рад составляет 2,37 раза, при $F_n = 3124$ Н – 2,103 раза, при $F_n = 4686$ Н – 1,776 раза и при $F_n = 6248$ Н – 1,563 раза.

На рис.4 приведены теоретические 1 – 4 и экспериментальные 5 – 8 графические зависимости изгибающих моментов от действия неуравновешенных усилий для традиционной

конструкции зубчатой муфты, характеризуемой отсутствием углов скоса ψ_0 у прямых внутренних зубьев. Указанные кривые даны в зависимости от угла перекося осей ψ , причем каждой из кривой соответствует конкретная величина силы F_n . Так, например, кривые 1; 5,2; 6,3; 7 и 4;8 построены при величинах нормальной силы F_n , соответственно равных 1562; 3124; 4686 и 6248Н.

В процессе расчетов установлено, что при угле $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ рад и четырех значениях нагрузки F_n все сопряженные пары зубьев участвуют в зацеплении. При угле $\psi = 5 \cdot 10^{-3}$ рад в зацеплении участвуют все зубья лишь при нагрузках 4686 и 6248Н, а при угле перекося осей $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$ рад часть зубьев выходит из зацепления при всех четырех значениях вышеуказанных сил F_n .

Расхождения между расчетными M и замеренными M_z величинами упругих изгибающих моментов находятся, как следует из рис.3, в пределах $\pm 10\%$, за исключением режима, характеризуемого нагрузкой $F_n = 1562$ Н, где указанные расхождения составляют от -10% до 12% .

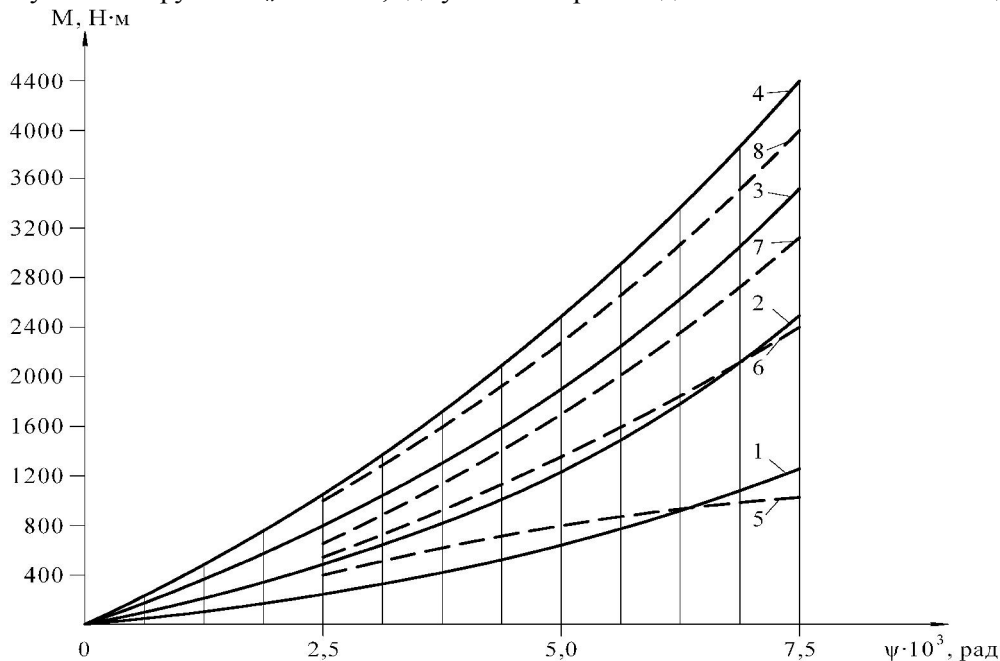


Рис.4. Теоретические 1 – 4 и экспериментальные 5 – 8 кривые изгибающих моментов при $\psi_0 = 0$ в зависимости от угла ψ и нагрузки F_n

Теоретические 1 – 4 и экспериментальные 5 – 8 кривые изгибающих моментов от действия неуравновешенных усилий в зубчатой муфте со скошенными внутренними зубьями на углы $\psi_0 = (1,72; 3,44; 5,16) \cdot 10^{-3}$ рад изображены на рис.5. Эти кривые построены в зависимости от угла перекося осей ψ и нагрузки F_n . Кривые 1,5 соответствуют силе $F_n = 1562$ Н, кривые 2,6 – силе $F_n = 3124$ Н, кривые 3,7 – силе $F_n = 4686$ Н и кривые 4,8 – даны для силы $F_n = 6248$ Н.

Для сопоставления между собой теоретических и экспериментальных величин изгибающих моментов рассмотрим, например, угол $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$ рад, которому соответствует угол скоса зубьев $\psi_0 = 5,16 \cdot 10^{-3}$ рад с учетом четырех режимов нагружения, исходя из $F_n = 1562, 3124, 4686$ и 6248 Н.

Установлено, что при силе $F_n = 1562$ Н расхождение между указанными величинами моментов составляет примерно -7% . Во всех остальных случаях указанное расхождение колеблется в пределах $9,4 \dots 11,1\%$, и оно не выходит за пределы суммарной погрешности при экспериментальном определении изгибающих моментов от действия неуравновешенных усилий в сопоставлении с расчетными значениями данных моментов.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования упругих изгибающих моментов от действия неуравновешенных усилий, обусловленных перекосями осей соединяемых валов агрегатов, в зубчатой муфте с продольной модификацией наружных и внутренних зубьев подтвердили соответствие опытных данных расчетным данным.

Ранее в процессе экспериментальных исследований было подтверждено соответствие опытных данных нагрузочной способности указанной зубчатой муфты ее расчетным данным.

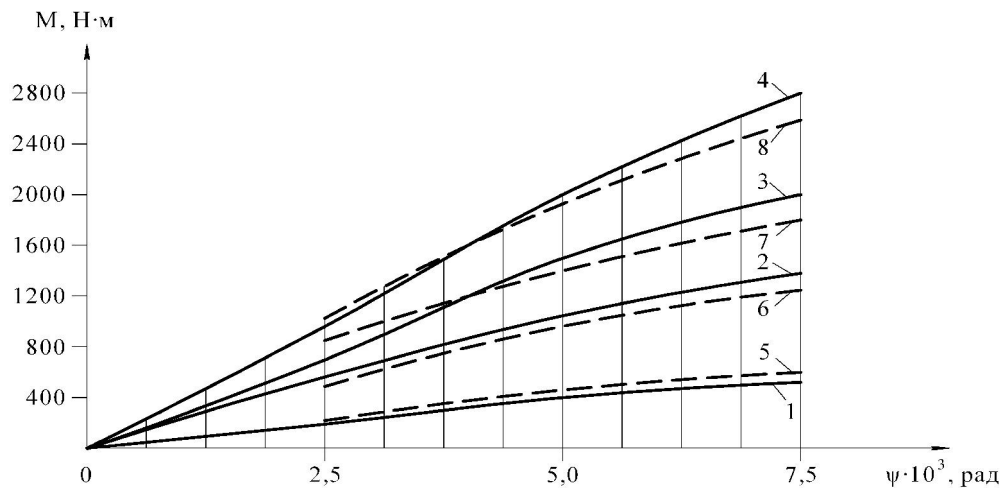


Рис.5. Теоретические 1 – 4 и экспериментальные 5 – 8 кривые изгибающих моментов при $\psi_0 = (1,72; 3,44; 5,16) \cdot 10^{-3}$ рад в зависимости от угла ψ и нагрузки F_n

Следовательно, впервые показано и доказано, что зубчатая муфта [1] нечувствительна к перекосам осей соединяемых валов, в связи с чем ее нагрузочная способность в 2...3 раза выше таковой, характерной для традиционной конструкции зубчатой муфты. Кроме того, данная муфта позволяет снизить величины упругих изгибающих моментов в зубчатом соединении примерно в 1,56...2,37 раза в зависимости от величин углов перекоса осей и передаваемой нагрузки.

Выводы

1. Установлено, что замеренные и расчетные значения упругих изгибающих моментов от действия неуравновешенных усилий в зубчатой муфте с продольной модификацией наружных и внутренних зубьев практически совпадают друг с другом и не выходят за пределы общей погрешности, характерной для данного случая.

2. Показано, что за счет продольной модификации не только наружных зубьев, которая характерна для традиционных зубчатых муфт, но и продольной модификации внутренних зубьев упругих изгибающих моментов снижаются в 1,563...2,370 раза в зависимости от значения углов перекоса осей и передаваемой нагрузки.

Список использованной литературы

1. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта/А.П. Попов (СССР). – 4089604/31-27; Заявл. 09.07.86; Опубл. 30.08.89. Бюл. № 32.
2. А.с. 1559245 СССР. Зубчатая муфта/А.П. Попов (СССР). – 4142341/31-27; Заявл. 05.11.86; Опубл. 15.03.90. Бюл. № 10.
3. Попов А.П. Научные основы проектирования зубчатых муфт // Динамика и прочность судовых машин: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1985. – С. 99-111.
4. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с.
5. Попов А.П., Купчик В.Н., Мироненко А.И. Реактивные моменты в зубчатой муфте судовой редукторной трансмиссии // Судостроение: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Одесса, Киев, 1987. – Вып.44. – С. 96-102.
6. Попов А.П., Корчагин В.Ю. Упругие изгибающие моменты в зубчатых муфтах судовых агрегатов // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Одесса, 1987. – Вып.45. – С. 97-103.
7. Попов А.П. Изгибающие моменты в зубчатой муфте А.П. Попова // Судовые энергетически установки: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1989. – С.42-50.
8. Попов А.П., Добринов И.И. Изгибающие моменты в зубчатой муфте с модифицированными зубьями // Триботехнология судового машиностроения: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1992. – С.57-70.
9. Попов А.П. Уменьшение влияния дополнительных силовых факторов, действующих на элементы трансмиссии при расцентровках осей // Динамика, прочность и надежность судовых машин: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1993. – С.49-57.