

В. А. Белков, В. А. Максимов

## КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

## ЗУБЧАТЫХ МУФТ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ТУРБОМАШИН

**Ключевые слова:** зубчатая муфта, контактная гидродинамика, компрессорные машины, эвольвентное зацепление.

Проведен обзор конструкций соединительных муфт компрессорных машин. Разработана математическая модель работы зубчатой соединительной муфты, выполнено параметрическое исследование характеристик муфты.

**Keywords:** gear coupling, contact hydrodynamics, compressor unit, involute gearing.

*Review of sleeve couplings designs has been carried out. Mathematical model of tooth-type sleeve coupling operation has been developed, parametrical study of the coupling characteristics has been performed.*

Применяемые в современном машиностроении муфты приводов по назначению, принципу действия и конструкции весьма многочисленны и разнообразны. Для соединения валов высокоскоростных турбомашин (паровые и газовые турбины, центробежные и осевые компрессоры) применяются жесткие зубчатые, упругие втулочно-пальцевые, упругие мембранные муфты, позволяющие компенсировать возможную расцентровку осей соединяемых валов.

Зубчатые муфты (ЗМ) нашли очень широкое применение в современном машиностроении для соединения передающих врачающий момент элементов в различных механизмах и энергетических установках, в частности, в компрессорных, газоперекачивающих, судовых агрегатах, т.е. там, где затруднительна точная установка узлов.

В настоящее время применяется двойная зубчатая муфта, состоящая из двух зубчатых обойм с прямыми зубьями, двух полумуфт (шестерен) с бочкообразными зубьями и промежуточным валом. Применение бочкообразного зуба в муфтах позволило значительно снизить величину наименьшего гарантированного зазора, необходимого для компенсации перекоса осей, обеспечить более равномерное распределение нагрузки по зубьям муфты, что, безусловно, способствует повышению износостойкости муфты и создает более благоприятные условия работы с точки зрения долговечности [1].

В существующих конструкциях ЗМ увеличение их способности компенсировать погрешности сборки может быть достигнуто или уменьшением длины зуба или увеличением бокового зазора в зацеплении и длины промежуточного вала. Однако, все перечисленное приводит к уменьшению прочности зуба, ухудшению условий работы ЗМ и к увеличению ее габаритов. При перекосе осей валов может иметь место кромочный контакт зубьев, в которых при этом возникают большие напряжения.

Необходимым условием долговечности ЗМ, как показывает практика и опыт, является хорошо организованная смазка контактирующих поверхностей зубьев. Для устранения прогрессирующего износа, контактной коррозии и др. видов разрушения необходимо, чтобы между рабочими профилями

зубьев стабильно сохранялась масляная пленка, обеспечивающая режим жидкостного трения.

Современная методика расчета зубчатых муфт [2] включает определение зазоров между зубьями, жесткостей зубьев, числа нагруженных зубьев при данном врачающем моменте, распределения нагрузок по зубьям, максимальной нагрузки, напряжения в зубе, температурных деформаций и др. Таким образом, проблему определения нагрузок в муфтах с жесткими ободьями на сегодняшний день можно считать принципиально решенной. Вопросы же динамики и трибологии зубчатых муфт находятся пока в стадии разработок. В частности, не учитываются условия смазки и отвода тепла в зубчатом зацеплении, возможность абразивного износа, схватывания, микрозаедания и т.д. Как показали исследования А. П. Попова с соавторами [3], в этом случае не является приемлемым критерий - произведение среднего удельного давления на скорость скольжения с единичным показателем степени. Работоспособность такого соединения следует оценивать по величине минимальной толщины смазочного слоя в контакте между зубьями. Режим жидкостного трения при работе ЗМ полностью обеспечивает оптимальную работу муфт и любой требуемый гарантированный ресурс работы.

Проблема определения толщины масляного слоя между трущимися поверхностями решается методами контактно-гидродинамической теории смазки. Основная сложность этой проблемы обусловлена необходимостью совместного решения задачи гидродинамики для движущейся жидкости между трущимися поверхностями и контактной задачи теории упругости.

Для ЗМ используют эвольвентное зацепление с профильным углом  $\alpha=20^\circ$ , числом зубьев  $z_1=z_2=z$  и коэффициентом высоты головки зуба  $h_a=0,8$ . Расчетный диаметр зубчатого соединения муфты:

$$d_{\text{расч}} = m(z+2 \cdot X).$$

Коэффициент смещения  $X$  выбирают из условия равнопрочности на изгиб зубьев втулки и обоймы.

Центрирование обоймы относительно втулки, как правило, выполняют по диаметру  $d_a$ , который равен:

$$d_a = m \cdot (z + 2 \cdot h_a^* + 2 \cdot X).$$

При этом поверхность  $d_a$  обрабатывается по сфере (рис.1). В последнее время наблюдается тенденция производить центрирование обоймы муфты зубчатой относительно втулки этой же муфты по боковой поверхности зубьев.

Зубья с бочкообразным профилем нарезаются таким образом, что при движении подачи центр фрезы осуществляет перемещение по дуге окружности, образуя сферическую делительную окружность радиусом  $R_o$ :

$$d_a = 2 \cdot R_o$$

$$R_o \approx b \cdot \sin\alpha / (4 \cdot \operatorname{tg}\gamma),$$

где  $b = (6 \dots 10) \cdot m$  – ширина венца зуба;  $m$  – модуль зацепления;  $\gamma$  – угол перекоса осей соединяемых валов.

В сечении А-А зуб имеет радиус кривизны  $R_b$ :

$$R_b = R_o / \sin\alpha, \text{ (рис.1)}$$

Компенсационные свойства зубчатых муфт обеспечиваются осевой и угловой подвижностью обоих зубчатых зацеплений муфты. Угловые перемещения осей зубчатых венцов (в пределах  $\gamma = 0,003 \dots 0,007$  рад.) возможны благодаря:

- боковым зазорам между зубьями;
- сферической форме поверхности наружного венца;
- бочкообразной форме боковых поверхностей зубьев муфты.

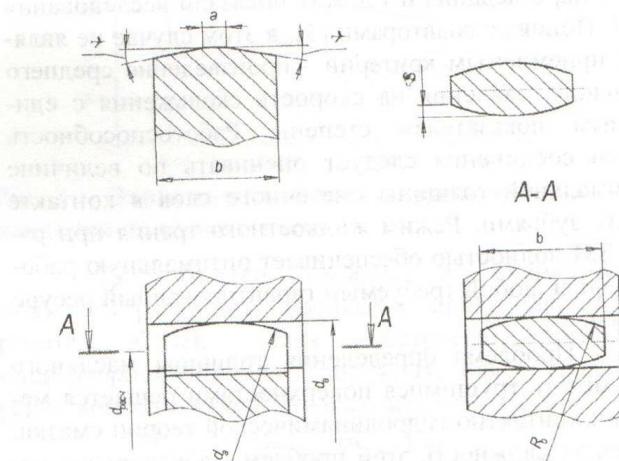


Рис. 1 – Геометрия бочкообразного зуба

В производстве ОАО "Казанькомпрессормаш" при изготовлении ЗМ с бочкообразным профилем зуба существует следующее технологическое упрощение. Вершина зуба, обрабатываемая по диаметру  $d_a$  в целях снижения трудоемкости изготовления и обработки делается ломаной формы:  $a = 6$  мм,  $\theta = 3^\circ \pm 30'$  (рис.1). Это конструктивное упрощение при центрировании обоймы зубчатой муфты относительно втулки по боковым поверхностям зубьев (по бочке) не оказывается на работе зубчатого соединения. Контролируется бочкообразность зуба величиной па-

раметра  $\Delta S$ , который находится в пределах 0,03...0,1 мм.

ЗМ обладают высокой нагрузочной способностью и компактностью, обусловленные передачей нагрузки большим числом одновременно работающих пар зубьев, технологичностью и возможностью использования в практически неограниченных диапазонах угловых скоростей и передаваемых моментов.

При повороте вала муфты на угол  $\pi$  сопряженные зубья перемещаются один относительно другого на величину  $\gamma \cdot d_{\text{расч}}$  с относительной скоростью скольжения:

$$V_S = 0,5 \cdot \omega \cdot d_{\text{расч}} \cdot \gamma \cdot \cos\psi,$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения муфты;  $\psi$  – угловая координата рассматриваемого зуба.

Наряду с относительной скоростью скольжения при контакте двух зубьев имеет место и относительная скорость качения:

$$V_K = R_b \cdot \omega \cdot \sin\gamma \cdot \sin(\omega t \pm \alpha)$$

На рис.2 представлен закон изменения скорости качения пятна контакта зуба обоймы муфты  $V_K$  и осевых и радиальных составляющих скорости скольжения  $V_S$  (соответственно  $V_{OS}$  и  $V_R$ ) за один полный оборот зубчатой муфты.

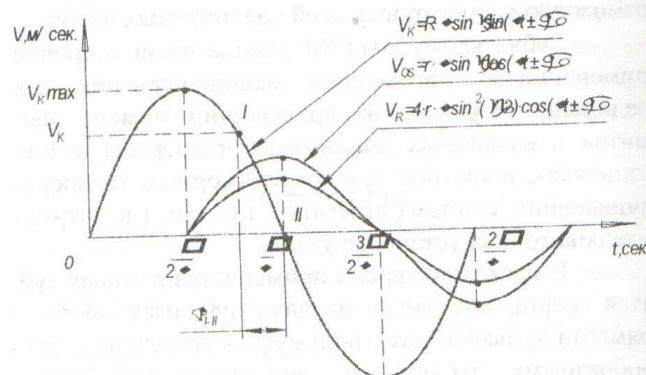


Рис. 2 - Графики изменения составляющих скоростей

Как видно, за один оборот муфты эти скорости дважды достигают максимума и дважды проходят через так называемые "мертвые точки", которые для  $V_{OS}$  и  $V_R$  по отношению к  $V_K$  сдвинуты на  $90^\circ$ . Радиальная составляющая скорости скольжения  $V_R$  намного меньше осевой составляющей  $V_{OS}$ . Скорость качения  $V_K$  примерно в 20...40 раз превышает осевую составляющую скорости скольжения  $V_{OS}$ .

Поскольку в ЗМ одновременно контактируют ряд зубьев обоймы и втулки, обладающих в данный момент различными скоростями качения и скольжения, то наиболее целесообразным считается переход от этих скоростей к понятию относительной средней скорости  $V_{CP}$ :

$$V_{CP} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} R \cdot \omega \cdot \sin\gamma \cdot \cos\psi \cdot d\psi = \frac{2 \cdot R \cdot \omega \cdot \sin\gamma}{\pi},$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}, R = \frac{z \cdot m}{20}.$$

Тогда имеем:

$$V_{CP} = \frac{z \cdot m \cdot n \cdot \sin\gamma}{300},$$



- файл обработки данных и вычислений – rzm.exe.;
- файл результатов вычислений – rzm.rez.;
- файл, в котором размещена справочная информация – rzm.hlp.

Запуск программы осуществляется с помощью командной строки - rzm.bat.

Исходные данные к программе расчета:

- $z$  – число зубьев;
- $m$  – модуль зацепления, мм;
- $R_b$  – радиус бочкообразности зубьев втулки муфты, м;
- $\alpha$  – угол зацепления, град;
- $K_g$  – коэффициент головки зуба;
- $b$  – ширина зубчатого венца, мм;
- $n$  – частота вращения, об/мин;
- $\mu_{cp}$  – средняя вязкость масла, Па·с;
- $P$  – мощность на валу, кВт;
- $\alpha_o$  – пьезометрический коэффициент вязкости, 1/Па;
- $\gamma$  – угол перекоса осей, град;
- $K_H$  – коэффициент неравномерности нагрузки.

Суть метода расчета заключается в нахождении равенства несущей способности смазочного слоя и внешней нагрузки на зуб муфты. Несущая способность смазочного слоя  $W_{cm}$  определяется вычислением определенного интеграла с использованием формулы Ньютона-Котеса. Нелинейное уравнение (условие сравнения) решается методом Рыбакова. В случае несоблюдения гидродинамического режима выдаются краткие сообщения о том, что муфта не работоспособна (имеется ошибка в исходных данных или наблюдается кромочный контакт). Если же муфта работоспособна – выдается сообщение об обеспечении гидродинамического режима работы и величины следующих параметров:

- минимальной толщины смазочного слоя;
- несущей способности смазочного слоя;
- максимального давления в зоне контакта;
- контактного напряжения, определяемого по формуле Герца.

© В. А. Белков – нач. бюро, ЗАО “НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа”, niitk@kazan.ru; В. А. Максимов – д-р техн. наук, проф., зав. каф. компрессорных машин и установок КНИТУ, cmi@inbox.ru.

Программа позволяет, исходя из конкретных условий работы ЗМ, подобрать геометрические параметры ЗМ таким образом, чтобы обеспечить гидродинамический режим работы с максимально допустимой величиной минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$ .

Для иллюстрации на рис. 4 представлена зависимость минимальной толщины смазочного слоя от числа зубьев муфты, которая по своим геометрическим параметрам и эксплуатационным характеристикам соответствует муфтам, применяемым в ОАО “Казанькомпрессормаш”. Как видно из рисунка, с увеличением числа зубьев  $z$  при прочих постоянных условиях эксплуатации и геометрии ЗМ величина минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$  незначительно снижается. При этом максимальное давление в смазочном слое приблизительно на 50% ниже контактных напряжений, что обеспечивает дополнительный запас прочности сопряжения.

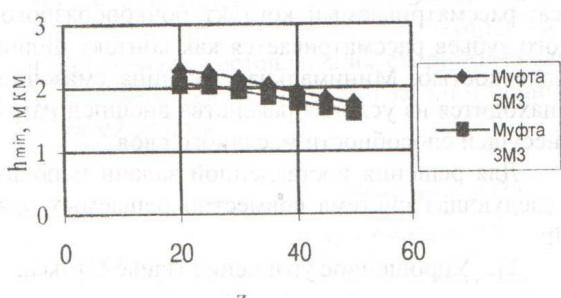


Рис. 4– Зависимость минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$  от числа зубьев  $z$

## Литература

1. Айрапетов, Э.Л. Зубчатые соединительные муфты / Э.Л.Айрапетов.– М.: Наука, 1991.– 248 с.
2. Романовский, Г.Ф. Основы трибологии судовых зубчатых муфт: Монография / Г.Ф. Романовский, А.П. Попов.– Николаев: НУК, 2004.– 444с.
3. Попов, А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах / А.П. Попов.– Л.: Судостроение, 1985.– 240 с.