

АНАЛИЗ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ДВС

Семагин Н.В.

Выполненные исследования позволяют рекомендовать пути дальнейшего совершенствования конструкции масляного насоса тракторного двигателя с целью повышения его надежности и долговечности. Приведенный материал поможет конструкторам и технологам преодолеть определенное недоверие к использованию косозубой передачи в шестеренных масляных насосах и шире использовать ее в таких конструкциях.

Качество изделий представляет собой совокупность свойств, определяющих степень пригодности изделий для экономичного использования по прямому назначению. Одним из важнейших показателей качества изделия является его надежность. Исследование составляющих надежности изделия ведется поэлементно от частного к общему: деталь - сборочная единица - агрегат - машина в целом. Основным источником получения информации о надежности являются статистические данные о характере эксплуатации машин в реальных условиях. Обследование масляного насоса в условиях эксплуатации на тракторах и изучение актов рекламаций двигателей показало, что насосы имеют недостаточную надежность. Одним из видов разрушений деталей насоса является разрушение рабочих поверхностей зубьев шестерен (роторов) насоса.

В настоящее время преимущественное применение в двигателях внутреннего сгорания нашли насосы с роторами в виде прямозубых шестерен с эвольвентным профилем зуба. Это объясняется простотой конструкции таких насосов, удобством их компоновки в одно-, двух- и многосекционные агрегаты с высокими удельными весовыми и объемными показателями. Зубчатое зацепление шестеренных насосов имеет свои особенности по отношению к зацеплению общего назначения: используются шестерни с малым числом зубьев 7...15. Шестерни передачи имеют небольшую толщину вершин зубьев, уменьшенный радиальный зазор в передаче, близкий к единице коэффициент торцового перекрытия, увеличенный боковой зазор. Для изготовления шестерен используют исходные контуры с углом профиля 20°; 25°; 27,5°; 30° и др.

Долговечность зубчатых передач зависит от многих факторов, среди которых важное

место занимает геометрическая форма эвольвентных поверхностей, материал и химико-термическая обработка, качество поверхности, технология и точность изготовления, величина и характер передаваемой нагрузки, условия эксплуатации.

Большое влияние на распределение напряжений оказывают форма деталей и способ передачи нагрузки между ними. Создание благоприятных форм соприкасающихся поверхностей способствует снижению удельных и динамических нагрузок в механизме, повышению его прочности, разрушение соприкасающихся поверхностей ведет к росту динамических нагрузок. Снижение динамических нагрузок в зубчатых передачах достигается путем применения фланкирования. Возможность применения фланка у роторов шестеренных насосов ограничивается толщиной вершин. Поиск благоприятных форм зубьев роторов связан с исследованием влияния параметров производящего режущего инструмента на качественные показатели.

Оценку совершенства эвольвентной зубчатой передачи (рис. 1) выполняют по качественным показателям, к которым относятся коэффициент скольжения, коэффициент ускоренного скольжения, коэффициент перекрытия, коэффициент давления между зубьями, коэффициент полезного действия, коэффициент формы зуба. Коэффициент скольжения зубьев характеризуется отношением скорости скольжения к касательной составляющей скорости точки профиля, находящейся в контакте.

$$\lambda_1 = \frac{g_k}{g_1 + g_k} \left(1 + \frac{1}{u} \right),$$
$$\lambda_2 = \frac{g_k}{g_2 - g_k} \left(1 + \frac{1}{u} \right), \quad (1)$$

где $\lambda_{1,2}$ - коэффициент скольжения зубьев, g_1 - теоретическая доплюсовая длина линии зацепления, g_2 - теоретическая заплуюсовая длина линии зацепления, u - пе-

редаточное число.

С физической точки зрения этот параметр должен характеризовать износ, истирание и выкрашивание рабочих поверхностей зубьев. Опыт эксплуатации зубчатых передач и исследования показывают, что удовлетворительной оценки износа зубьев нельзя получить, применяя только этот параметр, поэтому используют так же для оценки износа коэффициент ускоренного скольжения, представляющий собой первую производную по времени от коэффициента скольжения.

$$\lambda_{a1} = \frac{d\lambda_1}{d\tau} = \frac{\text{tg}\alpha_w}{\text{tg}^2\alpha_{k1}}(\omega_1 + \omega_2),$$

$$\lambda_{a2} = \frac{d\lambda_2}{d\tau} = \frac{\text{tg}\alpha_w}{u \cdot \text{tg}^2\alpha_{k2}}(\omega_1 + \omega_2), \quad (2)$$

где ω_1 и ω_2 - угловые скорости вращения роторов.

Опыт эксплуатации насосов говорит о том, что износ рабочих профилей часто имеет место на ножках зубьев. По всей вероятности, в данном случае геометро-кинематические параметры и точность деталей таковы, что они составляют дополнительные неблагоприятные условия работы соответствующих участков профилей зубьев. Совершенство рабочего процесса шестеренной гидравлической машины определяется коэффициентом гидравлической продолжительности зацепления, который стремятся выполнить равным единице; продолжительность зацепления, (коэффициент торцового перекрытия (3) зубчатой передачи), у современных шестеренных насосов выполняют меньше 1,1.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_f + g_a}{\pi m \cos\alpha} \quad (3)$$

где g_f - длина доплюсной части активной линии зацепления, g_a - длина заплуюсной части активной линии зацепления. Выражая g_f и g_a через параметры зубчатой передачи и учитывая, что в большинстве конструкций масляных насосов $Z = Z_1 = Z_2$, найдем:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{2\sqrt{\left(\frac{d_a}{m}\right)^2 - (2\cos\alpha)^2} - \sqrt{\left(2\frac{a_w}{m}\right)^2 - (2Z\cos\alpha)^2}}{2\pi\cos\alpha} \quad (4)$$

Из формулы (4) видно, что коэффициент перекрытия является функцией межосевого расстояния, числа зубьев, модуля, угла исходного контура. В процессе изготовления и эксплуатации колес эти параметры имеют отклонения от номинальных значений. Для выполнения постоянства передаточного отношения необходимо, чтобы величина коэффициента перекрытия при самых неблагоприятных сочетаниях отклонений была больше единицы. Исходя из этого, определим такое номинальное значение коэффициента перекрытия, которое будет удовлетворять достигнутому уровню точности изготовления изделий в массовом производстве. Запишем полное приращение функции (4).

$$\Delta\varepsilon_\alpha = \frac{\partial\varepsilon_\alpha}{\partial d_{a1}}\Delta d_{a1n} + \frac{\partial\varepsilon_\alpha}{\partial d_{a2}}\Delta d_{a2n} + \frac{\partial\varepsilon_\alpha}{\partial a_w}\Delta a_{wn} \quad (5)$$

где $\Delta\varepsilon_\alpha$ - полное приращение коэффициента торцового перекрытия:

$$\Delta d_{a1,2n} = \Delta d_{a1,2} + Ed_{a1,2}; \quad \Delta a_{wn} = \Delta a_w + 2F_{r1,2} + \Delta d.$$

$Ed_{a1,2}$ - радиальное биение окружности выступов, $\Delta d_{a1,2}$ - отклонения диаметра выступов шестерен; $F_{r1,2}$ - радиальное биение зубчатого венца, Δa_w - отклонение межосевого расстояния, Δd - зазор в подшипниках. Определив частные производные $\frac{\partial\varepsilon_\alpha}{\partial d_{a1,2}}$ и $\frac{\partial\varepsilon_\alpha}{\partial a_w}$

и подставив вместо $\Delta d_{a1,2n}$ их значения, найдем для случая, когда

$$Z_1 = Z_2 \cdot$$

$$\Delta\varepsilon_\alpha = \frac{\frac{d_a}{m}(\Delta d_a + Ed_a)}{\pi\cos\alpha\sqrt{\left(\frac{d_a}{m}\right)^2 - (Z\cos\alpha)^2}} + \frac{-\frac{2d_a}{m}(\Delta a_w + 2F_r + \Delta d)}{2\pi\cos\alpha\sqrt{\left(\frac{2a_w}{m}\right)^2 - (2Z\cos\alpha)^2}}$$

АНАЛИЗ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ДВС

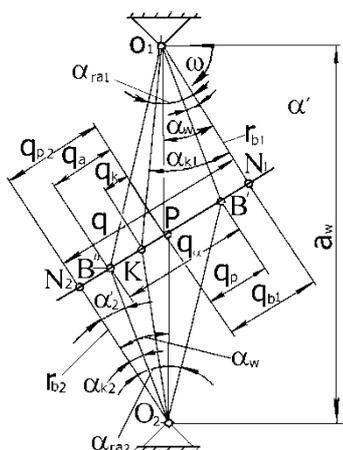


Рисунок 1 - Упрощенная схема зубчатой передачи

Анализируя производственные отклонения конструкций масляных насосов двигателей, приведенных в таблице 1, определим пределы изменений диаметра окружности выступов шестерен, их радиальное биение и отклонения действительного межосевого расстояния. Расчеты на ЭВМ различных вариантов зацеплений, исходные данные которых приведены в таблице 2, показали, что полное приращение коэффициента торцового перекрытия лежат в пределах 0,067-0,075. Таким образом, для шестеренных масляных насосов наименьшая величина коэффициента перекрытия может быть принята не ниже 1,07.

Коэффициент давления между зубьями характеризует влияние формы зубьев на величину напряжений смятия и в общем виде выражается формулой

$$V = m \frac{\rho_1 \pm \rho_2}{\rho_1 \rho_2}, \quad (6)$$

где $\rho_{1,2}$ - радиусы кривизны профилей зубьев.

Если произвести подстановку в формулу (6) выражений радиусов кривизны в точках P и B (рис.1), то применительно к зацеплению роторов получим:

$$V'_h = \frac{4 \operatorname{tg} \alpha_w}{Z \operatorname{tg} \alpha_a \cos \alpha (2 \operatorname{tg} \alpha_w - \operatorname{tg} \alpha_a)}, \quad (7)$$

$$V'_w = \frac{4}{Z \operatorname{tg} \alpha_w \cos \alpha}$$

Из формулы (7) видно, что коэффициент V от модуля не зависит и с увеличением угла зацепления в передаче уменьшается.

Потери на трение в зацеплении оцениваются по методике, разработанной проф. Л. Н. Решетовым [2]. Экспериментальное изуче-

ние потерь [5] показало, что они зависят от нагрузки на роторы, угловой скорости их вращения и вязкости перекачиваемого масла. Для условий работы агрегата на двигателе коэффициент полезного действия в зацеплении составляет 0,94-0,99 и имеет удовлетворительное совпадение с расчетными значениями.

Анализ формул (1-7) позволяет установить влияние параметров исходного контура на качественные показатели передачи, составленной из шестерен масляного насоса. При неизменном угле зацепления и коэффициенте высоты коэффициент давления между зубьями, коэффициент скольжения и коэффициент относительного ускоренного скольжения растут с увеличением профильного угла и снижаются с ростом числа зубьев. При неизменном профильном угле и угле зацепления эти качественные показатели увеличиваются с ростом коэффициента высоты зуба.

При неизменных параметрах исходного контура и одновременном увеличении x_1 и x_2 (что наиболее характерно для роторов шестеренных насосов) происходит быстрое уменьшение коэффициента торцового перекрытия, коэффициентов давления и скольжения в начальной активной точке профиля. Анализ расчетных формул контактной прочности показывает, что контактные напряжения снижаются, а долговечность передачи растет с увеличением угла зацепления. При неизменных параметрах исходного контура угол зацепления увеличивается с ростом суммарного коэффициента смещения. Противоречивость влияния смещений и параметров исходного контура на геометрию и качественные показатели приводит к заключению, что универсальных рекомендаций для их определения быть не может.

Для уменьшения радиальных утечек и по технологическим причинам толщину зубьев на окружности вершин насосов высокого давления выполняют не ниже 0,2m (например, шестерни масляных насосов двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ).

При неизменных параметрах исходного контура толщина зуба на окружности вершин уменьшается с ростом коэффициентов смещения. Увеличение профильного угла при неизменном коэффициенте высоты зуба и увеличение коэффициента высоты при постоянном профильном угле способствуют снижению толщины зуба на окружности вершин.

СЕМАГИН Н.В.

Из формулы геометрической подачи насоса (например, $Q_r = 6,5m^2 zbn10^6$, л/мин; n - мин⁻¹; b, m - мм) следует, что подача насоса пропорциональна квадрату модуля зубьев роторов и прямо пропорциональна числу

зубьев (z). Поэтому при равных оборотах ведущего вала и габаритах агрегаты, роторы которых имеют меньшее число зубьев и больший модуль, обладают большей геометрической подачей.

Таблица 1

Параметры зацепления и производственные отклонения шестерен насоса

| Марка двигателя | m , мм | Z | α , град. | $+f_a$, $-f_a$ мм | E_{da} мм | F_r мм | $\Delta_b d$, $\Delta_n d$ мм | $\Delta_b d_a$, $\Delta_n d_a$ мм |
|-----------------|----------|-----|------------------|--------------------------|----------------|-------------|--------------------------------------|--|
| А-01/41 | 4,25 | 8 | 27, 30 | 0,040 | 0,045 | 0,055 | 0,072 0,030 | -0,025 -0,060 |
| А-01М | 5,0 | 8 | 20 | 0,040 | 0,045 | 0,030 | 0,094 0,040 | -0,065 -0,105 |
| СМД-7 | 4,25 | 12 | 30 | +0,200 +0,100 | 0,025 | 0,050 | 0,094 0,040 | -0,120 -0,145 |
| СМД-14 | 4,25 | 12 | 30 | +0,200 +0,100 | 0,025 | 0,050 | 0,094 0,040 | -0,120 -0,145 |
| Д-50 | 3,25 | 11 | 25 | +0,200 +0,100 | 0,030 | 0,050 | - | -0,050 -0,085 |
| Д-108 | 4,0 | 10 | 25 | 0,060 | 0,030 | 0,060 | 0,060 0,126 | -0,075 -0,115 |
| Д-37 | 3,75 | 11 | 26 | +0,200 +0,100 | 0,017 | 0,040 | 0,030 0,072 | -0,017 |
| Д-54 | 4,25 | 12 | 30 | +0,200 +0,100 | 0,020 | 0,050 | 0,094 0,040 | -0,120 -0,150 |
| Д-6 | 4,0 | 10 | 25 | +0,100 | 0,020 | 0,040 | 0,045 0,098 | -0,075 -0,115 |
| ЗИЛ-130 | 4,75 | 7 | 31 | +0,100 | 0,030 | 0,010 | 0,030 0,067 | -0,025 -0,050 |
| ЯМЗ-238 | 4,25 | 8 | 27,5 | 0,040 | 0,045 | 0,055 | 0,072 0,030 | -0,025 -0,050 |

Таблица 2

Исходные данные к расчету

| α , град | m , мм | 4 | | | | | | |
|-----------------|--------------------------|---------|---------|--------|---------|---------|---------|---------|
| | h_α^* | 1,0 | | | | | | |
| | Z | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 15 |
| 20 | $\alpha_{w \max}$, град | - | - | 30,512 | 30,5039 | 30,4727 | 30,4020 | 30,1367 |
| | x_{\max} | - | - | 0,5178 | 0,5748 | 0,6292 | 0,6796 | 0,8170 |
| 25 | $\alpha_{w \max}$, град | 33,9336 | 34,1602 | - | 34,3008 | - | 34,2617 | 34,0664 |
| | x_{\max} | 0,3798 | 0,4494 | - | 0,5742 | - | 0,6849 | 0,8311 |
| 28 | $\alpha_{w \max}$, град | 36,2695 | 36,5039 | - | 36,6760 | - | 36,6523 | 34,4962 |
| | x_{\max} | 0,3800 | 0,4509 | - | 0,5792 | - | 0,6926 | 0,8443 |
| 30 | $\alpha_{w \max}$, град | 37,9528 | 38,1445 | - | 38,3242 | - | 38,3008 | 38,1602 |
| | x_{\max} | 0,385 | 0,4564 | - | 0,857 | - | 0,7021 | 0,8573 |

АНАЛИЗ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ДВС

Таким образом для получения максимальной подачи насоса, уменьшения его габаритов, снижения вредного влияния защемленного объема (продолжительности теоретического двухпарного зацепления) необходимо применять роторы с минимальными числами зубьев, для получения удовлетворительных качественных показателей передачи, составленной из роторов, уменьшения неравномерности подачи следует использовать возможно большие числа зубьев. При малых числах зубьев возрастают трудности в обеспечении требуемой толщины вершин зубьев и минимально допустимых значений коэффициентов торцового перекрытия. Из этого следует, что для анализа влияния противоречивых факторов необходим удобный и наглядный метод определения параметров исходного контура и коэффициентов смещения. Метод «блокирующих контуров», широко применяемый в практике расчетов и проектирования зубчатых передач общего машиностроения, можно рекомендовать как один из возможных вариантов. Выполненные исследования с помощью блокирующих контуров позволяют выбрать параметры исходного контура, отличные от стандартных, и выполнять синтез таких передач либо без коэффициентов смещения, либо с нужными коэффициентами смещения. Более полно требованиям шестеренного насоса с прямозубыми роторами отвечает исходный контур с профильным углом $\alpha = 30^\circ$, коэффициентом радиального зазора $C^* = 0,14$, коэффициентом радиуса скругленного участка зуба $\rho = 0,273$ [1]. Пример блокирующих контуров для передач масляных насосов приведен на рис. 2.

Многие рассматриваемые здесь проблемы находят положительное решение при замене прямозубого зацепления роторов в масляном насосе на косозубое. Угол наклона линии зуба таких колес во избежание соединения зоны нагнетания с зоной всасывания должен ограничиваться небольшими значениями. Косозубое зацепление позволяет повысить плавность работы роторов, снизить пульсацию масла в камере нагнетания, синтезировать передачи с коэффициентом торцового перекрытия, близким к единице (при этом отпадает надобность в разгрузке защемленного объема), иметь суммарный коэффициент перекрытия (за счет осевого), значительно превышающий критический коэффициент перекрытия ($\varepsilon_\alpha = 1,07$), повысить гидравлический КПД насоса за счет увеличенной толщины зуба на окружности вершин.

Одновременное изменение угла наклона зуба и коэффициента воспринимаемого смещения позволяет эффективно вписывать передачу в заданное межосевое расстояние.

Полученные в [1] блокирующие контуры для прямой передачи в первом приближении можно использовать и для косозубых передач путем приведения числа зубьев роторов к эквивалентному, используя формулу приведения $Z_v = Z/\cos^3 \beta$.

Для расчета геометрических параметров шестерен насоса при заданном межосевом расстоянии можно рекомендовать следующую методику.

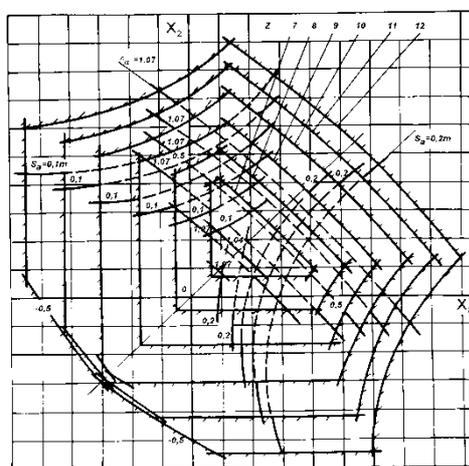


Рисунок 2 - Блокирующие контуры передач с модифицированными параметрами исходного контура: $\alpha = 30^\circ$, $h_a^* = 0,95$, $C^* = 0,14$.

Исходные данные расчета:

1. число зубьев шестерни и колеса (z_1 и z_2); модуль передачи (m); межосевое расстояние

(a_m); ширина шестерен (b); делительное межосевое расстояние (a); параметры исходного контура (h_a^* ; C^* ; α).

2. Расчет геометрических параметров передачи (размеры, мм; углы, град.):

длительное межосевое расстояние

$$a = mz_z / 2 \cos \beta;$$

откуда

$$\cos \beta = mZ_z / 2a; \beta = \arccos (mZ_z / 2a);$$

угол профиля в торцовом сечении

$$\operatorname{tg} \alpha_r = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta;$$

угол зацепления в торцовом сечении

$$\cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cos \alpha_t;$$

коэффициент суммы смещений (

$$x_\Sigma = x_1 + x_2) x_\Sigma = \frac{Z_\Sigma (\text{inv} \alpha_{nw} - \text{inv} \alpha_t)}{2 \text{tg} \alpha_t},$$

где $\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha$;

коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m};$$

коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_\Sigma - y;$$

диаметр делительной окружности $d_1 = \frac{mZ_1}{\cos \beta}$;

$$d_2 = \frac{mZ_2}{\cos \beta};$$

диаметр окружности вершин

$$d_{a_1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - \Delta y),$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - \Delta y);$$

диаметр окружности впадин

$$d_{f_1} = d_1 - 2m(h_a^* + C^* - x_1),$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2m(h_a^* + C^* - x_2);$$

коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \text{tg} \alpha_{a_1} + Z_2 \text{tg} \alpha_{a_2} - Z_\Sigma \text{tg} \alpha_{nw}}{2\pi}, \text{ где}$$

$$\cos \alpha_{a_1} = \frac{d_1}{d_{a_1}} \cos \alpha_t; \cos \alpha_{a_2} = \frac{d_2}{d_{a_2}} \cos \alpha_t;$$

коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi m};$$

коэффициент суммарного перекрытия

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta;$$

толщина зуба на окружности вершин

$$S_{r_{a_1}} = d_{a_1} \left(\frac{\pi}{2Z_1} + \frac{2x_1 \text{tg} \alpha}{Z_1} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{r_{a_1}} \right);$$

$$S_{r_{a_2}} = d_{a_2} \left(\frac{\pi}{2Z_2} + \frac{2x_2 \text{tg} \alpha}{Z_2} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{r_{a_2}} \right);$$

относительная толщина зуба $S_\Delta = \frac{S_a}{m}$.

Выполненные исследования позволяют рекомендовать пути дальнейшего совершенствования конструкции масляного насоса тракторного двигателя с целью повышения его надежности и долговечности. Одним из вариантов такого решения является конструкция насоса с косозубыми роторами. Приведенный материал поможет конструкторам и технологам преодолеть определенное недоверие к использованию косозубой передачи в шестеренных масляных насосах и шире использовать ее в таких конструкциях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вулгаков, Э.Б. Зубчатые передачи модифицированного исходного реечного контура. М.: Машгиз, 1962.- 57 с.
2. Гавриленко, В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969.-293 с.
3. Заблонский К.И., Мак С.Л. Влияние конструктивных форм деталей машин на их долговечность. Киев: Техника, 1971.- 150 с.
4. Решетов, Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989.- 492 с.
5. Тюняев, А.В. Совершенствование геометрии масляного насоса ДВС. Учебное пособие. Издательство Алтайского государственного университета, Барнаул: 1998.-46 с.