

УДК 629.7:658.512.2+681.51

В.А. Поскребышев*, А.Б. Исько, С.С. Аршинов, А.И. Тарновский

ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ПО СНИЖЕНИЮ ТОРЦЕВЫХ УТЕЧЕК И ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСАХ

Предложена конструкция торцевых уплотнений шестеренных насосов, позволяющая исключить применение цветных металлов (втулок) и увеличить механический и объемный КПД насоса за счет уменьшения сил трения на торцах зоны втулка-ротор.

Ключевые слова: шестеренный насос, утечки, трение, потери, объемный КПД.

Основными параметрами, характеризующими работу шестеренных насосов, являются подача Q л/мин и объемный коэффициент полезного действия η .

Исследованиями [1, 2] установлены основные зоны в конструкциях шестеренных насосов (рис. 1), через которые происходят потери перекачиваемой жидкости при перемещении ее из полости всасывания в нагнетательную. На рис. 2 изображены кривые, представляющие в процентах долю каждого типа утечек в общем их объеме, в зависимости от величины зазора.

В правильно сконструированном насосе, при отсутствии кавитации, объемные потери определяются зазорами между сопрягаемыми поверхностями деталей рабочих органов, корпусом насоса, уплотняющих втулок и через межзубовое пространство. Из схемы (см. рис. 1) ясно, что утечки происходят через радиальные зазоры Δ_k между расточками в корпусе и внешней поверхностью зубьев вращающихся шестерен, величины которых зависят от размеров D_k – в корпусе и $D_{ш}$ – шестерни роторов, то есть $\Delta_k = D_k - D_{ш}$.

Относительное положение центров шестерен роторов зависит от радиальных зазоров в подшипниках скольжения $\Delta_n = d_{вт} - d_{ц}$, но при эксплуатации насоса происходит износ цапфы ($d_{ц}$) и отверстия втулок ($d_{вт}$), что приводит к изменению Δ_n и Δ_k .

Утечки в межзубовом пространстве зависят от величин объема зуба и объема межзубовой впадины, а также от условий зацепления. При увеличении межцентрового расстояния a_w в зацеплении роторов появляются зазоры, и перетекание жидкости из полости нагнетания в полость всасывания увеличивается (рис. 3).

Эти зоны в различной степени влияют на объемный КПД насоса, и проследить значимость отдельных зон в общем объеме потерь невозможно.

Утечки через торцевые зазоры Δ_m между торцевыми поверхностями втулок подшипников скольжения и торцевой поверхностью шестерен роторов являются наиболее значительным и подтверждаются исследованиями авторов [1, 2]. Так, при увеличении торцевого зазора на 0,1 мм в типовом насосе [1] объемный КПД снижается на 25 %.

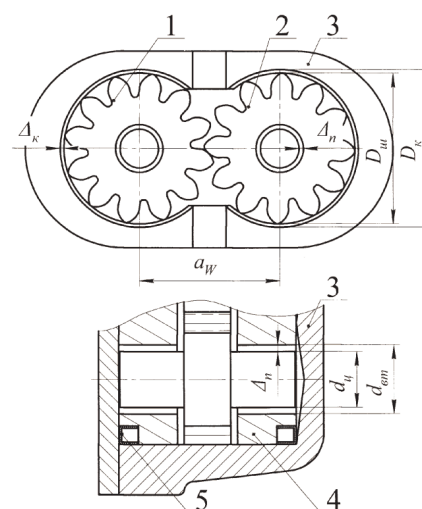


Рис. 1. Схема зон утечек перекачиваемой жидкости: 1 – шестерня ведущая, 2 – шестерня

ведомая, 3 – корпус насоса, 4 – втулки подшипника скольжения, 5 – манжеты поджимные.

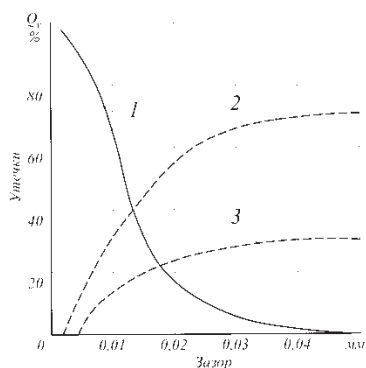


Рис. 2. График влияния зазоров на величину утечек: 1 – утечки по зазору в зацеплении; 2 – утечки по торцевым зазорам; 3 – утечки по радиальным зазорам.

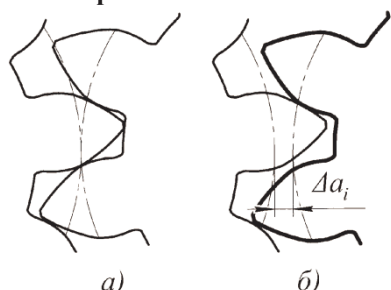


Рис. 3. Схема утечек через межзубовое пространство: а) без изменения a_w ; б) при изменении межцентрового размера $a_w + \Delta a_i$.

Уменьшение торцевых утечек велось различными способами поджатия втулок к торцам шестерен.

Применение [2] прямого, дифференциального и следящего методов поджима плавающих втулок или мембран приводит к уменьшению торцевых зазоров, что в свою очередь уменьшает утечки и увеличивает объемный КПД шестеренных насосов, работающих при больших рабочих давлениях (свыше 7 МПа).

В шестеренных насосах, изготавливаемых зарубежными фирмами, гидравлическая компенсация торцевых зазоров обеспечивается за счет поджатия торцов подпятников к торцам шестерен при помощи жидкости, подаваемой с линии нагнетания к кольцевой площади. Правильный выбор этой площади имеет большое значение, так как при недостаточном размере имеют место повышенные утечки через торцевые зазоры, а при

чрезмерно большой – полусухое трение торцов шестерни и износ подпятников. Последнее обстоятельство особенно важно для насосов, работающих с керосином.

Вместе с тем, применение гидравлической компенсации торцевых зазоров влечет за собой значительное усложнение конструкции шестеренных насосов. При этом возникает необходимость использования дефицитных дорогих антифрикционных материалов (оловянистая бронза, баббиты и др.).

Гидравлическая компенсация торцевых зазоров снижает механический КПД насоса и повышает потери мощности.

С целью уменьшения работы трения на торцах втулка-шестерня предлагается новая конструкция торцевых уплотнений шестеренного насоса (рис. 4). Шестеренный насос состоит из корпуса 1, ведущей и ведомой шестерен 2 и 6. На торцах ведущей шестерни 2 установлены уплотнительные втулки 9, а также тарельчатые пружины 3, диаметры которых равны диаметру окружности вершин зубьев шестерни. Аналогично ведущей шестерни 2, на ведомой шестерне 6 установлены пластины 5, диаметры которых равны диаметру окружности вершин зубьев шестерни, так, чтобы тарельчатые пружины 3 набегали на пластины 5 в зоне зацепления шестерен. Шестерни установлены на игольчатых подшипниках 4, которые, в свою очередь, помещены во втулки 8.

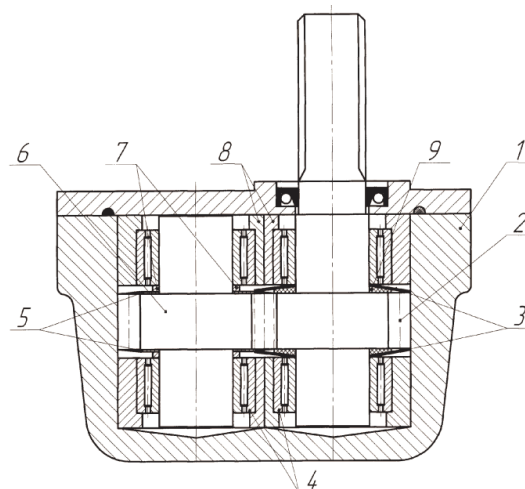


Рис.4. Шестеренный насос с торцевыми уплотнениями.

Насос работает следующим образом. При вращении шестерен тарельчатые пружины 3 набегают на пластины 5, тем самым исключая трение торцов шестерен о прижимные втулки 8. Потери на трение происходят только в зоне контакта тарельчатых пружин и пластин.

Предложенная конструкция торцевых уплотнений позволяет исключить применение цветных металлов (втулок) и увеличить механический КПД насоса за счет уменьшения работы сил трения на торцах зоны втулка-ротор.

Рассматривая схему зацепления шестерен (рис. 5), сделаем сравнение некоторых кинематических и триботехнических параметров.

Работа сил трения, между торцом шестерни и торцом втулки подшипника качения определяется:

$$A_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} L_{\text{тр}},$$

где $F_{\text{тр}} = N_n f$ – сила трения, Н;

$L_{\text{мп}} = 2\pi R_{\text{ср}} = \pi(R_e - r_{\text{ц}})$ – путь трения, м;

N_n – сила поджатия, Н;

f – коэффициент трения.

Износ торца втулки у стандартного насоса происходит по площади кольца трения с радиусами R_e и $r_{\text{ц}}$, то есть:

$$S_{\text{ктр}} = \pi(R_e^2 - r_{\text{ц}}^2), \text{ м}^2$$

В предлагаемой конструкции торцевых уплотнений зона трения очерчивается окружностями впадин и выступов зубьев шестерен (рис. 4, заштрихованная зона). Путь трения определяется:

$$L_{\varphi} = \frac{2\pi R_0 \varphi}{360^\circ}, \text{ м.}$$

Здесь угол трения φ для шестеренных насосов зависит от числа зубьев шестерни, определяется как $\cos \frac{\varphi}{2} = \frac{R}{R_e}$ и на-

ходится в пределах $\varphi = 66^\circ \div 69^\circ$ для насоса НШ-10. Поскольку работа сил трения пропорциональна пути трения, можно отметить уменьшение показателя $A_{\text{тр}}$ и интенсивности износа торцов более чем в пять раз, а механический КПД значительно увеличивается.

Анализ величины скоростей в зоне трения показывает, что скорости в точках Е и Е₁ равны

$$\Delta v_E = \Delta v_{E1} = v_A - v_C = v_{A1} - v_{C1} = + R_e \omega - R_i \omega = \omega(R_e - R_i) = \omega 2m,$$

а скорость проскальзывания в точке В равна 0.

Следовательно, снижение интенсивности износа зон трения в предложенной конструкции торцевых уплотнений подтверждается аналитическими расчетами.

Литература

1. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. М.: Машиностроение, 1964. С. 235.
2. Рыбкин Е. А., Усов А. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1960. С. 187.
3. Шестеренный насос: пат № 2291986 Рос. Федерация № 2005124902; заявл. 04.08.05; опубл. 10.07.06.