

УДК 621.226 (075.8)

М.В. Карцева (6 курс, каф. ГМ), А.А. Жарковский к.т.н., доц.

## УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТА ВНУТРЕННИХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В РК ЦН НИЗКОЙ И СРЕДНЕЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

Цель данной работы — уточнение методики расчета внутренних механических потерь в насосах средней и низкой быстроходности ( $n_s < 200$ ).

Расчет объемного КПД по эмпирической формуле Ломакина А.А. достаточно хорошо совпадает с уточненным расчетом  $\eta_{об}$ . Поэтому в данной работе мы не занимались уточнением методики расчета объемного КПД, а сосредоточили свои усилия на разработке уточненной методики расчета внутреннего механического КПД.

При расчете потерь дискового трения на боковых и цилиндрических поверхностях прежде всего было необходимо ответить на вопрос: какой тип – гладкого или шероховатого течения существует в каждом конкретном случае.

Нами были проанализированы типы течения для 3-х видов насосов: типа "К", питательных насосов, насосов "НДв" для реально существующего в насосах турбулентного режима течения ( $Re_{u2} > 10^6$ ) для поверхностей с шероховатостью:  $\nabla 6$  – 5мкм,  $\nabla 4$  – 23мкм,  $\nabla 3$  – 59 мкм. В большей части случаев был получен режим течения – шероховатая стенка. Для случаев  $\nabla 6$  (5мкм) режим течения - гладкая стенка.

После этого мы перешли к сравнению имеющихся методик. Такое сравнение было проведено по величине коэффициента трения  $C_f$ . Все расчетные методики можно условно разделить на 3 группы. Методики 1 группы дают самые высокие значения  $\Delta\eta_{мех,i}$ , 3 группа – наиболее низкие, методики 2 группы занимают среднее положение. Одной из наиболее физически обоснованных методик является методика Дорфмана Л.А. Если сравнить результаты расчета коэффициента трения  $C_f$  по формуле Ломакина А.А., который рассматривает гидравлически гладкие поверхности, с расчетом по методике Дорфмана Л.А., то получается, что обе методики дают одинаковый результат для случая вращения гладкого диска в неограниченном пространстве. Дорфман Л.А. показывает, что потери в случае вращения диска в кожухе примерно в 2 раза меньше, чем при вращении диска в неограниченном пространстве. К тому же формула Ломакина А.А. предполагает течение у гладкой стенки, что в действительности при  $Rz \geq 23$  мкм не имеет места.

Анализ методик различных авторов показал, что основными факторами, влияющими на внутренние механические потери являются следующие:

- 1) шероховатость поверхности;
- 2) величина бокового зазора;
- 3) протечки в боковых зазорах (зависящие от типа ступени): от периферии к центру (у покрывающего диска) или от центра к периферии (у основного диска - только в промежуточной ступени);
- 4) наличие насосного эффекта поверхностей дисков. Этот эффект наиболее сильно проявляется в ЦН низкой быстроходности ( $\eta_{н.д.} = 15-20\%$  для  $n_s = 40$ ).

С учетом этих факторов была предложена следующая алгоритмическая методика определения внутренних механических потерь:

Мощность дискового трения равна:

$$N_{д.т.} = 2 \cdot 10^{-3} \rho C_f R_2^5 \omega^3,$$

Коэффициент трения:

$$C_f = 0,01275 (K_s/R_2)^{0,272} + \Delta C_f,$$

где  $\Delta C_f$  - приращение коэффициента трения за счет протечки в пазухах. Для одноступенчатых насосов  $\Delta C_f = 0$ , т.к. по данным Малюшенко В.В. и других авторов протечка от периферии к центру практически не оказывает влияния на мощность дискового трения.

Для многоступенчатых насосов:

$$\Delta C_f = 0,5(0,5 - 0,00083K),$$

где  $K = 2\pi R_2 V(\omega/q)$ ,  $V$  - величина бокового зазора,  $q$  - величина протечки.

Мощность дискового трения с учетом насосного эффекта равна:

$$N_{д.п.} = (1 - \eta_{н.д.}) N_{д.т.},$$

где  $\eta_{н.д.}$  - условный коэффициент насосного эффекта дисков.

Предлагаемая алгоритмическая модель для расчета  $\Delta \eta_{мех.i}$  была апробирована на насосах, по которым имеется разделение потерь. В апробации были задействованы насосы различных типов и быстроходностей ( $n_s = 60-220$ ). Результаты представлены на рис.1, из которого видно, что наилучшим образом расчет совпадает с экспериментом при использовании предлагаемой методики и вычисления  $C_f$  по методике Дорфмана Л.А. для случая ограниченного пространства и шероховатой поверхности с  $Rz = 59$  мкм ( $\sqrt{3}$ ).

Действительно, насосы, участвующие в выборке, были изготовлены в основном в 50...60-е годы и имели достаточно грубую механическую обработку дисков, предположительно по  $\nabla 3$ . Отсюда можно сделать вывод, что предлагаемая методика справедлива для насосов различных типов с  $n_s = 60...220$ . При этом необходимо одновременно учитывать все факторы, перечисленные выше, и обязательно — шероховатость поверхности.

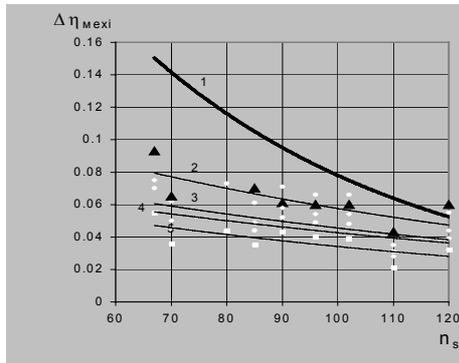


Рис. 1. Расчет механических потерь по методикам разных авторов.

1 – формула Ломакина А.А., 2 - расчет по предлагаемой методике, 3 – расчет по методике Дорфмана Л.А. ( $Rz = 23$  мкм), 4 - расчет по методике Риса В.Ф., 5 – расчет по методике Дорфмана Л.А. ( $Rz = 5$  мкм),  $\Delta$  – эксперимент.