

Сычев Михаил Владимирович, Разумовский Денис Валерьевич, Миронов Виктор Александрович
МЕТОДИКА РАСЧЕТА МОЩНОСТИ ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМ-НАСОСА

Описывается методика расчета мощности жидкостнокольцевого вакуум-насоса с вращающейся втулкой. Предложенная методика расчета основана на допущениях, применяемых для расчета мощности классического жидкостнокольцевого вакуум-насоса. При расчете учитывались конструктивные особенности жидкостнокольцевого вакуум-насоса с вращающейся втулкой и гидродинамика жидкостного кольца в нем.

Адрес статьи: www.gramota.net/materials/1/2013/7/43.html

Статья опубликована в авторской редакции и отражает точку зрения автора(ов) по рассматриваемому вопросу.

Источник

Альманах современной науки и образования

Тамбов: Грамота, 2013. № 7 (74). С. 136-139. ISSN 1993-5552.

Адрес журнала: www.gramota.net/editions/1.html

Содержание данного номера журнала: www.gramota.net/materials/1/2013/7/

© Издательство "Грамота"

Информация о возможности публикации статей в журнале размещена на Интернет сайте издательства: www.gramota.net

Вопросы, связанные с публикациями научных материалов, редакция просит направлять на адрес: almanac@gramota.net

группы компаний, что непосредственно отвечает интересам транснациональных компаний, являющихся одним из центральных элементов глобальной мировой экономики. Признавая степень взаимозависимости международных рынков капитала, Форум финансовой стабильности (Financial Stability Forum¹) определил систему МСФО как один из 12 важнейших наборов глобальных стандартов, необходимых для устойчивого развития глобальной экономики.

Подводя итоги проведенного исследования, можно отметить следующее: международные стандарты финансовой отчетности отвечают потребностям глобальной экономики. Они позволяют формировать экономическую информацию о финансово-хозяйственной деятельности хозяйствующих единиц, пригодную для ее анализа и интерпретации как на уровне отдельной компании (микроуровень), так и на уровне группы компаний – транснациональных корпораций (метауровень).

Список литературы

1. Генералова Н. В., Корабельников А. А. Методология бухгалтерского учета и ее влияние на показатели финансовой отчетности // Финансы и бизнес. 2008. № 1. С. 162-176.
2. Елецкий Н. Д. Переход к глобально-информационному способу производства и модификация общей экономической теории // Мировая экономика и международные отношения. 2008. № 2. С. 22-29.
3. Соколова А. А. Роль малых городов в процессе формирования устойчивого развития нефтегазодобывающего региона // Российское предпринимательство. 2011. № 12-2. С. 180-186.
4. Соколова Н. А. Мировой опыт применения МСФО // Бухгалтерский учет. 2006. № 9. С. 52-56.
5. Суржиков М. А. Методологические основы глобализации мировой экономики // Мировая экономика и международные экономические отношения. 2012. № 2. С. 343-347.
6. Фейгин Г. Ф. Развитие национальных экономик в условиях глобализации: историко-экономический аспект // Известия Санкт-Петербургского университета экономики и финансов. 2009. № 2. С. 14-24.

УДК 67.05

Технические науки

Описывается методика расчета мощности жидкостнокольцевого вакуум-насоса с вращающейся втулкой. Предложенная методика расчета основана на допущениях, применяемых для расчета мощности классического жидкостнокольцевого вакуум-насоса. При расчете учитывались конструктивные особенности жидкостнокольцевого вакуум-насоса с вращающейся втулкой и гидродинамика жидкостного кольца в нем.

Ключевые слова и фразы: расчет мощности; жидкостное кольцо; жидкостнокольцевой вакуум-насос; вращающаяся втулка.

Сычев Михаил Владимирович
Разумовский Денис Валерьевич
Миронов Виктор Александрович

Тамбовский государственный технический университет
m.w.s@bk.ru

МЕТОДИКА РАСЧЕТА МОЩНОСТИ ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМ-НАСОСА[©]

Одной из причин потери мощности у жидкостнокольцевого вакуум-насоса является трение жидкостного кольца о неподвижный корпус насоса. Включение в конструкцию жидкостнокольцевого вакуум-насоса вращающейся втулки позволит существенно снизить потребляемую мощность насоса за счет ликвидации трения жидкости о внутреннюю поверхность корпуса. При такой конструкции гидродинамика жидкостного кольца претерпевает значительные изменения, которые должны учитываться при разработке методики расчета мощности насоса.

Эффективная мощность жидкостнокольцевого вакуум-насоса (ЖВН) N_e на валу насоса складывается из мощности $N_{см}$, затрачиваемой на сжатие парогазовой смеси; мощности N_e , затрачиваемой на перемещение жидкостного кольца, и мощности $N_{тр}$, затрачиваемой на преодоление трения в сальниках и подшипниках, то есть:

$$N_e = N_{СЖ} + N_{Г} + N_{ТР} \quad (1)$$

© Сычев М. В., Разумовский Д. В., Миронов В. А., 2013

¹ Форум финансовой стабильности был образован в 1999 г. с целью утверждения новых форм и подходов к развитию сотрудничества между национальными и международными финансовыми и надзорными органами в целях обеспечения стабильности международной финансовой среды.

Процесс сжатия в насосе – политропный. Для ЖВН принимаем показатель политропы в пределах $m = m_{cp} = 1,03 - 1,0$.

При режиме работы ЖВН, когда давление нагнетания больше давления сжатия: $P_n > P_{сж}$, мощность сжатия определяется по формуле

$$N_{СЖ} = P * S * \frac{m-1}{m} * \left[(\tau_B)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] * \alpha', \quad (2)$$

где $\tau_B = \frac{P_n}{P}$ – внешняя степень сжатия; α' – коэффициент, учитывающий сжатие обратного потока газовой фазы.

В вакуум-насосе, как правило, применяют подшипники качения, а сальники – торцового типа или с гидрозатвором. В них мощность $N_{тр}$, затрачиваемая на преодоление сил трения, не превышает 1-2% эффективной мощности N_e на валу.

Мощность, затрачиваемая на перемещение жидкостного кольца, складывается из мощности $N_{от}$, затрачиваемой на преодоление сил трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве, и мощности N_k , затрачиваемой на преодоление сил трения и потерь на вход и выход жидкости при движении ее в рабочем колесе.

При расчете мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве кольца, скорость жидкости при угле поворота рабочего колеса ϕ определяется с помощью математического моделирования. При этом принимаем, что внутренняя поверхность кольца в произвольном сечении, перпендикулярном оси рабочего колеса, описывается радиусом $r_{2\phi}$.

Потери мощности в безлопаточном пространстве складываются из потерь мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения кольца о внутреннюю поверхность корпуса, и потерь мощности, затрачиваемой на преодоление сил внутреннего трения жидкости в кольце.

В безлопаточном пространстве принимаем течение эквивалентным течению в открытом криволинейном замкнутом канале прямоугольного сечения. Смачиваемый периметр такого канала – $2h + b$ (h – высота безлопаточного пространства при угле поворота рабочего колеса ϕ , м, $h = e + \Delta - e * \cos(\phi)$), а коэффициент гидравлического трения для турбулентного режима течения определяют по формуле Альтшуля:

$$\lambda_r = 0,11 * [k_s / (4 * R_r) + \frac{68}{R_e}]^{0,25}, \quad (3)$$

где k_s – коэффициент шероховатости внутренней поверхности корпуса; R_r – гидравлический радиус:

$$R_r = \frac{hb}{2h + b}. \quad (4)$$

Полагая, что сила P сопротивления приложена относительно оси рабочего колеса на плече $r_2 + \frac{h}{2}$, определяем момент сил трения жидкости в безлопаточном пространстве кольца:

$$M = \int_0^{2\pi} \frac{\rho_{жс} * v_{\phi}^2 * \lambda_r}{8} \left(r_2 + \frac{h}{2} \right)^2 * (2 * h + b) d\phi. \quad (5)$$

Для того чтобы проинтегрировать данное выражение, выразим λ_r и h через функцию от угла поворота рабочего колеса.

Потери на трение в межлопаточных каналах рабочего колеса малы, так как мала относительная скорость жидкости. Наиболее значительны потери, обусловленные входом жидкости в рабочее колесо и выходом из него.

Для того чтобы характеризовать насосы разных размеров, работающие при различных напорах, а также сравнить насосы с различной формой проточной части, в теории гидромашин модель и реальный насос сравниваем с условной моделью. В качестве условной принята модель, имеющая диаметр рабочего колеса $d_y = 1$ м и работающая при напоре $H_y = 1$ м. Параметры такой условной модели называют приведенными. Эту модель можно применить и для анализа ЖВН.

Из формул механического подобия определяем приведенный расход Q' и приведенную частоту вращения n' для рабочего колеса вакуум-насоса:

$$Q' = Q_{жс} / (4 * r_2^2 * \sqrt{H_T}), \quad (6)$$

$$n' = n * 2 * r_2 / \sqrt{H_T}, \quad (7)$$

где $Q_{жс}$ – расход жидкости через рабочее колесо насоса:

$$Q_{жс} = \pi * (r_2^2 - r_{2\phi}^2) * b_0 * n * \psi, \quad (8)$$

H_T – теоретический напор, создаваемый рабочим колесом вакуум-насоса:

$$H_T = \frac{H_{T_\infty}}{(1+n_L)}, \quad (9)$$

где H_{T_∞} – теоретический напор, создаваемый рабочим колесом, имеющим бесконечное число лопаток:

$$H_{T_\infty} = u_2 * \frac{c_{2u}}{g} = \left(\frac{u_2^2}{g} \right) - \left[\frac{2 * \omega^2 * e' * r_0 * ctg \beta_2}{(\pi * g)} \right], \quad (10)$$

где n_L – коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопаток на напор.

Для учета влияния конечного числа лопаток рабочего колеса на напор, создаваемый рабочим колесом, используем поправки Пфлейдерера:

$$\Pi = \frac{H_T}{H_{T_\infty}} = \frac{1}{(1+n_L)}. \quad (11)$$

Здесь $n_L = \psi_L * \frac{r_2^2}{z * J}$, где $\psi_L = (0,55...0,68 + 0,6 * \sin \beta_2)$; J – статический момент рабочей ячейки относительно оси рабочего колеса:

$$J = \int_{r_1}^{r_2} r dr = r_2^2 * \frac{(1-\nu^2)}{2}. \quad (12)$$

Статический момент J рассчитываем в предположении, что средняя линия меридионального сечения рабочей ячейки перпендикулярна оси рабочего колеса.

Тогда:

$$1+n_L = \frac{1 * \psi_L}{[z * (1-\nu^2)]}. \quad (13)$$

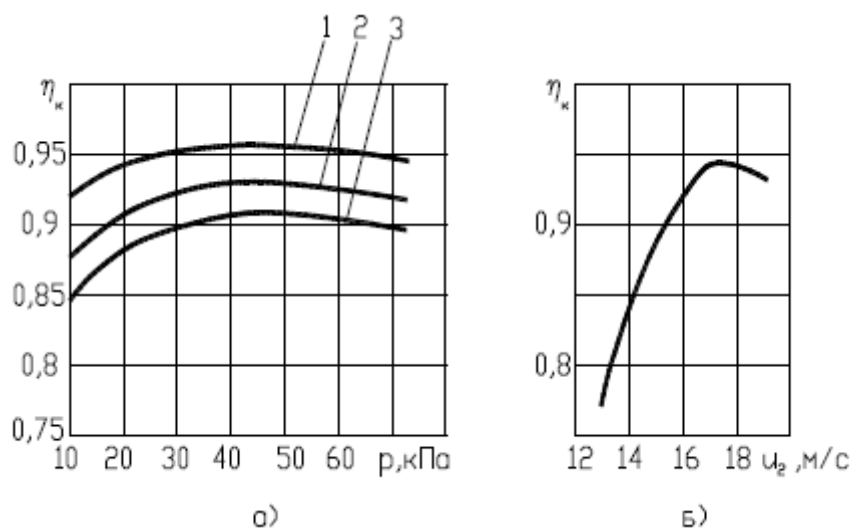


Рис. 1. Зависимость КПД рабочего колеса: а) от давления всасывания для различных коэффициентов быстроходности n_k при $P_n = 98 \text{ кПа}$; б) от окружной скорости u_2 при $P = 30 \text{ кПа}$ и $P_n = 98 \text{ кПа}$; $1 - n_s = 1,2 \text{ с}^{-1}$; $2 - n_s = 2,27 \text{ с}^{-1}$; $3 - n_s = 2,75 \text{ с}^{-1}$

Зависимости КПД рабочего колеса от давления всасывания для различных коэффициентов быстроходности n_k приведены на Рисунке 1а, а зависимость КПД рабочего колеса от окружной скорости на периферии рабочего колеса при $P = 30 \text{ кПа}$ и $P_n = 98 \text{ кПа}$ – на Рисунке 1б.

При работе вакуум-насоса на жидкостях, вязкость которых выше вязкости воды, КПД рабочего колеса, определенный по зависимостям, приведенным на Рисунке 1, умножают на коэффициент k_h . Зависимость коэффициента k_h от критерия Рейнольдса представлена на Рисунке 2. Критерий Re для жидкости, текущей в лопаточном пространстве насоса:

$$R_e = \frac{Q_{жс} * \rho_{жс}}{(\mu_{жс} * \sqrt{8 * r_2 * b * \psi})}. \quad (14)$$

Мощность N_K , затрачиваемая на вращение жидкости в рабочем колесе ЖВН:

$$N_K = \frac{Q_{ж} * H_T * (1 - \eta_K * k_{\eta}) * \rho_{ж}}{1000} \quad (15)$$

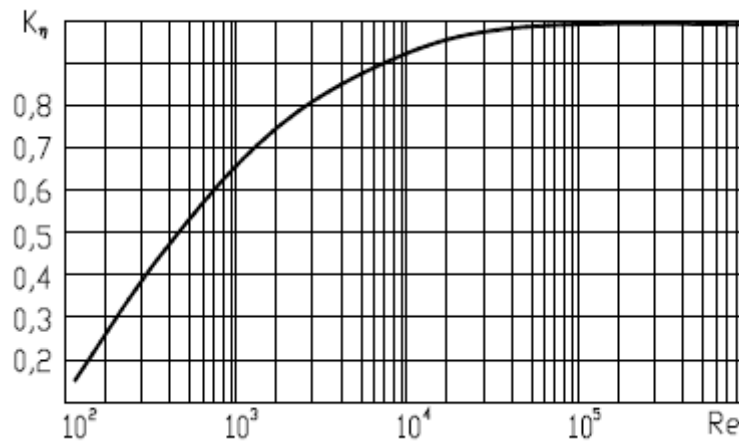


Рис. 2. Зависимость коэффициента k_{η} пересчета от числа Рейнольдса

Список литературы

1. Родионов Ю. В. Повышение эффективности и эксплуатационных характеристик двухступенчатых жидкостнокольцевых вакуум-насосов: дисс. ... к.т.н.: 05.04.09. Тамбов, 2000. 135 с.

УДК 001.89

Экономические науки

В статье описана технология продвижения результатов научно-инновационной деятельности университета средствами выставочного маркетинга (на примере опыта РГПУ им. А. И. Герцена), раскрыта значимость внутренних университетских выставок в продвижении научной продукции, представлены факторы формирования целевых установок внешнего выставочного маркетинга университета в сфере научно-инновационной деятельности.

Ключевые слова и фразы: выставочный маркетинг; выставки; технология продвижения; экспозиция; научно-инновационная деятельность.

Тарасов Александр Михайлович, к. пед. н.

Российский государственный педагогический университет им. А. И. Герцена

oki@herzen.spb.ru

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОДВИЖЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНО-ИННОВАЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ УНИВЕРСИТЕТА СРЕДСТВАМИ ВЫСТАВОЧНОГО МАРКЕТИНГА ©

Утверждение научно-инновационной деятельности в качестве доминирующего фактора развития высшей школы становится одной из характерных тенденций времени. В условиях ожидаемого обострения борьбы университетов за сохранение приоритетов поддержки основных направлений деятельности все более очевидными становятся стратегические преимущества вузов, связанные с активизацией их деятельности по успешному позиционированию научно-инновационного потенциала. Насыщение рынка научно-инновационной продукции и услуг конкурентными предложениями со сходными качественными параметрами побуждает вузовских «игроков» к поиску новых способов и моделей эффективного управления воспринимаемой ценностью научно-инновационной продукции, интенсификации использования ресурсного потенциала маркетинговых коммуникаций, повышению инвестиционной привлекательности научно-инновационной деятельности университета [1].

Важнейшим инструментом решения маркетинговых задач университета и в то же время универсальной средой распространения информации о создаваемой им научно-инновационной продукции являются