
ПРИКЛАДНА ГІДРОАЕРОМЕХАНІКА І ТЕПЛОМАСООБМІН

УДК 621.516

ПРИВЕДЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДОКОЛЬЦЕВЫХ МАШИН К НОМИНАЛЬНЫМ ВНЕШНИМ УСЛОВИЯМ

Ю.М. Вертепов

Сумский государственный университет, г. Сумы

Статья посвящена пересчету энергетических характеристик водокольцевых машин к номинальным внешним условиям. Проанализировано влияние отклонения рабочих давлений, температуры воды и частоты вращения от их номинального значения на эффективную мощность.

Энергетические характеристики выпускаемых в странах СНГ водокольцевых машин, получаемые при испытаниях в различных организациях и на заводах-изготовителях до настоящего времени, сравнить между собой не представляется возможным, поскольку они получены для разных внешних условий, что не учитывается в полной мере имеющимися методиками испытаний [2].

Это делает также невозможным осуществить оценку технического уровня этих машин в сравнении с лучшими зарубежными аналогами, характеристики которых всегда представляются в виде, приведенном к определенным внешним условиям [3]. Регламентируемые номинальные внешние условия для водокольцевых машин приведены в [1]. К ним относятся:

- температура воды на входе 288 К;
- температура воздуха на входе 293 К;
- давление нагнетания для водокольцевых вакуумных насосов 0,1013 МПа и давление всасывания 0,04 МПа (для исполнения ВВН1) и 0,02 МПа (для исполнения ВВН2);
- давление всасывания для водокольцевых компрессоров 0,1013 МПа и давление нагнетания 0,15 МПа (абсолютное).

Для пересчета энергетических характеристик водокольцевых машин к номинальным внешним условиям контролируемые при испытаниях параметры этих машин либо приводятся в документации только частично, либо их количества, замеряемого при испытаниях, недостаточно, что затрудняет, а в ряде случаев делает невозможным осуществление такого пересчета. Например, мощность, потребляемая машиной, приводится в технической документации без указания величины барометрического давления в процессе испытаний и потерь давления на всасывании. В нормативных документах [1, 2] приведена формула для пересчета производительности водокольцевых вакуумных насосов при отклонении температуры воды на входе от номинальной величины 288К через температурный коэффициент K_T , определяемый по графикам в зависимости от давления всасывания и температуры воды на входе. К настоящему времени вопрос о пересчете энергетических характеристик водокольцевых машин к номинальным внешним условиям во многом остается открытым и требует отдельного рассмотрения.

В водокольцевых машинах основные затраты мощности связаны со сжатием газа в рабочей полости и преодолением гидравлических потерь в безлопаточном пространстве и рабочем колесе [4]. Образующееся в работающей машине водяное кольцо, форма которого зависит от центробежных и кориолисовых сил инерции и рабочих давлений газа, служит наружной границей рабочей полости и контактирует со сжимаемым газом, поэтому выделяемая в процессе сжатия теплота отводится им достаточно эффективно. Это позволяет принять допущение, что процесс сжатия в машине близок к изотермическому [6]. В соответствии с этим мощность, затрачиваемая на сжатие, при отклонении барометрического давления воздуха в процессе испытаний от номинального давления нагнетания 0,1013 МПа может быть пересчитана для вакуумного насоса по формуле

$$N_{сж\alpha} = N_{сж\beta} \cdot \frac{\left(\ln \frac{0,1013}{p_{вс}} \right)_{\alpha}}{\left(\ln \frac{p_B}{p_{вс}} \right)_{\beta}},$$

где p_B – барометрическое давление, измеряемое при испытаниях, МПа;
 $p_{вс}$ – номинальное абсолютное давление всасывания, МПа;
 α – отличительный знак номинального значения мощности, установленного [1, 2] и техническими условиями на вакуумный насос конкретного типа;
 β – отличительный знак значения мощности, полученного при испытании вакуумного насоса.

Отклонения в мощности на сжатие, обусловленные отклонением барометрического давления (давления нагнетания) от его номинального значения, для водокольцевых вакуумных насосов приведены в табл. 1.

Таблица 1

p_B , МПа	0,096	0,0974	0,0987	0,1	0,1013	0,1027
$N_{сж\alpha} / N_{сж\alpha}$ (ВВН1)	1,062	1,044	1,029	1,014	1	0,985
$N_{сж\alpha} / N_{сж\alpha}$ (ВВН2)	1,034	1,025	1,016	1,008	1	0,991

Из приведенных данных следует, что в рассмотренном интервале изменения барометрического давления наибольшее отклонение мощности на сжатие имеет место для водокольцевых вакуумных насосов исполнения ВВН1 (от 1,5 до 6,2%), в то время как для исполнения ВВН2 это отклонение снижается от 1 до 3,4%. С возрастанием p это отклонение изменяется в меньшую сторону.

Для водокольцевого компрессора пересчет мощности, затрачиваемой на сжатие воздуха, при отклонении давления всасывания от номинального значения 0,1013 МПа может быть выполнен по формуле

$$N_{сж\alpha} = N_{сж\beta} \frac{\left[(0,1013 - \Delta p_{вс}) \ln \frac{p_n}{0,1013 - \Delta p_{вс}} \right]_{\alpha}}{\left[(p_{вс} - \Delta p_{вс}) \ln \frac{p_n}{p_{вс} - \Delta p_{вс}} \right]_{\beta}},$$

где $p_n = 0,15$ МПа – номинальное абсолютное давление нагнетания;

$\Delta p_{ec} = (0,01-0,05) p_{ec}$ – потери давления на входе в компрессор, измеряемые при его испытаниях, МПа;

p_{ec} – давление всасывания в компрессор, измеряемое при его испытаниях, МПа.

Отклонения в мощности на сжатие, обусловленные отклонением давления всасывания от его номинального значения, для водокольцевых компрессоров при $\Delta p_{ec} = 0,05 p_{ec}$ приведены в табл. 2.

Таблица 2

p_{ec} , МПа	0,096	0,0974	0,0987	0,1	0,1013	0,1027
$N_{сж\alpha} / N_{сж\beta}$	0,947	0,96	0,973	0,986	1	1,013

В рассмотренном интервале изменения давления всасывания это отклонение изменяется от 1,3 до 5,3%, причем с возрастанием p_{ec} оно изменяется в меньшую сторону.

Исследования водокольцевых машин показывают, что отклонение давления нагнетания вакуумных насосов и давления всасывания компрессоров от номинального значения 0,1013 МПа незначительно влияет на величину гидродинамических потерь мощности в безлопаточном пространстве и рабочем колесе [5], а величина этих потерь прямо пропорциональна плотности воды на входе, зависящей от ее температуры [4]. В соответствии с этим мощность гидродинамических потерь при отклонении температуры воды на входе в процессе испытаний от ее номинального значения 288К для водокольцевых машин может быть пересчитана по формуле

$$N_{\Gamma\alpha} = N_{\Gamma\beta} \frac{\rho_{\alpha}}{\rho_{\beta}},$$

где ρ_{α} – плотность воды на входе при ее температуре, измеряемой в процессе испытаний, кг/м³;

$\rho_{\alpha} = 999,2$ кг/м³ – плотность воды на входе при ее номинальной температуре 288 К.

Отклонения в мощности гидродинамических потерь в водокольцевых машинах, обусловленные отклонением температуры подаваемой в них воды от ее номинального значения, в зависимости от температуры воды на входе t_w приведены в табл. 3.

Таблица 3

t_w , К	283	288	293	303	313	323
$N_{\Gamma\alpha} / N_{\Gamma\beta}$	1,0005	1	0,999	0,9965	0,993	0,989

В приведенном интервале изменения температуры воды на входе в машину это отклонение изменяется 0,05% до 1,1%, причем с возрастанием t_w оно также возрастает.

Энергетические характеристики водокольцевых машин зависят также от частоты вращения ротора, оптимальная величина которой для вакуумных насосов и компрессоров существенно различается [6]. Частота вращения колеса может изменяться в зависимости от колебаний частоты тока и напряжения в электросети и других факторов. От нее зависят окружная скорость рабочего колеса и распределение скоростей в безлопаточном и лопаточном пространстве водяного кольца, которое определяет величину мощности гидравлических потерь. В меньшей

степени она влияет на мощность сжатия (через изменение показателя политропы сжатия), а более заметно проявляет свое влияние через потери мощности, связанные с перемещением сжимаемого воздуха через всасывающее и нагнетательное окна машины. В гораздо большей степени зависит от частоты вращения мощность гидравлических потерь в водяном кольце. Если потери мощности в безлопаточном пространстве водяного кольца пропорциональны квадрату частоты вращения, то потери в лопаточном пространстве рабочего колеса пропорциональны ее кубу [4]. Поэтому приведенная в [2] формула для пересчета потребляемой мощности водокольцевой машины при отклонении частоты вращения колеса от номинального значения должна быть скорректирована следующим образом:

$$N_{\alpha} = N_{\beta} \cdot \left(\frac{n_{\alpha}}{n_{\beta}} \right)^m,$$

где n_{α} , с^{-1} – частота вращения колеса водокольцевой машины, замеренная в процессе испытаний;

n_{β} , с^{-1} – номинальная частота вращения колеса, соответствующая ее паспортному значению для приводного электродвигателя;

$m = 1,5-2$ – показатель степени, определяемый экспериментально в определенном диапазоне возможных изменений частоты вращения.

Для приведенной в [2] формулы пересчета величина m принимается равной единице. Отклонение в потребляемой мощности, обусловленное отклонением частоты вращения колеса от ее номинального значения, для водокольцевых машин при различных значениях величины m приведено в табл.4.

Таблица 4

n_{α}/n_{β}	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	1	1,02	1,04	1,06	1,08	1,1
N_{α}/N_{β} ($m=1$)	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	1	1,02	1,04	1,06	1,08	1,1
N_{α}/N_{β} ($m=1,5$)	0,854	0,882	0,911	0,94	0,97	1	1,03	1,06	1,091	1,122	1,154
N_{α}/N_{β} ($m=2$)	0,81	0,846	0,884	0,922	0,96	1	1,04	1,082	1,12	1,166	1,21

Сравнение полученных результатов пересчета с полученными в [2] показывает, что отклонение потребляемой водокольцевой машиной мощности от номинальной величины для изменения частоты вращения на 10% по отношению к номинальному ее значению достигает 4,6–5,4% при $m = 1,5$ и 9–11% при $m = 2$. Величина этого отклонения возрастает при увеличении разницы между замеренной и номинальной частотами вращения колеса.

Предложенная в данной работе методика пересчета энергетических характеристик водокольцевых машин к номинальным внешним условиям учитывает разделение потерь мощности в этих машинах и результаты их теоретических и экспериментальных исследований. Она позволяет оценивать влияние отклонения различных параметров от их номинального значения на отклонение энергетических характеристик водокольцевых машин. Приведение энергетических характеристик к номинальным внешним условиям по предлагаемой методике позволяет с достаточной степенью достоверности сравнивать результаты испытаний и приводимые в литературе характеристики различных отечественных и зарубежных водокольцевых машин, что имеет практическое значение.

SUMMARY

COUNTING OF ENERGY CHARACTERISTICS OF WATER-RING MACHINES FOR NOMINAL EXTERNAL CONDITIONS

Vertepov J.M.

Sumy State University

This article is devoted by counting of energy characteristics of water-ring machines for nominal external conditions. The influence of work pressures, temperature of water and frequency of rotation for effective power is analyzed.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Отраслевой стандарт ОСТ 26-12-1113-85 “Машины водокольцевые. Типы и основные параметры.” Министерство химического и нефтяного машиностроения СССР.–М.: 1985.- 8с.
2. Отраслевой стандарт ОСТ 26-12-2042-85 “Машины водокольцевые. Правила приемки и методы испытаний”. Министерство химического и нефтяного машиностроения СССР.– М.: 1985.- 27с.
3. Проспекты фирм “Siemens”, “Nash”, “Hibon”.
4. Вертепов Ю.М., Автономова И.В. Расчетное определение мощности гидродинамических потерь в жидкостно-кольцевых машинах // Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. – №311, Вып. 5.- М.: 1979.- С. 91-104.
5. Вертепов Ю.М., Автономова И.В. Влияние уровня рабочих давлений на энергетические характеристики жидкостно-кольцевых машин // Известия ВУЗов. Машиностроение. – №2.-М.: 1981.- С. 92-95.
6. Головинцов А.Г. и др. Ротационные компрессоры. -М.: Машиностроение, 1964.- 314 с.

Вертепов Ю.М., канд. техн. наук

Поступила в редакцию 8 февраля 2008 г