



# Оценка гидравлического сопротивления шаровых вентилей GBC

Компания Данфосс в конце 2004 г. начала производство шаровых вентилей типа GBC новой модификации. В данной статье рассмотрены вопросы, связанные с определением гидравлического сопротивления новых шаровых вентилей GBC высокой производительности. Оценка гидравлического сопротивления шаровых вентилей в виде зависимости коэффициента объемного расхода ( $K_v$ ) от коэффициента сопротивления вентилей проводилась с использованием программы расчета течения в трубах (CFD), известную как FLUENT 6.0. Полученные результаты могут быть использованы для расчета перепада давления на вентиле или объемного/массового расхода жидкости через вентиль.

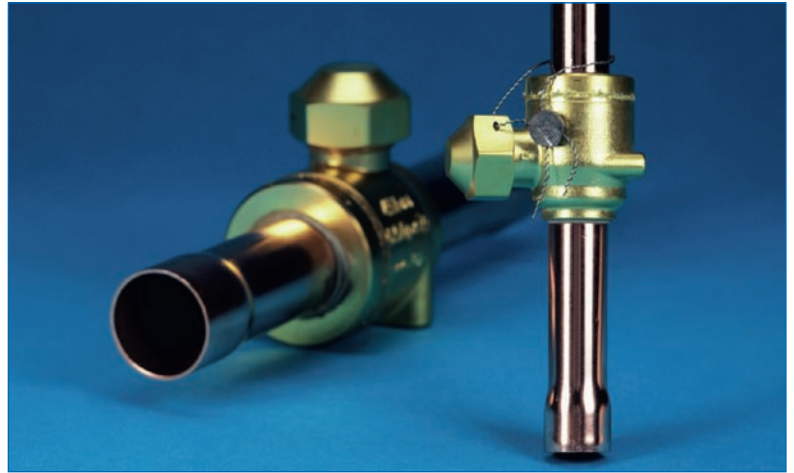


Рис. 1. Внешний вид новых вентилей GBC

Для оценки гидравлического сопротивления шарового вентилея GBC использовалась программа расчета течения в трубах (CFD), определяющая перепад давления на вентиле в зависимости от массового расхода жидкости через вентиль.

Геометрия расчетной модели показана в упрощенном виде серым цветом на рис. 2. На рис. 3 показана реальная геометрия шарового вентилея.

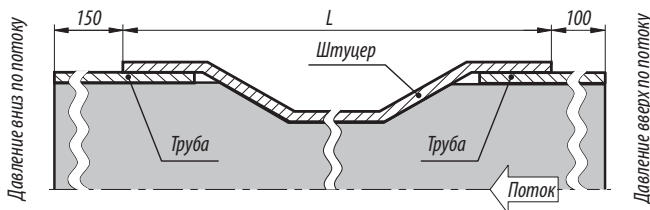


Рис. 2. Упрощенная схема

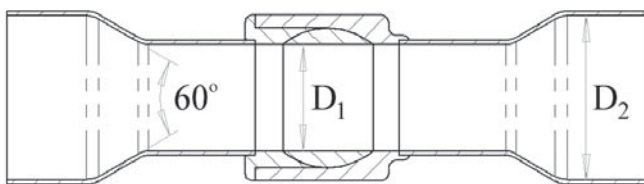


Рис. 3. Реальная конструкция

Расчетная модель представляет собой сужающуюся-расширяющуюся конструкцию из двух труб, соединенных коническими вставками с углом раствора  $60^\circ$ . Диаметр проходного отверстия корпуса вентилея принят равным  $D_1$ , а внутренний диаметр штуцера вентилея принят равным  $D_2$ , с учетом толщины стенки штуцера. В расчетную область входит длина  $L$  соответствующего вентилея и зоны, охватывающие 100 мм вверх по течению от вентилея и 150 мм вниз по течению. В таблице 1 указаны типы рассматриваемых вентилея и их диаметры.

Судя по диаметрам, видно, что вентилея GBC имеют разную конструкцию: расширяющуюся-сужающуюся, прямую и сужающуюся-расширяющуюся. Вентилея трех указанных конструкций показаны на рисунках 5, 6 и 7.

Таблица 1.

Диаметры проходного сечения корпуса и диаметры штуцера

Вентиль	$D_1$ , мм	$D_2$ , мм (дюйм)
GBC 6	12,7	6 (1/4)
GBC 10	12,7	10 (1 3/8)
GBC 12	12,7	12 (1/2)
GBC 16	12,7	16 (5/8)
GBC 18	19,0	18 (3/4)
GBC 22	19,0	— (7/8)
GBC 28	25,5	28 (1 1/8)
GBC 35	32,0	35 (1 3/8)
GBC 42	38,0	42 (1 5/8)
GBC 54	51,0	54 (2 1/8)
GBC 66	51,0	— (2 5/8)
GBC 79	51,0	— (3 1/8)

Во всех расчетах в качестве граничных условий принимались давления вниз и вверх по потоку на некотором расстоянии от вентилея. В качестве входного и выходного статических давлений принимались значения 1 и 0 бар соответственно.

В данной работе расчет проводился путем решения уравнения Навье-Стокса в приближении Рейнольдса. В расчетах принималось, что:

- рабочая среда: вода при температуре  $20^\circ\text{C}$ ;
- течение: отрывное, установившееся, осесимметричное;
- модель турбулентности: с учетом зависимости  $k-\epsilon$  и качественной обработки поверхности.

В общепринятых терминах это означает, что рассматривалось несжимаемое течение с учетом влияния вязкости и турбулентности. Модель, учитывающая качественную обработку поверхности и зависимость  $k$  от  $\epsilon$ , обычно используется для отрывных течений, которые имеют место в расширяющихся-сужающихся элементах трубопроводов.

В результате расчета определяется перепад давления по длине  $L$  шарового вентилея. Так как распределение статического давления по входному и выходному сечениям

вентилей неоднородно (см. диаграмму распределения скоростей на рис. 8, 9 и 10), не имеет смысла определять перепад давления на вентиле по статическим давлениям на стенке в этих сечениях. Поэтому за статические давления, которые используются для определения перепада давления по вентиле, принимались осредненные по входному и выходному сечениям давления  $p_{in}$  и  $p_{out}$ , соответственно (рис. 4).

Осреднение давления по сечению осуществляется по формуле

$$p = \frac{1}{A} \sum_i^n A_i p_i \quad (1)$$

где  $A$  — площадь сечения,  $m^2$

$n$  — число расчетных зон

$A_i$  — площадь  $i$ -й расчетной зоны,  $m^2$

$p_i$  — статическое давление в  $i$ -й расчетной зоне, бар.

Решение уравнения Навье-Стокса в приближении Рейнольдса получено при перепаде давления вдоль расчетной области, равном 1 бар. Однако все результаты, представленные в данной работе, основываются на перепаде давления, измеренном на фланцах вентилей. Используя рассчитанные массовые расходы жидкости, по результатам измерения можно определить коэффициент  $K_v$ .

Коэффициент объемного расхода  $K_v$  — это эталонная величина, представляющая собой расход воды через запорно-регулирующее устройство при перепаде давления на нем, равном 1 бар. Она очень часто используется для определения объемного и массового расхода жидкости через регулирующие вентили при больших перепадах давления, например, через терморегулирующие вентили. Объемный и массовый расходы жидкости через вентиль с использованием коэффициента  $K_v$  рассчитываются следующим образом:

$$V = K_v \sqrt{\frac{\Delta p}{100\rho}} \quad (2)$$

$$m = K_v \sqrt{\frac{\rho\Delta p}{100}} \quad (3)$$

где  $V$  — объемный расход жидкости,  $m^3/ч$

$m$  — массовый расход жидкости,  $кг/ч$

$\Delta p$  — перепад давления на вентиле, бар

$\rho$  — плотность жидкости,  $кг/м^3$ .

Гидравлическое сопротивление вентилей можно также выразить через коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi$ . В то время как коэффициент расхода  $K_v$  задает связь между перепадом давления на вентиле и объемным расходом жидкости, коэффициент сопротивления связывает перепад давления с динамическим давлением жидкости:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho V^2}{2} \quad (4)$$

где  $\xi$  — коэффициент гидравлического сопротивления

$\rho$  — плотность жидкости,  $кг/м^3$

$V$  — средняя по объему скорость,  $м/с$ .

Так как скорость  $V$  явно зависит от объемного расхода жидкости и площади поперечного сечения трубы (т.е.  $V = V/A$ ), между двумя способами определения сопротивления вентилей нет принципиальной разницы.

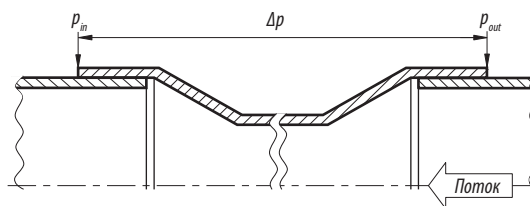


Рис. 4 Перепад давления на вентиле

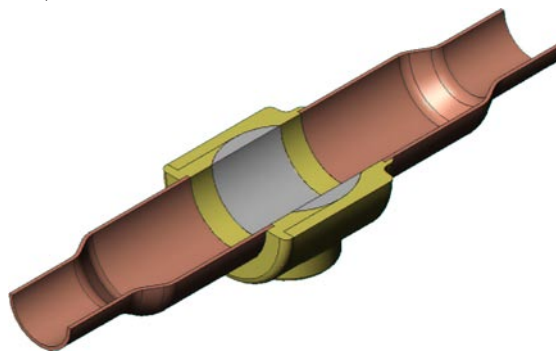


Рис. 5 Вентиль с расширяющимися-сужающимися штуцерами.

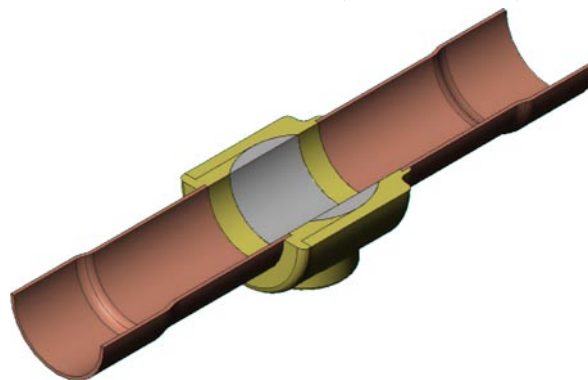


Рис. 6 Вентиль с прямыми штуцерами.

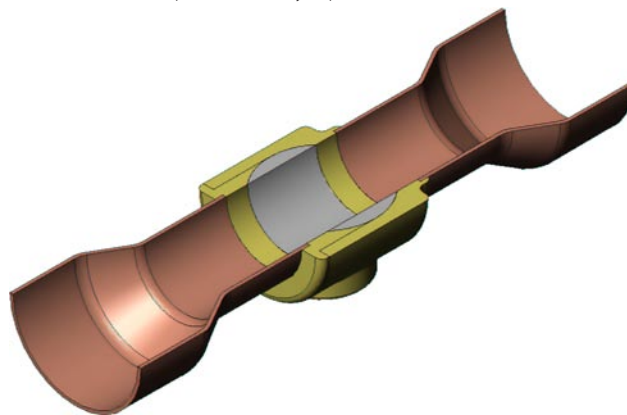


Рис. 7 Вентиль с сужающимися-расширяющимися штуцерами.

Использование того или иного выражения зависит от обстоятельств.

Ниже представлены результаты оценки гидравлических сопротивлений шаровых вентилей GBC всех типов-размеров (рис. 5—10). Результаты получены с помощью расчетных моделей, которые представляют собой упрощенный аналог реального вентилей. Наиболее существенные упрощения связаны с:

- зазубринами на буртике между трубой и штуцером вентилей, которые не принимались во внимание (см. рис. 2 и 4);

– корпусом вентиля, который принимался в виде участка гладкой трубы.

Данные упрощения не оказывают влияния на результаты показаний математической модели.

В диапазон вентилях GBC 6 – GBC 16 входят вентили всех трех конструкций. Все эти вентили имеют одинаковый корпус и разные штуцеры. На рис. 5, 6 и 7 приведена конструкция этих вентилях, а на рис. 8, 9 и 10 показаны изолинии скоростей в вентилях данной конструкции. Из рисунков видно, что расширяющиеся штуцеры способствуют срыву потока, а сужающиеся – нет. Срыв потока ведет к возникновению турбулентности, которая увеличивает потери давления и гидравлическое сопротивление вентиля по сравнению с прямыми трубами.

Одинаковый корпус имеют вентили GBC 18 – 22, GBC 54 – 66 – 79. Однако, только в вентиле GBC 79 расширяющийся штуцер ведет к заметному срыву потока и уменьшению расхода жидкости по сравнению с вентилем GBC 66.

Таблица 2.

Гидравлическое сопротивление шаровых вентилях типа GBC.

Вентиль	$\xi$	$K_v$
GBC 6	0,57	1,96
GBC 10	0,36	5,68
GBC 12	0,35	10,58
GBC 16	0,80	14,11
GBC 18	0,30	20,42
GBC 22	0,47	28,17
GBC 28	0,37	51,95
GBC 35	0,36	80,89
GBC 42	0,29	121,07
GBC 54	0,30	224,96
GBC 66	0,48	245,78
GBC 79	1,04	222,52

В таблице 2 приведены коэффициенты объемного расхода из каталога по шаровым вентилям Данфосс. Результаты, полученные в процессе расчетов коэффициентов  $K_v$  с помощью программы CFD по математической модели вентилях GBC, расходятся со значениями каталога в среднем на 2,1%, что показывает достаточно высокую степень точности тестовых испытаний на производстве.

Если сравнить параметр  $K_v$  для вентилях GBC и аналогов других фирм-производителей, то можно обнаружить, для одних и тех же проходных сечений коэффициент объемного расхода для GBC выше в среднем на 25%

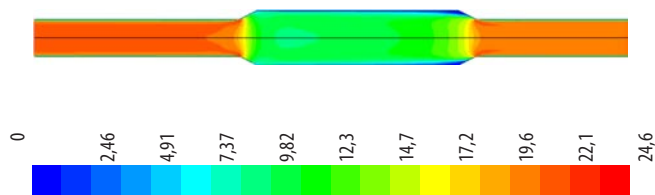


Рис. 8 Изолинии скоростей в вентиле с расширяющимися-сужающимися штуцерами, м/с

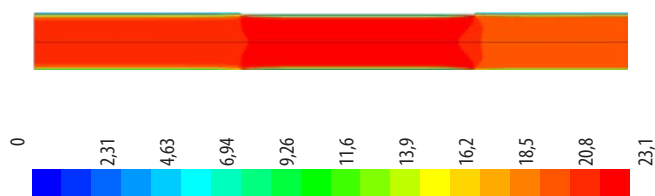


Рис. 9 Изолинии скоростей в вентиле с прямыми штуцерами, м/с

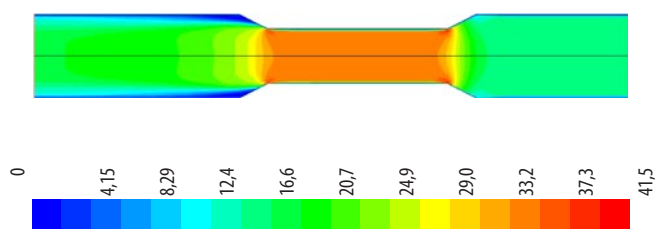


Рис. 10 Изолинии скоростей в вентиле с сужающимися-расширяющимися штуцерами, м/с

по сравнению со значениями, указанными в каталогах альтернативных производителей. Таким образом, новые вентили GBC имеют лучший коэффициент объемного расхода не только по сравнению со старыми моделями данного типа, но и со всеми вентилями коммерческой серии других производителей.

**И.В. Новиков,**  
инженер отдела холодильной техники  
и кондиционирования