УДК622.673.001 DOI 10.21440/2307-2091-2017-1-62-64

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ УЗЛА ПОДКЛЮЧЕНИЯ РУДНИЧНЫХ ТУРБОМАШИН К КОЛЛЕКТОРУ

В. Т. Дмитриев, Д. Р. Габидуллин, Г. А. Боярских, А. О. Кочанов

Choosing a construction of junction point of mining turbomachines and a collector

V. T. Dmitriev, D. R. Gabidullin, G. A. Boyarskikh, A. O. Kochanov

Authors consider three original variants of construction of a junction point of turbomachine and collector. Junction points look like tees and include both straight sections of constant cross section and diffusers, and lead-in arc-shaped elements. The criteria for comparison is value of the coefficient of local aerodynamic resistance. This article presents the expressions for determining the optimal geometric characteristics of inlet branches and diffusers, ensuring a minimum local resistance of each of the proposed tees. One can also see minimum values of resistance coefficients for different angles between the axes of inlet branches and collector. In order to assess combined influence of joints on the loss of energy flow in the air duct authors introduced the concept of reduced coefficient of local resistance. The article contains factors that reduce the accuracy of theoretical calculations due to the lack of experimental data on aerodynamics of air-conducting tract. Authors also calculated the theoretical values of reduced coefficients of local resistance of air ducts equipped with different junction points of compressors, giving the possibility of approximate determination of energy costs of the connecting elements.

Keywords: compressor; turbo machine; air duct; junction point; tee; aerodynamic resistance; local resistance.

Рассматриваются три оригинальных варианта конструкции узла присоединения турбомашины к коллектору. Узлы присоединения имеют вид тройников и включают в себя как прямолинейные участки постоянного сечения и диффузоры, так и дугообразные подводящие элементы. Критерием для сравнения является величина коэффициента местного аэродинамического сопротивления. Получены выражения для определения оптимальных геометрических характеристик подводящих патрубков и диффузоров, обеспечивающих минимальное местное сопротивление каждого из предложенных тройников. Найдены минимальные величины коэффициентов их сопротивления при различных углах между осями подводящих патрубков и коллектора. С целью оценки совместного влияния узлов на потери энергии потока в воздуховоде введено понятие приведенного коэффициента местного сопротивления. Отмечены факторы, снижающие достоверность теоретических расчетов вследствие недостаточности экспериментальных данных по аэродинамике воздухопроводящего тракта. Вычислены теоретические значения приведенных коэффициентов местного сопротивления воздуховодов, оснащенных различными узлами присоединения компрессоров, дающие возможность ориентировочно определить затраты энергии в присоединительных элементах.

Ключевые слова: компрессор; турбомашина; воздуховод; узел присоединения; тройник; аэродинамическое сопротивление; местное сопротивление.

В последние 50 лет трубопроводный транспорт нашел широкое применение как в промышленности, так и при обслуживании населенных пунктов. Только в России протяженность магистральных трубопроводов достигла более 70 тыс. км.

В связи с этим появился целый ряд научных работ, где предлагаются пути сокращения энергетических потерь при транспортировании жидких и газообразных сред [1–3] и конструктивное совершенствование элементов транспортных систем [4, 5].

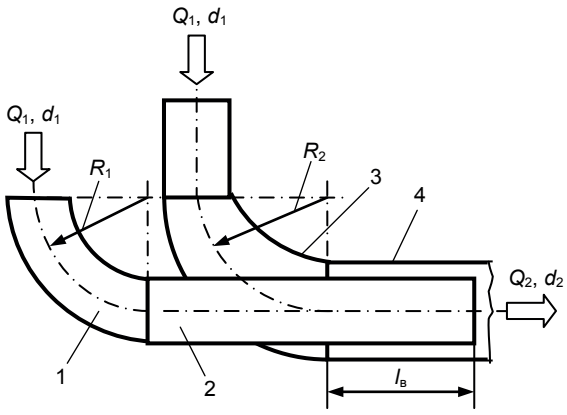

Рисунок 1. Схема тройника. 1 – подводящий патрубок; 2 – прямолинейный участок; 3 – диффузор с дугообразной осью; 4 – коллектор.

С использованием методики по определению гидравлических сопротивлений [1], уточненных рабочих характеристик рудничных турбомашин [2], влияния степени турбулентности на гидравлическое сопротивление в трубках [3], опыта проектирования гидравлических сетей [4], метода косвенного определения потерь давления в проточной части турбомашины [5] произведен выбор конструкции узла подключения рудничных турбомашин к коллектору.

В работе [6] предложена конструкция узла подключения рудничной турбомашины к коллектору в виде тройника (рис. 1), обладающего низким гидродинамическим (аэродинамическим) сопротивлением.

Тройник содержит диффузор, в данном случае с криволинейной формой. В его входное отверстие диаметром d_1 поступает текучее, например сжатая жидкость от одной из турбомашин, а выходное отверстие переходит в коллектор диаметром d_2. Другой насос подает текучее через плавно изогнутый подводящий патрубок и прямолинейный участок трубы внутрь коллектора. Диаметры подводящего патрубка и прямолинейного участка равны d_1.

В связи с тем что в работах о турбомашинах информация об определении гидродинамического (аэродинамического) сопротивления диффузоров с непрямолинейной осью отсутствует, то влияние прямолинейного участка 2 на поток входящего в диффузор в коллектора можно определить эмпирически.

Для уменьшения величины гидравлических потерь предложена конструкция тройника (рис. 2).

Преимущество приведенного тройника обусловлено формулами, приведенными далее.

В соответствии с [1] оптимальное отношение радиуса подводящего патрубка к диаметру его сечения определяется формулой

$$\left(\frac{R_1}{d_1}\right)_{опт} = 41,8\sqrt[3]{\left(\frac{\sin\delta}{\delta}\right)^2},$$

где δ – угол (рис. 2).

Далее определяем оптимальные параметры диффузора и его сопротивления.

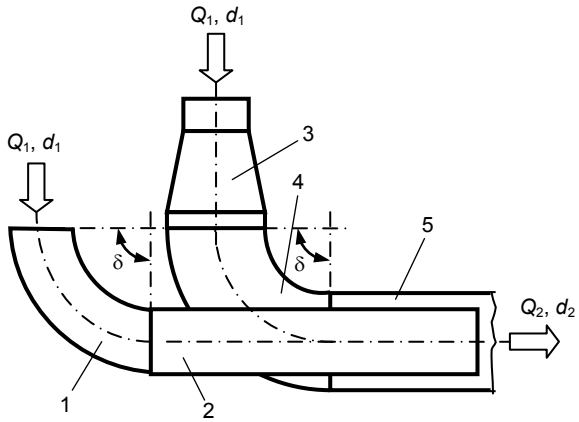

Рисунок 2. Вариант конструкции тройника. 1, 4 – подводящие патрубки; 2 – прямолинейный участок; 3 – диффузор; 5 – коллектор.

Согласно [2], коэффициент сопротивления конического диффузора

$$\xi_{к.д} = 3,2\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\sqrt[4]{\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}\left(1-\frac{F_1}{F_2}\right)^2 + \frac{0,0025}{\sin\frac{\alpha}{2}}\left[1-\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2\right],$$

где F_1, F_2 – площадь сечения.

Переведя размеры угла α в радианы, получим:

$$\xi_{к.д} = 3,2\left(\frac{\alpha_{рад}}{2}\right)^{1,25}\left(1-\frac{F_1}{F_2}\right)^2 + $$
$$+0,0025\left(\frac{\alpha_{рад}}{2}\right)^{-1}\left[1-\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2\right].$$

Взяв первую производную от $\xi_{к.д}$ по переменной $\alpha_{рад}/2$, приравняем ее к нулю и получим уравнение

$$4\left(\frac{\alpha_{рад}}{2}\right)^{2,25}\left(1-\frac{F_1}{F_2}\right)^2 - 0,0025\left[1-\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2\right] = 0, \qquad (1)$$

решение уравнения (1) дает оптимальный угол раскрытия

$$\left(\alpha_{рад}\right)_{опт} = 2\left\{6,25\cdot 10^{-4}\left[1-\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2\right]\left(1-\frac{F_1}{F_2}\right)^{-2}\right\}^{0,444}.$$

Значения оптимальных углов раскрытия и соответствующие минимальные коэффициенты сопротивления $(\xi_{к.\,д})_{min}$ для различных отношений площадей сечения приведены в табл. 1.

С учетом результатов расчетов параметров тройника по приведенным формулам предложен вариант тройника (рис. 3).

Параметры патрубка не зависят от очередности присоединения турбомашин к коллектору (при равных подачах насосов все патрубки одинаковые).

Диффузор 1 служит для увеличения площади сечения коллектора перед входом в него подводящего патрубка 2 (рис. 3). Для обеспечения равенства средних скоростей потока в коллекторе и на выходе из прямолинейного участка 4 необходимо выполнить соотношение:

Таблица 1. Углы раскрытия и коэффициенты сопротивления оптимальных диффузоров

Параметр	F_1/F_2				
	0,75	0,67	0,5	0,33	0,25
$\alpha_{опт}$	10° 18’	8° 53’	7° 04’	5° 53’	5° 24’
$(\xi_{к.д})_{min}$	0,022	0,032	0,051	0,080	0,105

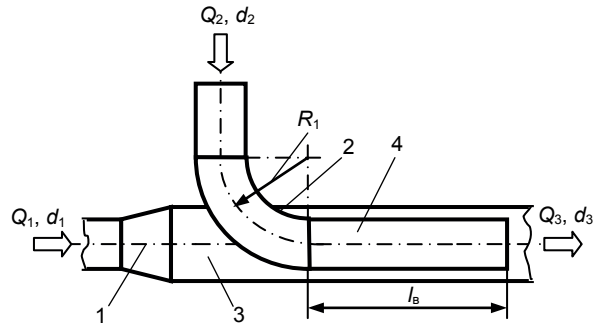

Рисунок 3. Вариант тройника с вводом подводящего патрубка в коллектор. 1 – диффузор; 2 – подводящий патрубок; 3 – коллектор; 4 – прямолинейный участок.

$$\frac{4Q_1}{\pi\left(d_3^2-d_2^2\right)} = \frac{4Q_2}{\pi d_2^2};\, d_3 = d_2\sqrt{1+\frac{Q_1}{Q_2}}, \qquad (2)$$

где радиус R_1 и угол раскрытия диффузора имеют оптимальные значения, обеспечивающие минимальные коэффициенты гидродинамического (аэродинамического) сопротивления подводящего патрубка 2 и диффузора.

Патрубок 2, как и в тройнике по [1], представляет собой препятствие потоку в коллекторе, в его конструкции учтены зависимости, приведенные в формуле (2). Кроме того, при соединении с коллектором очередной турбомашины сечение коллектора увеличивается на площадь подводящего патрубка, диаметр же подводящего патрубка остается неизменным.

Для оценки величины потерь мощности потока, обусловленных местными сопротивлениями, следует сложить затраты мощности на преодоление каждого местного сопротивления в отдельности. Сравнение же различных сетей по данному фактору целесообразно осуществлять с помощью *приведенного коэффициента местных сопротивлений сети.*

Рассмотрим пример. К коллектору (рис. 4), имеющему N узлов присоединения, из которых первый (обозначен позицией 1) представляет собой подводящий патрубок, а остальные позиции от 2 до N – тройники, параллельно подключены п турбомашин. Очевидно, что $n = N$.

Затраты мощности на преодоление местных сопротивлений

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{n} Q_i\xi_i\rho_i\frac{v_i^2}{2} = \xi_{пр}\rho\frac{v^2}{2}Q, \qquad (3)$$

где Q_i – расход текучего в i-м элементе; ξ_i – коэффициент сопротивления i-го элемента; $\xi_{пр}$ – приведенный коэффициент местных сопротивлений; ρ_i, v_i – плотность и скорость воздуха на входе в i-й элемент; v, Q – скорость и расход на выходе коллектора.

Полагаем, что плотность текучего в сети изменяется незначительно, поэтому $\rho_i = \rho$; утечки отсутствуют, следовательно, $Q = \sum_{i=1}^{n} Q_i$. В результате преобразований выражения (3) получается формула для определения $\xi_{пр}$:

$$\xi_{пр} = \sum_{i=1}^{n}\frac{Q_i v_i^2\xi_i}{Qv^2}.$$

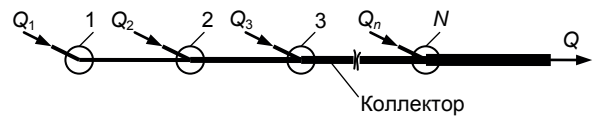

Рисунок 4. Схема параллельного подключения *n* турбомашин к коллектору.

Определим значения приведенного коэффициента сопротивления сетей с тремя вариантами тройников: с диффузором, имеющим дугообразную ось, описанным в [1] (вариант 1); с коническим диффузором и подводящим патрубком по рис. 2 (вариант 2); с подводящим патрубком постоянного сечения по рис. 3 (вариант 3).

Исходные данные:

– количество турбомашин $n = 4$;

– первая турбомашина присоединена к коллектору подводящим патрубком (позиция 1 на рис. 2), остальные – посредством тройников;

– углы $\delta = 30^o$ (на рис. 2 показаны $\delta = 90^o$);

– соотношения размеров присоединительных элементов оптимальные;

– производительность каждой турбомашины равна Q_1.

Результаты этих вариантов следующие:

Вариант 1.

Величина приведенного коэффициента местных сопротивлений для данного варианта: $\xi_{пр1} = 0{,}143$.

Вариант 2.

Для варианта 2 получаем: $\xi_{пр2} = 0{,}0895 \approx 0{,}090$.

Вариант 3.

В представленных ранее расчетах для варианта 3 приведенный коэффициент местных сопротивлений $\xi_{пр3} = 0{,}131$.

Приведенный коэффициент местных сопротивлений сети варианта 2 в 1,46 раза ниже, чем варианта 3, и в 1,59 раза ниже, чем варианта 1. Использование подводящего патрубка оптимального радиуса R_2 и оптимального конического диффузора с углом раскрытия α, обеспечивающих минимальное сопротивление, даст, во-первых, минимизацию аэродинамического сопротивления пары элементов 3–4, во-вторых, достаточную уверенность в расчетных значениях коэффициентов сопротивления.

Сравнительно низкое сопротивление пары конический диффузор–подводящий патрубок является результатом того, что диффузор уменьшает скорость среды на входе в патрубок в F_2/F_1 (т. е. в 2, 3 и 4 раза), а потери энергии в патрубке – в $(F_2/F_1)^2$ (т. е. в 4, 9 и 16 раз).

Выводы

Анализ приведенных расчетов показывает, что использование узлов подключения компрессоров к коллектору, выполненных по рис. 2, обеспечивает наименьшие затраты мощности на преодоление местных сопротивлений.

Расчеты показывают, что наименее энергозатратным вариантом является второй.

ЛИТЕРАТУРА

1. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 671 с.
2. Тимухин С. А. К вопросу о трактовке и уточнении рабочих характеристик рудничных турбомашин // Изв. УГГУ. 2011. Вып. 25/26. С. 96–100.
3. Рахматуллин Ш. И. Влияние степени турбулентности и частоты турбулентных пульсаций на гидравлическое сопротивление круглой трубы // Нефтяное хозяйство. 2006. № 11. С. 110–111.
4. Племенов В. А. О некотором подходе к проектированию коллекторно-дренажных и других гидравлических сетей // Экологические системы и приборы. 2005. № 1. С. 33–34.
5. Тимухин С. А., Молчанов М. В., Долгих Д. С. Метод косвенного определения потерь давления в проточной части проектируемой турбомашины // ГИАБ. 2015. № 6. С. 164–167.
6. Косарев Н. П., Дмитриев В. Т., Дмитриев С. В. Обоснование схем включения рудничных турбомашин при их параллельной работе // Изв. вузов. Горный журнал. 2012. № 6. С. 58–62.

REFERENCES

1. Idel'chik I. E. 1992, *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Hydraulic resistance manual], Moscow, 671 p.
2. Timukhin S. A. 2011, *K voprosu o traktovke i utochnenii rabochikh kharakteristik rudnichnykh turbomashin* [On the question of the interpretation and clarification of performance characteristics of mine turbomachines]. *Izvestiya Ural'skogo gosudarstvennogo gornogo universiteta* [News of the Ural State Mining University], no. 25–26, pp. 96–100.
3. Rakhmatullin Sh. I. 2006, *Vliyanie stepeni turbulentnosti i chastoty turbulentnykh pul'satsiy na gidravlicheskoe soprotivlenie krugloy truby* [Influence of the degree of turbulence and the frequency of turbulent fluctuations on the flow resistance of a circular pipe]. *Neftyanoe khozyaystvo* [Oil Industry], no. 11, pp. 110–111.
4. Plemenov V. A. 2005, *O nekotorom podkhode k proektirovaniyu kollektorno-drenazhnykh i drugikh gidravlicheskikh setey* [On an approach to the design of drainage and other hydraulic nets]. *Ekologicheskie sistemy i pribory* [Ecological Systems and Devices], no. 1, pp. 33–34.
5. Timukhin S. A., Molchanov M. V., Dolgikh D. S. 2015, *Metod kosvennogo opredeleniya poter' davleniya v protochnoy chasti proektiruemoy turbomashiny* [The method of indirect determination of pressure losses in the flow part of the projected turbomachine]. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'* [Mining informational and analytical bulletin], no. 6, pp. 164–167.
6. Kosarev N. P., Dmitriev V. T., Dmitriev S. V. 2012, *Obosnovanie skhem vklyucheniya rudnichnykh turbomashin pri ikh parallel'noy rabote* [Justification of schemes of inclusion of mine turbomachinery during their parallel operation]. *Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 6, pp. 58–62.

Владимир Трофимович Дмитриев,
Геннадий Алексеевич Боярских,
Gennadiy.Boyarskih@m.ursmu.ru
Динар Радикович Габидуллин,
Артём Олегович Кочанов,
Уральский государственный горный университет
Россия, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

Vladimir Trofimovich Dmitriev,
Gennadiy Alekseevich Boyarskikh,
Gennadiy.Boyarskih@m.ursmu.ru
Dinar Radikovich Gabidullin,
Artem Olegovich Kochanov,
Ural State Mining University
Ekaterinburg, Russia