

УДК 621.165

## Разгруженные дроссельно-регулирующие клапаны нового поколения для паровых турбин

А.Е.Зарянкин<sup>1</sup>, В.А.Зарянкин<sup>2</sup>, В.А.Серегин<sup>1</sup>, Е.Ю.Григорьев<sup>3</sup>, А.Н.Рогалев<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Российская Федерация  
<sup>2</sup> ООО «МИРК» (Межрегиональная инфраструктурная компания), г. Москва, Российская Федерация  
<sup>3</sup> ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
г. Иваново, Российская Федерация  
E-mail: rvs@tren.ispu.ru

### Авторское резюме

**Состояние вопроса:** Регулирующие клапаны паровых турбин являются исполнительными органами системы регулирования, и, соответственно, от их действия зависит стабильность режимов работы турбины и ее сохранность в аварийных ситуациях. Несмотря на большое количество публикаций в периодической литературе, посвященных проблеме совершенствования регулирующих клапанов, они до настоящего времени в своем большинстве не соответствуют современным эксплуатационным требованиям. Основными их недостатками являются высокое аэродинамическое сопротивление, низкая динамическая надежность либо сочетание этих факторов. В связи с этим остро стоит вопрос создания новых аэродинамически совершенных клапанов паровых турбин.

**Материалы и методы:** Результаты получены путем физического и математического моделирования.

**Результаты:** Разработаны новые конструкции регулирующих клапанов, обеспечивающие высокий уровень надежности и экономичности работы узлов регулирования паровых турбин, а также представлены результаты их модельных исследований. Определены меры, повышающие надежность и экономичность работы клапанов, самыми эффективными из которых оказались новые схемы паровой разгрузки и использование ребренных широкоугольных диффузоров с начальным цилиндрическим участком за седлами клапанов.

**Выводы:** Использование новых клапанов позволяет до 50 % снизить потери давления в клапане, в сравнении с используемыми в настоящее время регулируемыми клапанами, повысить уровень вибрационной надежности работы исполнительных органов системы регулирования паровых турбин.

**Ключевые слова:** паровая турбина, регулирующий клапан, диффузор, пульсации давления, вибрация, дросселирование, паровая разгрузка.

## New-generation balanced throttle control valves in steam turbines

A.E. Zaryankin<sup>1</sup>, V.A. Zaryankin<sup>2</sup>, V.A. Seregin<sup>1</sup>, E.Yu. Grigor'ev<sup>3</sup>, A.N. Rogalev<sup>1</sup>

<sup>1</sup> National Research University «MPEI», Moscow, Russian Federation

<sup>2</sup> ООО «MIRK», Moscow, Russian Federation

<sup>3</sup> «Ivanovo State Power Engineering University», Ivanovo, Russian Federation

E-mail: rvs@tren.ispu.ru

### Abstract

**Background:** Control valves of steam turbines are the actuators of the regulatory system and, consequently, their action affects the stability of operation of the turbine and its safety in emergency situations. Despite the broad coverage given to the problem of improving control valves in the periodical literature, most of them do not meet the current operational requirements. Their main drawbacks are high aerodynamic drag, low dynamic reliability or a combination of these factors. Therefore, an urgent task is to design new aerodynamically improved valves.

**Materials and methods:** The results were obtained by physical and mathematical modeling.

**Results:** The paper describes new designs of control valves ensuring a high level of reliability and efficiency of steam turbine control units and represents the results of their model studies. New steam discharge schemes and ribbed wide angle diffusers with a cylindrical initial section behind the valve seats were found to be the most effective means of increasing the reliability and efficiency of the valves.

**Conclusion:** The use of new valves reduces pressure losses in the valve by 50 % in comparison with the currently used control ones, increases the vibration reliability of the actuators of the steam turbine regulatory systems.

**Key words:** steam turbine, control valve, diffuser, pressure pulsation, vibration, throttle control, steam discharge.

**Введение.** Энергетическая арматура на электростанциях относится к вспомогательному оборудованию, но от ее способности надежно выполнять свое функциональное назначение зависит нормальная эксплуатация всего основного оборудования.

Этим объясняются многочисленные и достаточно жесткие требования, которые

предъявляются к энергетической арматуре. Среди них важное место занимает требования высокой надежности и долговечности, а для регулирующей арматуры необходимо обеспечивать и минимально возможное гидравлическое сопротивление при полном открытии регулирующего органа.

Во многих случаях степень соответствия арматуры указанным требованиям прямо зависит от характера движения рабочих сред в их проточных частях [1]. К сожалению, вопросам газодинамического совершенствования арматуры до настоящего времени уделяется неоправданно малое внимание. В результате сложившееся свыше ста лет назад конструктивное оформление угловых клапанов, задвижек, предохранительных и отсечных клапанов меняется весьма незначительно.

Существующие дроссельно-регулирующие клапаны в простейшем исполнении состоят из корпуса с подводным и отводящим патрубками, внутри которого располагается диффузорное седло, которое перекрывается либо шаровым, либо тарельчатым, либо профилированным золотником, выполненным совместно со штоком (шпинделем), связанным с системой привода золотника [2].

В рассматриваемом типе клапанов между входным и выходным (отводящим) патрубками поток совершает внутри клапанной коробки поворот на  $90^\circ$ . При каждом таком повороте индуцируется сложное нестационарное поле скоростей, имеющее при входе в седло большую окружную неравномерность, а при определенных условиях внутри клапанной коробки возникает интенсивное циркуляционное течение вокруг золотника клапана.

В результате на золотник, а следовательно, и на шток клапана действуют большие динамические нагрузки, резко снижается диффузорный эффект в диффузорном седле, снижается пропускная способность клапана и растут гидравлические потери при полном открытии золотника.

Кроме того, при больших посадочных размерах золотника на седло и высоких начальных параметрах рабочей среды на штоке возникают при малых подъемах золотника громадные осевые усилия, необходимые для его перестановки.

В представленных ниже материалах приведены некоторые принципиально новые решения, связанные с совершенствованием проточных частей угловых дроссельно-регулирующих клапанов.

**Разгруженные регулирующие клапаны нового поколения.** При создании новых угловых клапанов мы исходили из необходимости в максимальной степени снизить отрицательные влияния отмеченных факторов на долговечность и надежность работы рассматриваемой арматуры, что привело в конечном счете к существенному изменению конструктивного облика клапанов рассматриваемого типа.

Типичная конструкция такого клапана с системой разгрузки от осевых усилий приведена на рис. 1 [2]. Золотник клапана состоит из двух частей. Его обтекаемая потоком рабочей среды часть 9 выполнена профилированной с

внутренней полостью 5, которая соединяется с обтекаемой поверхностью тремя рядами отверстий перфорации. Эта часть золотника с помощью упорной резьбы соединяется с цилиндрической втулкой 1 с двумя шпонками, исключая возможность поворота золотника вокруг продольной оси при его работе в закрученном потоке среды. Для исключения прямого контакта цилиндрической части золотника с рабочей средой золотник перемещается внутри закрытого стакана 12, жестко соединенного с буксой 8. Внутри профилированной части золотника 9 установлена диафрагма с центральным разгрузочным отверстием 2, которое перекрывается клапаном 11, выполненным совместно со штоком 7. Осевое перемещение разгрузочного клапана 11 лимитируется поперечной перегородкой в цилиндрической части золотника, и дальнейшее осевое перемещение штока обеспечивает открытие золотника.

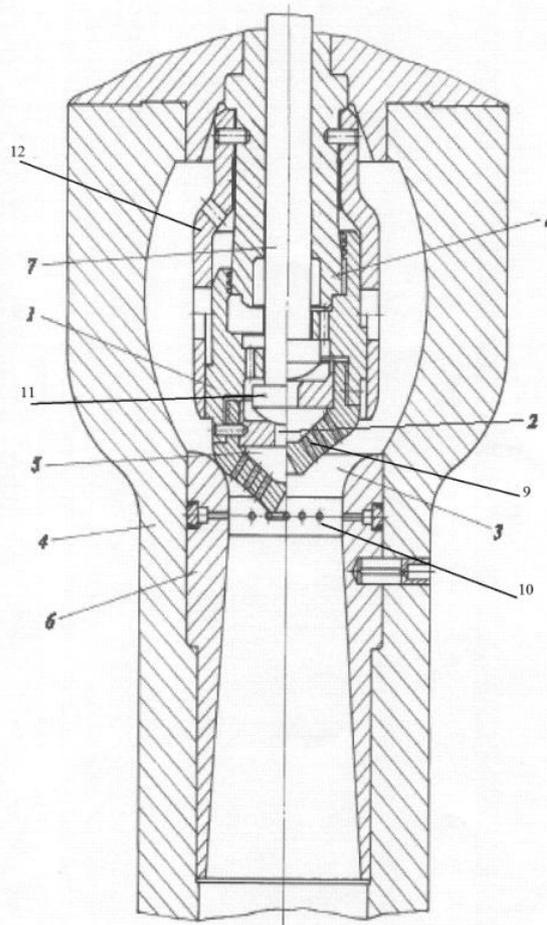


Рис. 1. Разгруженный регулирующий клапан с перфорированными обтекаемыми поверхностями золотника и входного участка седла: 1 – цилиндрическая втулка; 2 – диафрагма с центральным разгрузочным отверстием; 3 – клапанный канал; 4 – корпус; 5 – внутренняя демпферная полость; 6 – диффузорное седло; 7 – шток; 8 – букса; 9 – отверстия перфорации на золотнике; 10 – отверстия перфорации на цилиндрическом участке седла; 11 – разгрузочный клапан; 12 – защитный стакан

седла 6 клапана состоит из плавной конфузорной входной части, которая совместно с профилированной поверхностью золотни-

ка образует кольцевой осесимметричный канал. Конфузорная часть седла соприкасается с его цилиндрической частью, где располагается один ряд отверстий перфораций, и далее идет конический диффузор с углом раскрытия проточной части  $\alpha = 7^\circ$ .

Рассматриваемый клапан выполнен с принципиально новой системой разгрузки от осевых усилий и отличается тем, что разгрузочный клапан и его седло располагаются внутри золотника. В результате при открытии разгрузочного клапана и последующем перемещении золотника пар из внутренней полости попадает не в центр диффузорного седла, а в демпферную камеру 5 и через отверстия перфорации 9 сбрасывается в конфузорный клапанный канал, в минимальной степени нарушая характер течения основного потока рабочей среды.

По мере подъема золотника давление за клапаном повышается и сила, прижимающая золотник к головке штока, резко снижается. В результате возникает ситуация, когда даже умеренные пульсации давления под клапаном могут привести к потере осевой устойчивости золотника и возникает реальная вероятность возникновения автоколебаний в пределах свободного хода разгрузочного клапана. Для предотвращения указанных автоколебаний при подъеме золотника на 50–60 % от его общего хода нижняя часть буksы 8 входит в цилиндрическую расточку перегородки цилиндрической части 1 золотника, перекрывая тем самым доступ пара к разгрузочному клапану 11. Таким образом происходит выключение разгрузочного клапана от осевых усилий и сохраняется надежное прижатие золотника к головке штока во всем диапазоне его перемещения.

Заканчивая описание клапана, укажем на роль отверстий перфораций, размещенных как на обтекаемой поверхности золотника, так и на цилиндрическом участке седла. Подобное решение с замыканием отверстий перфораций на общую демпферную камеру способствует снижению окружной неравномерности потока и разрывает жесткую связь между пульсациями давления в потоке и величиной динамических сил, действующих в результате этих пульсаций на шток клапана. Кроме того, при малых открытиях золотника и больших перепадах давления на клапан перфорированная поверхность способствует интенсивному рассеиванию волновой структуры сверхзвукового потока.

На базе рассматриваемого клапана были разработаны и его некоторые модификации. Так, на рис. 2 показан разгрузочный угловой клапан с другой формой золотника, состоящего из трех частей. В данном случае обтекаемая его часть состоит из внешней части 1, внутрь которой вставляется сложная профилированная часть золотника 2. В ее внутренней части выполнено разгрузочное отверстие 3,

перекрываемое разгрузочным клапаном. Однако в данном случае рабочая среда отводится из внутренней полости золотника через ряд радиальных сверлений 5 и кольцевой зазор 4, образованный внутренней поверхностью основной части 1 золотника и наружной поверхностью внутренней вставки 2. Основная цель подобного решения состоит в организации пристеночного вдува добавочного потока вдоль обтекаемой поверхности внутренней части 2 рассматриваемого золотника. В этом случае на малых подъемах золотника снижается вероятность срыва потока с его обтекаемой части. Как и в исходном клапане (рис. 1), обе половинки составного золотника соединяются с цилиндрической втулкой 10.

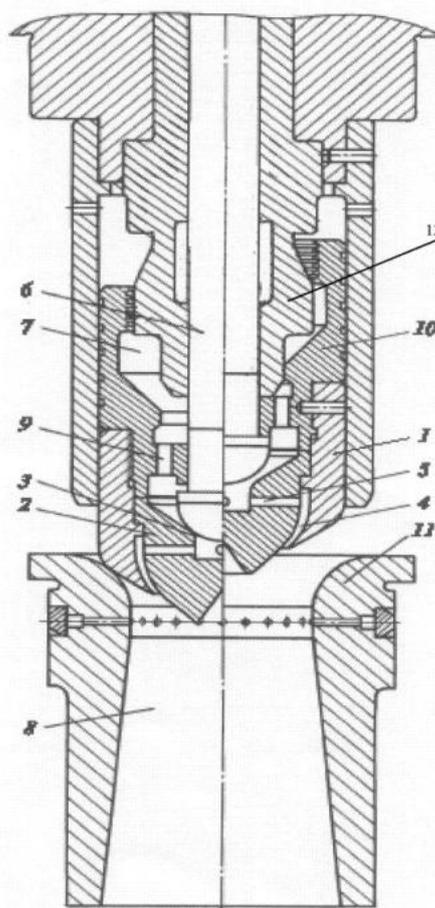


Рис. 2. Разгруженный регулирующий клапан с тангенциальной системой отвода рабочей среды из внутренней полости клапана: 1 – внешняя часть; 2 – профилированная часть золотника; 3 – разгрузочное отверстие; 4 – кольцевой зазор; 5 – радиальное сверление; 6 – шток; 7 – внутренняя полость золотника; 8 – диффузорная часть седла; 9 – цилиндрические отверстия; 10 – цилиндрическая втулка; 11 – диффузорное седло; 12 – буска с конусной втулкой

Еще одна модификация углового клапана, выполненная на базе исходного клапана (рис. 1), приведена на рис. 3 [3]. В данном случае изменена только система открытия разгрузочного клапана. Если в клапанах, приведенных на рис. 1, 2, разгрузочный клапан совершает осевое перемещение в пределах сво-

бодного хода и золотник свободно висит на его торцевой части, прижимаясь к ней силой давления среды, то в клапане на рис. 3 разгрузочный клапан 5 выполнен в виде цилиндра с секторными вырезами в нижней торцевой части. Как и ранее, цилиндрический разгрузочный клапан выполнен совместно со штоком, но установлен между диафрагмой 3 и перегородкой 7 с минимальным зазором, обеспечивающим только поворот разгрузочного клапана. При таком повороте разгрузочные отверстия 4 на диафрагме 3 соединяются с внутренней полостью золотника и обеспечивают сброс рабочей среды в проточную часть клапана.

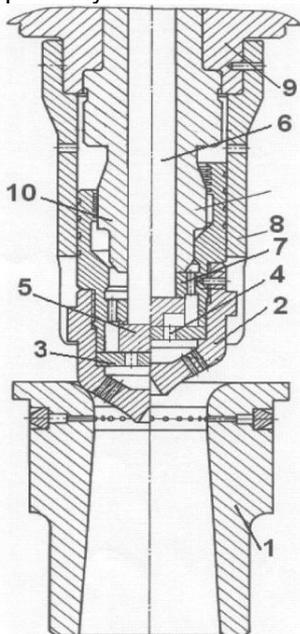


Рис. 3. Разгруженный регулирующий клапан с поворотным разгрузочным клапаном: 1 – седло; 2 – золотник клапана; 3 – диафрагма; 4 – разгрузочное отверстие; 5 – разгрузочный клапан; 6 – шток; 7 – перегородка; 8 – защитный стакан; 9 – крышка клапанной коробки; 10 – букса

Отсутствие зазора между разгрузочным клапаном и основным золотником практически исключает вероятность развития на разгрузочном клапане осевых автоколебаний.

Поворот разгрузочного клапана осуществляется с помощью специальной поворотной муфты, соединяющей шток клапана с системой его привода.

Все три рассмотренных клапана имеют идентичные расходные, силовые и вибрационные характеристики.

**Расходные, силовые и вибрационные характеристики новых разгруженных клапанов.** Соответствующая рассмотренным клапанам расходная характеристика показана на рис. 4, где безразмерный расход среды  $q$  представляет собой отношение действительного массового расхода  $G$  к теоретически максимальному (критическому) расходу через узкое сечение седла  $G_* = A \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} F_1$ . То есть

$$q = \frac{G}{G_*} = \frac{G \sqrt{T_0}}{A P_0 F_1}, \quad (1)$$

где  $P_0$  – начальное давление рабочей среды;  $T_0$  – начальная температура рабочей среды;  $A$  – постоянная (для воздуха  $A = 0,0404$ , а для перегретого пара  $A = 0,0311$ );  $F_1$  – площадь узкого сечения седла:

$$F_1 = \frac{\pi D_1}{4}, \quad (2)$$

где  $D_1$  – диаметр узкого сечения седла.

На рис. 4 по оси абсцисс отложено безразмерное давление, равное отношению давления  $P_2$  за диффузорным седлом к давлению полного торможения  $P_0$  перед клапаном.

$$\varepsilon_2 = \frac{P_2}{P_0}, \quad (3)$$

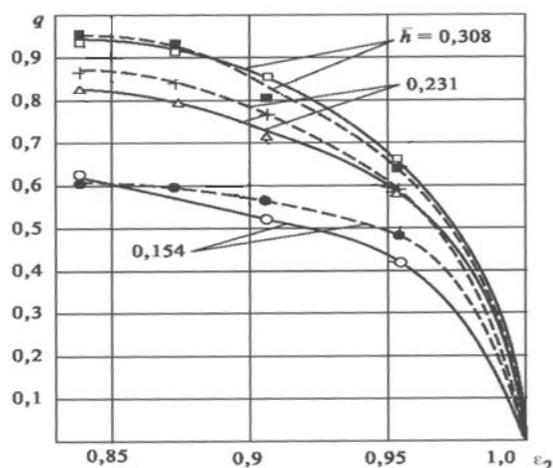


Рис. 4. Расходная характеристика рассматриваемой серии регулирующих клапанов: - - - - - диффузорное седло с углом  $\alpha = 7^\circ$ ; — — — — — диффузорное седло  $\alpha = 10^\circ$

Кривые на рис. 4 построены для трех положений золотника, определяемых безразмерным его подъемом  $\bar{h}$ , и двух диффузорных седел, имеющих одинаковые степени расширения  $n = 2,2$ , но разные углы раскрытия проточной части, равные  $\alpha = 7^\circ$  и  $\alpha = 10^\circ$ :

$$\bar{h} = \frac{h}{D_1}, \quad (4)$$

Анализ кривых показывает некоторые преимущества седла с углом  $\alpha = 7^\circ$  с точки зрения пропускной способности клапана при малом подъеме золотника ( $\bar{h} = 0,154$ ). При больших подъемах ( $\bar{h} = 0,231$  и  $0,308$ ) в области сравнительно малых скоростей ( $\varepsilon_2 > 0,95$ ) обе сравниваемые расходные характеристики практически одинаковы. Однако проведенные измерения пульсаций давления за седлом и измерения динамических сил, действующих на шток клапана, показали, что увеличение угла раскрытия диффузорного седла  $\alpha$  с  $7^\circ$  до  $10^\circ$  сопровождается интенсивным увеличением как

пульсаций давления, так и уровня динамических сил, действующих на шток рассматриваемого клапана.

Типичная силовая характеристика для рассматриваемой серии новых угловых разгруженных клапанов изображена на рис. 5 (зависимость безразмерной силы  $\bar{Q}_0$ , действующей на шток нулевого диаметра, от абсолютного значения подъема золотника  $h$  при различных перепадах давления  $\varepsilon_2$ , действующего на шток).

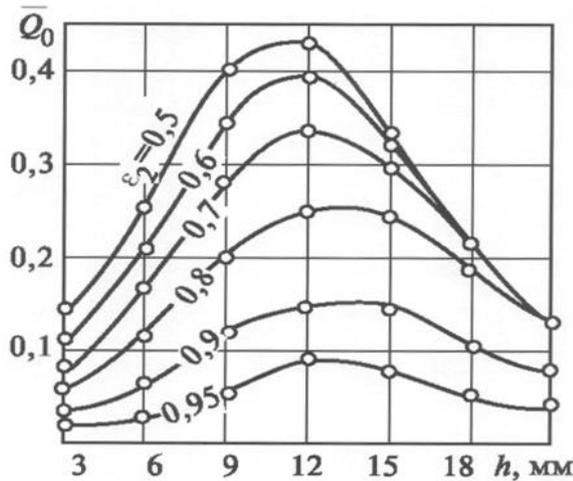


Рис. 5. Типичная силовая характеристика новых регулирующих клапанов

Безразмерное осевое усилие  $\bar{Q}_0$  представляет собой отношение действительного усилия ( $Q_0 = Q - \frac{\pi}{4} d_{шт}^2 (P_0 - B)$ ), приведенного к нулевому диаметру штока, к максимальной силе прижатия давления среды золотника  $Q_{max}$  к седлу при нулевом давлении  $P_2$  за клапаном:

$$Q_{max} = \frac{\pi}{4} D_n^2 P_0. \quad (5)$$

В данном случае рассматривается зависимость  $\bar{Q}_0$  для клапана с диффузорным седлом, имеющим диаметр узкого сечения  $D_n = 80$  мм:

$$\bar{Q}_0 = f(\varepsilon_2, h), \quad (6)$$

Как следует из приведенных зависимостей, после отрыва золотника от посадочной поверхности седла имеет место достаточно интенсивное увеличение усилия, необходимое для перестановки золотника, так как на входном участке профилированной поверхности золотника при его умеренных подъемах имеет место очень сильное ускорение потока, и, соответственно, давление на обтекаемой поверхности золотника оказывается существенно ниже, чем давление  $P_2$  за диффузорным седлом. Этот рост усилия наблюдается примерно до половины общего хода золотника ( $\bar{h} \cong 0,150$ ), а затем по мере выхода золотника

из зоны активного потока рассматриваемая сила достаточно быстро снижается.

Представление о динамических нагрузках, действующих на штоки новой серии профилированных разгруженных клапанов, дают осциллограммы этих усилий, полученные в результате проведенных модельных исследований.

Приведенные на рис. 6 осциллограммы, полученные при различных положениях золотника и различных перепадах давления ( $\varepsilon_2 = var$ ), показывают, что, по сравнению со всеми известными угловыми клапанами, динамические усилия на штоках предлагаемых клапанов имеют предельно малую величину. По существу, эти осциллограммы свидетельствуют о весьма эффективной системе демпфирования пульсаций в проточной части рассматриваемых клапанов.

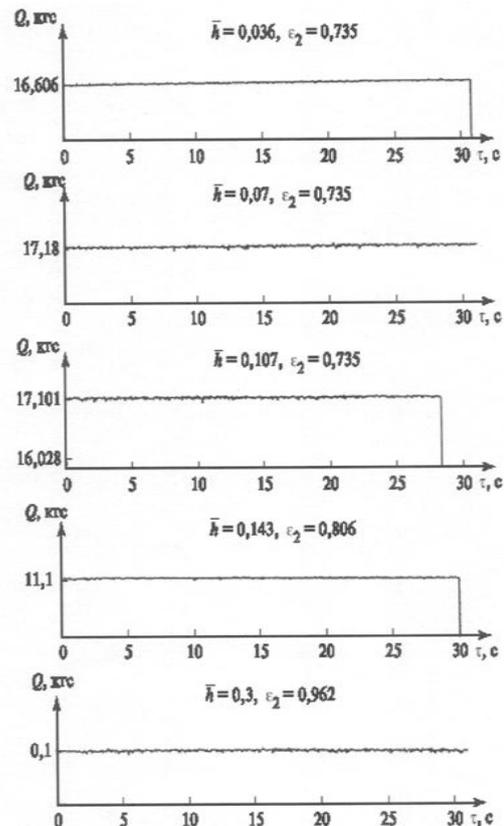


Рис. 6. Осциллограммы усилий на штоке модельного разгруженного клапана нового поколения

**Регулирующие клапаны с широкоугольными диффузорными седлами.** Как уже отмечалось, с точки зрения вибрационной надежности целесообразно выполнять диффузорные седла регулирующих клапанов с углом раскрытия  $\alpha$ , не превышающим  $7^\circ$ .

Однако в этом случае, в связи с габаритными ограничениями, степени расширения диффузорного канала  $n = \frac{F_2}{F_1}$  (где  $F_2$  – выходная площадь седла;  $F_1$  – входная площадь)

оказываются небольшими и редко превышают значения 1,8–2.

Указанные ограничения существенно снижают степень восстановления давления в диффузорных седлах и не позволяют в максимальной степени использовать диффузорный эффект, обеспечивающий снижение гидравлического сопротивления угловых регулирующих клапанов.

Как показали специальные исследования [4, 5], эта проблема может быть решена путем использования диффузорных седел с клиновидным оребрением обтекаемой поверхности.

Впервые подобный способ воздействия на характер течения в плоских диффузорах был подробно рассмотрен в [5], где показано, что при продольном оребрении обтекаемой поверхности плоского диффузора с углом  $\alpha = 15\text{--}20^\circ$ , трапецевидными ребрами высотой 10 мм его вибрационное состояние оказалось таким же, как и у плоского диффузора с углом  $\alpha = 7^\circ$ .

Однако в [5] остался открытым вопрос о возможности использования продольного оребрения в осесимметричных диффузорных седлах клапанов и в кольцевых диффузорах газовых турбин, где имеет место высокая окружная и радиальная неравномерность потока во входном сечении, которая может дополняться и высокой закруткой рабочих сред.

Проведенные в этой связи расширенные исследования широкоугольных осесимметричных диффузоров с неравномерными входными полями скоростей при различной закрутке потока показали высокую эффективность использования продольного оребрения и в осесимметричных диффузорах практически при любом входном поле скоростей.

Из всех исследованных в [4] форм ребер наилучшие результаты были получены при использовании клиновидных ребер с углом при вершине клина  $\beta$ , равным

$$\beta = \arctg \frac{(0,4 \div 0,45)}{Re_L^{0,2}}, \quad (7)$$

где  $Re_L$  – число Рейнольдса:

$$Re_L = \frac{c_1 L}{\nu}, \quad (8)$$

где  $c_1$  – расчетная средняя скорость рабочей среды во входном сечении диффузора;  $L$  – длина диффузора;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости.

Диффузорное седло регулирующего клапана с таким оребрением приведено на рис. 7 [5].

Эффективность предлагаемого способа борьбы с повышенной вибрацией широкоугольных диффузоров иллюстрируется кривыми, изображенными на рис. 8.

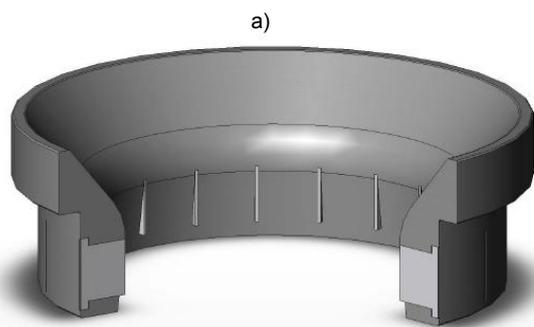
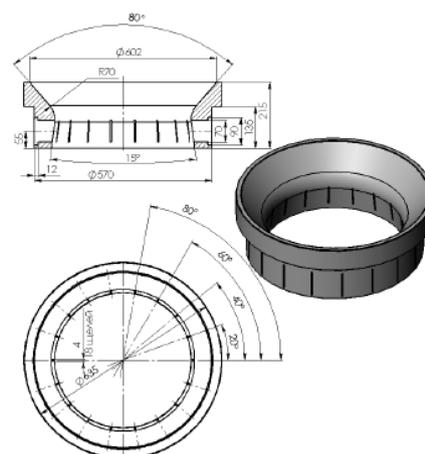


Рис. 7. Седло регулирующего клапана для турбины К-1000-60/1500 (Харьковский завод турбин и генераторов, ХТГЗ) с выполненными щелями для запрессовки клиновидных ребер (а) и с запрессованными ребрами (б)

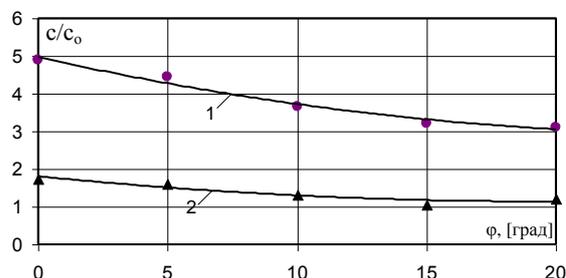


Рис. 8. Влияние клиновидного оребрения на вибрационное состояние широкоугольного диффузорного седла нового клапана: 1 – диффузор без ребер; 2 – диффузор с клиновидным оребрением

На рис. 8 показано, как меняются относительные виброскорости, измеренные на стенке диффузоров в их выходном сечении, при отсутствии ребер (кривая 1) и при клиновидном оребрении обтекаемой поверхности (кривая 2) при изменении угла закрутки потока от 0 (осевой вход) до  $20^\circ$ . Геометрические параметры сравниваемых диффузоров одинаковы (угол раскрытия образующих  $\alpha = 15^\circ$  при степени расширения  $n = 4$ ).

Для большей наглядности все измеренные значения виброскоростей ( $c$ ) отнесены к их величине в неоребрённом диффузоре с углом  $\alpha = 7^\circ$  при отсутствии закрутки потока во входном сечении ( $c_0$ ).

Согласно полученным зависимостям, значения виброскоростей при установке клиновидных ребер снизились в 2,7–3 раза.

Необходимо отметить, что клиновидное оребрение не вызвало снижения коэффициента восстановления давления в рассматриваемом широкоугольном диффузоре, величина которого сохранилась при всех закрутках потока на уровне 73–75 %. Такой результат с аэродинамической точки зрения заслуживает особого внимания и связан с тем, что использование клиновидных ребер не нарушает течение во входном сечении диффузора. В результате в его проточной части существует два типа течения: осевое течение в пристеночной области, где располагаются ребра, высота которых соизмеряется с толщиной пограничного слоя; и основное течение (закрученное или некрученное) за пределами ребер. При наличии ребер пристеночная область защищена ими от основного потока и является для него своеобразным «жидким» экраном, исключаящим прямой контакт закрученного потока со стенками диффузора.

В результате был отмечен почти идентичный характер изменения коэффициентов полных потерь энергии с изменением угла закрутки потока как при отсутствии, так и при установке в приточной части сравниваемых диффузоров рассматриваемых ребер.

Применительно к регулирующим клапанам, полученные результаты имеют важное практическое значение, так как позволяют без увеличения осевой длины существующих седел увеличить почти в два раза степень расширения их проточной части, снизив тем самым приблизительно на 20 % гидравлическое сопротивление указанных регулирующих клапанов.

### Заключение

В конструктивном плане рассмотренные разгружаемые клапаны нового поколения отличаются от известных конструкций: профилированным конфузорным (на полном открытии золотника) осесимметричным каналом; наличием на обтекаемой поверхности золотника и на входном участке диффузорного седла поясов перфорации, отверстия которых замыкаются на общую демпферную камеру, сдвинутую внутрь регулирующего органа (золотника); системой разгрузки клапана от осевых усилий, автоматически отключаемой при подъеме золотника выше 50 % от его полного подъема;

использованием продольно-оребранных широкоугольных клапанных диффузоров и наличием после конфузорной части седла цилиндрического участка, снижающего неравномерность потока перед последующим коническим диффузором.

Использование в представленных клапанах эффективных аэродинамических демпферов позволило исключить появление на штоках клапанов заметных динамических усилий, обеспечив тем самым повышение вибрационной надежности рассматриваемого типа регулирующих клапанов.

В качестве базы для дальнейшего повышения надежности регулирующих клапанов особый интерес представляет конструкция с поворотным разгрузочным клапаном.

### Список литературы

1. **Экспериментальный** анализ пульсаций давления в пароподводящих органах турбоагрегата / А.Г. Костюк, А.И. Кументо, А. Некрасов, С.В. Медведев // Теплоэнергетика. – 2000. – № 6. – С. 50–57.
2. **Булкин А.Е.** Автоматическое регулирование энергоустановок: учеб. пособие для вузов. – М.: Изд-во МЭИ, 2009. – 508 с.
3. **Зарянкин А.Е., Симонов Б.П.** Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин. – М.: Изд-во МЭИ, 2005.
4. **Новые** методы стабилизации течения в плоских, конических, кольцевых диффузорных каналах турбомашин / А.Е. Зарянкин, Е.Ю. Григорьев, В.В. Носков и др. // Вестник ИГЭУ. – 2012. – Вып. 5. – С. 5–10.
5. **Носков В.В.** Экспериментальное исследование режимов течения на вибродинамическое состояние диффузорных элементов проточных частей турбомашин: дис. ... канд. техн. наук. – М., 2010. – 230 с.

### References

1. Kostyuk, A.G., Kumento, A.I., Nekrasov, A., Medvedev, S.V. *Teploenergetika*, 2000, issue 6, pp. 50–57.
2. Bulkin, A.E. *Avtomaticheskoe regulirovanie energoustanovok* [Automatic control of power plants: university study guide]. Moscow, Izdatel'stvo MEI, 2009. 510 p.
3. Zaryankin, A.E., Simonov, B.P. *Reguliruyushchie i stoporno-reguliruyushchie klapany parovykh turbin* [Control and stop-and-control valves of steam turbines]. Moscow, Izdatel'stvo MEI, 2005. 360 p.
4. Zaryankin, A.E., Grigor'ev, E.Yu., Noskov, V.V. *Novye metody stabilizatsii techeniya v ploskikh, konicheskikh, kol'tsevykh diffuzornykh kanalah turbomashin* [New methods of stabilization of flow in flat, conic and annular diffuser ducts of turbines]. *Vestnik IGEU*, 2012, issue 5, pp. 5–10.
5. Noskov, V.V. *Eksperimental'noe issledovanie rezhimov techeniya na vibrodinamicheskoe sostoyanie diffuzornykh elementov protochnykh chastey turbomashin*. Diss. kand. tekhn. nauk [Experimental study of flow patterns influence on vibration dynamic conditions of diffuser elements in turbine flow paths: Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 2010. 230 p.

*Зарянкин Аркадий Ефимович,*

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,  
доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин,  
e-mail: zaryankinay@mpei.ru

*Зарянкин Владислав Аркадьевич,*  
ООО «МИРК» (Межрегиональная инфраструктурная компания),  
кандидат технических наук, технический директор,  
e-mail: zariankinay@mpei.ru

*Серегин Валерий Андреевич,*  
ФГБОУВПО «НИУ «МЭИ»»,  
кандидат технических наук, директор учебно-экспериментальной ТЭЦ,  
e-mail: zariankinay@mpei.ru

*Григорьев Евгений Юрьевич,*  
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
старший преподаватель кафедры паровых и газовых турбин,  
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

*Рогалев Андрей Николаевич,*  
Национальный исследовательский университет «МЭИ»,  
кандидат технических наук, старший преподаватель,  
e-mail: andrey2007@mail.ru