

РУДНИЧНАЯ АЭРОГАЗОДИНАМИКА

УДК 622.411

К ВОПРОСУ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРОВЕТРИВАНИЯ РУДНИКОВ

Б. П. Казаков, А. В. Шалимов, А. С. Киряков

*Горный институт УрО РАН,
ул. Сибирская, 78а, 614007, г. Пермь, Россия*

Представлены три способа снижения затрат энергии на проветривание рудников: организация рециркуляционного проветривания, минимизация депрессии вентилятора главного проветривания средствами отрицательного регулирования и двухпараметрическая оптимизация работы вентилятора по частоте вращения и углам установки лопаток. Расчетным путем доказано, что каждый из способов в зависимости от условий может давать значительную экономию энергии.

Энергосбережение, рециркуляция, оптимизация, регулирование, предельно допустимая концентрация, коэффициент полезного действия, напорная характеристика

Вентиляционные сети подземных рудников по мере их эксплуатации становятся все протяженнее и сложнее. Фронт очистных работ постепенно удаляется от шахтных стволов, что затрудняет доставку свежего воздуха в рабочие зоны. На удаленных участках шахтных полей ощущается нехватка свежего воздуха, при этом горные работы продолжают развиваться, к шахтному полю добавляются новые участки, потребность рудников в воздухе возрастает. Увеличение производительности главных вентиляционных установок (ГВУ) не всегда решает проблему дефицита воздуха, так как при этом возрастают внешние и внутрирудничные утечки воздуха, энергетические затраты на проветривание рудников увеличиваются, появляется перекос в воздухораспределении между участками: на одни участки воздуха поступает больше требуемых значений, на другие — меньше.

Рациональное перераспределение воздушных потоков может осуществляться средствами положительного регулирования на основе использования дополнительных маломощных источников тяги, потребляющих значительно меньше энергии, чем необходимо для улучшения вентиляции при увеличении депрессии ГВУ [1]. Количество воздуха, необходимое для проветривания рабочих зон, обычно определяется тремя факторами: 1) концентрацией пыли на выходе из рабочей зоны; 2) температурой воздуха; 3) концентрацией горючих и вредных газов. Фак-

Научно-исследовательские работы проведены в рамках выполнения проекта фундаментальных исследований “Арктика” № 12-5-1-014, финансируемого из средств Уральского отделения РАН.

тор, задающий максимальный расход воздуха, является определяющим. Для негазообильных шахт, в частности для калийных рудников, определяющие факторы — это выносы пыли и тепла, а для выноса газов требуется меньший расход воздуха [2]. Однако в механизмах выноса пыли, тепла и газов есть принципиальные различия. В исходящей из рабочей зоны струе воздуха скорости оседания пыли и теплообменных процессов значительно больше скорости сорбции газов породным массивом. На некотором расстоянии от рабочей зоны отработанная струя остывает и очищается от пыли, а концентрация газов в ней далека от предельно допустимой (ПДК). Значит, при отработке месторождений со специфическими свойствами полезных ископаемых часть этой струи может быть направлена обратно в рабочую зону, и на величину этой части может быть уменьшен расход свежей струи [3]. Требуемый расход воздуха через рабочую зону при этом не изменится, вынос пыли и тепла останется прежним, а концентрация газа в исходящей струе увеличится. Но она не должна превышать ПДК или требуемую часть ПДК. В соответствии с этим условием производится расчет части расхода воздуха для повторного использования [3].

В качестве примера организации рециркуляционного проветривания представлено решение задачи стационарного газораспределения в сети, схема которой изображена на рис. 1. Под стационарностью подразумевается то, что концентрация газа во всех выработках сети уже установилась после включения вспомогательного рециркуляционного вентилятора и не меняется.

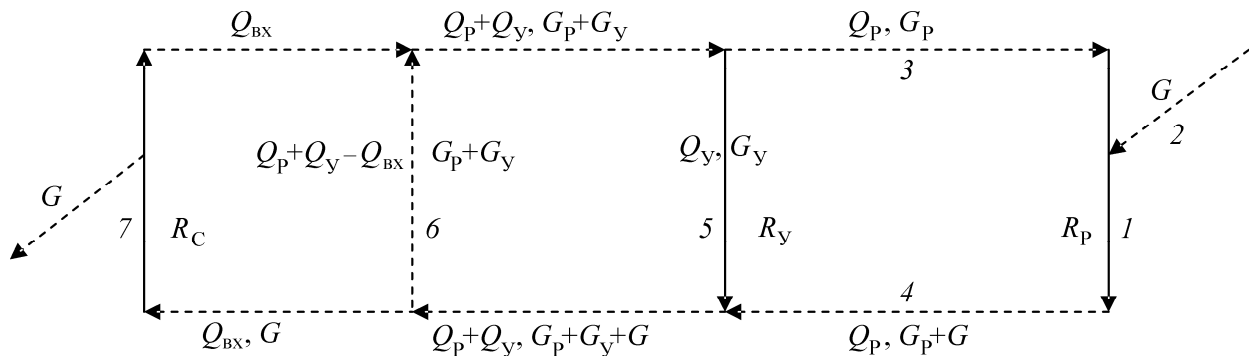


Рис. 1. Модель стационарного газораспределения на участке сети с рециркуляцией: 1 — рабочая зона; 2 — выделение газа в рабочей зоне; 3 — воздухоподающий штрек; 4 — вентиляционный штрек; 5 — утечки воздуха; 6 — вентиляционная сбойка; 7 — оставшаяся часть рудника

Рудник моделируется следующим образом. В рабочей зоне 1 с сопротивлением $R_{\text{п}}$ происходит выделение газа G (2). Воздух в рабочую зону поступает по воздухоподающему штреку 3 и уходит по вентиляционному штреку 4 , сопротивления штреков считаются равными нулю либо включаются в сопротивление рабочей зоны. Между штреками есть утечки воздуха 5 с суммарным сопротивлением путей утечек $R_{\text{у}}$. В вентиляционной сбойке 6 с нулевым сопротивлением установлен вспомогательный вентилятор, обеспечивающий забор части отработанного воздуха. Для этих целей наиболее экономичным источником тяги является эжекторная установка, использующая кинетическую энергию воздушной струи для создания рециркуляционного напора [4]. Сопротивление оставшегося рудника 7 , включая замыкание через атмосферу, обозначено $R_{\text{с}}$. При замыкании через атмосферу газ из воздуха “исчезает”. Выработки с нулевым сопротивлением обозначены штриховой линией, с ненулевым — сплошной, расходы воздуха Q_i и газа G_i измеряются в кубических метрах в секунду ($\text{м}^3/\text{с}$), сопротивления — в $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{с})^2 = \text{кг}/\text{м}^7$. Расходы на рис. 1 расставлены согласно первому закону сетей — сумма всех

расходов воздуха Q_i в каждом узле равна нулю, для расходов газа — аналогично. В стационарной постановке концентрация газа во всех частях указанной сети остается неизменной, поэтому чистого воздуха выносится столько же, сколько и вносится ($Q_{\text{вх}}$), и газа выносится столько же, сколько и выделяется (G). Условие стационарности однозначно определяет расстановку расходов. Необходимо выяснить, какие величины являются задаваемыми, а какие — искомыми, что обусловлено конкретной спецификой задачи.

В данном случае считается, что газовыделение в рабочей зоне G известно. Известен также требуемый расход воздуха через рабочую зону, который определяется выносом пыли или тепла. Следует уточнить, что вынос пыли создает поток воздуха, но необязательно чистого по отношению к содержанию газа. Поэтому требуемым расходом воздуха должен считаться не расход чистого воздуха Q_p , а расход смеси $Q_p + G_p$ на подходе к рабочей зоне, который и обеспечивает вынос пыли. Необходимый расход смеси обозначается $L = Q_p + G_p$. Еще одним задаваемым параметром является концентрация газа на выходе из рабочей зоны, которая не должна превышать предельно допустимую $C_{\text{ПДК}}$. Под концентрацией газа C подразумевается процентное содержание газа в воздухе, т. е. $C_i = 100Q_i / (Q_i + G_i)$, где i — номер выработки. Считается также, что необходимая концентрация газа C_p в рабочей зоне равна требуемой $C < C_{\text{ПДК}}$. Таким образом, заданы три параметра: C , G и L . Оставшиеся параметры $Q_{\text{вх}}$, G_p , Q_p , G_y и Q_y неизвестны и подлежат определению. Для этого требуются пять уравнений. Первое из них отражает задание расхода смеси для обеспечения необходимого выноса пыли:

$$L = Q_p + G_p. \quad (1)$$

Второе определяет требуемую концентрацию газа на выходе из рабочей зоны:

$$C = \frac{100(G_p + G)}{Q_p + G_p + G}. \quad (2)$$

Третье и четвертое уравнения могут быть получены, если учесть, что при разделении потока смеси в узлах на два концентрации газа в них одинаковы и равны концентрации газа в первоначальном потоке (смесь может разделяться на два потока, но не на две составляющие):

$$\frac{G_p}{Q_p + G_p} = \frac{G_y}{Q_y + G_y}, \quad (3)$$

$$\frac{G}{Q_{\text{вх}} + G} = \frac{G_p + G_y}{Q_p + Q_y - Q_{\text{вх}} + G_p + G_y}. \quad (4)$$

Последнее уравнение получается из соотношения сопротивлений рабочей зоны и путей утечек:

$$R_y Q_y^2 = R_p Q_p^2. \quad (5)$$

Система уравнений (1)–(5) может быть упрощена, если учесть тот факт, что в рабочих зонах содержание газа в воздушной смеси всегда значительно меньше, чем содержание чистого воздуха, причем, как минимум, на два порядка. Предельно допустимые концентрации составляют ($\text{мг}/\text{м}^3$): для метана — 7000, для углекислого газа — 9000, для сероводорода — 10, для окиси углерода (СО) — 20, для хлора — 1. Таким образом, везде, где концентрация газа G_i прибавляется к концентрации чистого воздуха Q_i , можно принять $Q_i + G_i \approx Q_i$. С учетом этого упрощения получается:

$$L = Q_p, \quad C = \frac{100(G_p + G)}{Q_p}, \quad \frac{G_p}{Q_p} = \frac{G_y}{Q_y}, \quad (6)$$

$$\frac{G}{Q_{вх}} = \frac{G_p + G_y}{Q_p + Q_y - Q_{вх}}, \quad R_y Q_y^2 = R_p Q_p^2.$$

Система пяти уравнений (6) однозначно определяет пять искомых параметров: $Q_{вх}$, G_p , Q_p , G_y и Q_y :

$$Q_{вх} = \frac{1}{C/100G - \frac{1}{L(1 + \sqrt{R_y/R_p})}}, \quad G_p = CL/100 - G, \quad (7)$$

$$Q_p = L, \quad G_y = (CL/100 - G)\sqrt{R_p/R_y}, \quad Q_y = L\sqrt{R_p/R_y}.$$

Все полученные расходы больше нуля. Ситуация $CL/100G < 1$ рассматриваться не должна, поскольку в этом случае требуемая концентрация газа C в рабочей зоне при заданном газовойделении G не может быть достигнута даже в отсутствие рециркуляции, когда L — расход чистого воздуха. Задаваемые параметры должны быть таковы, чтобы $CL/100G \geq 1$, в противном случае задача решения не имеет.

На основании результатов представленного решения проводится оценка предполагаемой экономии электроэнергии от повторного использования части исходящей из рабочей зоны струи отработанного воздуха. Эффект экономии энергии заключается в том, что подача свежего атмосферного воздуха может быть уменьшена за счет создания рециркуляционного потока. Так как рециркуляционный контур значительно меньше основного, включающего рабочую зону, воздухоподающий и вентиляционный стволы, то и диссипация энергии при движении воздуха по руднику станет меньше, соответственно уменьшится и потребление энергии на поддержание этого движения. Уменьшение потребления электроэнергии ГВУ в результате уменьшения подачи воздуха в рудник будет больше, чем потребление электроэнергии вентилятором местного проветривания, обеспечивающим рециркуляцию. При движении воздуха с расходом Q по контуру с сопротивлением r в результате трения происходит диссипация энергии $W' = rQ^3$. Значит, потребляемая вентилятором, обеспечивающим этот расход, электроэнергия $W = rQ^3 / \eta$, где η — КПД вентилятора. Для простоты считается, что КПД обоих вентиляторов (ГВУ и обеспечивающего рециркуляционное проветривание) равны и не зависят от режимов работы. Потребление энергии главной вентиляционной установкой для обеспечения требуемого расхода воздуха L в рабочей зоне до того, как сделана рециркуляционная сбойка и установлен в ней вентилятор местного проветривания, определяется по формуле

$$W_0 = \frac{1}{\eta} (R_C Q_{вх0}^3 + R_y Q_{y0}^3 + R_p L^3),$$

где первоначальные расходы свежего воздуха $Q_{вх0}$ и утечек Q_{y0} могут быть выражены через требуемый расход L в рабочей зоне:

$$Q_{y0} = \sqrt{R_p/R_y} L \quad \text{и} \quad Q_{вх0} = (1 + \sqrt{R_p/R_y}) L.$$

После уменьшения расхода свежего воздуха за счет создания рециркуляционного расхода потребление энергии будет таким:

$$W = \frac{1}{\eta} (R_C Q_{вх}^3 + R_y Q_y^3 + R_p L^3).$$

Соотношение сопротивлений R_p и R_y не изменяется при включении рециркуляционного вентилятора, поэтому не меняется и расход утечек $Q_{y0} = Q_y$. Следовательно, экономия энергии составит:

$$\Delta W = W_0 - W = \frac{1}{\eta} R_C (Q_{\text{вх}0}^3 - Q_{\text{вх}}^3).$$

При подстановке $Q_{\text{вх}0}$ и $Q_{\text{вх}}$ из (7) получается относительная экономия энергии (в процентах от первоначально затрачиваемой W_0):

$$\frac{\Delta W}{W_0} 100\% = \left(1 - \frac{1}{(CL/100G + (CL/100G - 1)\sqrt{R_p/R_y})^3} \right) 100\%.$$

На практике утечки характеризуются не отношением сопротивлений путей утечек R_y и рабочей зоны R_p , а процентным выражением отношения расхода утечек Q_y к общему расходу воздуха $Q_y + L$. Если обозначить относительную долю утечек $\alpha = \frac{Q_y}{Q_y + L} 100\%$, то с учетом того, что $\sqrt{R_p/R_y} = Q_y/Q_p$, находим:

$$\sqrt{R_p/R_y} = \alpha/(100 - \alpha). \quad (8)$$

Анализ (8) показывает, что относительная экономия энергии от применения рециркуляционного проветривания тем больше, чем больше доля утечек. Чем больше газовыделение G в рабочей зоне, тем менее эффективна рециркуляция, так как с увеличением G часть повторно используемого воздуха должна уменьшаться, чтобы концентрация газа не превысила C . Чем больше требуемый расход и требуемая концентрация газа в рабочей зоне, тем большую экономию энергии дает использование рециркуляционного проветривания.

Формула (8) определяет экономию потребляемой на проветривание энергии при частичном повторном использовании воздуха. Проведенный расчет справедлив в случае, когда ГВУ работает только на ту рабочую зону (или совокупность параллельных рабочих зон), в которой предполагается установка вспомогательного вентилятора для забора исходящей струи. В большинстве случаев рассматриваемый участок проветривания является только небольшой частью нагрузки на ГВУ. В этом случае расчет экономии энергии по формуле (8) теряет смысл, поскольку реальное сокращение потребления энергии ГВУ может быть получено из анализа сокращения расходов воздуха во всех участках сети, а не только в одной ее части. В связи с этим имеет смысл рассчитывать не экономию энергии, а сокращение подачи свежего воздуха в ту часть рудника, в которой предполагается ее компенсация за счет повторного использования воздуха.

Относительное сокращение подачи свежего ε (%) воздуха в рабочую зону с учетом (7) и (8) имеет вид

$$\varepsilon = \frac{\Delta Q_{\text{вх}}}{Q_{\text{вх}0}} 100\% = \left(1 - \frac{1 - \alpha/100}{CL/100G - \alpha/100} \right) 100\%, \quad (9)$$

здесь $\Delta Q_{\text{вх}} = Q_{\text{вх}0} - Q_{\text{вх}}$ — уменьшение подачи свежей струи.

В таблице приведены требуемые расходы воздуха по теплу, газу и пыли для трех рабочих участков юго-восточного крыла горизонта 264 м рудника РУ-1 ОАО “Беларуськалий”. На каждом из трех параллельных по воздуху рабочих участков работает по одному комбайну.

Требуемые расходы воздуха по теплу, газу и пыли, м³/с

Участок	Комбайн	Тепло	Газ	Пыль
Вторая северная панель	Урал-10КС	99.2	64	126.1
Восьмая северная панель	Урал-10КС	99.2	64	126.1
Подготовительная выработка №1	ПК-8МА	68.3	57.6	103.3

Как видно из таблицы, максимальный расход воздуха определяется выносом пыли и превышает требуемый расход для выноса газа (метана) почти в 2 раза. Считается, что утечки составляют 30 %. Концентрация газа на выходе из панели принимается равной предельно допустимой концентрации метана в воздухе: $C = 0.5$ %. Общий расход воздуха через крыло равен сумме расходов воздуха через каждый рабочий участок: $L = 126.1 + 126.1 + 103.3 = 355.5$ м³/мин. Необходимый для выноса метана расход воздуха через крыло: $L_{\Gamma} = 64 + 64 + 57.6 = 185.6$ м³/мин. Для определения ε необходимо найти суммарное газовыделение G в крыле, которое рассчитывается из $C/100 = G/L_{\Gamma}$, откуда $G = (C/100)L_{\Gamma} = (0.5/100)185.6 = 0.93$ м³/мин. После подстановки α , C , L и G в (9):

$$\varepsilon = [1 - (1 - 0.3)/(1.9 - 0.3)]100\% = 56 \%$$

Вывод — для данной панели подачу свежего воздуха при использовании рециркуляционного проветривания можно сократить более чем в 2 раза — на 56 %.

На руднике РУ-4 ОАО “Беларуськалий” в 2004–2005 гг. в работу введены несколько новых участков, которые позволили к концу 2006 г. увеличить объем добычи руды до 9.8 млн т в год. На тот момент на руднике плохо проветривались удаленные участки второго и третьего калийных горизонтов, а также наблюдалось выпадение больших объемов влаги на главных транспортных и конвейерных штреках в летнее время. Улучшить качество вентиляции труднопроветриваемых зон и стабилизировать микроклиматические параметры в горных выработках было предложено с помощью рециркуляционных систем, установленных в начале крыльев рабочих горизонтов. В 2002 г. Горным институтом УрО РАН совместно с ОАО “Беларуськалий” началась разработка системы комплексного использования воздуха исходящих потоков и других нетрадиционных источников энергоресурсов для совершенствования вентиляции и климатических параметров. Исследованы составы исходящих и поступающих струй на запыленность и содержание вредных газовых компонентов, определены требования к качеству рециркуляционного воздуха и разработаны системы вентиляции с использованием рециркуляционных струй (общие принципы, теоретические основы, схемы проветривания). Полученные результаты позволили внедрить системы рециркуляционного проветривания на крыльях горизонтов рудника РУ-4 [5].

Представленные аналитические расчеты позволяют оценить энергетическую эффективность рециркуляционного проветривания и прогнозировать его влияние на состояние рудничной атмосферы по газовому фактору в рабочих зонах, а также разработать системы контроля для применяемых рециркуляционных установок и предупреждать возникновение аварийных ситуаций.

Другой способ снижения затрат энергии на проветривание — использование отрицательных регуляторов для перераспределения расходов с уменьшением нагрузки на ГВУ. Алгоритм оптимизации значений сопротивлений отрицательных регуляторов, реализованный в программе “АэроСеть” [6], основывается на пошаговом понижении депрессии ГВУ ΔP (Па). На каждом шаге проверяются все контролируемые расходы на предмет выхода за пределы минималь-

ных значений, при котором система отрицательного регулирования приводит расходы в норму. С каждым шагом депрессия уменьшается, и подача воздуха в рудник сокращается. Процесс уменьшения депрессии прекращается, когда подача воздуха в рудник становится минимально возможной, при которой отрицательные регуляторы еще могут перераспределять воздух так, чтобы значения расходов воздуха были не меньше допустимых. Следующий понижающий депрессию шаг, с которым регуляторы “не справляются”, аннулируется, и процесс оптимизации считается законченным с минимальным значением депрессии ГВУ $(\Delta P)_{\min}$. Подробно алгоритм минимизации депрессии средствами отрицательного регулирования изложен в работе [7].

Необходимо выяснить также, соответствует ли найденное значение $(\Delta P)_{\min}$ минимальному энергопотреблению вентилятором, поскольку именно потребляемая вентилятором мощность N (Вт) должна минимизироваться. Математически функции ΔP и N для заданного вентилятора определяются тремя независимыми параметрами: сопротивлением сети R (кг/м^7), скоростью вращения рабочего колеса n (об/мин) и углом установки лопаток рабочего колеса или направляющего аппарата α (град). Оптимизация проводится для конкретной сети с известным сопротивлением R . Как правило, система отрицательного регулирования работает на перераспределение расходов и на общую подачу воздуха Q в рудник не влияет или влияет незначительно. Поэтому параметр R можно считать константой, а величины ΔP и N рассматривать как функции двух переменных n и α — регулируемых параметров вентилятора: $\Delta P = \Delta P(n, \alpha)$ и $N = N(n, \alpha)$. Физическая связь между N и ΔP имеет вид

$$N = \frac{Q\Delta P}{\eta} = \frac{\sqrt{R}}{\eta} (\Delta P)^{3/2}, \quad (10)$$

где η — КПД вентилятора (в долях единицы). Из (10) видно, что с уменьшением ΔP потребляемая мощность N убывает, если только η не уменьшается быстрее, чем $(\Delta P)^{3/2}$. Это можно выяснить из анализа диаграмм напорных характеристик и изолиний КПД различных вентиляторов. Из приведенной на рис. 2 диаграммы напорных характеристик вентилятора фирмы Howden и других диаграмм следует, что при любых R величина $(\Delta P)^{3/2}$ убывает быстрее η (движение вниз по параболической характеристике сети с заданным сопротивлением R). Поэтому можно считать верным (для рассмотренных типов вентиляторов) утверждение о том, что минимум потребляемой вентилятором мощности соответствует минимуму создаваемой им депрессии. Утверждение справедливо только в случае неизменности R в процессе минимизации.

После нахождения $(\Delta P)_{\min}$ должны быть определены оптимальные, т. е. соответствующие максимальному значению КПД вентилятора, значения n и α , обеспечивающие эту депрессию. Данный этап оптимизации энергопотребления по двум параметрам может быть упрощен сведением к однопараметрической задаче в соответствии со следующими пояснениями. Известно, что диаграммы напорных характеристик и изолинии КПД одного вентилятора с разными скоростями вращения подобны, т. е. при фиксированном значении α выполняется соотношение

$$\frac{n_1}{n_0} = \frac{Q_1}{Q_0} = \sqrt{\frac{\Delta P_1}{\Delta P_0}}, \quad (11)$$

и η не изменяется. Следовательно, минимизация потребляемой вентилятором мощности для уже найденной оптимальной рабочей точки $(Q_0; \Delta P_0 = \Delta P_{\min})$ может осуществляться простым предварительным перемещением ее по параболической характеристике сети в область макси-

мального значения КПД (см. рис. 2), в результате чего находится оптимальное значение $\alpha_{\text{опт}}$. После этого рабочая точка возвращается в исходное состояние изменением скорости вращения n уже без изменения η в соответствии с (11) по формуле

$$n = n_0 \sqrt{\frac{\Delta P_0}{\Delta P(n_0, \alpha_{\text{опт}})}}, \tag{12}$$

где $\Delta P_0 = \Delta P(n_0, \alpha_0) = \Delta P_{\text{мин}}$, n_0 и α_0 — депрессия, начальная скорость вращения и угол установки лопаток вентилятора соответственно.

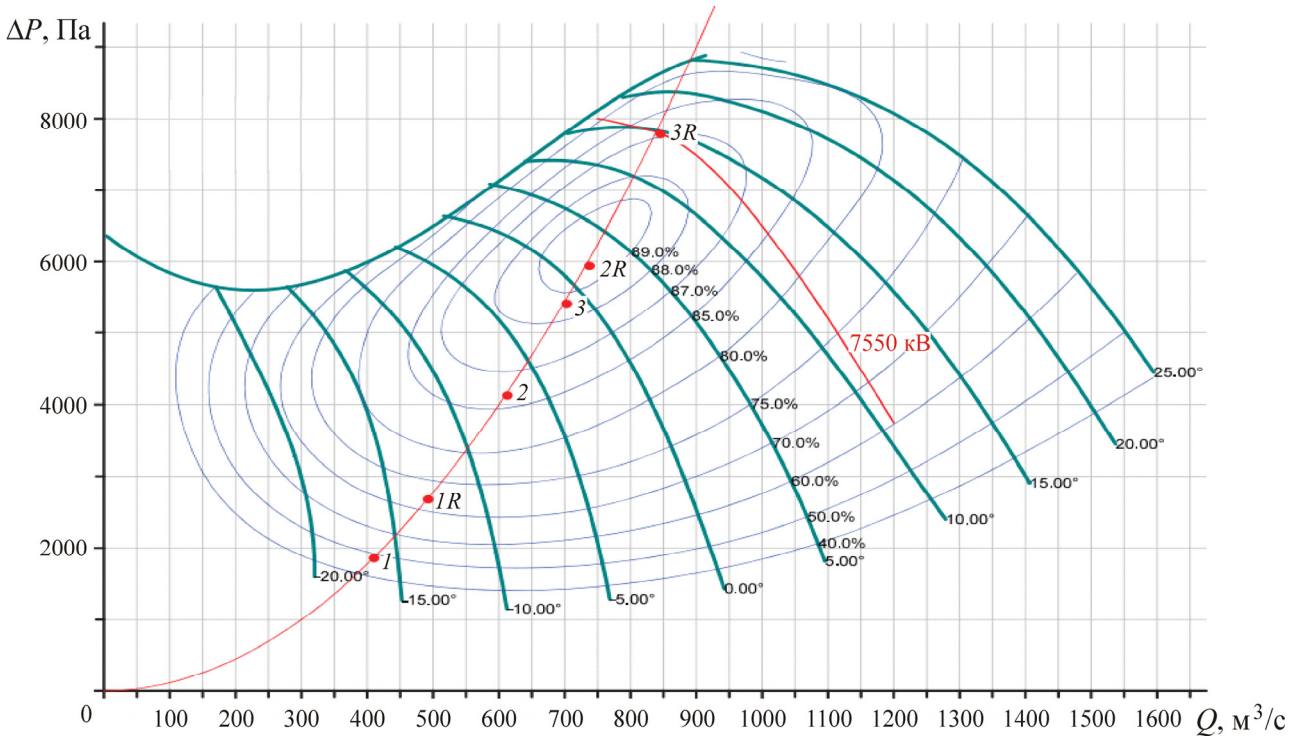


Рис. 2. Напорные характеристики и изолинии КПД вентилятора фирмы Howden Ventilatoren GmbH (диаметр рабочего колеса $D = 4.73$ м; $n = 600$ об/мин)

По найденным значениям $\Delta P_{\text{мин}}$ и $\eta_{\text{макс}}$ из формулы (10) определяется $N_{\text{мин}}$. Оценочные расчеты показывают, что после проведения такой оптимизации экономия энергопотребления вентилятором может быть значительна. Например, пусть по окончании первого этапа оптимизации найдена рабочая точка I (см. рис. 2): $\Delta P_0 = \Delta P_{\text{мин}} = 1800$ Па; $Q = 400$ м³/с; $n_0 = 600$ об/мин; $\alpha_0 = -17^\circ$; $\eta = 0.5$. Согласно (1), потребляемая вентилятором мощность в этой точке составляет $N = 1.44$ МВт. По параболе (характеристике сети), меняя α , можно уйти в точку $2R$ с максимальным КПД: $n_0 = 600$ об/мин; $\alpha_{\text{опт}} = +2^\circ$; $\eta = 0.9$; $Q = 700$ м³/с; $\Delta P(n_0, \alpha_{\text{опт}}) = 6000$ Па. Возврат к исходной рабочей точке осуществляется изменением оборотов по формуле (12): $n = n_0 \sqrt{1800/6000} \approx 330$ об/мин. Экономия энергии составит при этом почти 50%: $\Delta N = N_0 - N_0(\eta_0 / \eta_{\text{опт}}) \approx 640$ кВт. Если полученная оптимальная скорость вращения рабочего колеса выходит за пределы технически допустимого диапазона, то изменение α происходит до достижения n нижней или верхней границ этого диапазона.

На основании представленной методики энергосберегающей оптимизации работы вентилятора разработана конструкторская документация системы автоматического управления подземной вентиляционной установкой главного проветривания Березовского участка рудника РУ-4 ОАО “Беларуськалий” с вентилятором немецкой фирмы Howden Ventilatoren GmbH.

ВЫВОДЫ

К основным способам энергосбережения в рудничном проветривании следует отнести:

— перенесение части вентиляционной нагрузки ГВУ на дополнительные источники тяги, расположенные вблизи труднопроветриваемых участков и инициирующие частичное повторное использование отработанного воздуха;

— перераспределение воздушных потоков средствами отрицательного регулирования путем оптимального подбора их расположения и значений, соответствующих минимальной депрессии главного вентилятора, необходимой для обеспечения требуемого расхода воздуха;

— минимизация энергопотребления ГВУ по углу установки лопаток и скорости вращения при заданной минимальной депрессии.

Каждое из этих трех технологических решений может давать экономию затрат энергии на проветривание до 50 % и более.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казаков Б. П., Шалимов А. В., Круглов Ю. В., Левин Л. Ю., Исаевич А. Г., Стукалов В. А. Совершенствование ресурсосберегающих систем вентиляции рудников Верхнекамского месторождения калийных солей // Горн. журн. — 2008. — № 10.
2. Левин Л. Ю., Круглов Ю. В. Исследование рециркуляционного способа проветривания калийных рудников и его экономическая эффективность // ГИАБ. — 2008. — № 10.
3. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом. ПБ 03-553-03. — М.: НТЦ по БП Госгортехнадзора России, 2003.
4. Алыменко Д. Н. Аэродинамические схемы энергосберегающих вентиляторных установок // ГИАБ. — 2009. — № 12.
5. Исследование вентиляционной сети рудника РУ-4 РУП “ПО “Беларуськалий” с разработкой рекомендаций и технических решений, направленных на экономию тепловой и электрической энергии / Отчет о НИР. — Пермь; Солигорск, 2004–2005.
6. Протасеня И. В., Береснев С. П., Круглов Ю. В., Гришин Е. Л., Киряков А. С. Единая информационно-аналитическая система “АэроСеть” для проектирования и расчета вентиляции калийных рудников // Горн. журн. — 2010. — № 8.
7. Казаков Б. П., Шалимов А. В. Разработка энергосберегающей системы автоматического управления проветриванием рудников // Изв. вузов. Горн. журн. — 2012. — № 3.

Поступила в редакцию 5/IV 2013