

случае нажимные пружины сжимаются на величину, равную сумме высот кулачков первой h_1 и второй h_2 контактирующих полумуфт. Поэтому при проектировании нажимных пружин зазор между их рабочими витками следует устанавливать несколько большим, чем $h_1 + h_2$.

В остальном расчет разработанной муфты аналогичен расчету обычных однопоточных кулачковых предохранительных муфт [6]. Однако отдельные ее элементы следует проверить по зависимостям, приведенным в [5], так как при срабатывании и пробуксовке муфты будут возникать динамические нагрузки, превышающие T_n .

Муфту, рассчитанную с учетом приведенных рекомендаций, испытывали на специальном стенде. Исследования подтвердили хорошую работоспособность муфты: она передавала различные крутящие моменты на два объекта и надежно защищала их от перегрузок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Анилович В. Я., Манчинский Ю. А. Оптимизация параметров кулачковой предохранительной муфты // Вестн. машиностроения.— 1978.— № 12.— С. 13—16. [2]. А. с. 1108267 СССР, МКИ³ F 16 D 7/02. Фрикционная предохранительная муфта / В. Р. Карамышев (СССР).— № 3506321/25—27; Заявлено 28.10.82; Опубл. 15.08.84, Бюл. № 30 // Открытия. Изобретения.— 1984.— № 30.— С. 145. [3]. А. с. 1428861 СССР, МКИ³ F 16 D 7/02. Двухпоточная предохранительная муфта / В. Р. Карамышев, М. С. Метальников, Ф. И. Алябьев (СССР).— № 3937631/31—27; Заявлено 28.06.85; Опубл. 07.10.88, Бюл. № 37 // Открытия. Изобретения.— 1988.— № 37.— С. 137. [4]. Карамышев В. Р. О классификации предохранительных муфт лесохозяйственных машин // Лесн. журн.— 1989.— № 5.— С. 27—30.— (Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Карамышев В. Р., Нартов П. С. Повышение надежности работы предохранительных муфт лесохозяйственных машин.— Воронеж: ВГУ, 1983.— 140 с. [6]. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам.— Л.: Машиностроение, 1979.— 344 с.

УДК 536.24

АЭРОДИНАМИКА ОТНОСИТЕЛЬНО ДЛИННЫХ ЦИКЛОННЫХ КАМЕР С ГЛУБОКО ВСТРОЕННЫМ ВЫХОДНЫМ КАНАЛОМ

Ю. Л. ЛЕУХИН, А. Н. ОРЕХОВ, Э. Н. САБУРОВ

Архангельский лесотехнический институт

Увеличение длины циклонных аппаратов, применяемых в целлюлозно-бумажном и деревообрабатывающем производствах, приводит к появлению неравномерности распределения основных аэродинамических характеристик потока по длине аппаратов. Кроме того, ввод и вывод газов с одной стороны рабочего объема при определенных условиях также способствует образованию застойной зоны у глухого торца [3]. Однако в ряде теплообменных и рекуперативных устройств [1] односторонний ввод и вывод потока оказывается наиболее предпочтительным благодаря простоте компоновки, так как нет необходимости компенсировать температурные напряжения и т. д. [1]. Одним из способов повышения проточности рабочего объема камеры в этих условиях, а следовательно, и конвективного теплообмена на его боковой поверхности является организация искусственной схемы движения осевых потоков с помощью глубоко встроенного выходного канала.

В настоящей работе приведены результаты изучения аэродинамики циклонных камер большой относительной длины с глубоко встроенным в рабочий объем выходным каналом и некоторые рекомендации по их расчету.

Исследования проводили на горизонтальной модели технически гладкостенного циклонного устройства, рабочий участок которого наби-

рали из однотипных секций с относительной длиной $\bar{L}_k = 1,5$ ($\bar{L}_k = L_k/D_k$, где L_k и D_k — длина и диаметр камеры, $D_k = 160$ мм). Экспериментальный стенд позволял выполнять исследования при изменении \bar{L}_k от 1,00 до 18,25.

Подвод воздуха в камеру осуществляли с двух диаметрально противоположных сторон тангенциально ее внутренней поверхности прямоугольными шлицами, оси которых располагались, на расстоянии $0,5D_k$ от торца (рис. 1). Относительная площадь входа $\bar{f}_{вх} = 4f_{вх}/\pi D_k^2 = 0,04$,

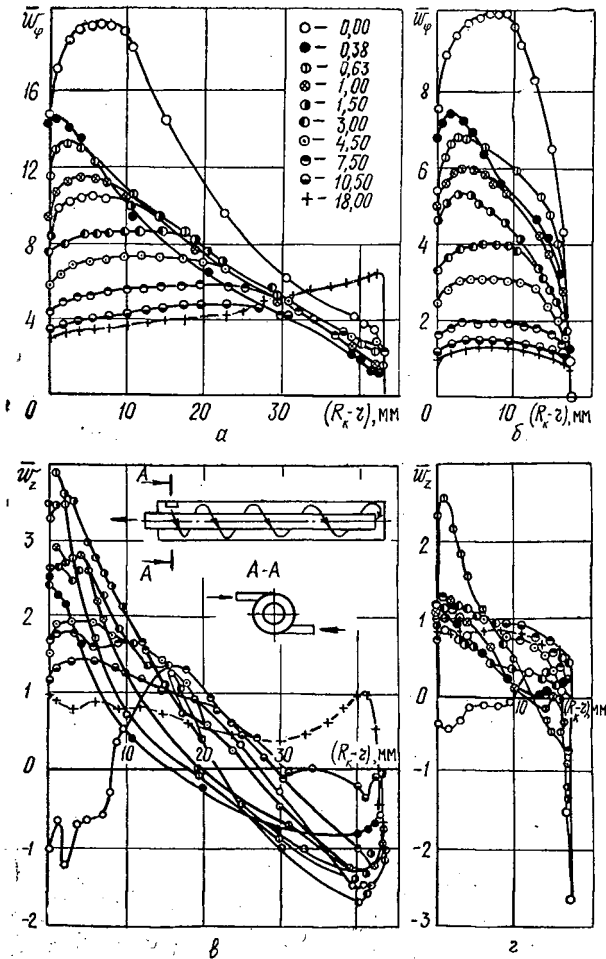


Рис. 1. Распределение безразмерных тангенциальной (а, б) и осевой (в, г) составляющих скорости в циклонной камере с $\bar{d} = 0,46$ (а, в) и $0,79$ (б, г) при значениях \bar{L}_k от 0 до 18

относительная высота входных шлиц $\bar{h}_{вх} = h_{вх}/D_k = 0,075$. Эвакуацию воздуха из рабочего объема производили около торца, расположенного с противоположной стороны от входных шлицев, через встроенный в него круглый цилиндрический выходной канал с относительными внешним $\bar{d} = d/D_k$ и внутренним $\bar{d}_{вых} = d_{вых}/D_k$ диаметрами. В опытах значения диаметров варьировались: 0,46; 0,62; 0,79 и 0,93 для \bar{d} , 0,43; 0,58; 0,74 и 0,88 для $\bar{d}_{вых}$. Поскольку \bar{d} и $\bar{d}_{вых}$ связаны между собой, в це-

лях упрощения записи, для характеристики выходного канала употребляется только \bar{d} .

Поля скоростей и давлений в камере измерены с помощью трехканального цилиндрического зонда (диаметр насадки 2,6 мм) в сечениях, отстоящих от оси входных шлицев на расстоянии z , отнесенном к диаметру камеры и равном 0,375; 0,625; 1,0; 1,5; 3,0; 4,5; 7,5; 10,5; 16,5; 18,0. Последнее сечение замера всегда располагали на расстоянии 0,25 D_k от выходного торца рабочего объема.

Как и в обычных циклонных камерах, \bar{L}_k которых обычно не превышает 2...4 [2], в циклонной камере большой относительной длины вектор полной скорости потока в любой точке можно разделить на тангенциальную, осевую (аксиальную) и радиальную составляющие. Соотношение между ними в общем случае зависит от расположения точки замера и геометрических параметров камеры.

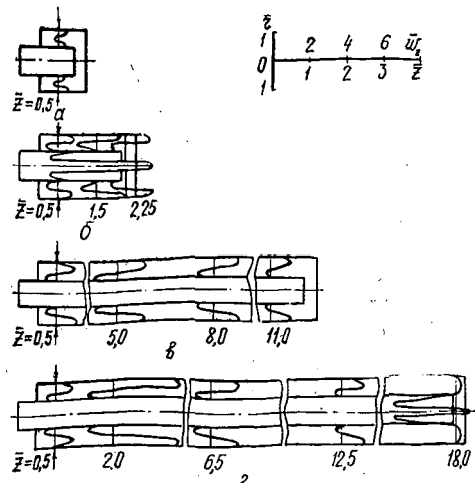
Выходящие из тангенциальных шлиц нормально к образующей рабочего объема струи взаимодействуют с криволинейной стенкой и друг с другом, их траектории искривляются и приобретают форму винтовых линий. В поперечных сечениях поток практически осесимметричен. Исключение составляет лишь область вблизи сечения ввода, где происходит формирование закрученного течения.

На рис. 1 представлены распределения безразмерных тангенциальной $\bar{\omega}_\varphi$ и осевой $\bar{\omega}_z$ ($\bar{\omega}_\varphi = \omega_\varphi/v_{ср}$; $\bar{\omega}_z = \omega_z/v_{ср}$, где $v_{ср}$ — среднемаховая скорость потока в поперечном сечении камеры, $v_{ср} = 4V/\pi(D_k^2 - d^2)$; V — расход газа через камеру) составляющих скорости в циклонной камере при $\bar{L}_k = 18,25$.

По мере продвижения потока к выходному торцу происходит снижение уровня вращательных скоростей, а также максимального значения тангенциальной составляющей скорости $\omega_{\varphi m}$ и радиуса $r_{\varphi m}$, характеризующего положение $\omega_{\varphi m}$.

Область течения потока у поверхности выходного канала занята кольцевым обратным током (рис. 2). С ростом параметра \bar{d} обратный

Рис. 2. Распределение осевой скорости в рабочем объеме камер различной относительной длины ($\bar{F}_{вх} = 0,04$; $\bar{d}_{вых} = 0,43$): а — $\bar{L}_k = 1,25$; б — 2,5; в — 12,25; г — 18,25



ток оттесняется к боковой поверхности циклонной камеры. При наименьших исследованных диаметрах выходного канала ($\bar{d} = 0,46$) кольцевой обратный ток существует по всей длине рабочего объема камеры, образованной его поверхностью и внешней поверхностью выходной

трубы, при $\bar{d} = 0,62$ и $\bar{L}_k = 18,25$ — лишь в части рабочего объема от входного торца до $z = 9 \dots 10$ ($\bar{z} = z/D_k$, где z — расстояние от торца камеры, ближайшего к сечению ввода газов). Чем \bar{d} больше, тем меньше протяженность обратного тока вдоль оси z и большая часть объема занята только прямым выходным закрученным течением.

Влияние вязкости и трения потока о стенки канала приводит к его постепенной раскрутке (особенно существенной при $\bar{d} > 0,46$). Угол закрутки потока у внешней стенки (угол между осевым направлением и вектором полной скорости) φ с ростом z непрерывно уменьшается. С увеличением \bar{d} возрастают затраты энергии на преодоление сил сопротивления трению о внутренний цилиндр, а также на проталкивание потока через канал более узкого поперечного сечения. Угол φ , а также $\bar{\omega}_{\varphi m}$ ($\bar{\omega}_{\varphi m} = \omega_{\varphi m}/v_{вх}$, где $v_{вх}$ — средняя скорость потока во входных шлицах) с возрастанием \bar{d} уменьшаются (рис. 3). Максимум танген-

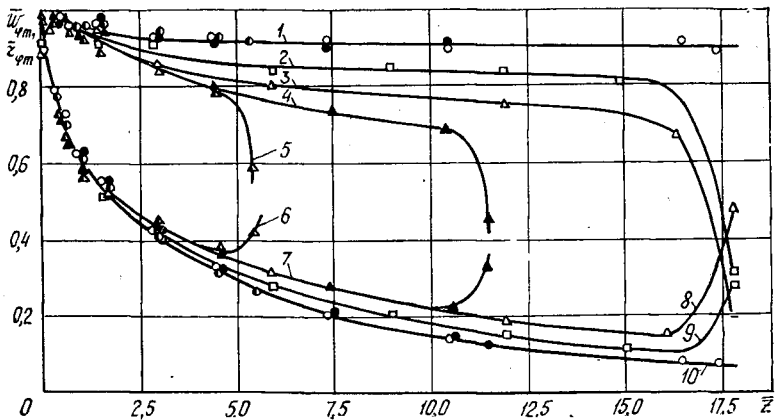


Рис. 3. Изменение $r_{\varphi m}$ (кривые 1—5) и $\bar{\omega}_{\varphi m}$ (кривые 6—10) по длине циклонной камеры при различных значениях \bar{L}_k и \bar{d} : \blacktriangle — $\bar{L}_k = 12,25$; \triangle — 18,25 при $\bar{d} = 0,46$; \square — $\bar{L}_k = 18,25$ при $\bar{d} = 0,62$; \bullet — $\bar{L}_k = 12,25$; \circ — 18,25 при $\bar{d} = 0,79$; для остальных обозначений $\bar{L}_k = 6,25$ при $\bar{d} = 0,46$ и 0,79

циальной составляющей скорости при этом смещается к внешней стенке канала (увеличивается $r_{\varphi m} = r_{\varphi m}/R_k$). Профиль $\bar{\omega}_{\varphi}$ с ростом \bar{z} становится более равномерным. Распределение осевой скорости $\bar{\omega}_z$ с раскруткой потока также выравнивается, что наиболее заметно при больших \bar{d} (см. рис. 1).

При варьировании \bar{L}_k от 6,25 до 18,25 особенности изменения аэродинамических параметров φ , $\bar{\omega}_{\varphi m}$ и $r_{\varphi m}$ по длине камеры остаются такими же. Исключение составляет лишь область течения вблизи выходного отверстия — зона стока в выходной канал. Здесь в результате радиального перетока газа к выходному отверстию происходит перестройка течения, которая сопровождается резким увеличением $\bar{\omega}_{\varphi m}$ и уменьшением $r_{\varphi m}$. Максимум вращательной скорости оказывается смещенным к поверхности выходного канала (рис. 1).

Одну из основных аэродинамических характеристик циклонных камер — суммарный коэффициент сопротивления камеры по входным

условиям $\xi_{\text{вх}} (\xi_{\text{вх}} = 2\Delta p_{\text{п}}/\rho_{\text{вх}}v_{\text{вх}}^2)$, где $\Delta p_{\text{п}}$ — перепад полного давления в камере; $\rho_{\text{вх}}$ — плотность потока в шлицах) можно представить как сумму его отдельных составляющих, т. е. коэффициентов сопротивления входа в камеру $\xi_{\text{вх.к}} (\xi_{\text{вх.к}} = 2\Delta p_{\text{п.вх.к}}/\rho_{\text{вх}}v_{\text{вх}}^2)$, рабочего объема камеры $\xi_{\text{к}} (\xi_{\text{к}} = 2\Delta p_{\text{п.к}}/\rho_{\text{вх}}v_{\text{вх}}^2)$ и выхода из камеры $\xi_{\text{вых}} (\xi_{\text{вых}} = 2\Delta p_{\text{п.вых}}/\rho_{\text{вх}}v_{\text{вх}}^2)$. Перепад полного давления на входе потока в камеру $\Delta p_{\text{п.вх.к}}$ определяли по разности полных давлений во входных шлицах и на выходе из них, во входном сечении кольцевого канала, $\Delta p_{\text{п.к}}$ — по разности полных давлений потока в сечениях входа и выхода, а $\Delta p_{\text{п.вых}}$ — по избыточному полному давлению в выходном сечении. Среднее полное давление в граничных сечениях находили как его среднеинтегральное значение путем графического интегрирования.

\bar{d}	$\bar{d}_{\text{вых}}$	$\bar{L}_{\text{к}}$	$\xi_{\text{вх}}$	$\xi_{\text{вх.к}}$	$\xi_{\text{к}}$	$\xi_{\text{вых}}$
0,46	0,43	6,25	2,186	0,549	0,617	1,020
0,46	0,43	12,25	1,734	0,523	0,707	0,504
0,46	0,43	18,25	1,637	0,536	0,778	0,323
0,62	0,59	18,25	1,390	0,548	0,738	0,104
0,79	0,74	6,25	1,416	0,347	0,848	0,221
0,79	0,74	12,25	1,440	0,354	0,901	0,185
0,79	0,74	18,25	1,347	0,342	0,941	0,064

В таблице приведены средние для диапазона чисел Рейнольдса $(1,9 \dots 6,4) \cdot 10^5$ ($Re_{\text{вх}} = v_{\text{вх}}D_{\text{к}}/\nu_{\text{вх}}$, где $\nu_{\text{вх}}$ — кинематическая вязкость при температуре воздуха в шлицах на входе в камеру) опытные значения полного коэффициента сопротивления и его составляющих при различных геометрических характеристиках циклонной камеры.

Как показали исследования, полный коэффициент сопротивления зависит главным образом от длины камеры и диаметра выходного канала. Так, при $\bar{d} = 0,46$ с увеличением $\bar{L}_{\text{к}}$ происходит снижение полного коэффициента сопротивления, а при $\bar{d} = 0,79$ с увеличением $\bar{L}_{\text{к}}$ до $10 \dots 12$ $\xi_{\text{вх}}$ сначала несколько возрастает, а затем, при $\bar{L}_{\text{к}} > 12$, снижается. Такой характер изменения $\xi_{\text{вх}}$ при различных значениях \bar{d} объясняется зависимостью его составляющих от $\bar{L}_{\text{к}}$. Увеличение длины рабочего объема камеры приводит к росту $\xi_{\text{к}}$, что обусловлено повышением затрат энергии на преодоление сил сопротивления трению. Уменьшение же $\xi_{\text{вых}}$ происходит из-за снижения интенсивности вращательно-го движения потока в сечении стока газов. Сопротивление входа $\xi_{\text{вх.к}}$ практически не зависит от $\bar{L}_{\text{к}}$. Однако для $\bar{d} = 0,46$ с увеличением $\bar{L}_{\text{к}}$ наблюдается снижение $\xi_{\text{вых}}$ более интенсивное, чем рост $\xi_{\text{к}}$. В этом случае происходит уменьшение $\xi_{\text{вх}}$. Для камеры с $\bar{d} = 0,79$ при увеличении $\bar{L}_{\text{к}}$ до $10 \dots 12$ наблюдается некоторое повышение $\xi_{\text{вх}}$, так как $\xi_{\text{к}}$ растет интенсивнее, чем снижается $\xi_{\text{вых}}$. Лишь при $\bar{L}_{\text{к}} > 12$ начинает уменьшаться $\xi_{\text{вх}}$ за счет более быстрого падения $\xi_{\text{вх.к}}$.

Влияние диаметра выходного канала на аэродинамическое сопротивление циклонной камеры большой относительной длины исследовано в диапазоне изменения \bar{d} от 0,46 до 0,93. Установлено, что оптимальный диаметр $\bar{d}_{\text{опт}}$, при котором общее сопротивление камеры является минимальным, равен 0,7...0,8. Причем, чем $\bar{L}_{\text{к}}$ меньше, тем $\bar{d}_{\text{опт}}$ больше. При снижении \bar{d} ($\bar{d} < \bar{d}_{\text{опт}}$) происходит рост входной и, особенно, выходной составляющих из-за уменьшения сечения стока газа в выходной канал. Их рост не компенсируется падением сопротивления самой ка-

меры ξ_k . С увеличением \bar{d} ($\bar{d} > \bar{d}^{\text{опт}}$) происходит существенное возрастание ξ_k , по абсолютной величине превышающее суммарное снижение $\xi_{\text{вх, к}}$ и $\xi_{\text{вых}}$.

Суммарный коэффициент сопротивления циклонной камеры с глубоко встроенным выходным каналом в диапазоне изменения $Re_{\text{вх}}$ ($1,9 \dots 6,4$) $\cdot 10^5$ и \bar{L}_k от 6,25 до 18,25 может быть определен по формуле

$$\xi_{\text{вх}}/(\xi_{\text{вх}})_{\bar{L}_k=1} = f(\bar{L}_k, \bar{d}), \quad (1)$$

где $(\xi_{\text{вх}})_{\bar{L}_k=1}$ — коэффициент сопротивления камеры с $\bar{L}_k = 1$,

$$(\xi_{\text{вх}})_{\bar{L}_k=1} = (1,085\bar{d} - 0,3)^{-1} (3,8 Re_{\text{вх}} \cdot 10^{-7} + 0,906).$$

Представим правую часть уравнения (1) следующим образом: при $\bar{d} = 0,46 \dots 0,79$

$$f(\bar{L}_k, \bar{d}) = \bar{L}_k^{0,283 - 0,875\bar{d}};$$

при $\bar{d} = 0,93$

$$f(\bar{L}_k, \bar{d}) = (1,02 - 0,02\bar{L}_k)^{-1}.$$

Определенное влияние на величину $\xi_{\text{вх}}$ оказывает относительное расстояние (зазор) между торцом выходного канала и ближайшим торцом циклонной камеры $\bar{\Delta} = (L_k - l_{\text{вых}})/D_k$ (где $l_{\text{вых}}$ — длина выходного канала). Установлено, что при $\bar{\Delta} < 0,2$ начинает уменьшаться сечение для стока газов — выходной канал внедряется в пограничный слой на торцевой поверхности камеры. Общий коэффициент сопротивления $\xi_{\text{вх}}$ при этом увеличивается за счет роста $\xi_{\text{в.в.х}}$. Так, при изменении $\bar{\Delta}$ от 0,20 до 0,02 $\xi_{\text{вх}}$ повышается на 40 %, т. е. наличие зазора меньше 0,20 нецелесообразно.

Влияние параметра $\bar{\Delta}$ можно учесть введением в уравнение (1) поправочного коэффициента

$$\epsilon_{\bar{\Delta}} = 1 + 0,95 \exp(-46\bar{\Delta}). \quad (2)$$

Закрученный поток в длинной циклонной камере с глубоко встроенным выходным каналом по закономерностям изменения динамических характеристик можно условно разделить на два участка: начальный и основной.

На начальном участке проявляется влияние условий входа на формирование потока и происходит его перестройка. Профили тангенциальной и осевой составляющих скорости постепенно приобретают вид, характерный для основного участка. Длина начального участка зависит от параметра \bar{d} . В диапазоне его варьирования от 0,46 до 0,79 она может быть определена по уравнению

$$z_n/d_0 = 1,5 + 6,75\bar{d}^2, \quad (3)$$

где z_n — длина начального участка;

$d_0 = D_k - d$ — эквивалентный диаметр.

На основном участке изменение максимальной тангенциальной скорости по длине камеры может быть описано формулой

$$\bar{w}_{\varphi m}/\bar{w}_{\varphi m n} = [1 + 0,0725(\bar{z} - \bar{z}_n)]^{-1}, \quad (4)$$

где $\bar{w}_{\varphi m n} = w_{\varphi m n}/v_{\text{ср}}$ — относительная максимальная тангенциальная скорость в начале основного участка,

$$\bar{\omega}_{\text{отн}} = 13,51 (1 - \bar{d}^2);$$

$\bar{z}_n = z_n/d_3$ — относительная длина начального участка.

Выводы

1. Установлено, что параметром, позволяющим связать локальные динамические характеристики с интенсивностью вращательного движения потока, как и в коротких циклонных камерах [2], является максимальное значение тангенциальной составляющей скорости $\bar{\omega}_{\text{отн}}$.
2. Получены расчетные уравнения для суммарного коэффициента сопротивления циклонной камеры рассмотренной конструкции.
3. Даны рекомендации по определению оптимальных значений диаметра выходного канала и его заглубления в рабочий объем циклонной камеры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. А. с. 1386804 СССР, МКИ⁴ F 23 L 15/04. Теплообменный элемент рекуператора / Э. Н. Сабуров, С. И. Осташев, А. Н. Орехов и др. (СССР).— № 4133125/24-06; Заявлено 14.10.86; Опубл. 07.04.88, Бюл. № 13 // Открытия. Изобретения.— 1988.— № 13.— С. 154. [2]. Сабуров Э. Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах.— Л.: Изд-во ЛГУ, 1982.— 240 с. [3]. Сабуров Э. Н., Орехов А. Н. Экспериментальное исследование аэродинамики циклонной камеры большой относительной длины // Лесн. журн.— 1992.— № 2.— С. 123—132.— (Изв. высш. учеб. заведений).

УДК 630*907.11

ОБ ОСНОВАХ ОРГАНИЗАЦИИ НАЦИОНАЛЬНОГО ПАРКА ГОРНОЙ ШОРИИ

В. А. БУГАЕВ, М. Т. СЕРИКОВ

Воронежский лесотехнический институт

В целях сохранения окружающей среды в 1971 г. по инициативе ООН принята Всемирная стратегия Международного Союза охраны природных ресурсов (МСОП). Установлена система охраняемых объектов, к которым относятся природные национальные парки.

Международными правилами определены признаки и условия организации национальных парков. Согласно этим условиям для парков в живописной местности отводится сравнительно обширная территория, где природная обстановка не претерпела серьезных изменений под влиянием хозяйственной деятельности человека и участки которой представляют научный, культурный, эстетический интерес. На этой территории принимаются меры для предотвращения эксплуатации природных ресурсов. В отличие от заповедников, имеющих запретный режим, в национальных парках выделяют определенную площадь для отдыхающих и посетителей. Поскольку каждый национальный парк является значительным территориальным образованием, в котором лесорастительные условия могут быть различны, а хозяйство — целевым, то его площадь подразделяют на несколько хозяйственных единиц — функциональных зон. Каждая из них представляет собой компактную совокупность кварталов, в которой выполняются свои лесохозяйственные мероприятия.

Национальные парки стали появляться еще в середине XIX в. Большую известность приобрел Йеллоустонский парк, созданный в 1872 г. в Скалистых горах США. Здесь были заложены некоторые теоретические основы организации парков. Эта идея стала распространяться и в других государствах. В нашей стране к такой работе приступили позднее, но уже имеется несколько десятков подобных объектов и почти ежегодно создаются новые национальные парки.