

### ДИНАМИКА ТРАНСМИССИЙ ПРИ УПРАВЛЕНИИ ТЕПЛОВЫМ СОСТОЯНИЕМ ПОМЕЩЕНИЙ

При управлении параметрами микроклимата в отапливаемых помещениях в качестве звеньев объектов, технологических процессов используются различные трансмиссии (трубопроводы, каналы и т.п.), служащие одновременно каналами передачи информации об изменении температурных режимов. Статические их характеристики описываются достаточно известными гидроаэродинамическими зависимостями.

Для выяснения динамических характеристик, имеющих существенное значение для процесса управления, используем методику и результаты теоретического исследования взаимовлияния процессов теплообмена и формирования воздушных потоков, представленные в [1,2].

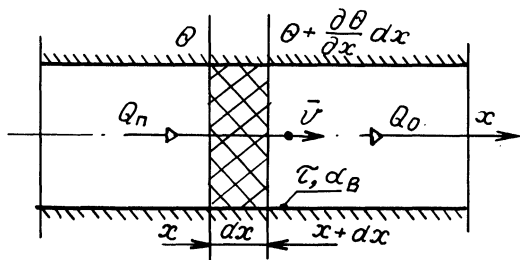


Рис. 1. Модель трансмиссии (канала).

При движении элемента несжимаемого потока  $dx$  с учетом скорости  $v$  для модели канала (рис. 1) компоненты теплового баланса можно выразить в виде:

$$\text{количественного параметра на подводе } Q_{\Pi} = \rho v S c \theta ;$$

$$\text{количественного параметра на отводе } Q_{\text{от}} = \rho v S c \left( \theta + \frac{\partial \theta}{\partial x} dx \right);$$

$$\text{теплопотерь через поверхность канала } Q_T = \alpha_B (\theta - \tau) F dx;$$

$$\text{теплоаккумуляции элементов потока } Q_A = \rho S c \frac{\partial \theta}{\partial t} dx.$$

В приведенных выражениях  $S$  – сечение канала;  $F$  – внутренняя поверхность канала;  $\rho$  – плотность воздуха; остальные обозначения ясно видны на рисунке.

Составив уравнение теплового баланса и применив для анализа метод малых отклонений, получим

$$-\frac{\partial \Delta \theta}{\partial t} + v \frac{\partial \Delta \theta}{\partial x} + \frac{a_B F}{\rho c S} (\Delta \theta - \Delta \tau) = 0. \quad (1)$$

С учетом того что  $\Delta \tau = W(p) \Delta \theta$ , получим по Лапласу:

$$p \Delta \theta + v \frac{\partial \Delta \theta}{\partial x} + \frac{a_B F}{\rho c S} \Delta \theta (1 - W(p)) = 0. \quad (2)$$

Интегрируя по  $x$ , имея в виду конечную длину канала  $x=L$ , выразим искомую передаточную функцию как

$$W_2(p) = e^{-p\tau} \frac{1 - k_2(1 - W(p))}{p} = W_a(p) W_T(p), \quad (3)$$

где  $\tau=L/v$  — транспортное запаздывание,  $k_2 = a_B S L / \rho c v F$  — коэффициент усиления.

Анализируя по аналогии с выражением (10) [1] выражение (3), можно утверждать, что полученная передаточная функция интерпретирует сложный процесс, состоящий из аэродинамического и теплотехнического компонентов, о чем свидетельствует наличие произведения двух передаточных функций  $W_a(p)$  и  $W_T(p)$  соединенных последовательно звеньев. Нетрудно видеть, какой из компонентов является решающим в оценке динамики конкретного канала после подстановки соответствующих данных. Структурный анализ не противоречит канонической методике нахождения трансцендентных передаточных функций, например [3], но расширяет представление о физической сущности функционирования канала как звена системы управления.

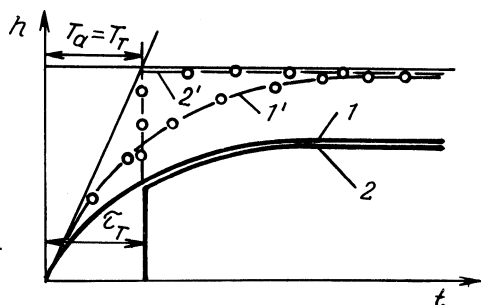


Рис. 2. Сравнительные динамические характеристики.

Построим для сравнения динамические характеристики  $h(t)$  двух звеньев — канала и какой-либо смесительной камеры (апериодическое звено). Пусть оба звена имеют одинаковую аккумулирующую способность стенок, одинаковые коэффициенты усиления ( $k=1$ ) и временные константы (постоянные времени и запаздывание  $\tau = T_a = T_T$ ). На рис. 2 показаны возможные кривые 1 — для камеры, 2 — для канала, а также нанесены пунктиром соответственно кривые 1' и 2' для динамики в случае отсутствия теплотехнического влияния стенок.

Отметим два основных момента. Обусловленные чисто аэродинамическими факторами характеристики обоих звеньев в корне различны, причем из-

вестная разница между инерционным и чистым (транспортным) запаздыванием весьма существенна в процессе регулирования. Различие теплотехнических частей, несмотря на одинаковые коэффициенты усиления и ограждения, объясняется различным характером и формами движения потока.

Если принять, что при расчетах теплообменных процессов и их динамики для смесительной камеры и канала принят за основу принцип полной турбулизации потока, то с известным приближением можно представить модель канала в виде последовательного соединения ряда элементарных камер, объемы которых бесконечно малы. Применяв эту модель к помещению с упорядоченным движением воздуха и равномерными температурными полями по высоте и в плане, разделенному безынерционными, не влияющими на теплообмен перегородками на  $n$  камер, и предположив, что пропорционально изменяются постоянные времени и коэффициенты усиления, нетрудно получить, используя выражения (10) из [1] или (142) из [2]:

$$W(p) = \left(1 + p \frac{T}{n} + \frac{k}{n} (1 - W(p))\right)^{-n}.$$

Имея в виду, что  $\lim_{n \rightarrow \infty} \left(1 + \frac{x}{n}\right)^n = e^x$ , окончательно имеем

$$\lim(W(p)) = e^{-pT - k(1 - W(p))}. \quad (4)$$

Сравнив уравнения (4) и (3), нетрудно видеть, что технологические и структурные преобразования приводят к аналогичным результатам и подтверждают корректность предположений о возможной замене анализируемых объектов. Проведенный анализ может быть полезен при синтезе технологических и структурных схем управления микроклиматом, а дальнейшие исследования могут выявить особенности не только последовательного, но и параллельного и комбинированного соединений.

## Л и т е р а т у р а

1. М у х и н О.А. К теории автоматического регулирования теплового комфорта помещений. — В сб.: Техника, технология, организация и экономика строительства: Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция. Минск, 1978, вып. 4, с. 98–110.
2. Р ы м к е в и ч А.А., Х а л а м е й з е р М.Б. Управление системами кондиционирования воздуха. — М., 1977. — 278 с.
3. И в а щ е н к о Н.Н. Автоматическое регулирование. — М., 1973. — 606 с.
4. J u n k e r В. Das regeltechnische Verhalten klimatisierter Räume. — SB f. Heiz. und Lüft, 1965, N 2.