

- зучей») до 80 км/час (максимальной);
- снизить экологический ущерб до 20%;
- осуществить дистанционный отбор мощности для привода энергоёмких вспомогательных агрегатов.



Рис. 4.

В перспективе возможны различные конструктивные варианты применения ГОТ на автомобилях, таких как сочленённые 12×12 и многоколёсные 16×16.

Литература

1. Шухман С.Б., Анкинович Г.Г., Соловьёв В.И., Прочко Е.И. Полноприводный автомобиль с гидрообъёмной трансмиссией. Журнал ААИ. № 6, 2003.
2. Шухман С.Б., Соловьёв В.И., Прочко Е.И. Повышение кпд полнопоточной трансмиссии за счёт комбинированного способа регулирования гидромашин. «Вестник машиностроения», М., 2006, № 2.

Об алгоритме расчета на персональной ЭВМ сложных систем объемного гидропривода на неустановившемся режиме

к.т.н., доц. Суздальцев В.Е., к.т.н., доц. Фатеев И.В.
МГТУ «МАМИ»

Увеличение мощности и расширение направлений применения гидропривода на самоходных транспортных машинах, в том числе применение гидравлических усилителей в рулевом управлении с целью повышения их маневренности, делает актуальной работу по разработке универсальной программы расчета сложных разветвленных гидросистем. В таких гидросистемах потребители энергии жидкости имеют различный характер нагрузки, а привода – различные способы регулирования. Поэтому в таких системах целесообразна установка насосов с регуляторами подачи, а в некоторых случаях насосных установок, состоящих из нескольких насосов с различными способами регулирования.

Гидросистемы таких объемных приводов представляют собой разветвленную сеть гидравлических линий высокого и низкого давления, связывающих потребителей с источниками энергии.

Структурно система объемного гидропривода представляет собой ряд узлов, связывающих элементы гидросистемы двух типов. Элементы, расположенные между узлами, как правило, “проточные”, через такие элементы при работе системы протекает рабочая жидкость. Элементы, связанные с одним узлом, как правило, тупиковые, которые подключены только к одному узлу.

Между областью высокого и областью низкого давления, которые четко разграничены, расположены элементы гидросистемы, посредством которых происходит преобразование механической энергии двигателя в энергию потока рабочей жидкости - насосы, и обратное преобразование энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию – гидродвигате-

ли.

Здесь возможна также установка вспомогательных устройств, перепускающих рабочую жидкость из нагнетания в слив, предохранительные переливные вспомогательные клапаны и т.п. Возможно также объединение нескольких гидравлических систем в единую гидромеханическую систему путем механической связи выходных элементов некоторых гидродвигателей.

Узлы связывают элементы гидросистемы в единую систему. В узлах суммируются расходы по сходящимся в данном узле элементам.

Таким образом, гидросистема может быть описана уравнениями двух типов:

- уравнениями элементов;
- уравнениями узлов.

Создание такой гидросистемы требует всестороннего анализа статических и динамических характеристик элементов и переходных процессов на стадии разработки. Получение этих данных расчетным путем является необходимым условием разработки гидросистемы.

Энергия жидкости в сечении потока определяется давлением и скоростью жидкости (расходом), мощность в этом сечении потока определяется формулой:

$$N_i = p_i \cdot Q_i.$$

Следовательно, давление в узлах, между которыми расположены проточные элементы, или группа элементов, в общем случае – часть гидросистемы, и расходы рабочей жидкости на входе и выходе этих элементов полностью определяют параметрическую связь этих элементов с остальной частью гидросистемы. В общем случае расходы на входе и выходе элементов могут быть неодинаковы, например, гидроцилиндр с разными площадями на входе и выходе, или при учете сжатия жидкости. Изложенный ниже метод позволяет решить задачу определения переходных процессов и выяснить характер изменения во времени основных параметров гидропривода: расходов и давлений рабочей жидкости, скоростей перемещения исполнительных элементов, нагрузок и т.п., определяющих работу гидросистемы без упрощения ее принципиальной схемы.

Метод основан на интегрировании системы нелинейных дифференциальных уравнений.

Так как встречающиеся проточные элементы весьма разнообразны (гидравлические линии, насосы, различные гидродвигатели и т.п.), то уравнения для этих элементов могут быть записаны в виде следующей обобщенной функциональной зависимости:

$$\frac{dY_i}{dt} = f_i(p_i; p_{i+1}; \Delta p_i; F_i).$$

В этой зависимости:

Y_i – расход для гидравлической линии, скорость выходного элемента гидродвигателя и т.п. параметры последовательного элемента;

p_i, p_{i+1} – давление на входе и выходе проточного элемента;

Δp_i – потери давления для элементов – гидравлическая линия,

F_i – нагрузка на двигатель.

Уравнения для узлов.

Уравнение определяет давление в узле. Это уравнение, являющееся уравнением баланса расходов по объему с учетом сжимаемости за время Δt , имеет вид:

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{K_{ж}}{W_u} \cdot \sum_{k=1}^m Q_k \quad (1)$$

В этой зависимости:

p_i – давление в i -ом узле;

$K_{ж}$ – объемный модуль упругости жидкости;

W_u – объем рабочей жидкости в узле (равен половине суммарного объема гидравлических линий, сходящихся в узле);

$\sum_{k=1}^m Q_k$ – сумма расходов по элементам, сходящимся в i -ом узле;

m – количество элементов, сходящихся в i -ом узле.

Гидросистема описывается системой уравнений в количестве $K_{elem} + K_{uzlow}$,

где: K_{elem} – количество элементов гидросистемы, которые имеют по три неизвестных параметра: последовательный параметр (расход, скорость и т.п.) и по два значения давления в узлах, соединенных с данным элементом;

K_{uzlow} – количество узлов гидросистемы.

Таким образом, решение задачи расчета такой гидросистемы сводится к решению дифференциальных уравнений первого порядка для узлов и элементов системы.

Рассмотрим эти уравнения для нескольких основных элементов гидропривода.

Подача насоса с регулятором

Внешняя характеристика насоса регулируемой подачи представлена на рис. 1.

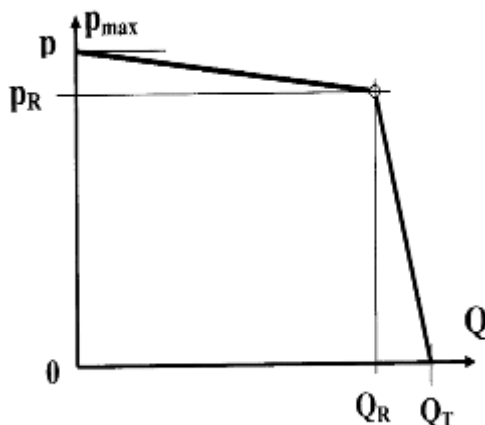


Рис. 1.

Здесь: Q_R – теоретическая подача;

Q_T – подача при давлении p_R – давлении начала работы регулятора;

p_{max} – максимальное давление, создаваемое насосом при $Q = 0$.

На участке характеристики от точки с координатами $Q_R \leftrightarrow p_R$ работает регулятор подачи насоса в диапазоне давлений $p_R \leftrightarrow p_{max}$. Сигналом к изменению подачи является давление на выходе насоса, то есть давление в гидросистеме. При давлении ниже p_R насос выходит на максимальный угол наклонной шайбы, становится насосом постоянной подачи, наклон характеристики на этом участке обусловлен объемным коэффициентом полезного действия. Подача насоса при этом определяется уравнением

$$Q_N = Q_T - \frac{Q_T - Q_R}{p_R} \cdot p \quad (2)$$

Исходя из характеристики насоса рис. 1 и принятой расчетной схемы насоса с регулятором, приведенной на рис. 2, в диапазоне работы регулятора подача насоса будет:

$$Q_N = Q_R - \frac{Q_R}{X_{max}} \cdot X \quad (3)$$

Угол отклонения наклонной шайбы пропорционален подаче насоса – ходу штока цилиндра регулятора – X .

Продифференцируем полученное выражение:

$$\frac{dQ_N}{dT} = - \frac{Q_R}{X_{max}} \cdot \frac{dX}{dT} \quad (4)$$

$$\frac{dX}{dT} = \frac{1}{S_C} \cdot Q_z \quad (5)$$

где: $\frac{dX}{dT} = \frac{1}{S_C} \cdot Q_z$ – скорость перемещения регулятора;
 S_C – площадь цилиндра регулятора;
 Q_z – расход жидкости на регулятор через дроссель (см. рис. 2).

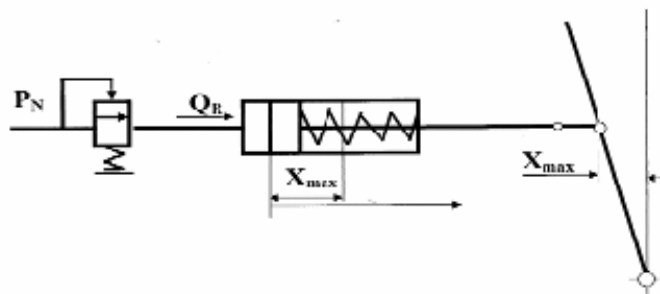


Рис. 2 .

Из выражений (4) и (5) получим:

$$\frac{dQ_N}{dT} = -\frac{Q_R}{X_{\max} \cdot S_C} \cdot Q_z = -\frac{Q_R}{V_R} \cdot Q_z, \quad (6)$$

где: V_R – объем цилиндра регулятора.

В качестве дросселя в реальном насосе установлен подпружиненный золотник. Открытие такого золотника пропорционально перепаду давления:

$$\Delta p_{Zol} = p - p_C,$$

где: p – давление на выходе насоса;

p_C – давление в полости цилиндра регулятора.

Расход рабочей жидкости через такой золотник равен:

$$Q_z = K_Z \cdot \Delta p_{Zol} \cdot \sqrt{\Delta p_{Zol}} = K_Z \cdot \Delta p_{Zol}^{1.5}. \quad (7)$$

С другой стороны, этот расход равен:

$$Q_z = \frac{V_R}{T_R},$$

где: T_R – время перекладки наклонной шайбы насоса при расходе через золотник Q_z .

Определим K_Z при Q_z и перепад на золотнике Δp_{Zol} :

$$K_Z = \frac{Q_z}{\Delta p_{Zol}^{1.5}} = \frac{V_R}{T_R \cdot \Delta p_{Zol}^{1.5}}.$$

Таким образом, расход, поступающий в цилиндр регулятора равен:

$$Q_z = \frac{V_R}{T_R \cdot \Delta p_{Zol}^{1.5}} (p - p_C) \quad (8)$$

Определим давление насоса в полости цилиндра регулятора в зависимости от подачи насоса:

$$p_C = A - B \cdot Q_N.$$

При: $Q_N = Q_R$ $p_C = p_R$, $Q_N = 0$ $p_C = p_{\max}$.

Откуда: $A = p_{\max}$; $B = \frac{p_{\max} - p_R}{Q_R}$, тогда

$$p_C = p_{\max} - \frac{p_{\max} - p_R}{Q_R} \cdot Q_N \quad (9)$$

Подставив в выражение (5) значение Q_z из формулы (8) и p_C из формулы (9), получим окончательное дифференциальное уравнение для подачи насоса:

$$\frac{dQ_N}{dT} = \frac{V_R}{T_R \cdot Dp_{Zol}^{1.5}} \left(p - p_{\max} + \frac{p_{\max} - p_R}{Q_R} \cdot Q_N \right)^{1.5} \quad (10)$$

Подача рабочей жидкости из гидроаккумулятора

При изотермическом процессе сжатия и расширения газа в гидроаккумуляторе можно записать уравнение состояния газа:

$$V_0 \cdot p_Z = V \cdot p, \quad (11)$$

где: V_0 – полный объем воздушной полости гидроаккумулятора;

p_Z – начальное давление в газовой полости – давление разрядки;

V – текущее значение объема газа;

p – текущее давление в газовой полости, равное давлению рабочей жидкости.

Объем рабочей жидкости в гидроаккумуляторе равен:

$$V_G = V_0 - V \quad (12)$$

Подставив V из уравнения состояния газа (11) и продифференцировав по времени полученное выражение, найдем уравнение расхода рабочей жидкости из гидроаккумулятора при падении давления:

$$\frac{dV_G}{dT} = Q_A = -V_0 p_Z \frac{1}{p^2} \frac{dp}{dT} \quad (13)$$

Подставив полученное значение в уравнение (1) и проведя ряд преобразований, получим:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{p^2}{\frac{W}{K_G} p^2 + V_0 p_Z} (Q_N - Q_D) \quad (14)$$

В частном случае, при отсутствии гидроаккумулятора, то есть при условии, что объем воздушной полости равен нулю ($V_0=0$), уравнение (15) принимает вид:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{K_G}{W_G} (Q_N - Q_D) \quad (15)$$

Гидравлическая линия

Уравнение неустановившегося движения несжимаемой жидкости по трубопроводу постоянного сечения с местными гидравлическими потерями:

$$cL \frac{dv}{dt} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}} - Dp_{\text{тр}} \quad (16)$$

Обозначив $K_i = \frac{\rho d_{\text{тр}}^2}{4cL}$ и преобразовав, получим:

$$\frac{dQ}{dt} = K_i p_{\text{вх}} - K_i p_{\text{вых}} - K_i Dp_{\text{тр}} \quad (17)$$

где: ρ – плотность рабочей жидкости;

L – длина трубопровода;

$p_{\text{вх}}$ – давление на входе в трубопровод;

$p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из трубопровода;

$Dp_{\text{тр}}$ – суммарные гидравлические потери на трение и в местных гидравлических сопротивлениях $Dp_{\text{тр}} = f(Q)$ – характеристика трубопровода.

При записи уравнения характеристики трубопровода важное значение имеет режим течения жидкости и переход течения из ламинарного режима в турбулентный. Критическое значение расхода $Q_{\text{кр}}$, при котором происходит переход ламинарного течения в турбулентное, равно:

$$Q_{кр} = \frac{2300 \cdot p \cdot d_{mp} \cdot n}{4} \quad (18)$$

Если текущее значение расхода:

$$Q < Q_{кр}, \quad (19)$$

то имеет место ламинарный режим течения и потери давления равны:

$$\Delta p_{\lambda} = K_{\lambda} \cdot Q \quad (20)$$

При $Q > Q_{крит}$ имеет место турбулентный режим течения, и в этом случае потери давления равны:

$$\Delta p_m = K_m \cdot Q^m \quad (21)$$

Коэффициенты гидравлических потерь определяются для различных случаев по следующим формулам:

– ламинарный режим в трубопроводе:

$$K_{\lambda} = \frac{128 \cdot n \cdot c \cdot l_{mp}}{p \cdot d_{mp}^4}; \quad (22)$$

– турбулентный режим, гидравлически гладкая труба:

$$K_{m,г} = \frac{4^{1,75} \cdot 0,316 \cdot c \cdot n^{0,25} \cdot l_{mp}}{3,14^{1,75} \cdot 2 \cdot d_{mp}^{4,75}}; \quad (23)$$

– турбулентный режим, шероховатая труба:

$$K_{\tau,ш} = \frac{8 \cdot \lambda \cdot c \cdot l_{тр}}{3,14^2 \cdot d_{тр}^5}; \quad (24)$$

– местное сопротивление, заданное коэффициентом ζ

$$K_m = \frac{8 \cdot m \cdot c}{3,14^2 \cdot d_{mp}^5}; \quad (25)$$

– местное сопротивление, заданное коэффициентом μ и площадью дросселирующего сечения:

$$K_m = \frac{c}{2 \cdot \mu^2 \cdot S_{др}^2} \quad (26)$$

Показатель степени m в формуле (21) для гидравлически гладких труб принимает значение $m = 1,75$, для шероховатых труб – $m = 2$.

Уравнение неустановившегося движения поршня гидроцилиндра

$$\frac{dV_u}{dt} = \frac{S_n}{m} p_n - \frac{S_{сл}}{m} p_{сл} - f(x_u, t) \quad (27)$$

где: V_u – скорость поршня гидроцилиндра;

$S_n - S_{сл}$ – площади гидроцилиндра – нагнетания и слив;

$p_{наг} - p_{сл}$ – давление в полостях гидроцилиндра – нагнетания и слив;

m – масса, приведенная к штоку;

$f(X_u; t)$ – активная нагрузка на штоке – функция хода и времени.

Уравнение хода поршня:

$$\frac{dX_u}{dt} = V_u \quad (28)$$

Принцип построения программы по рассмотренному алгоритму.

Каждый из рассматриваемых элементов гидросистемы обозначен двузначным шифром.

Например:

– насос с регулятором – 01;

- гидроаккумулятор – 03;
- линия – 02;
- Гидроцилиндр – 05;
- бак – 11.

Ввод исходных данных начинается с ввода глобальных параметров по гидросистеме, которыми являются:

- количество элементов каждого типа (при отсутствии такого элемента ввод – 0);
- параметры жидкости: плотность, вязкость, модуль упругости;
- параметры интегрирования: шаг интегрирования, количество шагов, кратность шага

вывода результатов.

На основании числа элементов каждого типа производится организации базы данных.

Определяются размеры векторов :

- типов элементов – V_{TipEl} ;
- начальных условий независимых переменных – V_{Y0} и V_Y ;

Определяются размеры массивов для размещения исходных данных и постоянных коэффициентов по элементам гидросистемы: Например:

- mDan01 – данные по насосам с регулятором;
- mDan03 – данные по гидроаккумуляторам;
- mDan02 – данные по линиям и т.д. (окончание имени массива – шифр типа элемента).

Последующими этапами работы программы являются:

- ввод исходных данных и вычисление постоянных коэффициентов;
- цикл интегрирования системы дифференциальных уравнений по шагам методом Рунге-Кутты четвертого порядка. Выход из цикла по максимальному числу шагов;
- анализ результатов расчета на каждом шаге с заполнением векторов V_Y для последующего построения графиков.

Действия по каждому этапу выполняют модули программы, ориентированные на вычисления по каждому элементу. Например:

Ввод данных и вычисление коэффициентов:

- Get01 – по насосам с регулятором;
- Get05 – по гидроаккумуляторам;
- Get02 – по линиям и т.д.

Вычисление правой части дифференциального уравнения

- PrDu01 – по насосам с регулятором;
- PrDu03 – по гидроаккумулятору;
- PrDu02 – по линии и т.д.

Анализ вычислений на временном шаге

- Analiz01 – по насосам с регулятором;
- Analiz03 – по гидроаккумуляторам;
- Analiz02 – по линиям и т.д. (окончание имени модуля – шифр типа элемента.)

Вызов указанных модулей на каждом этапе работы программы обеспечивают модули – коммутаторы:

- KomGet – коммутатор ввода;
- KomPrDu – коммутатор вычисления правой части дифуравнений;
- KomAnaliz – коммутатор анализа вычислений на временном шаге.

Рассмотрим ввод и отражение структуры гидросистемы в базе данных на примере схемы гидропривода см. рис. 3.

На схеме должны быть пронумерованы все узлы, элементы гидросистемы и указаны принятые за положительное направление расходов. Номер узла соответствует индексу давления в этом узле, номер линии индексу расхода по линии.

Первыми параметрами по каждому элементу при вводе исходных данных являются номера узлов на входе и выходе этого элемента. При вычислении постоянных коэффициентов по элементу определяется матрица связей [1] размерностью $(uzlov \times elem)$, представленная в

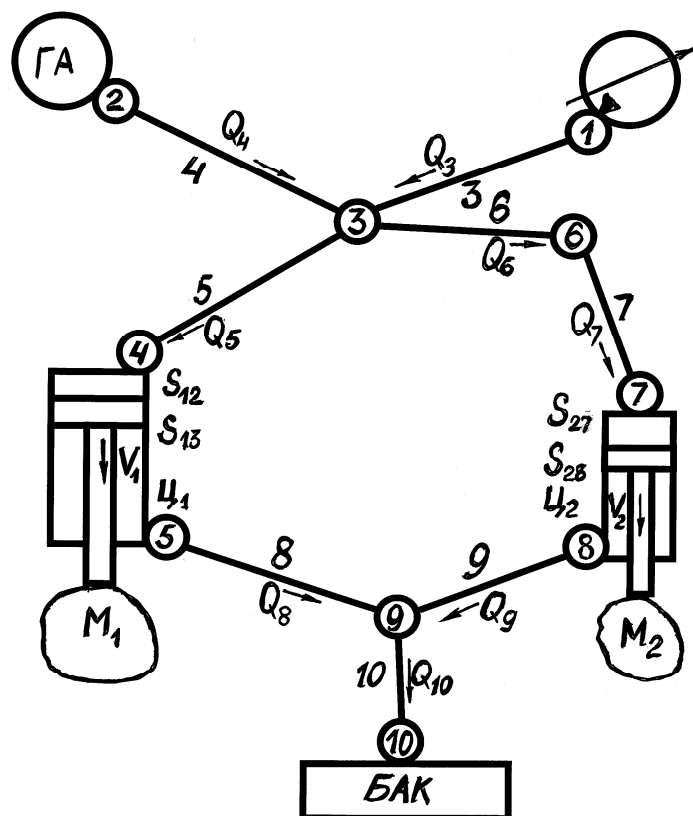


Рис. 3.

Таблица 1.

[illegible]

Единица на пересечении элемента и номера узла указывает на соединение элемента с данным узлом, знак на направление расхода к узлу +, от узла –. На пересечении строки цилиндра с узлом, связанным с полостью цилиндра, указана рабочая площадь данной полости, т.к. дифференцируемой переменной гидроцилиндра является скорость, а не расход, как у линии. Наличие такой матрицы позволяет определить элементы, связанные с узлом, и суммарный расход по этим элементам для вычисления правой части в дифференциальных уравнениях узлов.

Выводы.

Предложенный алгоритм сложных схем гидравлических объемных приводов позволяет производить расчет систем практически с любым количеством агрегатов, гидравлических

линий и любым их соединением.

Приведен принцип построения программы, где каждый тип элемента, входящего в систему, описан группой программных модулей, выполняющих на каждом этапе работы программы определенную функцию (ввода, вычисления коэффициентов правых частей дифференциальных уравнений и т.п.). Такой принцип облегчает отладку программы на стадии разработки и позволяет практически неограниченно развивать программу в дальнейшем, дополняя ее новыми элементами – агрегатами или новыми уточненными физическими принципами их работы.

В соответствии с изложенным алгоритмом и принципами построения, была разработана и в течение нескольких лет эксплуатируется программа расчета сложных систем объемного гидропривода на неустановившемся режиме.

3D модель переноса загрязняющих веществ от автотранспорта в воздушную среду города

д.ф.-м.н., проф. Сухинов А.И., к.т.н., доц. Гадельшин В.К., Любомищенко Д.С.

Таганрогский технологический институт Южного федерального университета,

В данной работе рассматривается объединенная модель движения воздушной среды в приземном слое атмосферы и модель диффузии-конвекции с реакцией загрязняющих веществ (ЗВ), выделяемых автотранспортом в воздушную среду города. Она предназначена для оперативной оценки и прогнозирования состояния воздушной среды города средних размеров. Достоверное определение поля скоростей требует учёта рельефа подстилающей поверхности, городской застройки и, следовательно, использование подробных сеток в дискретной модели, а также большого объема вычислений с применением параллельных алгоритмов.

В модель приземной аэродинамики входят уравнения: движения по трем координатным направлениям (Навье-Стокса), неразрывности, состояния транспорта, теплоты и влаги. Решение задачи рассматривается в цилиндрической области в системе прямоугольных координат геоинформационной системы г. Таганрога с шагом по горизонтальным координатным направлениям 5 м. Характерная высота верхней границы приземного слоя атмосферы определяется процессами интенсивного переноса загрязнений и составляет порядка 100 метров [1,2,7].

В дискретной модели динамики воздушной среды используется вариант МАС – метода, называемый методом поправки к давлению. Он представляет собой аддитивную схему расщепления по физическим процессам, гарантирует выполнение баланса массы и является устойчивым. При численном решении уравнений приземной аэродинамики используются явные схемы и итерационные схемы зейделевского типа.

Уравнение транспорта вредной примеси представляет собой нестационарное трехмерное уравнение с параметризуемыми коэффициентами турбулентного обмена и постоянной деструкции:

$$\varphi'_t + u\varphi'_x + v\varphi'_y + (w - w_g)\varphi'_z + \sigma\varphi = (\eta_h\varphi'_x)'_x + (\eta_h\varphi'_y)'_y + (\eta_v\varphi'_z)'_z + f_\varphi, \quad (1)$$

где: $\varphi(x, y, z, t)$ – концентрация вредной примеси,

u, v, w – компоненты вектора скорости движения воздушной среды,

w_g – скорость оседания загрязняющего вещества под действием силы тяжести,

σ – член, ответственный за деструкцию вещества,

$f_\varphi(x, y, z, t)$ – функция источников загрязняющих веществ,

η_h и η_v – коэффициенты соответственно горизонтального и вертикального турбулентного обмена.

Уравнения транспорта примеси решается с помощью итерационного метода Зейделя.

Разностная схема, аппроксимирующая уравнение (1), имеет вид: