

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ В ОБЪЕМНОМ ДЕЛИТЕЛЕ ПОТОКА МНОГОКОНТУРНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ.

Д. Л. Карелин, В. М. Гуреев, В. Л. Мулюкин

Даются описания конструкции, принципа функционирования и математическая модель объемного делителя потока позволяющая рассчитывать параметры насоса в многоконтурной системе охлаждения, а так же на примере построены характеристики и определены величины и соотношения, оказывающие влияние на распределение величин давления по всем магистралям системы.

Объемный делитель потока, модель, относительная длина, система охлаждения, перераспределение мощности потока.

При проектировании габаритных многоконтурных систем охлаждения, инженеры сталкиваются с трудно решаемой задачей, касающейся пропорционального разделения потоков охлаждающей жидкости между объектами охлаждения. Указанная задача осложняется тем, что жидкость, как и любые другие вещества, течет по пути наименьшего сопротивления. По определению, многоконтурные системы включают в себя множество различных объектов охлаждения (двигателей, генераторов, блоков питания и т. д.), параметры гидравлического сопротивления которых так же различны, и в дополнение они требуют подачи определенного количества охлаждающей жидкости для обеспечения отвода необходимого количества тепла.

Решением данной задачи может быть распределение потоков жидкости с помощью объемного делителя [1], конструкция и моделирование процесса перераспределения мощности в котором приводится в настоящей статье.

Объемный делитель потока (см. рис. 1) состоит из рабочих 1 и распределительных секций, имеющих входное отверстие 2 и не имеющих его 3, крышек 4, соединенных в единый блок с помощью шпилек 5, стопорных колец 6 и гаек 7.

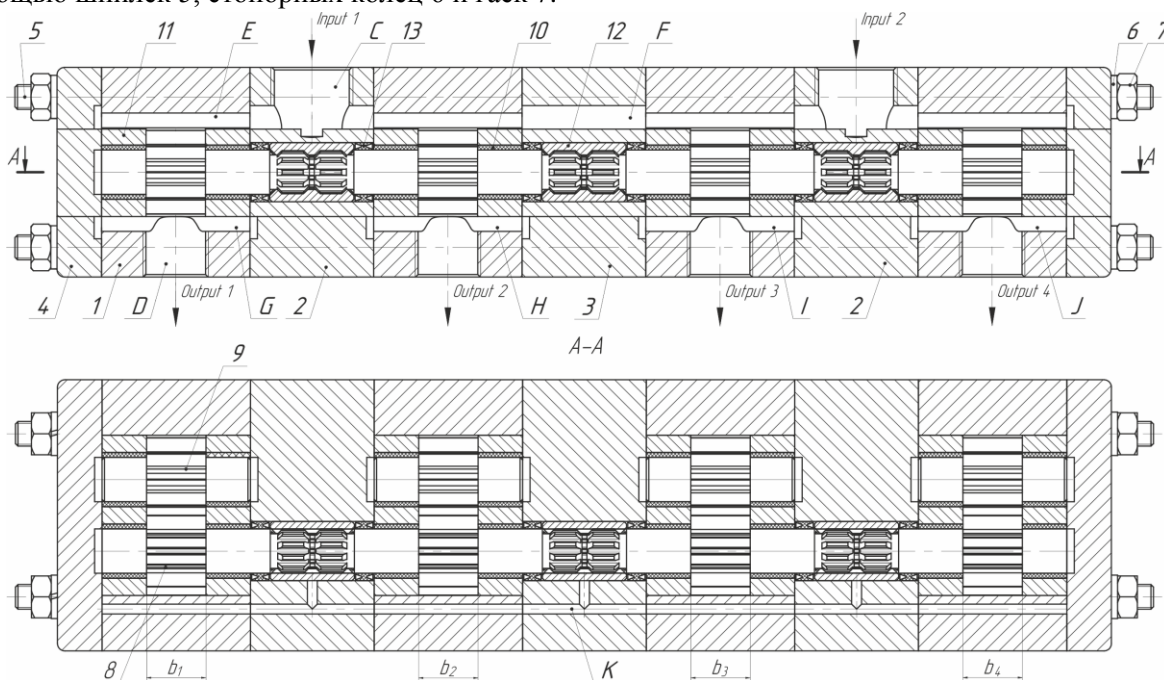


Рисунок 1 – Объемный делитель потока.

Каждая секция содержит ведущую 8 и ведомую 9 шестерни, валы которых установлены в антифрикционные втулки 10, запрессованные в торцевые уплотнения 11.

На валах ведущих шестерен 8, делителя потока имеются шлицы для соединения их между собой с помощью шлицевых втулок 12, установленных в распределительных секциях 2 и 3, также содержащих уплотнительные кольца 13 обеспечивающие герметичность между секциями.

Рабочие 1 и распределительные секции 2, 3 делителя потока имеют входные C и выходные D отверстия и пазы, образующие каналы для протекания жидкости E, F, G, H, I и J , а так же канал K , компенсирующий осевую силу, возникающую за счет разности давлений в рабочих секциях 1.

Делитель потока работает следующим образом: жидкость от насоса под давлением подается через отверстия «Input 1» и «Input 2» делителя во входную полость C , затем проходя по каналу образованному полостями E и F поступает на зубчатое зацепление, образованное ведущей 8 и ведомой 9 шестерней, в каждую рабочую секцию, заполняя впадины между зубьями, создавая в полости E избыточное давление. Под действием разности давлений в каналах E и G , создается момент на шестернях 8 и 9 подобно шестеренному гидромотору и они начинают вращаться [2]. Для синхронизации вращения, валы ведущих шестерен 8 сочленены шлицевым соединением с помощью втулок 12, с образованием системы «общий вал», которая передает вращательный момент на все ведущие шестерни, приводя их и ведомые шестерни 9 во вращательное движение, при совершении которого каждая рабочая секция функционирует, как шестеренный гидромотор, перенося объемы жидкости из полости E рабочих секций в полости G обеспечивая пропорциональную подачу жидкости к каждому выходному каналу «Output 1-4».

Для расчета величины давления в каждой рабочей секции, при известном давлении насоса (прямая задача), и расчета потребного давления насоса, при известном падении давления в каждой магистрали соединенной с соответствующей рабочей секцией (обратная задача), воспользуемся балансом гидравлической мощности на шестернях объемного делителя потока.

Допустим, что разделение входной и выходной полостей объемного делителя потока, в данный момент времени, происходит лишь по одной точке O расположенной в месте зацепления ведущих и ведомых шестерен каждой рабочей секции (см. рис. 2 а). При этом давления жидкости во входной и выходной полости уравнивают вал ведущих шестерен, и суммарный расход жидкости протекающей через делитель одинаков.

Тогда баланс мощности на ведущем валу делителя будет равен (см. рис. 2 б):

$$Q_N \cdot \Delta p_N = \sum_{i=1}^k (Q_i \cdot \Delta p_i), \quad (1)$$

где Q_N – расход насоса, $м^3 / с$;

Δp_N – давление нагнетания насоса, Па;

Q_i – расход проходящий через i -ю секцию, $м^3 / с$;

Δp_i – величина падения давления в магистрали соответствующей i -й секции, Па;

k – количество рабочих секций делителя.

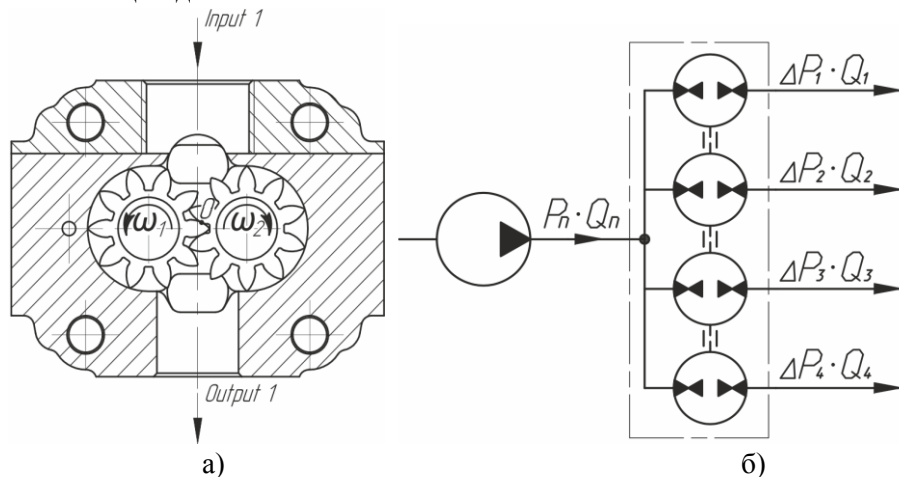


Рисунок 2 – Схема к составлению баланса гидравлической мощности.

С учетом того, что среднее значение расхода через шестеренный гидромотор согласно [2] определяется, как $Q_{cp} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot m^2 \cdot (z + 1)$, тогда баланс мощностей можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} & \left[2 \cdot \pi \cdot n \cdot m^2 \cdot (z + 1) \cdot k \cdot b_l \right] \cdot \Delta p_N = \\ & = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot m^2 \cdot (z + 1) \cdot b_l \cdot \left(\frac{b_1}{b_l} \cdot \Delta p_1 + \frac{b_2}{b_l} \cdot \Delta p_2 + \frac{b_3}{b_l} \cdot \Delta p_3 + \frac{b_4}{b_l} \cdot \Delta p_4 \right), \end{aligned} \quad (2)$$

где m – модуль зубчатого зацепления;

n – частота вращения ведущего вала делителя, c^{-1} ;

z – количество зубьев шестерни;

$b_l = \frac{\sum_{i=1}^k b_i}{k}$ – относительная длина шестерен, м;

$b_1 \dots b_4$ – ширина шестерни i -й рабочей секции (см. рис. 1);

k – количество секция в делителе.

После математических преобразований окончательно получаем:

$$\Delta p_N = \frac{\left(\frac{b_1}{b_l} \cdot \Delta p_1 + \frac{b_2}{b_l} \cdot \Delta p_2 + \frac{b_3}{b_l} \cdot \Delta p_3 + \frac{b_4}{b_l} \cdot \Delta p_4 \right)}{k} = \frac{\sum_{i=1}^k \left(\frac{b_i}{b_l} \cdot \Delta p_i \right)}{k}. \quad (3)$$

Полученное выражение (3) позволяет решать «прямую» и «обратную» задачи, то есть определять давление насоса, при различном падении давления в каждой магистрали независимо от количества рабочих секций объемного делителя и наоборот определять давление в любой магистрали при известном давлении насоса.

Для численного моделирования процесса распределения расходов Q_i и величин падения Δp_i давления в секциях делителя воспользуемся программным комплексом «MathCad v.15». При этом для наглядности и удобства анализа результатов зададимся следующими условиями:

все секции делителя имеют одинаковую ширину шестерен b_i (см. рис. 1), и через них протекает одинаковое количество жидкости $Q_i = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{мин}$;

величина падения давления на выходе из секций делителя Δp_i (см. рис. 2 б), различно и соответствует гидравлическому сопротивлению магистралей соединенных с соответствующей секцией делителя и рассчитывается по известной из гидравлики формуле:

$$\Delta p_i = \frac{8\rho \cdot Q_i^2}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot \left(\sum \lambda_i \frac{l_i}{d} + \sum \xi_i \right), \quad (4)$$

где: геометрические размеры трубопроводов длина l_i и диаметр d , а также коэффициенты местных сопротивлений ξ_i соответствуют значениям реальной системы охлаждения: $l_i = 3, 8, 2, \text{ и } 4 \text{ м}$; $d = 0,032 \text{ м}$; $\xi_i = 1,0$.

Результаты моделирования, (см. рис. 3) показывают, что давление p_N в системе охлаждения при подаче насоса $Q_N = 0,06 \text{ м}^3/\text{мин}$ (кривая 2) численно равно $p_N = 0,516 \text{ МПа.}$, где расход жидкости через каждую секцию делителя $Q_i = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{мин}$, что соответствует принятому условию.

При подаче жидкости, в каждую магистраль, под давлением p_N равным расчетному, минуя делитель, обеспечивается ее расход соответствующий $Q_1 = 0,018 \text{ м}^3/\text{мин}$ (кривая 4),

$Q_2 = 0.011 \text{ м}^3/\text{мин}$ (кривая 6), $Q_3 = 0.023 \text{ м}^3/\text{мин}$ (кривая 3) и $Q_4 = 0.015 \text{ м}^3/\text{мин}$ (кривая 5), а суммарный расход составит $Q_N = 0.067 \text{ м}^3/\text{мин}$ (кривая 1), что на $\sim 12\%$ больше, чем при подаче через делитель. То есть при подаче жидкости в магистраль, под давлением p_N , минуя делитель можно получить больше расход, но при этом нельзя обеспечить его равномерность. В тех случаях, где гидравлическое сопротивление больше, расход жидкости будет меньше заданного (кривая 6), а где гидравлическое сопротивление меньше – больше заданного (кривые 3 и 4). Становится очевидным, что для обеспечения заданного расхода (кривая 6) $Q_2 = 0.015 \text{ м}^3/\text{мин}$ необходимо поднять мощность потока за счет увеличения давления насоса p_N до 1,0 МПа., что может быть критично.

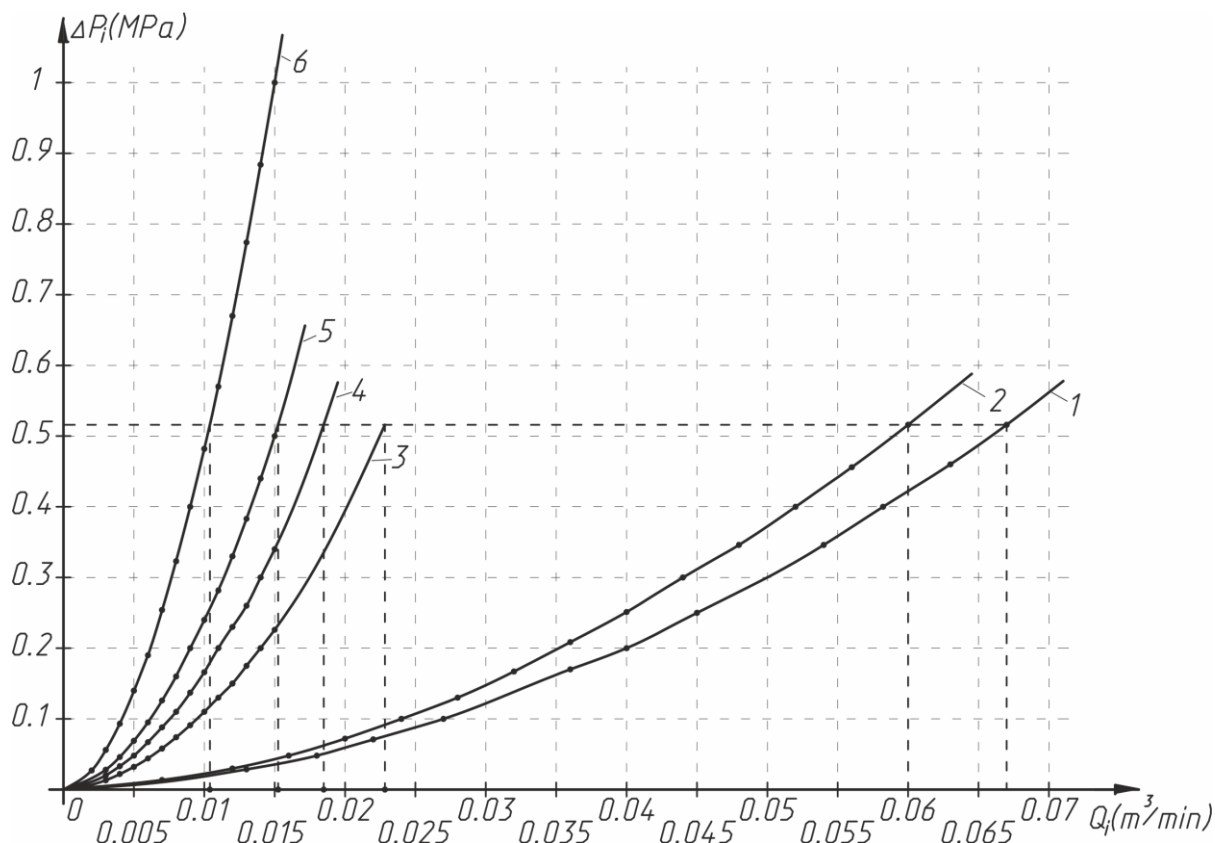


Рисунок 3 – Зависимость распределения расходов Q_i и величин падения Δp_i давления в секциях делителя.

Оценим взаимное влияние давлений на входе и выходе делителя, а так же от объема (ширины b) на примере одной из секций. Для этого выразим из выражения (3) величину падения давления Δp_2 второй секции делителя, контур которой имеет по условию наибольшее гидравлическое сопротивление:

$$\Delta p_2 = k \cdot \frac{b_1}{b_2} \cdot \Delta p_N - \frac{b_1}{b_2} \cdot \Delta p_1 - \frac{b_3}{b_2} \cdot \Delta p_3 - \frac{b_4}{b_2} \cdot \Delta p_4, \quad (5)$$

Для численного моделирования зависимости Δp_2 примем следующие условия:

- все секции делителя имеют одинаковую ширину шестерен b_i (см. рис. 1), и через них, как и в предыдущем случае, протекает одинаковое количество жидкости равное $Q_i = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{мин}$.
- Ширина второй секции b_2 изменяется относительно b_1 пропорционально и соотношения принимают следующие значения 1:2; 1:1; 2:1 и 3:1.

- величина падения давления в остальных секциях Δp_1 , Δp_3 и Δp_4 при заданном расходе составляет 0,1 МПа.

По уравнению (5) и результату моделирования, представленному на рисунке 4 можно заключить, что давление, созданное в любой из секции, может значительно превышать давление насоса и зависит оно только от давления создаваемого самим насосом и величин падения давления в магистралях, то есть от их гидравлического сопротивления. Так, например: при соотношении ширин секции b_2 и b_i как 1:1 и давлении насоса $p_N=0.5$ МПа, перепад давления Δp_2 во второй секции делителя возрастает до 1,7 МПа. (зависимость 2).

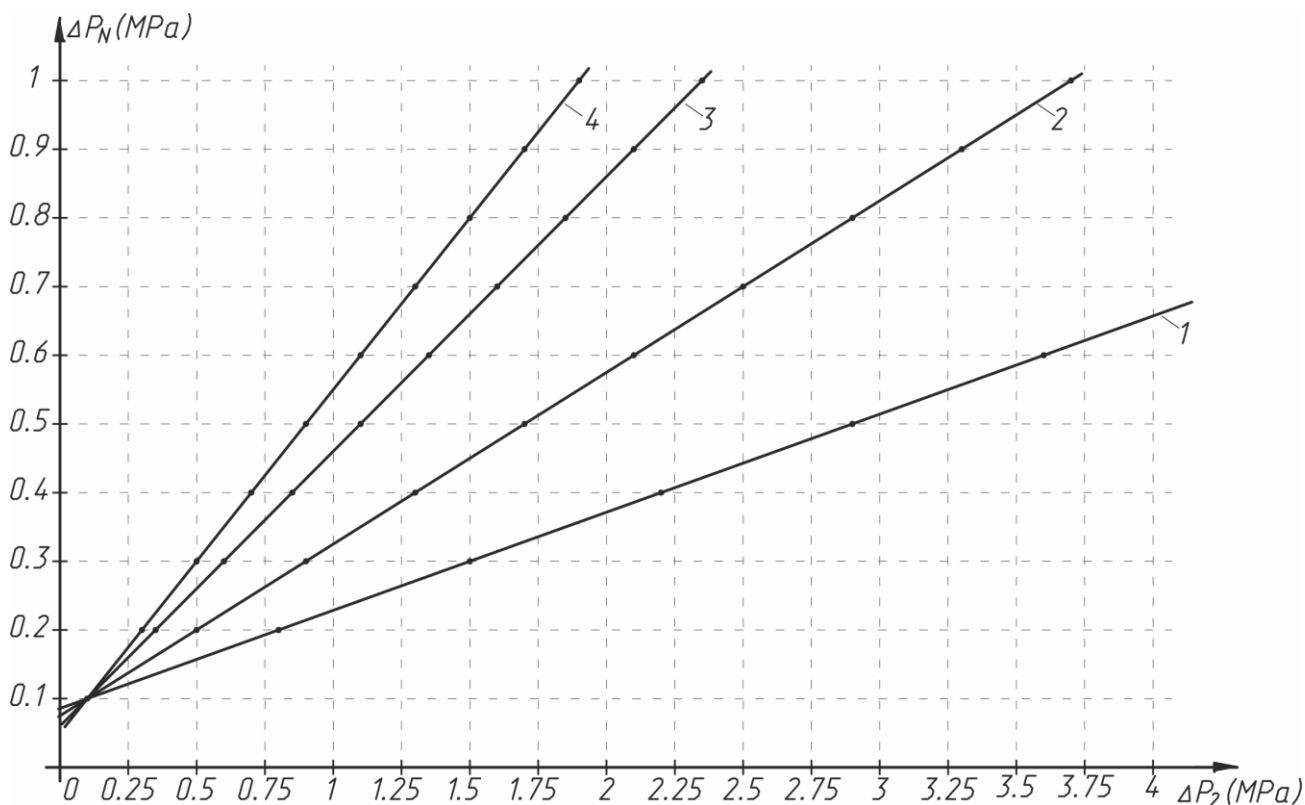


Рисунок 4 – Зависимость давления Δp_2 от давления насоса Δp_N и ширины секции b_2 .

В идеальном случае, без учета гидравлического КПД делителя, эти зависимости будут носить линейный характер, а с учетом возможных турбулентных потоков в магистралях и местных сопротивлений близкий квадратичному, что и демонстрирует рисунок 3.

На интенсивность изменения давления оказывает влияние только соотношение ширин шестерен (рабочих объемов), характеризуемых относительной длиной шестерни b_i в формуле (3). О чем говорит меняющийся наклон зависимостей 1, 2, 3 и 4, соответствующий принятым соотношениям ширин шестерен рабочих секций делителя.

Таким образом, применение в гидравлических системах охлаждения объемного делителя потока, позволит за счет перераспределения мощности обеспечить требуемый расход в каждом контуре без повышения мощности циркуляционного насоса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карелин Д.Л., Гуреев В.М., Мулюкин В.Л. Многоконтурные системы охлаждения на основе объемного делителя потока // Автомобильная промышленность. 2014. № 5. С. 13-15.
2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

MODELLING OF PROCESS OF REALLOCATING OF POWER IN THE VOLUME DIVISOR OF THE CURRENT OF THE MULTIPLANIMETRIC COOLING SYSTEM.

D.L. Karelin, V.M. Gureev, V.L. Muljukin.

Descriptions of a design, principle of functioning are given and the mathematical model of a volume divider of a stream allowing to count pump parameters in multiplanimetric system of cooling and as an example characteristics are constructed and sizes and the parities influencing distribution of sizes of pressure on all highways of system are defined.

Keywords: the Volume divider of a stream, model, relative length, cooling system, reallocating of power of a current.

Карелин Дмитрий Леонидович (Karelin Dmitriy Leonidovich)
кандидат технических наук, доцент кафедры ВПА
Набережно-челнинский институт (филиал) Казанского федерального университета
8-917-295-52-06
karelindl@mail.ru

Гуреев Виктор Михайлович (Gureev Viktor Michailovich)
доктор технических наук, проректор по развитию
Казанский авиационный институт
8-937-009-00-75
Viktor.Gureev@kai.ru

Мулюкин Виктор Леонидович (Vulukin Viktor Leonidovich)
ст. преподаватель ВПА
Набережно-челнинский институт (филиал) Казанского федерального университета
8-917-875-10-49
muluk@mail.ru