

ПЬЯНЗОВ С. В., ИОНОВ П. А., ШУНИХИН Р. Ф., ФИКЛИНОВ А. А.
АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ СИСТЕМЫ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Аннотация. В статье проведен анализ факторов, оказывающих влияние на работоспособность системы кондиционирования транспортно-технологических машин. Проанализированы и рассчитаны величины возможных утечек хладагента в системе кондиционирования. Определены соединения, вносящие наибольший вклад в утечку хладагента.

Ключевые слова: система кондиционирования, хладагент, компрессор, редукционный клапан, коэффициент полезного действия, утечка.

PYANZOV S. V., IONOV P. A., SHUNIKHIN R. F., FIKLINOV A. A.
ANALYSIS OF FACTORS DETERMINING OPERABILITY OF AIR CONDITIONING
SYSTEM OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL VEHICLES

Abstract. The article analyzes the factors influencing the performance of the air conditioning system of transport and technological vehicles. The values of possible refrigerant leaks in the air conditioning system are analyzed and calculated. The joints that make the greatest contribution to refrigerant leakage have been identified.

Keywords: air conditioning system, refrigerant, compressor, pressure reducing valve, efficiency, leakage.

Современные транспортно-технологические машины стали комфортными благодаря созданию комфортного микроклимата в салоне системой кондиционирования. Система кондиционирования – это совокупность устройств, которые позволяют охлаждать воздух в салоне транспортно-технологической машины и очищать его от влаги и посторонних запахов. Поэтому в условиях реальной эксплуатации важно обеспечивать работоспособность системы кондиционирования транспортно-технологической машины.

Одной из основных причин потери работоспособности системы кондиционирования является утечка хладагента. Проанализируем возможные пути утечек хладагента в системе кондиционирования и установим их величины. В качестве объекта исследований выбрана система кондиционирования автомобиля ГАЗель *Next*. На данный автомобиль устанавливаются агрегаты системы кондиционирования компании «*Delphi*». Выбор данной системы обусловлен наличием полного комплекта конструкторской документации завода-изготовителя необходимой для расчета [1].

На рисунке 1 представлены возможные пути утечек хладагента в системе

кондиционирования автомобиля не связанные с потерей герметичности.

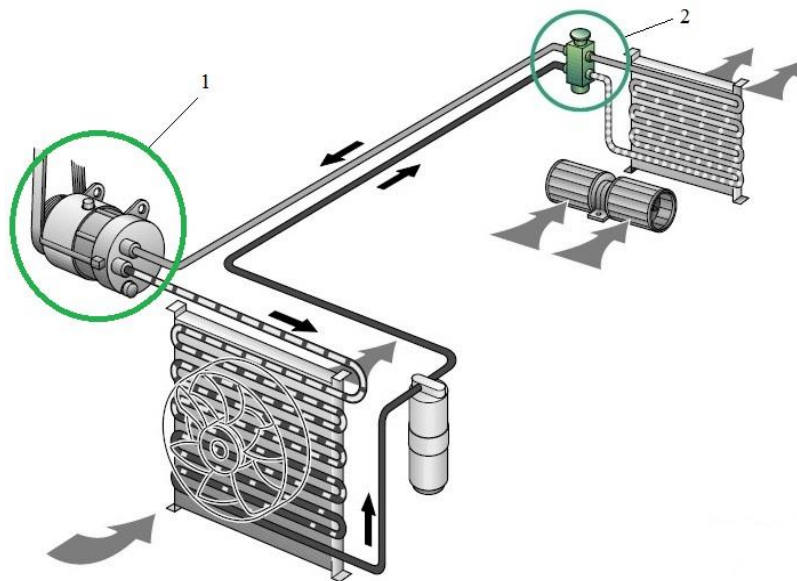


Рис. 1. Возможные утечки хладагента в системе кондиционирования:

1 – утечки в соединениях компрессора; 2 – утечки в редукционном клапане.

Анализируя рис. 1 можно предположить, что фактическая подача, КПД компрессора и всей системы кондиционирования в целом в большей степени зависят от внутренних утечек хладагента внутри компрессора и утечек через редукционный клапан. В компрессоре объемная внутренняя утечка хладагента оказывает более сложное влияние на фактическую объемную подачу. В процессе эксплуатации компрессора хладагент протекая через зазоры распределительной и поршневых соединений снижает фактическую подачу компрессора. При этом утечка в поршневых соединениях, не позволяет отклонить качающий узел компрессора на необходимый угол, что приводит к существенному снижению подачи и падению величины КПД всей системы кондиционирования в целом. В свою очередь утечки через редукционный клапан также снижают КПД всей системы кондиционирования.

По данным производителей компрессоров – *Denso* (Южная Корея), *Delphi* (Великобритания), *Nissens* (Дания), *Luzar* (Украина), *Valeo* (Франция) и др. наиболее важными техническими характеристиками являются подача Q , крутящий момент M , мощность N , коэффициент полезного действия (КПД). Справедливы следующие зависимости [1–5]:

$$Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000}, \quad M = \frac{1,56 \cdot V_g \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}}, \quad N = \frac{Q \cdot \Delta p}{612 \eta_t}. \quad (1)$$

где Q – фактическая подача, л/мин; V_g – рабочий объем, см³; n – частота вращения, мин⁻¹; Δp – разность давлений на входе и выходе, МПа; η_v – коэффициент подачи хладагента (0,95);

η_h – механический КПД; η_t – полный КПД; M – приводной крутящий момент, Н·м; N – мощность.

Наиболее точную и достоверную оценку технического состояния компрессора дает его КПД. Выразим из выражений (1) КПД:

$$\eta_t = \eta_v \eta_h = \frac{15,6 \cdot Q \cdot \Delta p}{M \cdot n}. \quad (2)$$

Механический КПД зависит от потерь энергии на трение в самом компрессоре. КПД компрессора определяется исходя из следующего выражения:

$$\eta_v = \frac{1000 \cdot Q_k}{V_g \cdot n} = \frac{Q_k}{Q_m}. \quad (3)$$

Анализ выражения (3) показывает, что КПД зависит от отношений теоретической подачи Q_m и фактической подачи компрессора Q_k . Значения фактической подачи компрессора можно определить из уравнения баланса подачи хладагента:

$$Q_k = Q_m - \sum q_{ym}, \quad \text{тогда} \quad \eta_v = \frac{Q_m - \sum q_{ym}}{Q_m}. \quad (4)$$

где $\sum q_{ym}$ – суммарная внутренняя утечка хладагента в компрессоре при номинальных режимах работы.

На рисунке 2 представлены возможные пути утечек хладагента в компрессоре.

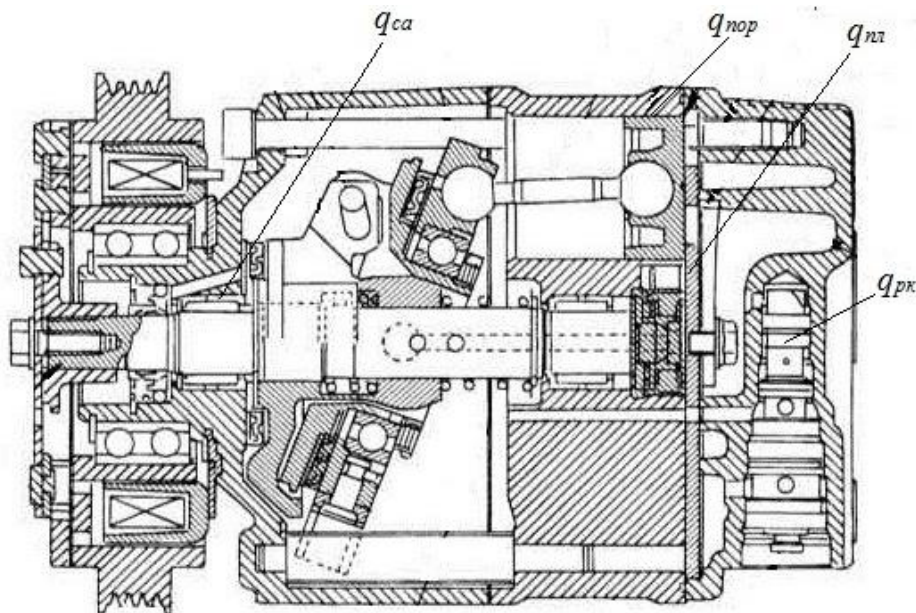


Рис. 2. Пути утечек хладагента в компрессоре:

q_{sa} – утечка в соединении «сальник – вал компрессора»; $q_{пор}$ – утечка в соединении «поршень – отверстие блока цилиндров»; $q_{пл}$ – утечка в соединении «прижимная пластина – крышка компрессора»; $q_{рк}$ – утечка в соединении «клапан – отверстие крышки компрессора».

На рисунке 3 представлены возможные утечки хладагента в редукционном клапане.

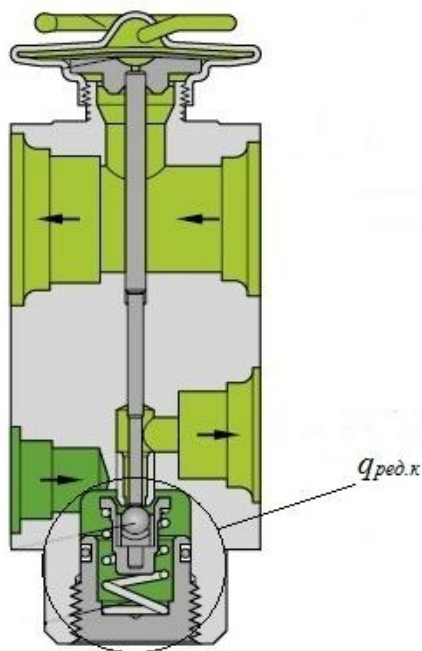


Рис. 3. Пути утечек хладагента в редукционном клапане:

$q_{ред.к}$ – утечка в соединении «редукционный клапан – отверстие корпуса».

Уравнение баланса основных источников суммарной утечки хладагента в системе кондиционирования можно представить в следующем виде:

$$\sum q_{ум} \approx K \cdot q_{пор} + q_{са} + q_{пл} + q_{рк} + q_{ред.к} + \dots + q_{\chi}. \quad (5)$$

где K – количество поршней компрессора, находящихся в зоне рабочего давления, шт.; q_{χ} – расход потерь сжатия (заполнение «мёртвых» объемов), при прочихравных условиях допускается принимать его за константу ($q_{\chi} = const$).

Анализ работы компрессора показал, что в зоне высокого давления, когда происходит утечка рабочей жидкости, находятся 3 поршня из 5. Остальные 2 поршня в этот момент находятся в зоне низкого давления, поэтому в нашем случае коэффициент K для выражения (5) будет равен 3.

Тогда принимая во внимание все обозначенные допущения, общее уравнение баланса основных источников суммарной утечки хладагента $\sum q_{ум}$ для системы кондиционирования транспортно-технологических машин примет следующий вид:

$$\sum q_{ум} = 3 \cdot q_{пор} + q_{са} + q_{пл} + q_{рк} + q_{ред.к} + \dots \quad (6)$$

Согласно закону Пуазейля, утечку хладагента через эксцентричный кольцевой зазор можно представить в виде [1–5]:

$$q_{ум} = \frac{\pi d \Delta P z^3}{12 L \mu} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right), \text{ м}^3/\text{с} \quad (7)$$

где z – кольцевой зазор в соединении, м; d – средний диаметр кольцевой щели, м; L – длина поршня, м; μ – динамическая вязкость, Па·с; ε – эксцентриситет уплотнения, м; ΔP – перепад давления, Па.

Утечка хладагента через капиллярную щель (торцовый зазор) между неподвижными плоскими стенками определяется по выражению:

$$q_{ym} = \frac{\Delta P b z^3}{12 L \mu \cdot 10^3}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (8)$$

где b – ширина щели, м; z – зазор между плоскими стенками щели, м; L – длина щели в направлении тока жидкости, м.

Для поиска наиболее значимых соединений выражения 6, оказывающих наибольшее влияние на величину суммарной утечки определим величину утечки хладагента в соединениях нового компрессора и редукционного клапана экспериментальным путем и сравним с значениями, полученными по аналитическим выражениям (7) – (8).

Рассчитаем утечки хладагента в системе кондиционирования транспортно-технологических машин. Для соединений «поршень – отверстие блока цилиндров», «клапан – отверстие крышки компрессора» и «редукционный клапан – отверстие корпуса» расчеты производим по выражению (7). Для соединений «сальник – вал компрессора» и «прижимная пластина – крышка компрессора» расчеты производим по выражению (8).

Расчеты утечек хладагента выполним при следующих условиях. Разобьем обозначенные соединения на две зоны действия давления – зона высокого давления $\Delta P = 1,76 \cdot 10^6$ Па и зона низкого давления $\Delta P = 0,22 \cdot 10^6$ Па. В зоне высокого давления находятся следующие соединения: «поршень – отверстие блока цилиндров»; «клапан – отверстие крышки компрессора»; «редукционный клапан – отверстие корпуса» и «прижимная пластина – крышка компрессора», а в зоне действия низкого давления находится только соединение «сальник – вал компрессора». Расчеты утечек для всех обозначенных соединений производим при максимальных значениях технологических зазоров для новых соединений.

При расчетах были приняты следующие значения, так для соединения «поршень – отверстие блока цилиндров» максимальный технологический зазор равен $z = 46 \cdot 10^{-6}$ м, средний диаметр кольцевой щели равен $d = 0,023$ м, длина поршня равна $L = 74,5 \cdot 10^{-3}$ м. В зоне высокого рабочего давления находятся 3 поршня.

Для соединения «клапан – отверстие крышки компрессора» максимальный технологический зазор равен $z = 16 \cdot 10^{-6}$ м, средний диаметр кольцевой щели равен $d = 0,016$ м, длина запирающего пояса клапана равна $L = 16,76 \cdot 10^{-3}$ м.

Для соединения «редукционный клапан – отверстие корпуса» максимальный технологический зазор равен $z = 16 \cdot 10^{-6}$ м, средний диаметр кольцевой щели равен $d = 0,013$

м, длина запирающего пояса клапана равна $L = 4,85 \cdot 10^{-3}$ м.

Для соединения «прижимная пластина – крышка компрессора» в качестве максимального технологического зазора между плоскими стенками принимается суммарная шероховатость зоны уплотнения распределителя, которая равна Ra 0,2 мкм, в качестве ширины щели принимается расстояния между окошками пластины в зоне действия давления $b = 4$ мм, в качестве длины щели взят участок с 3 поршнями в зоне действия высокого давления $L = 17,4$ мм.

Для соединения «сальник – вал компрессора» в качестве максимального технологического зазора принимается суммарная шероховатость зоны уплотнения, которая равна Ra 0,2 мкм, в качестве ширины щели принимаем ширину зоны уплотнения $b = 3$ мм, в качестве длины щели длина окружность зоны уплотнения $L = 81,64$ мм. Результаты расчетов утечки хладагента в обозначенных и проанализированных соединениях системы кондиционирования сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Максимальные утечки хладагента в системе кондиционирования

Наименование соединения	Максимальный технологический зазор, мкм	Величина давления в соединении, МПа	Максимальная утечка хладагента, м ³ /с
«Поршень – отверстие блока цилиндров»	46	1,76	$8,6816 \cdot 10^{-4}$
«Клапан – отверстие крышки компрессора»	16	1,76	$3,1124 \cdot 10^{-4}$
«Редукционный клапан – отверстие корпуса»	16	1,76	$8,7385 \cdot 10^{-5}$
«Прижимная пластина – крышка компрессора»	0,2	1,76	$1,2216 \cdot 10^{-20}$
«Сальник – вал компрессора»	0,2	0,22	$2,3743 \cdot 10^{-22}$

Анализ таблицы 1 показал, что наибольший вклад в утечку хладагента вносят соединения, находящиеся в зоне высокого давления: «поршень – отверстие блока цилиндров»; «клапан – отверстие крышки компрессора»; «редукционный клапан – отверстие корпуса». Наименьший вклад в утечку вносят «прижимная пластина – крышка компрессора» и «сальник – вал компрессора».

Таким образом, проведенные исследования позволили установить соединения, которые вносят значительный вклад в утечку хладагента – это «поршень – отверстие блока цилиндров»; «клапан – отверстие крышки компрессора»; «редукционный клапан – отверстие корпуса». Остальные соединения из дальнейших исследований исключены, так как их влияние на величину утечки хладагента в системе кондиционирования незначительное.

Тогда уравнение баланса основных источников суммарной утечки хладагента в системе кондиционирования примет следующий вид:

$$\sum q_{yt} = 3 \cdot q_{пор} + q_{рк} + q_{ред.к} \quad (9)$$

Подставив выражения (7) – (8) в выражение (9) и проведя некоторые преобразования и упрощения, получим качественную оценку суммарной утечки хладагента в системе кондиционирования автомобиля:

$$\sum q_{yt} = \frac{\Delta p}{\mu} (3k_1 \cdot z_{пор}^3 + k_2 \cdot z_{рк}^3 + k_3 \cdot z_{ред.к}^3). \quad (10)$$

где k_1 – k_3 – постоянные коэффициенты, определяющие характеристики истечения хладагента, зависящие от формы зазора; $z_{пор}$ – кольцевой зазор в соединении «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» компрессора, мм; $z_{рк}$ – кольцевой зазор в соединении «регулирующий клапан – отверстие крышки компрессора», мм; $z_{ред.к}$ – кольцевой зазор в соединении «редукционный клапан – отверстие корпуса», мм.

Анализируя функциональную зависимость (10) можно сделать вывод, что величину КПД (η_c) системы кондиционирования транспортно-технологических машин можно представить как функцию зависящую от разности давлений Δp , вязкости хладагента μ и от зазоров в соединениях:

$$\eta_c = f(\Delta p, \mu, z_{пор}, z_{рк}, z_{ред.к}). \quad (11)$$

Таким образом, в выражении (11) представлена группа факторов, оказывающих влияние на работоспособность системы кондиционирования транспортно-технологических машин (на величину КПД). Для детального изучения степени влияния факторов на параметр оптимизации необходимо провести многофакторный эксперимент, который позволит установить связь КПД с величинами зазоров в ответственных соединениях элементов системы кондиционирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пьянзов С. В., Ионов П. А., Фиклинов А. А., Шунихин Р. Ф. Анализ средств диагностирования компрессора системы кондиционирования автомобиля // Современные материалы, техника и технологии. – 2022. – № 5(44). – С. 48–54.

2. Киселев Д. Н. Системы кондиционирования автомобилей // XLV Огарёвские чтения. Материалы научной конференции. – Саранск, 2017. – С. 740–745.
3. Манойлина С. З., Ворохобин А. В. Причины и рекомендации по устранению неисправностей автомобильных кондиционеров // Проблемы ресурсобеспеченности и перспективы развития агропромышленного комплекса. Материалы национальной научно-практической конференции. – Воронеж, 2021. – С. 301–308.
4. Галка Г. А. Иванов Р. А., Думлер М. Г., Принцип работы и устройство автомобильного кондиционера // Молодой ученый. – 2017. – № 20. – С. 16–20.
5. Манойлина С. З., Ворохобин А. В. Использование р-н диаграммы при выборе автомобильного кондиционера // Проблемы ресурсобеспеченности и перспективы развития агропромышленного комплекса. Материалы национальной научно-практической конференции. – Воронеж, 2021. – С. 294–300.