

описывает установленные закономерности и представляет собой математическую модель состояния изоляции электроустановок на объекте, с помощью которого становится возможным диагностировать величину тока утечки в линии в зависимости от изменения любого из факторов.

ВЫВОДЫ:

Проведенные исследования распределения тока утечки в электропроводах, питающих группу электроприемников с двигательной нагрузкой позволил: во-первых, выявить основные электрические величины, влияющие на величину тока утечки; во-вторых, получить аналитическую зависимость, позволяющую описать изменение тока утечки от различных параметров и в-третьих, в практическом плане обосновать выбор уставок аппаратов УЗО для повышения уровня пожаробезопасности на объектах социальной инфраструктуры села.

Список литературы:

1. ГОСТ Р 50571.3 - 94 (МЭК 364-4-41-92). Электроустановки зданий. Часть 4. Требования по обеспечению безопасности. Защита от поражения электрическим током. – Введ. 1995-01-01. – М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 1995.
2. ГОСТ Р 50669 – 94. Электроснабжение и электробезопасность мобильных (инвентарных) зданий из металла или с металлическим каркасом для уличной торговли и бытового обслуживания населения. – Введ. 1995-01-01. – М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 1994.
3. Правила устройства электроустановок. 7-е издание. (Гл. 1.1, 1.2, 1.7, 1.9, 7.5, 7.6, 7.10): утв. М-вом энергетики Рос. Федерации 08.07.02: введ. в действие с 01.01.03. – СПб.: Деан, 2003. 176 с.
4. Никольский, О.К. Защитное отключение на фермах крупного рогатого скота и в жилых домах сельской местности: Автореф. дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук/ Никольский Олег Константинович. – М. 1969. – 31 с.
5. Король, В.Ф. Исследование систем обеспечения электробезопасности мобильных электрифицированных машин с кабельным питанием на животноводческих фермах Южной зоны СССР: Автореф. дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук/ В.Ф. Король. – М. 1973. – 30 с.
6. Еремина, Т.В. Повышение электробезопасности в быту сельского населения: Дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук/ Еремина Тамара Владимировна. – Челябинск, 1989. – 198с.
7. Спирин, Н.А. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента/ Н.А. Спирин, В.В. Лавров. – Екатеринбург: Изд-во УГТУ-УПИ, 2003. – 256 с.
8. Балашов О.П. Методика планирования экспериментальных исследований токов утечки в электроустановках зданий // Труды Рубцовского индустриального института: Выпуск 21 / Под ред. А.А. Апполонова / Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2013. – 123 с. С.30-35.

УДК 51-74
ГРНТИ 44.35.31

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЛИЯНИЯ ПОВЫШЕННЫХ ВИБРАЦИЙ НА РАБОТУ ГИДРОАГРЕГАТА

***Бондаренко Наталья Евгеньевна**
Студент 4 курса
филиала ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»
в г. Волжском, Россия*

***Латышов Кирилл Васильевич**
Студент 4 курса
филиала ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»
в г. Волжском, Россия*

***Зенина Елена Геннадьевна**
кандидат технических наук,
доцент кафедры Энергетики
филиала ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»
в г. Волжском, Россия*

АННОТАЦИЯ

В настоящее время в основном все методы диагностики основаны на наблюдениях в процессе работы или при осмотрах и испытаниях. Но главной проблемой при этом остается отсутствие преждевременного выявления дефектов на стадии развития. Это возможно только благодаря численному моделированию процессов в гидроагрегате, которые бы позволяли оценивать его состояние. Использование модели в АСУТП ГЭС с применением компьютерных технологий сбора и обработки информации обеспечивает непрерывность контроля, достоверность оценок и возможность анализа динамики развития процесса.

Целью работы является анализ исходных данных по контролю вибрации, оценка вибросостояния гидроагрегата и разработка рекомендаций для его дальнейшей эксплуатации, предложение математической модели на основе описания движения ротора.

ABSTRACT

Currently, basically all diagnostic methods are based on observations during operation or during inspections and tests. But the main problem remains the lack of premature detection of defects at the developmental stage. This is possible only thanks to the numerical modeling of processes in the hydraulic unit, which would make it possible to assess its state. The use of the model in the control system of a hydropower plant using computer technologies for collecting and processing information provides continuous monitoring, reliable estimates and the ability to analyze the dynamics of the development of the process.

The aim of the work is to analyze the initial data on vibration control, assess the vibration state of the hydraulic unit and develop recommendations for its further operation, offer a mathematical model based on the description of the rotor motion.

Ключевые слова: гидроагрегат, дефекты, вибрация, вибродиагностика, биение вала, математическая модель, движение ротора, оценка вибросостояния.

Keywords: hydraulic unit, defects, vibration, vibration diagnostics, shaft runout, mathematical model, rotor movement, vibration state assessment.

Повышенная вибрация узлов гидроагрегатов в установившихся режимах вызывается наличием возмущающих сил, дефектами изготовления и сборки, а также дефектами, способствующими возникновению резонансных явлений и автоколебаний. Силы, вызывающие вибрацию опорных конструкций гидроагрегатов, разделяются на механические, гидравлические, электрические. Возмущающие силы всегда присутствуют, поскольку свойственны рабочему процессу преобразования энергии. К основным дефектам изготовления и сборки относятся искажения линии вала, неперпендикулярность зеркальной поверхности диска оси вала гидроагрегата и неровность зеркальной поверхности диска подпятника. Искажение линии вала обычно приводит к повышенным значениям биения вала у направляющих подшипников во всех режимах работы гидроагрегата и может приводить к повышенным горизонтальным вибрациям направляющих подшипников. Наличие значительных дефектов изготовления и сборки узлов и деталей может вызывать повышенную вибрацию узлов гидроагрегата. Поэтому вопрос увеличения надежности работы гидроагрегата и ГЭС в целом остается актуальной проблемой на данный момент.

Количество возможных дефектов гидроагрегата очень велико и все они могут приводить к повышенной вибрации [1]. Признаки неисправностей соответствуют имеющимся техническим сведениям и применяются для начальных этапов распознавания неполадок.

Для выявления отклонений в вибрационном состоянии рекомендуется иметь в наличии вибрационные характеристики гидроагрегатов для большого диапазона режимных параметров, то есть множество зависимостей уровня вибрации от мощности гидроагрегата и открытия регулирующих органов турбины при различных действующих напорах и уровнях нижнего бьефа. Дальнейшее уточнение вида неисправности может производиться путем назначения специальных режимов (режимов холостого хода без возбуждения, холостого хода с возбуждением) необходимой длительности (5-10 мин) для снятия показаний данных вибрации и проведения дальнейшего анализа, а также проведения специальных испытаний [2].

Усредненный график изменения вибрации в процессе эксплуатации вращающегося оборудования представлен на рисунке 1.

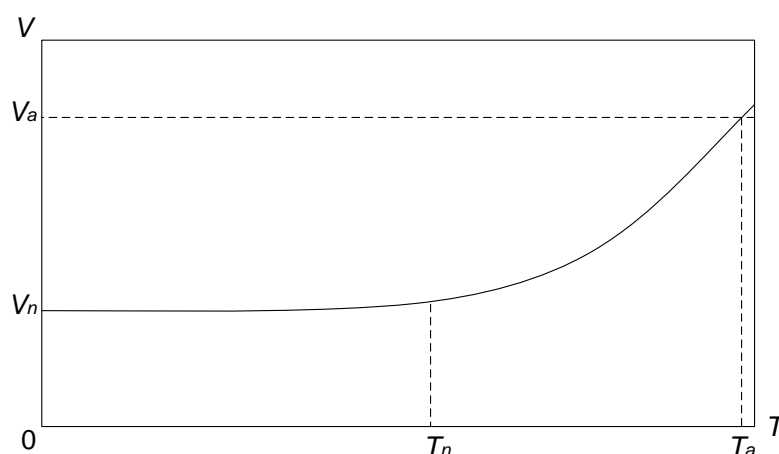


Рисунок 1. График изменения вибрации вращающегося агрегата в процессе его эксплуатации

Математическая аппроксимация этой зависимости и является математической (вибрационной) моделью оборудования. На этом

графике изменения вибрации контролируемого оборудования можно выделить два основных участка. Первый участок, от начала эксплуатации,

после небольшого начального интервала времени, в течение которого происходит «приработка» всех элементов оборудования, и до момента времени T_n . Этот интервал времени можно назвать участком нормальной, бездефектной работы оборудования. Более «интересным» для диагностов является временной интервал от T_n до момента времени T_a , когда уровень вибрации достигает порога аварийной вибрации V_a . На этом участке происходят все необратимые изменения в состоянии оборудования, обусловленные износом, появлением и развитием дефектов, приводящие, рано или поздно, к аварийному выходу агрегата из строя. Именно скорость изменения вибрационных параметров агрегата на этом участке, чаще всего, определяет необходимость и объемы проведения всех сервисных и ремонтных работ.

Приведенную на рисунке 1 кривую изменения вибрации агрегата можно аппроксимировать различными выражениями, добиваясь максимально высокой достоверности совпадения с практическими данными [3].

Для точного математического описания кривой изменения вибрации достаточно использования математического выражения, типа классического квадратного уравнения:

$$V = V_F + (K_1 \cdot T) + (K_2 \cdot T^2), \quad (1)$$

где V – текущее значение вибрации;

V_F – фоновое значение вибрации, соответствующее бездефектному состоянию;

K_1 и K_2 – коэффициенты математической модели, описывающие временные изменения уровня вибрации на контролируемом агрегате.

Для определения трех неизвестных параметров необходимо решить систему из трех уравнений. Это означает, что только после того, как будет сделано три независимых замера вибрации на агрегате (с достаточным интервалом по времени между замерами), можно определить коэффициенты математической модели.

В реальных условиях данных о влиянии различных дефектов на значения биения вала недостаточно, так как проведение опытов и измерений на работающем гидроагрегате невозможно. Именно поэтому актуальным вопросом остается разработка математических методов для моделирования работы оборудования.

Наиболее важным математическим представлением вибрационного сигнала является

спектральное, получаемое путем разложения исходного временного сигнала в гармонический ряд Фурье и представления его в виде зависимости амплитуды гармоник от частоты. Именно такое представление дает наибольшие варианты по расширению возможностей оценки технического состояния вращающегося оборудования, диагностики дефектов различной природы возникновения.

Основными контролируемыми параметрами вибрации являются: виброперемещение (мкм), пиковое значение и средний размах вибрации, а также размах спектральных компонент.

В качестве дополнительного параметра может использоваться среднее квадратическое значение (СКЗ) виброперемещения (мкм), при этом при оценке рекомендуется производить пересчет значений СКЗ в эквивалентное значение среднего размаха по формуле:

$$S_{\text{ЭКВР}} \approx 4 \cdot S_{\text{СКЗ}}, \quad (2)$$

где $S_{\text{ЭКВР}}$ – эквивалентное значение среднего размаха вибрации, мкм;

$S_{\text{СКЗ}}$ – СКЗ вибрации, мкм.

При наличии оцифрованного сигнала среднее квадратическое значение можно вычислить по формуле:

$$\text{СКЗ} = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i^2}, \quad (3)$$

где x_i – мгновенное значение амплитуды величины вибрации отсчитываемое от среднего (нулевого) уровня колеблющегося сигнала – постоянная составляющая должна исключаться;

n – число моментов времени измерения;

i – каждый период.

СКЗ виброскорости вычисляется по формуле:

$$V_{\text{СКЗ}}^2 = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T V^2 d\tau. \quad (4)$$

Оценка вибрационного и механического состояния гидроагрегата производится по уровню вибрации узлов с применением границ зон оценки (рисунок 1, таблица 1). Оценка вибрации производится как по среднему размаху, так и по размаху ее спектральных составляющих [4].

Таблица 1.

Зоны оценки вибрационного состояния гидроагрегата		
Уровень вибрации в зоне оценки	Оценка вибрационного состояния	Оценка технического состояния
A	Отлично	«Работоспособное»
B	Хорошо	
C	Удовлетворительно	
D	Неудовлетворительно	«Частично неработоспособное»,
E	Плохо	«Неработоспособное»,
F	Недопустимо	«Предельное»

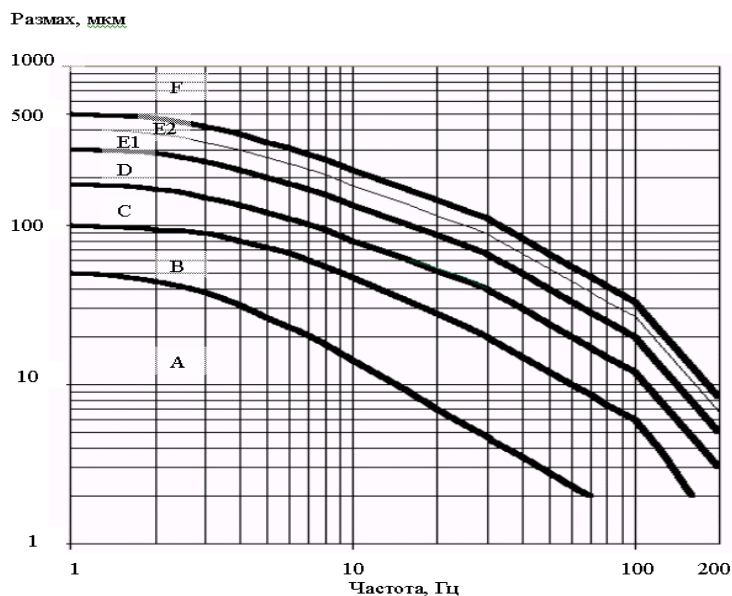


Рисунок 2. Зоны оценки вибрации опорных узлов

Для того, чтобы оценить работоспособность системы, необходимо провести измерения вибраций на гидроагрегате, что позволит выявить дефекты и необходимость их устранения.

Контроль вибрации стационарными средствами измерения должен осуществляться на следующих элементах и узлах вертикального гидроагрегата:

- крышка турбины;
- основание (корпус) опорного подшипника (подпятника) или грузонесущая крестовина;
- корпус направляющего подшипника гидрогенератора (верхней и нижней крестовин при размещении в них подшипников);
- корпус турбинного подшипника;
- статор гидрогенератора;
- турбинный и генераторный вал у корпусов направляющих подшипников;
- диск подпятника на жесткой опоре;
- упругая камера подпятника на гидравлической опоре (просадка и вертикальные колебания упругой камеры).

Измерение вибрации опорных конструкций необходимо производить в радиальном и осевом (вертикальном) направлениях на: корпусе генераторного и турбинного подшипников; крышке турбины; корпусе подпятника. Биение вала требуется измерять у генераторного и турбинного подшипников. Основными режимами для измерения вибрации и биения вала следует принимать:

- холостой ход без возбуждения с частотами вращения вала 0,7n, 0,8n, 0,9n, 1,0n и 1,1n;
- холостой ход с номинальным возбуждением при номинальной частоте вращения;
- параллельная работа с сетью при мощности агрегата: 10 МВт; 20 МВт; 30 МВт; 40 МВт; 50 МВт; 60 МВт; 70 МВт; 80 МВт; 90 МВт; 100 МВт; 110 МВт; 115 МВт; 120 МВт;
- выбег гидроагрегата.

По результатам испытаний можно составить общую сводную таблицу, по которой определяются дальнейшие рекомендации к работе гидроагрегата.

Общая оценка вибрационного состояния опорных конструкций гидроагрегата представлена в таблице 2.

Таблица 2.

Оценка вибрационного состояния гидроагрегата																						
	10 МВт	20 МВт	30 МВт	40 МВт	50 МВт	60 МВт	70 МВт	80 МВт	90 МВт	100 МВт	110 МВт	120 МВт										
Вибрационное состояние опорных конструкций																						
ТП	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■										
ГП	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■										
КТ	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■										
ПП	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■										
Бой вала																						
ТП	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■										
ГП	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■										
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;"> <table border="1" style="border-collapse: collapse;"> <tr><td style="width: 20px; height: 20px; background-color: #4CAF50;"></td><td>отлично</td></tr> <tr><td style="width: 20px; height: 20px; background-color: #8BC34A;"></td><td>хорошо</td></tr> </table> </div> <div style="text-align: center;"> <table border="1" style="border-collapse: collapse;"> <tr><td style="width: 20px; height: 20px; background-color: #FFEB3B;"></td><td>удовлетворительно</td></tr> <tr><td style="width: 20px; height: 20px; background-color: #FFC107;"></td><td>неудовлетворительно</td></tr> </table> </div> <div style="text-align: center;"> <table border="1" style="border-collapse: collapse;"> <tr><td style="width: 20px; height: 20px; background-color: #F44336;"></td><td>недопустимо</td></tr> </table> </div> </div> <p>ТП – турбинный подшипник; ГП – генераторный подшипник; КТ – крышка турбины; ПП – корпус подпятника</p>														отлично		хорошо		удовлетворительно		неудовлетворительно		недопустимо
	отлично																					
	хорошо																					
	удовлетворительно																					
	неудовлетворительно																					
	недопустимо																					

Исходя из анализа испытаний, можно сделать выводы:

1. Присутствуют повышенные бииения вала, которые необходимо устранить для нормальной эксплуатации оборудования;
2. Не рекомендуется длительная эксплуатация гидроагрегата при $P=20$ МВт из-за превышения боем вала у генераторного подшипника допустимого значения и повышенной вибрации крышки турбины и подпятника.

Для дальнейшего предопределения бииения вала возможна разработка математической модели

на основе математического описания движения ротора, что позволит преждевременно анализировать состояние гидроагрегата.

В данном случае в качестве моделируемой системы рассматривается вертикальный гидроагрегат, и существенным является процесс движения ротора. Для вывода математической модели удобно использовать неподвижную прямоугольную систему координат $OXYZ$ (рисунок3) [5].

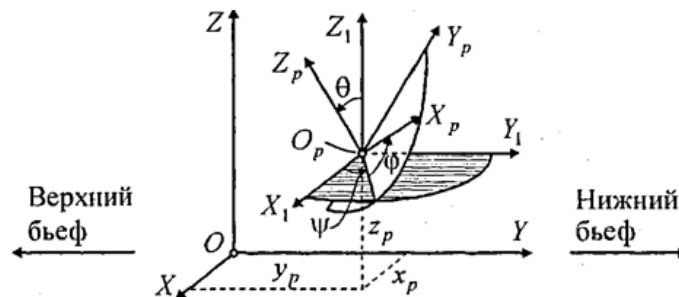


Рисунок 3. Системы координат для описания положения ротора

Для численного решения уравнений движения ротора в системе координат $OXYZ$ необходимо:

1. Вычисление угловых скоростей по уравнениям Эйлера:

$$\begin{cases} I_{xp} \cdot \frac{d\omega_{xp}}{dt} + (I_{zp} - I_{yp}) \cdot \omega_{yp} \cdot \omega_{zp} = \\ I_{yp} \cdot \frac{d\omega_{yp}}{dt} + (I_{xp} - I_{zp}) \cdot \omega_{zp} \cdot \omega_{xp} = \\ I_{zp} \cdot \frac{d\omega_{zp}}{dt} + (I_{yp} - I_{xp}) \cdot \omega_{xp} \cdot \omega_{yp} = \end{cases} \quad (5)$$

где I_{xp}, I_{yp}, I_{zp} – моменты инерции ротора относительно осей O_pX_p, O_pY_p, O_pZ_p , кг•м²;

t – время, с;

$\omega_{xp}, \omega_{yp}, \omega_{zp}$ – проекции угловой скорости ротора на оси O_pX_p, O_pY_p, O_pZ_p , 1/с;

M_{xp}, M_{yp}, M_{zp} – главные моменты внешних сил относительно осей O_pX_p, O_pY_p, O_pZ_p , Н•м.

2. Вычисление сил, действующих на ротор.

3. Вычисление результирующей силы, действующей на центр масс в $OXYZ$.

4. Определение ускорений центра масс ротора:

$$\begin{cases} \frac{dv_x}{dt} = \frac{F_x}{m} \\ \frac{dv_y}{dt} = \frac{F_y}{m} \\ \frac{dv_z}{dt} = \frac{F_z}{m} \end{cases} \quad (6)$$

где v_x, v_y, v_z – проекции скорости центра масс ротора на оси OX, OY, OZ , м/с;

t – время, с;

F_x, F_y, F_z – проекции результирующей силы, действующей на ротор, на оси OX, OY, OZ , Н;

m – масса ротора, кг.

5. Вычисление результирующего момента сил относительно центра масс ротора в системе координат $O_p X_p Y_p Z_p$.

6. Вычисление угловых ускорений ω'_{xp} , ω'_{yp} , ω'_{zp} по выражению:

$$\begin{cases} \omega'_{xp} = \frac{M_{xp} - (I_{zp} - I_{yp}) \cdot \omega_{yp} \cdot \omega_{zp}}{I_{xp}} \\ \omega'_{yp} = \frac{M_{yp} - (I_{xp} - I_{zp}) \cdot \omega_{zp} \cdot \omega_{xp}}{I_{yp}} \\ \omega'_{zp} = \frac{M_{zp} - (I_{yp} - I_{xp}) \cdot \omega_{xp} \cdot \omega_{yp}}{I_{zp}} \end{cases} \quad (7)$$

Диагностика гидроагрегата по результатам измерения биений вала является задачей, обратной расчету биений при известном наборе дефектов. Она сводится к определению дефектов, при которых биения совпадают (или практически совпадают) с измеренными.

Таким образом, по результатам работы выявлены и проанализированы основные дефекты гидроагрегата, приводящие к повышенной вибрации. Обосновано влияние вибрации на работу гидроагрегата, в качестве примера проанализировано вибросостояние гидроагрегата и составлены рекомендации для дальнейшей работы на основе результатов. Для дальнейшего развития предопределения дефектов на основных узлах гидроагрегата представлено математическое описание движения ротора, рассмотрены и УДК 681.12

выведены математические преобразования, необходимые для численного решения уравнений этого движения. Данная математическая модель может быть использована в совокупности с программно-техническим комплексом для построения цифровых двойников работы основного оборудования ГЭС.

Список литературы

1. Бондаренко Н.Е., Зенина Е.Г. Анализ дефектов гидроагрегата и разработка алгоритма моделирования движения ротора гидроагрегата. / Научно-технический журнал «Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт». – № 2 (31). – Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, 2020 г. – С. 24-28.
2. СТО 17330282.27.140.001 – 2006 «Методики оценки технического состояния основного оборудования гидроэлектростанций.»;
3. Русов В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам. – Пермь, 2012 г. – 244 с.;
4. РД 34.31.303-96 «Методические указания по эксплуатационному контролю вибрационного состояния конструктивных узлов гидроагрегатов.»;
5. Глазырин Г.В. Разработка моделей и методов вибрационной диагностики агрегатов гидроэлектростанций: дис. канд. тех. наук: 05.14.02. – Новосиб. гос. тех. университет, Новосибирск, 2006 – 338 с.

ДОЗИРОВАНИЕ ПРОТИВОКРИСТАЛЛИЗАЦИОННЫХ ЖИДКОСТЕЙ В ПОТОК АВИАЦИОННОГО ТОПЛИВА РАСХОДОМЕРАМИ НА ОСНОВЕ РОЛИКО-ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН

Думболов Д.У.

*кандидат технических наук, доцент,
профессор Академии военных наук РФ*

Тюнин С.В.

аспирант

Дикий П.В.

старший научный сотрудник

*25 Государственный научно-исследовательский институт химмотологии
Министерства Обороны Российской Федерации,
г. Москва*

FEED RATE OF ANTICRYSTALLISING LIQUIDS INTO AVIATION FUEL FLOW STREAM BY WAY OF FLOW-METERS ON THE BASIS OF ROLL-BLADED HYDRAULIC MACHINE

D.U. Dumbolov

*Ph.D, associate professor and
professor of the Academy of Military Sciences*

S.V. Tyunin

assistant professor

P.V. Diky

senior research associate

*The 25th State Research Institute of Himmotology
Ministry of Defense of Russian Federation,
Moscow*